



PROJETO DE GRADUAÇÃO

PROJETO DE UM DISPOSITIVO PARA LEVANTAMENTO E POSICIONAMENTO DE BOBINAS DE CABOS CONDUTORES

Por

Caio da Costa Wichrowski

Brasília, 26 de Junho de 2015

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

PROJETO DE UM DISPOSITIVO PARA LEVANTAMENTO E POSICIONAMENTO DE BOBINAS DE CABOS CONDUTORES

POR

Caio da Costa Wichrowski

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Antônio Manoel Dias Henriques, UnB/ ENM
(Orientador)

Prof. Aida Alves Fadel, UnB/ ENM

Prof. Jorge Luiz Almeida Ferreira, UnB/ ENM

Brasília, 26 de Junho de 2015

RESUMO

O presente trabalho trata do projeto de um dispositivo para levantamento e posicionamento de bobinas de cabos condutores para o Laboratório de Integridade Estrutural e Fadiga de Cabos Condutores de Energia do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília. A partir da análise metodológica com conceitos de projetos mecânicos de diferentes autores, bem como da análise da atual situação do laboratório e suas bancadas, avalia-se as possíveis soluções disponíveis em termos de máquinas de elevação e transporte que possam atender ao projeto em questão. Dentre as soluções avaliadas, optou-se por um cavalete com seção móvel e sistema hidráulico acoplado como solução de maior potencial de sucesso. A geometria é estabelecida e é desenvolvido o projeto mecânico da solução. Por fim, são apresentados os resultados e os desenhos de fabricação.

ABSTRACT

This work presents the project of a device to raise and position electric transmission cable reels for the Electric Conducting Cables Structural Integrity and Fatigue Lab for the Mechanical Engineering Department of the University of Brasilia. Starting from the method analysis of mechanical projects from various authors, as well as the study of the current lab and test bench conditions, the possible solutions are evaluated with regards to an elevation and transport device to overcome the current difficulties. Among the solutions analysed, the reelstand with a moving section and an attachable hydraulic system was chosen as the alternative with the best chance for success. The geometry is established and the mechanical project for the solution is developed. Finally, the results and drawings for manufacturing are presented.

SUMÁRIO

SUMÁRIO	3
LISTA DE FIGURAS	8
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 MOTIVAÇÃO	1
1.2 OBJETIVOS.....	3
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO	3
2. METODOLOGIA DE PROJETO	5
2.1 MODELO DE PROCESSO DE DESIGN DE FRENCH (1985)	5
2.2 MÉTODO DE PAHL E BEITZ (1984) E VDI 2221.....	6
2.3 MATRIZ DE DECISÃO.....	7
2.3 MÉTODO DE VALOR DE ENGENHARIA.....	8
2.4 ESCOLHA DE MATERIAL E A RELAÇÃO ENTRE FUNÇÃO, MATERIAL, GEOMETRIA E PROCESSO DE FABRICAÇÃO	10
2.5 SEGURANÇA	10
2.5.1 CONCEITOS GERAIS DE SEGURANÇA EM PROJETOS	10
2.5.2 DEFINIÇÃO DO FATOR DE SEGURANÇA.....	11
3. ANÁLISE DO PROBLEMA	13
3.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO	13
3.1.1 CARGA	13
3.1.2 LIMITAÇÕES ESPACIAIS.....	14
3.1.3 LIMITAÇÕES ECONÔMICAS	16
3.1.4 LIMITAÇÕES DE FABRICAÇÃO	17
3.1.5 SUSTENTABILIDADE DO PROJETO.....	17
3.1.5 OPERADORES DA MÁQUINA	18
3.1.6 NR-11: TRANSPORTE, MOVIMENTAÇÃO, ARMAZENAGEM E MANUSEIO DE MATERIAIS..	18
4. POSSÍVEIS SOLUÇÕES	19
4.1 MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO E TRANSPORTE	19
4.2 RAMPA	21
4.3 PONTE ROLANTE.....	21
4.4 PÓRTICOS	22

4.4.1 PÓRTICOS FIXOS.....	22
4.4.2 PÓRTICOS MÓVEIS.....	23
4.4.3 SEMI-PÓRTICOS.....	23
4.5 MACACO	23
4.5.1 MACACO PINHÃO E CREMALHEIRA.....	23
4.5.2 MACACO DE PARAFUSO	24
4.5.3 MACACO SANFONA	25
4.5.4 MACACO HIDRÁULICO	25
4.6 GUINDASTES.....	26
4.6.1 GUINDASTE ESTACIONÁRIO COM COLUNA GIRATÓRIA.....	26
4.6.2 GUINDASTE ESTACIONÁRIO GIRATÓRIO DE PILAR FIXO.....	26
4.6.3 GUINDASTE ESTACIONÁRIO DE PLATAFORMA GIRATÓRIA.....	27
4.7 EMPILHADEIRA	28
4.8 CARROS DE MÃO.....	29
4.8.1 PLATAFORMA SKID.....	29
4.8.2 PALETEIRA.....	29
5. ANÁLISE DAS POSSÍVEIS SOLUÇÕES.....	30
5.1 ANÁLISE DAS POSSÍVEIS SOLUÇÕES.....	30
5.2 LIMITAÇÕES ESPACIAIS.....	30
5.3 CARACTERÍSTICAS DE CARGA.....	31
5.4 ESCOLHA DE UM TIPO DE MÁQUINA PARA A SOLUÇÃO.....	32
6. APRESENTAÇÃO E AVALIAÇÃO DAS SOLUÇÕES VIÁVEIS	34
6.1 PALETEIRA ADAPTADA	34
6.2 CONJUNTO DE CAVALETES COM SISTEMA DE ELEVAÇÃO.....	36
6.2.1 CONJUNTO DE CAVALETES COM SISTEMA DE ELEVAÇÃO FIXO.....	36
6.2.2 CONJUNTO DE CAVALETES COM SISTEMA DE ELEVAÇÃO REMOVÍVEL	37
6.3 DEFINIÇÃO DA SOLUÇÃO	37
6.3.1 ANÁLISE COMPARATIVA	37
6.3.2 MATRIZ DE DECISÃO.....	38
6.3.3 CONCLUSÃO.....	38
7. CONCEPÇÃO DE PROJETO.....	39
7.1 ESCOLHA DA FORMA DE ELEVAÇÃO.....	39

7.2 DESENVOLVIMENTO DO DESIGN DO CAVALETE	39
7.3 DESENVOLVIMENTO DO DESIGN DO MECANISMO DE ELEVAÇÃO REMOVÍVEL.....	40
7.4 DIMENSIONAMENTO DO EIXO.....	41
7.4.1 SIMULAÇÃO DO EIXO	43
8. COMPONENTES HIDRÁULICOS	46
8.1 DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO DOS COMPONENTES	46
8.2 DESCRIÇÃO DO CIRCUITO HIDRÁULICO	46
8.3 DIMENSIONAMENTO DOS ATUADORES HIDRÁULICOS	47
8.3.1 DETERMINAÇÃO DA CARGA AXIAL.....	47
8.3.2 DETERMINAÇÃO DO CURSO NECESSÁRIO	47
8.3.3 DETERMINAÇÃO DO TIPO DE FIXAÇÃO	47
8.3.4 DETERMINAÇÃO DO FATOR DE CURSO	48
8.3.5 OBTENÇÃO DO DIÂMETRO DA HASTE POR MEIO DA TABELA DO FABRICANTE.....	50
8.3.6 DETERMINAÇÃO DO DIÂMETRO DO CILINDRO	52
8.3.7 DETERMINAÇÃO DA PRESSÃO DE SUPRIMENTO DO CILINDRO	52
8.3.8 CARACTEÍSTICAS DO CILINDRO.....	53
8.4 SELEÇÃO DA BOMBA	54
8.4.1 DETERMINAÇÃO DA VAZÃO	54
8.4.2 DETERMINAÇÃO DA CAPACIDADE DO RESERVATÓRIO	54
8.4.3 SELEÇÃO DA BOMBA HIDRÁULICA.....	54
8.5 SELEÇÃO DOS ACESSÓRIOS.....	56
8.5.1 PARAFUSOS DE FIXAÇÃO.....	56
8.5.2 PONTEIRA DA HASTE CILINDRO.....	56
8.5.3 FILTRO DE SUCCÃO DE ÓLEO - RESERVATÓRIO.....	58
8.5.4 MANÔMETRO VERTICAL	58
8.5.5 REPRESENTAÇÃO DO CIRCUITO HIDRÁULICO.....	59
8.5.6 MANGUEIRAS	60
8.5.7 FLUIDO HIDRÁULICO	61
8.6 COMPILAÇÃO DE RESULTADOS	62
9. PROJETO DO MECANISMO DE ELEVAÇÃO	63
9.1 DESCRIÇÃO DETALHADA DOS COMPONENTES	63
9.2 ANÁLISE DE ESFORÇOS E DIAGRAMAS	64
9.2.1 APOIO.....	64

9.2.2 BASE.....	64
9.3 DIMENSIONAMENTO	65
9.3.1 APOIO.....	65
9.3.2 BASE E GUIA.....	66
9.4 PERFIS SELECIONADOS	67
9.5 ACOPLAMENTO AO CAVALETE.....	68
10. PROJETO DO CAVALETE	70
10.1 DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES DO CAVALETE	70
10.2 ANÁLISE DE GEOMETRIA	70
10.2 ANÁLISE DE ESFORÇOS E DIAGRAMAS	71
10.3 ANÁLISE DE TENSÕES E DEFORMAÇÃO NO CAVALETE	73
10.3.1 SEÇÃO MÓVEL	74
10.3.2 BASE DO CAVALETE.....	75
10.3.3 PINOS	76
10.6 PERFIS SELECIONADOS.....	76
11. SOLDAS.....	78
11.1 SÍMBOLOS DE SOLDAGEM	78
11.2 TENSÕES EM JUNÇÕES SOLDADAS EM FLEXÃO.....	79
11.3 A RESISTÊNCIA DE JUNÇÕES SOLDADAS	81
11.4 DIMENSIONAMENTO DE SOLDA	82
12. FABRICAÇÃO.....	84
12.1 COMPONENTES	84
12.1.1 PARTE MÓVEL DO CAVALETE	84
12.1.2 BASE DO CAVALETE.....	84
12.1.3 BASE DO MECANISMO DE ELEVAÇÃO	84
12.1.4 COLUNA E GUIA DO MECANISMO DE ELEVAÇÃO.....	84
12.2 TOLERÂNCIAS.....	84
13. INSTRUÇÕES DE USO E MANUTENÇÃO	86
13.1 INSTRUÇÕES DE USO.....	86
13.1.1 PROCEDIMENTO RECOMENDADO	86
13.2 MANUTENÇÃO.....	88
13.2.1 COMPONENTES HIDRÁULICOS.....	88

13.2.2 COMPONENTES ESTRUTURAIS	89
14. CUSTO	90
14.1 CUSTOS DO CAVALETE	90
14.2 CUSTOS DO EQUIPAMENTO DE ELEVAÇÃO	90
15. CONCLUSÃO	92
REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS	93

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Laboratório de Fadiga e Integridade Estrutural de Cabos Condutores de Energia do SG-09.....	1
Figura 1.2: Foto mostrando as bancadas no Laboratório de Fadiga e Integridade Estrutural de Cabos Condutores de Energia	2
Figura 1.3: Bobinas em uso no laboratório	2
Figura 1.4: Situação atual do laboratório	3
Figura 2.1: Diagrama explicativo do método de French (1985)	5
Figura 2.2: Matriz de decisão (NORTON, 1999).....	7
Figura 3.1: Bobina sobre cavalete em uso no Laboratório de Cabos	13
Figura 3.2: Bobinas sobre cavaletes	14
Figura 3.3: Vista frontal da área de trabalho com cotas em milímetros	14
Figura 3.4: Vista tridimensional com cota em milímetros	15
Figura 3.5: Vista frontal do pórtico e vão das bobinas.....	15
Figura 3.6: Posição das bobinas no laboratório.....	16
Figura 3.7: Espaço de trabalho com cotas em milímetros.....	16
Figura 4.1: Ponte Rolante (RUDENKO, 1976).....	21
Figura 4.2: Carrinho de ponte (RAY, 2008)	22
Figura 4.3: Pórtico rolante (RUDENKO, 1976)	22
Figura 4.4: Pórtico móvel (RAY, 2008).....	23
Figura 4.5: Semi-pórtico rolante (RAY, 2008)	23
Figura 4.6: Macaco pinhão e cremalheira (RUDENKO, 1976)	24
Figura 4.7: Macaco de parafuso (JOYCEDAYTON, 2012) (RUDENKO, 1976)	24
Figura 4.8: Macaco sanfona (MERCEDES-BENZ, 2002).....	25
Figura 4.9: Macaco hidráulico (RUDENKO, 1976)	25
Figura 4.10: Ilustração esquemática de um guindaste estacionário com coluna giratória (RUDENKO, 1976).....	26
Figura 4.11: Ilustração esquemática de um guindaste estacionário giratório de pilar fixo (RUDENKO, 1976).....	27

Figura 4.12: Guindaste estacionário de plataforma giratória sem e com lança articulada (RUDENKO, 1976).....	27
Figura 4.13: Empilhadeira (RAY, 2008).....	28
Figura 4.14: Desenho esquemático de equilíbrio de uma empilhadeira (osha.gov).....	28
Figura 4.15: Plataforma skid (RAY, 2008).....	29
Figura 4.16: Paletes (RAY, 2008).....	29
Figura 5.1: Macaco hidráulico para remoção e instalação dos rodeiros traseiros de caminhões e ônibus (RAVEN, 2013).....	32
Figura 5.2: Soluções disponíveis no mercado (MDK, 2014).....	33
Figura 6.1: Paletes adaptada para elevação de bobinas.....	34
Figura 6.2: Modelo adotado para o cálculo do lastro necessário.....	35
Figura 6.3: Gráfico de Braço (m) versus Peso de lastro (kg) para diferentes tamanhos de base (m).....	35
Figura 6.4: Exemplo de conjunto de cavaletes com sistema de elevação fixo (MDK, 2014).....	36
Figura 6.5: Exemplo de cavalete com altura regulável.....	36
Figura 6.6: Desenho esquemático de um cavalete com sistema de elevação removível.....	37
Figura 6.7: Concepção preliminar da solução.....	38
Figura 7.1: Caso i e ii respectivamente.....	39
Figura 7.2: Desenho simplificado do cavalete (vista lateral).....	39
Figura 7.3: Sistema de elevação portátil para cargas pesadas.....	40
Figura 7.4: Geometrias possíveis para o mecanismo de elevação.....	41
Figura 7.5: Desenho evidenciando o eixo.....	41
Figura 7.6: Viga biapoiada com esforços distribuídos.....	41
Figura 7.7: Diagramas do eixo.....	42
Figura 7.8: Perfis de aço 1045 redondos (PINHEIRO INDÚSTRIA, 2014).....	43
Figura 7.9: Simulação do eixo para fator de segurança.....	44
Figura 7.10: Simulação do eixo para deflexão.....	44
Figura 7.11: Anel de suporte do eixo soldado ao cavalete.....	45
Figura 8.1: Circuito hidráulico simplificado.....	46

Figura 8.2: DCL do pistão hidráulico.....	47
Figura 8.3: Tipos de fixação dos cilindros hidráulicos (PARKER HYDRAULICS, 2003)	48
Figura 8.4: Casos de flambagem para a determinação do fator de curso (FIALHO, 2004).....	49
Figura 8.5: Determinação do fator de curso segundo a fixação (PARKER HYDRAULICS, 2003)	50
Figura 8.6: Gráfico de seleção de diâmetro da haste (PARKER HYDRAULICS, 2003).....	51
Figura 8.7: Tabela de pressão máxima permitida (PARKER HYDRAULICS, 2003).....	52
Figura 8.8: Desenho esquemático da relação entre força, pressão de trabalho e área do cilindro ..	52
Figura 8.9: Dimensões do cilindro (PARKER HYDRAULICS, 2003)	53
Figura 8.10: Dimensões do cilindro (PARKER HYDRAULICS, 2003)	53
Figura 8.11: Bombas P-25 e P-50 de acionamento manual por alavanca (ENERPACK, 2014).....	55
Figura 8.12: Dados das bombas manuais de acionamento por alavanca (ENERPACK, 2014).....	55
Figura 8.13: Dimensões da bomba P-25 (ENERPACK, 2014).....	55
Figura 8.14: Extremidade da haste (PARKER HYDRAULICS, 2003).....	56
Figura 8.15: Ponteira garfo (PARKER HYDRAULICS, 2003)	57
Figura 8.16: Suporte para ponteira garfo (PARKER HYDRAULICS, 2003)	57
Figura 8.17: Válvula direcional.....	Erro! Indicador não definido.
Figura 8.18 :Representação dos componentes da Válvula Direcional	Erro! Indicador não definido.
Figura 8.19: Representação Hidráulica da Válvula.....	Erro! Indicador não definido.
Figura 8.20: Filtro para o reservatório	58
Figura 8.21: Representação Hidráulica do Filtro de Sucção	58
Figura 8.22: Manômetro para verificação da pressão no reservatório	59
Figura 8.23: Esquema do circuito hidráulico	59
Figura 8.24: Mangueira para conexão do reservatório com a bomba	60
Figura 8.25: Rosca para acoplamento da mangueira no reservatório e bomba	60
Figura 8.26: Representação Rosca NPT.....	60
Figura 8.27: Dimensões das Roscas NPT	61
Figura 9.1: Base, conjunto e apoio.....	63

Figura 9.2: Diagrama de corpo livre da coluna de apoio	64
Figura 9.3: DCL da base do mecanismo de elevação.....	64
Figura 9.4: Ensaio do mecanismo de elevação no ANSYS	65
Figura 9.5: Fator de segurança da seção móvel do mecanismo de elevação.....	65
Figura 9.6: Deformação da seção móvel do mecanismo de elevação	66
Figura 9.7: Simulação para fator de segurança da base e guia.....	66
Figura 9.8: Simulação de deflexão máxima da base e guia.....	67
Figura 9.9: Desenho esquemático de cisalhamento (BUDYNAS; NISBETT, 2006)	68
Figura 10.1: Vista explodida do cavalete	70
Figura 10.2: Cotas básicas do cavalete.....	70
Figura 10.3: Geometria da parte móvel do cavalete.....	71
Figura 10.4: Geometria da base do cavalete	71
Figura 10.5: Caso crítico para o cavalete	72
Figura 10.6: DCL da parte móvel do cavalete	72
Figura 10.7: DCL da base do cavalete	73
Figura 10.8: Ensaio do cavalete no software ANSYS.....	73
Figura 10.9: Ensaio de fator de segurança da seção móvel do cavalete.....	74
Figura 10.10: Ponto de mínimo fator de segurança da seção móvel	74
Figura 10.11: Ensaio de deformação total na seção móvel do cavalete	75
Figura 10.12: Ensaio de fator de segurança na base do cavalete.....	75
Figura 10.13: Ponto de mínimo fator de segurança da base.....	76
Figura 10.14: Ensaio de fator de segurança no pino	76
Figura 11.1: Simbologia de solda.....	78
Figura 11.2: Simbologia de tipo de solda.....	78
Figura 11.3: Uma viga em balanço de seção transversal retangular soldada a um suporte nas bordas de topo e fundo.....	80
Figura 11.4 Propriedades de flexão de soldas de filete	80
Figura 11.5 Propriedades de flexão de soldas de filete	81
Figura 11.6 Propriedades mínimas metal-solda	82

Figura 11.7 Tensões permitidas pela Norma AISC para metal de solda.....	82
Figura 11.8:Características geométricas para os casos críticos (BUDYNAS; NISBETT, 2006) ...	82
Figura 13.1: Posicionamento dos cavaletes.....	86
Figura 13.2: Posicionamento da bobina entre os cavaletes	86
Figura 13.3: Posicionamento das travas.....	87
Figura 13.4: Posicionamento do mecanismo de elevação junto aos cavaletes.....	87
Figura 13.5: Posicionamento do eixo com todos os componentes.....	87
Figura 13.6: Acionamento do atuador hidráulico.....	88

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 Pilares da redução de custo (CROSS, 2005)	9
Tabela 2.2 Atributos que agregam valor ao produto (CROSS, 2005).....	9
Tabela 2.3 Fatores de penalização (COLLINS, 2006)	11
Tabela 2.4 Exemplo de análise de fatores de penalização (COLLINS, 2006)	12
Tabela 4.1: Exemplos de equipamentos de manuseio contínuo e descontínuo	19
Tabela 4.2 Exemplos de máquinas de elevação, elevadores e guindastes.....	20
Tabela 5.1: Resultado da análise de condições de carga e espaço	31
Tabela 6.1: Matriz de decisão	38
Tabela 7.1: Alturas críticas de projeto	40
Tabela 7.2: Resultados para o eixo.....	44
Tabela 8.1: Especificações do fluido de trabalho.....	61
Tabela 8.2: Resultados para o pistão hidráulico.....	62
Tabela 8.3: Resultados para bomba.....	62
Tabela 9.1: Perfis selecionados	67
Tabela 10.1: materiais necessários para a confecção de um par de cavaletes	77
Tabela 11.1: Resultados para os casos críticos de solda	83
Tabela 12.1: Tabela de tolerâncias	85
Tabela 13.1: Manutenção de componentes hidráulicos.....	89
Tabela 14.1: Custo dos materiais do cavalete	90
Tabela 14.2: Custo do equipamento de elevação	90

LISTA DE SÍMBOLOS

E	Módulo de elasticidade	N/m ²
δ	Deflexão	m
F	Força	N
M	Momento	Nm
A	Área	m ²
L	Comprimento	m
S _y	Tensão de escoamento	MPa
λ	Comprimento de flambagem	adimensional
θ	Deflexão	rad
I	Momento de inércia	mm ⁴
Q	Vazão	L/min
V	Força cortante	N
τ'	Tensão de cisalhamento primário	MPa
τ''	Tensão de cisalhamento secundário	MPa

1. INTRODUÇÃO

Nesse capítulo serão apresentados a motivação, os objetivos e a estrutura do trabalho

1.1 MOTIVAÇÃO

O Laboratório de Fadiga e Integridade Estrutural de Cabos Condutores de Energia do SG-09, do Departamento de Engenharia Mecânica (ENM) da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília (UnB), foi criado a fim de permitir a condução de uma ampla gama de ensaios de fadiga, amortecimento e vibração. Esse laboratório é de grande valia para a formação acadêmica dos alunos e para realização de pesquisas de engenharia da UnB, pois a testagem e a prática contribuem significativamente para qualidade de ensino e de produção científica da instituição. Esse espaço é um adendo ao projeto inicial do SG-09, principal prédio de laboratórios da ENM, sendo que sua disposição física impele alguns limites que exigem reflexão para serem superados atualmente. Uma problemática atual referente a este laboratório é a colocação de bobinas de cabos – o que tem sido feito de modo arriscado e precário hoje. A Figura 1.1 traz uma foto panorâmica do laboratório.



Figura 1.1: Laboratório de Fadiga e Integridade Estrutural de Cabos Condutores de Energia do SG-09

O Laboratório de Fadiga e Integridade Estrutural de Cabos Condutores de Energia do SG-09 foi inaugurado em 2005 com uma bancada (bancada A), posteriormente, em 2010, uma segunda bancada foi construída. Em 2014 foi adicionada a terceira bancada de experimentos (bancada C). Em tais bancadas são realizados os ensaios em cabos condutores com até 50mm de diâmetro e com vão ativo variando entre 38 e 50m de comprimento.

A alimentação das amostras dos cabos condutores a serem ensaiados para a bancada é realizada por meio de bobinas posicionadas no fundo do laboratório. Para tanto, é necessário que as bobinas forneçam livremente grandes extensões de cabo, o que é possível somente pela colocação sobre cavaletes que permitam a rotação das mesmas. A bancada C foi construída entre as bancadas A e B, o

que dificulta sua alimentação. O posicionamento das bancadas pode ser observada na Figura 1.2, em que estão indicadas as bancadas A e B. A bancada C pode ser vista ao fundo entre A e B.



Figura 1.2: Foto mostrando as bancadas no Laboratório de Fadiga e Integridade Estrutural de Cabos Condutores de Energia

A bobina da bancada C deve ser posicionada atrás das bobinas para as bancadas A e B, dificultando não só a sua elevação com também diminuindo o espaço para o manejo das duas bobinas posicionadas a sua frente. O pórtico está colocado sobre as bobinas das bancadas A e B, fazendo com que somente a bancada C possa receber as bobinas com mais de 1750 mm de diâmetro. A Figura 1.3 mostra o posicionamento de uma bobina de diâmetro 1900 mm atrás de uma bobina de diâmetro 1700 mm.



Figura 1.3: Bobinas em uso no laboratório

O livre fornecimento de cabo é obtido ao garantir que a bobina não toque o piso e que esta possa girar facilmente, sendo que a altura necessária é definida somente pelo raio da bobina e a deflexão do eixo do cavalete. Atualmente a elevação do carretel para o encaixe no eixo do cavalete é feita com o auxílio de macaco tipo jacaré, um pórtico e calços de madeira. Os dois lados da bobina são elevados de forma alternada, utilizando-se os calços de madeira para apoiar um enquanto o outro é levantado. A tarefa é executada de forma insegura, exige grande esforço. Na Figura 1.4 é possível observar a situação atual do laboratório com o macaco mecânico tipo jacaré utilizado para o levantamento das bobinas.



Figura 1.4: Situação atual do laboratório

1.2 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é desenvolver o projeto de um dispositivo de levantamento e posicionamento de bobinas de cabos condutores. O projeto deve seguir as condições de contorno impostas pelo problema as quais serão detalhadas no capítulo 3.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

No segundo capítulo são abordados conceitos e normas que envolvem o tema de projeto de engenharia mecânica. No terceiro capítulo analisa-se o problema segundo as suas condições de contorno. No quarto capítulo estão apresentados conceitos de máquinas de elevação e transporte e enumeradas as diversas soluções possíveis para o problema apresentado. No quinto capítulo estão contidas as análises das soluções apresentadas dadas as condições de contorno. No sexto capítulo se apresentam as propostas de solução para o projeto. O sétimo capítulo foca o desenvolvimento da solução adotada. O oitavo capítulo contém a seleção os componentes hidráulicos do equipamento. O

nono capítulo aborda o dimensionamento do mecanismo de elevação. No décimo capítulo é realizado o dimensionamento do cavalete. No capítulo onze são dimensionadas as soldas do projeto. O décimo segundo capítulo descreve os processos de fabricação que devem ser realizados. No capítulo 13 são discutidas as instruções de uso e manutenção. O custo é o tema do capítulo 14. Os capítulos 15 e 16 finalizam o trabalho com, respectivamente, a conclusão e a bibliografia.

2. METODOLOGIA DE PROJETO

Neste capítulo serão abordados conceitos e normas que envolvem o tema de projeto de engenharia mecânica

2.1 MODELO DE PROCESSO DE DESIGN DE FRENCH (1985)

French (1985), desenvolveu um detalhado modelo de processo de projeto baseado nas seguintes atividades: análise do problema; projeto conceitual; Projeto intermediário; projeto de detalhamento. Um diagrama esquemático é apresentado na Figura 2.1 para exemplificar o processo.

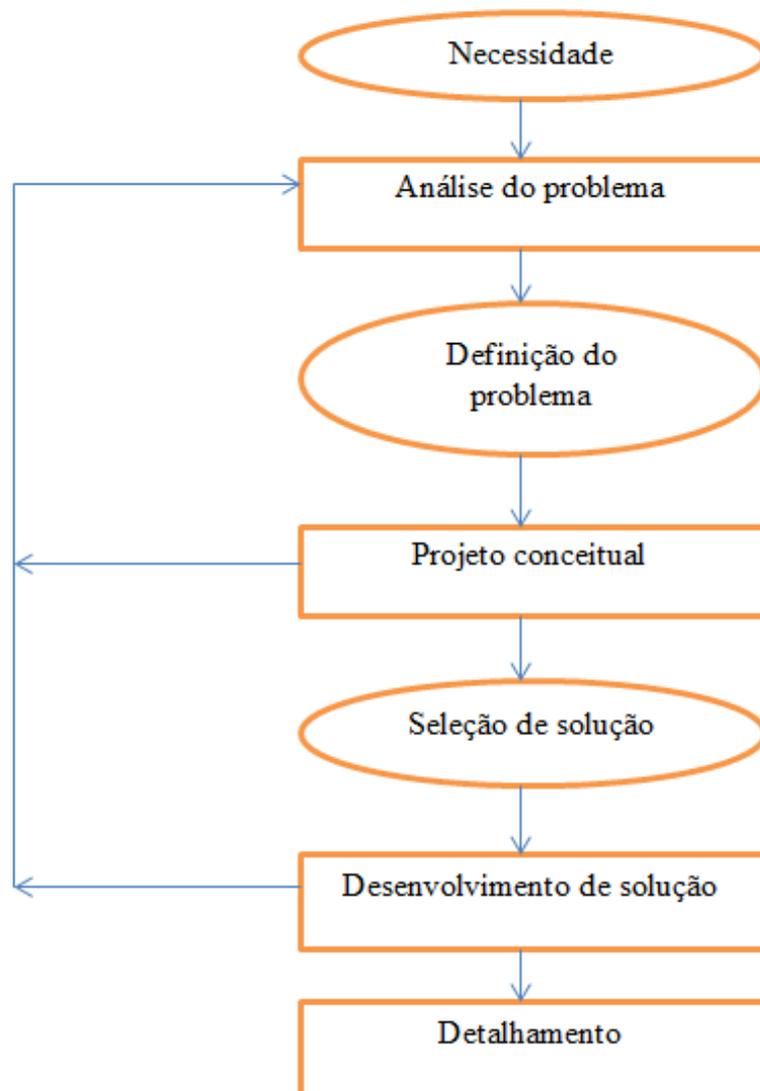


Figura 2.1: Diagrama explicativo do método de French (1985)

Os estágios estão descritos abaixo:

1. Análise do problema: essa é a parte inicial do projeto, na qual são feitos estudos teóricos sobre o problema a ser abordado e são colhidos os conhecimentos necessários para a realização da tarefa proposta. Devem ser estabelecidas de maneira muito clara a razão da demanda, as condições de operação e de contorno, a função pretendida e a metodologia a ser aplicada para a execução de projeto. A análise é uma parte menor, mas não menos importante do trabalho. O resultado desse estágio é um relatório do problema e pode ser dividido em três questões principais: descrição do problema de forma direta e sucinta; determinação das limitações impostas à solução (códigos, normas, prazos, etc); critério de excelência exigido no processo. Esses três elementos correspondem a objetivos, restrições e critérios de projeto.
2. Projeto conceitual (fase de estudos): é voltada para a síntese, avaliação e comparação das possíveis soluções, que são avaliadas frente às condições de contorno impostas. Essa fase é, segundo French, a que mais exige do projetista e é o estágio no qual há maior possibilidade de gerar grandes diferenciais no projeto, para melhor ou pior. Aqui a engenharia, conhecimentos práticos, métodos de produção e aspectos comerciais devem ser intimamente ligados e é onde as mais importantes decisões são tomadas. O resultado dessa fase é a geração de uma solução ainda abrangente, baseada em aproximações grosseiras, que servirá de norte para o projeto em geral. Se houver decisões erradas nessa fase, elas terão grandes efeitos no projeto final.
3. Projeto intermediário: nessa parte do projeto há o projeto de engenharia em profundidade dos diferentes mecanismos e componentes da máquina. Compreende a determinação de geometria e a escolha de materiais, duas das mais importantes atribuições de um projeto. Devem ser avaliados nesse estágio alguns fatores que serão importantes para o usuário final/consumidor do equipamento, como custos, segurança e manutenção. Outro ponto marcante dessa etapa é a especificação de montagem e manufatura, compreendendo juntas, peças a serem fabricadas e compradas. Ao final desse estágio é esperado que tenha sido desenvolvido o mecanismo apresentando desenhos técnicos dos componentes e especificações críticas de cada um deles no que tange a funcionamento, manufatura, inspeção e manutenção, segurança e montagem.
4. Projeto de detalhamento: nesse estágio são definidos arranjo, configuração, forma, compatibilidade dimensional, ajustes e tolerâncias. Além disso, é verificado o atendimento de especificações e padronizações. Desenvolvido muitas vezes por profissionais sem formação em engenharia, essa parte do projeto tem como resultados desenhos detalhados e prototipagem.

2.2 MÉTODO DE PAHL E BEITZ (1984) E VDI 2221

O livro de projeto mecânico dos alemães Gerhard Pahl e Wolfgang Beitz (PAHL; BEITZ, 2006) é considerado por muitos a bíblia dos projetos mecânicos, como afirma o autor Nigel Cross (CROSS, 2005). Nele há uma detalhada descrição de todos os processos inerentes ao projeto de máquinas desde a problematização até a reavaliação de projetos terminados.

O livro segue uma ordem cronológica baseada nos estágios de projeto definidos pelos autores. São eles: clarificação da tarefa; projeto conceitual; projeto intermediário; e projeto de detalhamento. Essas etapas são muito similares àquelas estabelecidas no método de French (1985), mas são destrinchadas em minúcias pelos autores, fazendo com que esse método tenha mais foco em cada tarefa realizada pelo projetista.

O processo de verificação e validação do método de Pahl e Beitz é consolidado pela associação de engenheiros alemães- *Verein Deutscher Ingenieure(VDI)*- que adotou o método em suas diretrizes de projeto mecânico (norma *VDI 2221*). Segundo a associação a abordagem sistemática em que o processo de projeto, como parte da criação de um produto, é subdividido em estágios gerais de trabalho, faz com que a abordagem do projeto seja mais clara, racional e independente de um setor específico da indústria.

2.3 MATRIZ DE DECISÃO

O autor Robert L. Norton (1999) define um método de decisão que pode ser aplicado após a análise técnica indicar mais de uma potencial solução viável, mas somente uma pode ser levada adiante. A matriz de decisão ajuda a identificar a melhor opção ao forçar o projetista a considerar uma ampla variedade de fatores de forma esquemática.

Na estrutura da matriz, as possíveis soluções são colocadas em na primeira coluna e os parâmetros ficam dispostos na linha superior. Todas as soluções devem ser julgadas segundo cada parâmetro, como custo, facilidade de operação, eficiência, segurança, confiabilidade, dependendo das necessidades do problema inicial. Os fatores recebem então pesos, de acordo com a sua importância relativa no projeto. Por exemplo, em projetos a serem executados em locais de difícil acesso, a confiabilidade e a facilidade de manutenção são fatores mais decisivos do que o apelo visual. No corpo da matriz são sinalizadas as notas de cada solução em um devido critério. A escala utilizada para as notas deve ser de fácil manipulação, como uma escala de 0 a 10. Um exemplo de matriz de decisão está disposto na Figura 2.2.

	<i>Custo</i>	<i>Segurança</i>	<i>Desempenho</i>	<i>Confiabilidade</i>	<i>RANK</i>
<i>Peso</i>	.35	.30	.15	.20	1.0
Design 1	3 1.05	6 1.80	4 .60	9 1.80	5.3
Design 2	4 1.40	2 .60	7 1.05	2 .40	3.5
Design 3	1 .35	9 2.70	4 .60	5 1.00	4.7
Design 4	9 3.15	1 .30	6 .90	7 1.40	5.8
Design 5	7 2.45	4 1.20	2 ⁱ .30	6 1.20	5.2

Figura 2.2: Matriz de decisão (NORTON, 1999)

O autor ressalta que é um método essencialmente subjetivo e que o engenheiro projetista deve exercitar seu julgamento para definir os critérios e seus respectivos pesos. Portanto, a aplicação dos resultados numéricos desse processo é inadequada para fundamentar decisões. O maior objetivo é proporcionar ao projetista uma base de comparação entre as possíveis soluções obrigando-o a confrontar características do projeto e os critérios nos quais se baseiam a escolha. A matriz divide o problema em partes mais fáceis de serem avaliadas quantitativamente e exige que o projetista pense no valor relativo de cada solução em categorias variadas. Assim, pode ser tomada uma decisão melhor informada sobre qual solução atende de forma mais completa aos requisitos do projeto.

2.3 MÉTODO DE VALOR DE ENGENHARIA

O método de engenharia de valor, descrito por Cross (2008), tem como objetivo reduzir o custo de fabricação de um produto. Para isso são estipulados cinco passos:

1. Listar os diferentes componentes da máquina e identificar a função exercida por cada um deles. Se possível, é recomendado que o produto seja desmontado em seus componentes, já que listas de partes não são tão úteis quanto vistas explodidas e esquemas de componente e função.
2. Determinar os valores agregados por cada uma das funções identificadas. Esses valores são estipulados de acordo com a necessidade do produto final.
3. Determinar os custos de cada componente. Deve ser o valor do componente após a montagem da máquina.
4. Comparar os valores obtidos e tentar fazer com que a relação de valor sobre custo seja superavitária. É importante notar que a relação de valor e custo deve ser analisada criticamente, tendo em vista sempre a premissa do projeto de solucionar um problema bem estabelecido.
5. Quando possível, promover mudanças ou a retirada de componentes do produto final, de acordo com uma análise crítica da relação custo-benefício obtida.

Esse método é comumente aplicado em estágios mais avançados de projetos, mas a análise de cada componente separadamente pode ser feita preliminarmente durante o processo do projeto. Nos estágios de projeto conceitual e intermediário o engenheiro deve ter em mente uma previsão de custos. De acordo com a mudança que se mostrar necessária, o projeto deverá voltar um ou mais estágios no seu desenvolvimento.

Segundo Cross há alguns pilares a serem seguidos na busca pela redução de custos de um projeto. A Tabela 2.1 expõe esses pilares.

Tabela 2.1 Pilares da redução de custo (CROSS, 2005)

Eliminar	Existe alguma função, e conseqüentemente seus componentes, que possa ser eliminada totalmente? Há componentes redundantes?
Reduzir	O número de componentes pode ser reduzido? Há componentes que podem ser combinados?
Simplificar	Há alternativas mais simples para uma função? Existe uma forma mais fácil de montagem dos componentes? O formato escolhido é o de geometria mais simples possível?
Modificar	Há materiais satisfatórios mais baratos? Os métodos de fabricação podem ser mais eficientes?
Padronizar	Há partes que podem seguir padrões ao invés de serem únicas? As dimensões podem ser padronizadas? Há componentes que podem ser duplicados?

Apesar do foco na indústria ser voltado para a redução de custos, a agregação de valor ao produto é um dos objetivos da engenharia de valor. Para Cross um dos métodos mais eficientes de aumentar o valor de um produto é promover a facilidade de utilização. Para justificar o autor cita o ramo da computação e o valor agregado a seus produtos de acordo com a diminuição da necessidade de treinamento gerada por interfaces amigáveis e intuitivas. Quanto mais intuitiva for a utilização da máquina, melhor será a sua aceitação e menor é o custo para o utilizador final, que não precisará de treinamento específico. Outros atributos que contribuem para melhorar a qualidade e aumentar o valor agregado da máquina estão apresentados na Tabela 2.2:

Tabela 2.2 Atributos que agregam valor ao produto (CROSS, 2005)

Utilidade	Operação eficiente em aspectos como capacidade, potência, versatilidade e assertividade
Confiança	Um produto livre de defeitos e quebras e que opere em diferentes condições de ambiente
Segurança	Operação segura e sem oferecer riscos
Manutenção	Simple e com baixa frequência
Vida útil	Quanto maior a vida, maior o valor do produto
Poluição	Pouco ou nenhum subproduto inconveniente ou indesejado, incluindo ruídos, calor e gases

2.4 ESCOLHA DE MATERIAL E A RELAÇÃO ENTRE FUNÇÃO, MATERIAL, GEOMETRIA E PROCESSO DE FABRICAÇÃO

A seleção de material é uma das responsabilidades do engenheiro projetista. Essa decisão deve ser tomada em concordância com outros parâmetros, estabelecendo as dimensões geométricas do projeto final. A estimativa de tensões e deflexões é um passo muito importante para a escolha do material, assim como o estabelecimento de um fator de segurança para que o produto final esteja dentro de uma margem de risco aceitável.

Tais estimativas são baseadas nas propriedades do material, como rigidez e resistência mecânica. A avaliação é feita em pontos críticos de cada membro de acordo com o fator analisado e com a natureza da carga aplicada. Há avaliações diferenciadas para carregamentos estáticos e dinâmicos.

Entretanto, existem membros que não estão sujeitos a cargas, mas possuem função de proteção ou estética. Nesses casos são mais importantes as características relacionadas aos acabamentos suportados pelo material, que influenciam diretamente a resistência química (por exemplo, a corrosão) e a estética do membro projetado.

O autor Michael Ashby é conhecido pelos seus trabalhos na área de materiais para engenharia. Em seu trabalho (2005) ele estabelece que não há como separar o processo de seleção de material da seleção de geometria. É importante notar a geometria a qual se refere o autor abrange a externa e, quando necessário, a interna. Esses dois conceitos são utilizados, por exemplo, na confecção de uma estrutura do tipo colmeia (*honeycomb*) ou celular. Para que seja atingida a geometria pretendida o material deve passar por processos que, de forma generalizada, podem ser chamados de fabricação: neles estão incluídos processos de forma primários, como o de forja; processos de retirada de material, como perfuração; processos de acabamento, como polimento; e processos de junta, como soldas.

Função, material, geometria e processo de fabricação interagem entre si. A função define características para as escolhas de geometria e material. O processo é influenciado pelo material, pelos processos que o material suporta. A fabricação tem influência direta sobre a geometria, já que é ela quem decide o formato, as dimensões, a precisão e, em muitos casos, o custo. O número de interações é diretamente relacionado à sofisticação do projeto.

2.5 SEGURANÇA

2.5.1 CONCEITOS GERAIS DE SEGURANÇA EM PROJETOS

Segundo o autor Ansel Ugural (2004), a determinação exata dos diferentes fatores que influem na confiança e na segurança de um projeto é, em muitos casos, muito difícil de atingir. O autor argumenta que há muita incerteza no processo como um todo, devido a considerações tomadas pelo projetista e àquelas assumidas pelos autores das teorias utilizadas no projeto. Além disso, é impossível prever todos os cenários em que a máquina poderá ser inserida.

Os autores Richard Budynas e Keith Nisbett (2006) também apresentam como um dos fatores mais importantes a incerteza que está associada a cada projeto de engenharia. Segundo os autores o engenheiro deve ser capaz de limitar e acomodar as incertezas do projeto.

Tanto Ugural quanto Budynas e Nisbett apresentam um método determinístico de se garantir a segurança em projetos de engenharia, o da utilização de um fator de segurança. Também conhecido como método clássico de projeto, o fator de segurança representa a relação entre a máxima carga suportada pela peça e a máxima carga aplicada na peça em uso.

Para Ugural, outro ponto de importante análise é a previsão de falha. Saber onde é mais provável a ocorrência é muito significativo para a segurança do projeto final. A antecipação da natureza de falha constitui uma informação de suma importância ao projetista. Falhas causadas por deformações dúteis costumam ter consequências menos drásticas do que falhas de natureza frágil.

2.5.2 DEFINIÇÃO DO FATOR DE SEGURANÇA

O método de definição do fator de segurança utilizado neste trabalho é o apresentado por Jack A. Collins, no livro Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas. Segundo o autor, para implementar a seleção de um fator de segurança de projeto (n_d), consideram-se, separadamente, cada um dos oito fatores de penalização apresentados a seguir. Uma avaliação semiquantitativa desses fatores de penalização pode ser obtida atribuindo-se um número de penalização, variando de -4 até +4 para cada um. O significado desses fatores de penalização (NPs) está disposto na Tabela 2.3:

Tabela 2.3 Fatores de penalização (COLLINS, 2006)

NP = 1	Mudança <i>levemente</i> necessária de n_d
NP = 2	Mudança <i>moderadamente</i> necessária de n_d
NP = 3	Mudança <i>fortemente</i> necessária de n_d
NP = 4	Mudança <i>extremamente</i> necessária de n_d

Além disso, caso se perceba a necessidade de se elevar o fator de segurança, atribui-se um sinal positivo (+) ao número de penalização. Se houver a necessidade de se reduzir o fator de segurança, atribui-se um sinal negativo (-) ao número de penalização escolhido.

O próximo passo é calcular a soma algébrica t dos oito números de penalização. Utilizando-se as equações 2.1 e 2.2, o fator de segurança de projeto n_d pode ser estimado empiricamente da seguinte forma:

$$\text{Para } t \geq -6 \rightarrow n_d = 1 + \frac{(10+t)^2}{100} \quad (2.1)$$

$$\text{Para } t < -6 \rightarrow n_d = 1,15 \quad (2.2)$$

Os oito fatores de penalização e seus respectivos números de penalização determinados para este projeto estão dispostos no exemplo a seguir, na Tabela 2.4:

Tabela 2.4 Exemplo de análise de fatores de penalização (COLLINS, 2006)

Fator de Penalização	Nº de Penalização
A precisão com que podem ser determinadas as cargas, forças, deflexões ou outros agentes indutores de falha.	1
A precisão com que as tensões ou outros fatores de severidade de carregamento podem ser determinados a partir das forças ou de outros fatores indutores de falha.	1
A precisão com que as resistências à falha ou outras medidas de falha podem ser determinadas para o material selecionado segundo o modo de falha adequado.	1
A necessidade de se restringir material, peso, espaço ou custo.	1
A gravidade das consequências da falha em termos de vidas humanas e/ou danos à propriedade.	3
A qualidade da mão-de-obra na fabricação.	1
As condições de operação.	2
A qualidade da inspeção e da manutenção disponível ou possível durante a operação.	1

Dessa forma tem-se uma soma $t=11$, levando a $n_p=2,21$.

3. ANÁLISE DO PROBLEMA

Nesse capítulo será analisado o problema segundo as suas condições de contorno

3.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO

De acordo com todos os autores estudados na seção anterior, o bom projeto é aquele que apresenta uma solução para um problema de forma completa. Para poder atingir esse objetivo é necessário que haja um entendimento claro da função pretendida e das condições de contorno que envolvem o projeto. As condições de contorno de um projeto podem ser divididas da seguinte forma:

- Características da carga;
- Limitações espaciais;
- Limitações Econômicas / Financeiras;
- Limitações de fabricação;
- Sustentabilidade do projeto;
- Quem serão os operadores do equipamento;

3.1.1 CARGA

As bobinas de cabos condutores são cargas do tipo unitárias e variam em dimensões e peso, mas não em forma. O diâmetro das bobinas varia entre 1700 mm e 1950 mm e a largura é sempre próxima a 1000 mm, com variações de até 50 mm. O peso bruto das bobinas é o parâmetro com maior variação, com valores entre 430 kg e 5300 kg. A distância do cabo enrolado até o chão é de $100 \text{ mm} \pm 20 \text{ mm}$.

A forma cilíndrica das bobinas também apresenta uma limitação, dada a possibilidade de rolamento. A Figura 3.1e a Figura 3.2 mostram a situação atual na qual se encontra o laboratório e ilustra bem as características de formato e disposição das bobinas.



Figura 3.1: Bobina sobre cavelete em uso no Laboratório de Cabos



Figura 3.2: Bobinas sobre cavaletes

Além das características geométricas da carga, é importante notar que ela deve ser elevada com o eixo passante paralelo ao solo para garantir a estabilidade da bobina em sua elevação, ou seja, para que carga seja distribuída igualmente entre os cavaletes. A elevação desnivelada pode causar sérios riscos à integridade estrutural dos cavaletes e ao utilizadores.

3.1.2 LIMITAÇÕES ESPACIAIS

O ambiente no qual será utilizado o equipamento possui a seguinte geometria, conforme ilustrado nas figuras Figura 3.3 e Figura 3.4. Na Figura 3.3 não foi representado o pórtico para que as dimensões nela contidas ficassem mais claras.

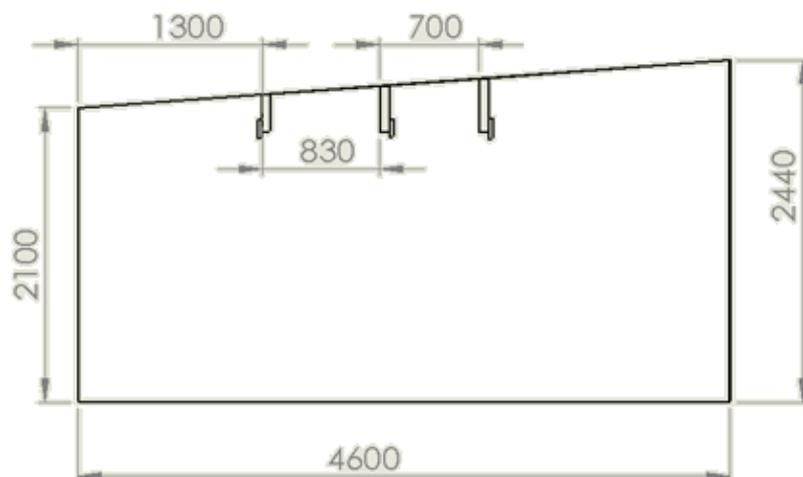


Figura 3.3: Vista frontal da área de trabalho com cotas em milímetros

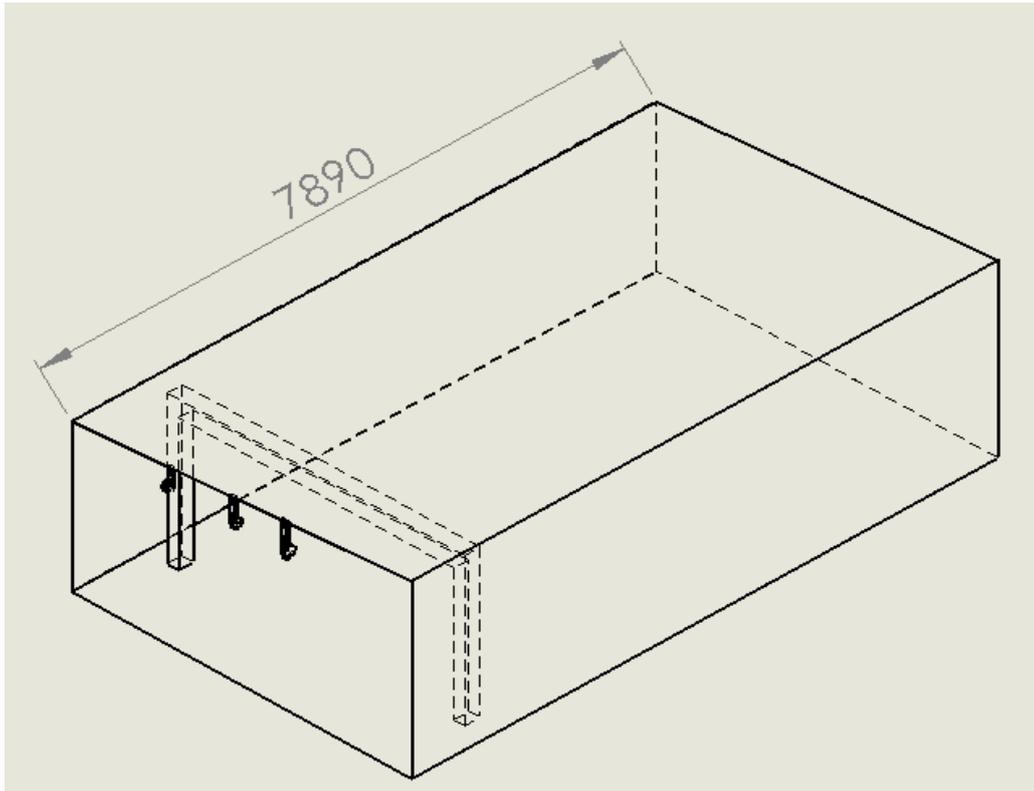


Figura 3.4: Vista tridimensional com cota em milímetros

As bobinas não podem estar colocadas uma ao lado da outra devido à proximidade entre as bancadas e a suas dimensões. Sua localização no laboratório pode ser vista nas figuras Figura 3.5 e Figura 3.6.



Figura 3.5: Vista frontal do pórtico e vão das bobinas

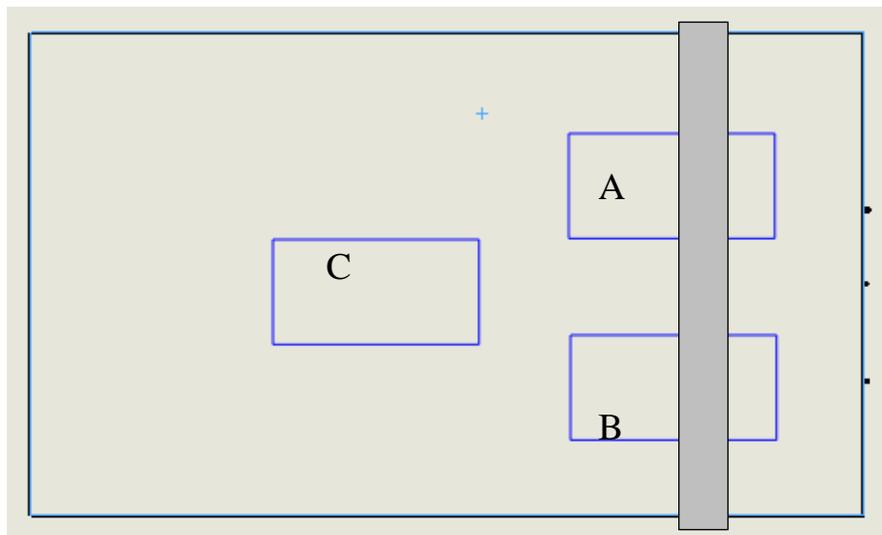


Figura 3.6: Posição das bobinas no laboratório

O pórtico utilizado para auxiliar no processo de elevação atualmente representa mais uma limitação, pois reduz consideravelmente a altura disponível para o trabalho. Na Figura 3.7 é possível observar o pórtico no laboratório com maior nitidez.

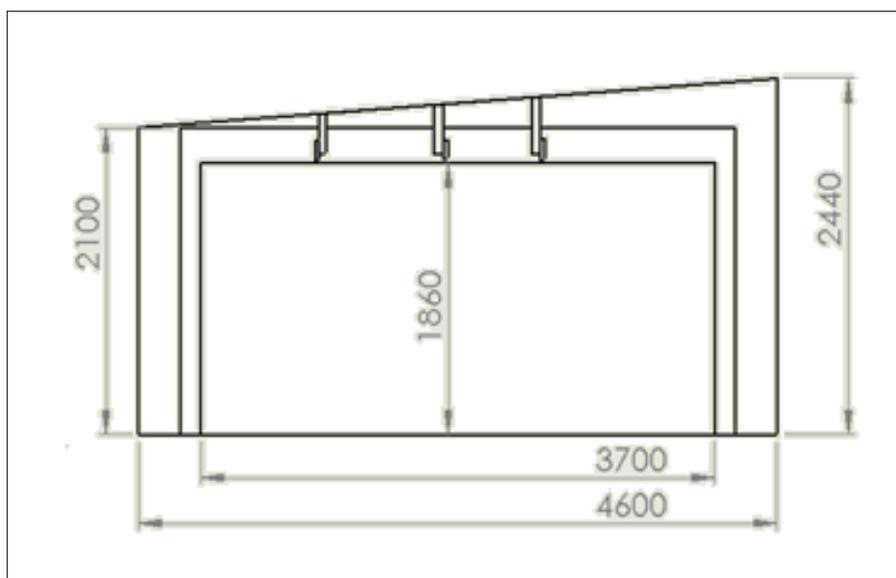


Figura 3.7: Espaço de trabalho com cotas em milímetros

3.1.3 LIMITAÇÕES ECONÔMICAS

Por se tratar de uma instituição pública, é sabido que a Universidade de Brasília sofre para sustentar economicamente muitos de seus projetos. Com essa realidade em mente, o projeto desse mecanismo deve ter como premissa o baixo custo de produção de manutenção. Dessa forma, fixa-se como meta para esse trabalho o projeto de menor custo dentro dos padrões de qualidade desejados.

O método de valor de engenharia será aplicado para ajudar nesse processo. Além disso, serão aplicados procedimentos de previsão de custos e de análise de valor agregado.

3.1.4 LIMITAÇÕES DE FABRICAÇÃO

Por se tratar de um projeto voltado a um laboratório do Departamento de Engenharia Mecânica, que se situa ao lado do Laboratório de Processos de Fabricação (LPF), é desejável se pensar em um projeto que possa ser executado dentro dos limites da própria oficina. Com isso em mente, o equipamento será projetado procurando que o maior número de peças possa ser fabricado no LPF.

3.1.5 SUSTENTABILIDADE DO PROJETO

Para M. Kutz, autor do livro *Projeto mecânico ecologicamente consciente* (2007), a consideração de objetivos ecologicamente corretos em projetos de engenharia têm ganhado força ao passar dos anos, mas são colocados em segundo plano em relação a outras prioridades. Para ele, objetivos ambientais não são semelhantes aos objetivos tradicionais de desempenho do produto, custo unitário, período de projeto, e os custos de desenvolvimento. O autor argumenta que esses quatro objetivos afetam diretamente a rentabilidade e são acompanhados de perto. Custo unitário, período de projeto e custo de desenvolvimento podem ser medidos quantitativamente e já estão bem compreendidos e simplificados para a indústria. Embora o desempenho do produto possa abranger várias dimensões, essas características são quantificáveis e claramente ligadas ao design de produto. Os projetistas entendem como mudanças no design afetam o desempenho do produto final. No caso dos objetivos ambientais não há essas qualidades.

Segundo Kutz, há um padrão de seis objetivos que regem as políticas internas de empresas que assumiram o compromisso do desenvolvimento de produtos responsáveis ecologicamente. São eles:

1. Respeitar a legislação ambiental vigente no país e as normas internacionais relacionadas ao tema;
2. Evitar culpabilidade do produto em relação a impactos ambientais, o que pode gerar prejuízos para o produtor;
3. Satisfazer a demanda do cliente final por produtos ecologicamente corretos;
4. Garantir a certificação do produto final por parte de programas de responsabilidade ecológica, também conhecidos como “selos verdes”;
5. Aumentar a lucratividade do projeto por meio de práticas sustentáveis, como reuso, reciclagem e redução de material;
6. Agir eticamente e não somente incentivado por lucros ou metas pessoais.

Para M. Kutz, esses objetivos rondam mais a esfera corporativa e ainda precisam ser incorporados à natureza do projeto mecânico.

O ambiente universitário é uma vitrine para desenvolvimentos futuros na indústria, logo, é de extrema importância que nesse trabalho esses objetivos não sejam secundários e demonstrem a viabilidade de ações éticas e sustentáveis em projetos mecânicos. A observância a leis e normas é um dos pilares do projeto mecânico e o desenvolvimento de um produto em conformidade com elas é mandatório.

3.1.5 OPERADORES DA MÁQUINA

O equipamento será operado por aqueles que utilizam o laboratório para pesquisas e pelos técnicos da oficina. Pode-se assumir que são conhecidas noções básicas de segurança e do funcionamento da máquina, dada a simplicidade de seu mecanismo operacional. O projeto objetiva a possibilidade de operação do equipamento por uma única pessoa sem que haja penalização na segurança. Entretanto, é recomendado que a operação seja realizada com pelo menos um observador, por questões de segurança. Assumem-se padrões médios de porte físico para homens e mulheres e empregam-se conceitos de ergonomia, segurança e higiene.

3.1.6 NR-11: TRANSPORTE, MOVIMENTAÇÃO, ARMAZENAGEM E MANUSEIO DE MATERIAIS

A norma regulamentadora 11 (NR-11) do Ministério do Trabalho de 1978 regulamenta a operação de máquinas de elevação e transporte, especificando diretrizes para o bom uso destas e para o projeto de uma máquina segura e de manuseio ergonômico.

Segundo a norma, a operação de elevadores, guindastes, transportes industriais e máquinas transportadoras que possuam força motriz própria deve ser realizada por um trabalhador que tenha recebido o devido treinamento da empresa. A regulamentação estipula que ele deve usar um cartão com seus dados com validade de 1 (um) ano e só poderá ser restituído com um exame medico geral. A utilização de equipamentos de proteção individuais é determinada caso a caso.

As máquinas de elevação o projeto deve ser desenvolvido e executado para garantir segurança, conservação e boas condições de trabalho, além de uma estrutura estável e confiável. Informações importantes, como a carga máxima permitida, devem ser expostas visivelmente e a máquina deve possuir sinal de aviso sonoro (buzina). No caso de carros de transporte manuais deve haver protetores para as mãos.

Os mecanismos independentes da máquina, assim como cabos de aço, cordas, roldanas e ganchos devem ser inspecionados para detecção de partes defeituosas. Quando houver defeitos ou atingir o período de validade, as partes deverão ser substituídas imediatamente. Para que seja permitida a utilização de motorização a combustão em locais fechados é mandatória a neutralização dos gases emitidos.

4. POSSÍVEIS SOLUÇÕES

Nessa seção apresentam-se conceitos de máquinas de elevação e transporte e enumeradas as diversas soluções possíveis para o problema apresentado

4.1 MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO E TRANSPORTE

Máquinas de elevação e transporte são indispensáveis na indústria e no comércio, pois são responsáveis por mover cargas em distâncias relativamente curtas. Essas máquinas asseguram a transferência de carga entre dois ou mais pontos na atividade proposta.

O manuseio de carga em diferentes operações oferece condições de contorno específicas e cabe ao projetista do transportador adaptar-se a elas enquanto segue as normas que determinam o projeto, o funcionamento, a inspeção e a manutenção da máquina em questão.

Há três parâmetros no projeto de máquinas de elevação e transporte que definem seu funcionamento: o manuseio, a carga e o movimento desejado. O manuseio pode ser contínuo ou descontínuo. Já as cargas são divididas entre cargas a granel ou unitárias. Os movimentos dependerão das direções envolvidas na trajetória da carga. Cargas unitárias podem diferir amplamente em forma e peso, como mercadorias desembarcadas em um porto. Materiais manuseados a granel são compostos por um grande número de partículas homogêneas, como no caso de minérios. As máquinas contínuas trabalham em regime permanente, possuindo assim um fluxo ininterrupto de carga transportada. Esses equipamentos são utilizados em larga escala para o transporte de materiais a granel. Os movimentos dessas máquinas são preestabelecidos ao longo de um caminho fixo e executam operações idênticas de trabalho. Em geral, quando há alguma possibilidade de controle, somente a velocidade de operação pode ser alterada.

Nos mecanismos de transporte descontínuo há movimentação de carga unitária mediante sua ativação. Seus movimentos são geralmente controlados por um usuário. O movimento de trabalho, em geral, de máquinas de elevação segue essas características. A Tabela 4.1 traz alguns exemplos de equipamentos de manuseio contínuo e descontínuo.

Tabela 4.1: Exemplos de equipamentos de manuseio contínuo e descontínuo

Equipamentos de manuseio contínuo	Equipamentos de manuseio descontínuo
Transportadores de correia	Pórticos rolantes
Transportadores de caneca	Monovias
Transportadores helicoidais	Pontes rolantes

Vários movimentos podem ser exigidos pela trajetória da carga: movimento de translação, movimento de rotação, movimento vertical e movimento horizontal. São utilizados mecanismos independentes para cada movimento, que podem ser motorizados ou não, dependendo das exigências de tempo e esforço.

A norma NBR 8400 rege os projetos de máquinas de elevação e transporte. Ela fixa as diretrizes básicas para os cálculos estruturais e de componentes mecânicos de equipamentos de levantamento e movimentação de cargas. São determinadas pela norma:

- As solicitações e combinações de solicitações a serem consideradas;
- As condições de resistência dos diversos componentes em relação às solicitações;
- As condições de estabilidade a serem observadas.
- A tipologia e as características das máquinas de elevação

Há a possibilidade de se classificar as máquinas de elevação segundo muitas características, como finalidades e tipos de movimentos. Isso ocorre devido à grande diversidade desses equipamentos, o que impede que haja uma classificação muito específica segundo um só parâmetro.

De acordo com Rudenko (1976), nas classificações feitas com base nas características cinemáticas, considera-se a carga como uma massa concentrada em seu centro de gravidade e analisa-se o movimento descrito por ela. Tendo como base as finalidades das máquinas, são classificadas de acordo com condições específicas de operação, como guindastes de construção civil, ou elevadores hidráulicos de veículos automotivos. Serão classificadas as máquinas de elevação neste trabalho segundo suas características de projeto. Dessa forma, as máquinas de elevação podem ser divididas, segundo Rudenko, em três grupos:

- Máquinas de elevação: constituem um grupo de aparelhos de ação periódica projetado como mecanismo próprio de elevação ou para elevação e movimentação de cargas ou, ainda, como mecanismos independentes de guindastes ou elevadores;
- Elevadores: são o grupo de máquinas de ação periódica destinadas a levantar cargas, com guia;
- Guindastes: combinam mecanismos de elevação, separados por uma estrutura para, apenas, levantar ou elevar e mover cargas, que podem estar livremente suspensas ou presas por eles.

A Tabela 4.2 apresenta exemplos de cada um dos grupos de máquinas.

Tabela 4.2 Exemplos de máquinas de elevação, elevadores e guindastes

Máquinas de elevação	Elevadores	Guindastes
Macacos	Elevadores de cabina	Guindastes sem trilho
Talhas	Talhas pneumáticas portáteis	Guindastes tipo ponte
Talhas manuais portáteis	Empilhadeiras acionadas manualmente	Guindastes de cabos

Dentre as máquinas de elevação algumas se apresentam como possíveis soluções para o problema abordado. Nesta seção estão listadas estas soluções com as devidas análises tendo como parâmetro as condições de contorno já abordadas anteriormente neste trabalho.

As seguintes alternativas são para transporte de carga unitária com, pelo menos, capacidade de movimento vertical da carga.

4.2 RAMPA

É a solução de mais simples construção, já que não possui mecanismos. Consiste em um plano inclinado sobre o qual seria rolada a bobina.

4.3 PONTE ROLANTE

São máquinas de elevação que consistem basicamente de um ou mais mecanismos de elevação montados em uma estrutura composta por uma ou duas vigas horizontais com suportes em suas pontas, assim como uma ponte. Nos suportes há carros para sua movimentação ao longo de pistas, formando um ângulo reto com a ponte. As pistas são instaladas em colunas robustas muito acima do nível do chão. É possível movimentar no plano horizontal a ponte pelas pistas e o mecanismo de elevação ao longo da ponte, e o equipamento de içamento no plano vertical. Na Figura 4.1 são mostrados a estrutura e os graus de liberdade do movimento das pontes rolantes.

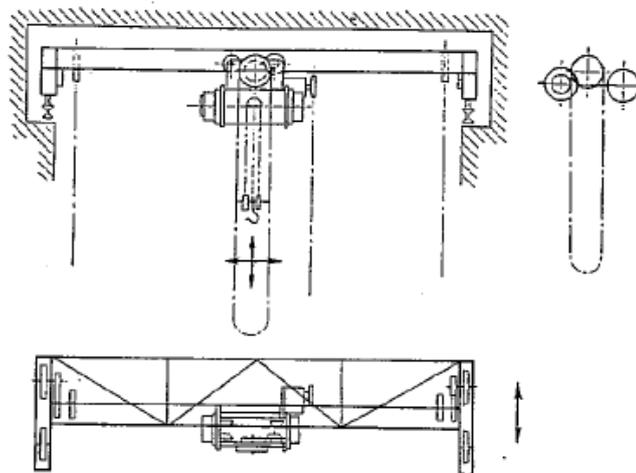


Figura 4.1: Ponte Rolante (RUDENKO, 1976)

O carrinho que percorre a extensão da ponte é uma máquina independente que possui um motor ou polia de manobra para acionamento manual e uma transmissão entre árvores, motora e movida, das rodas do carrinho. Há uma estrutura para acomodar esses mecanismos de translação e elevação, como pode ser visto na Figura 4.2.

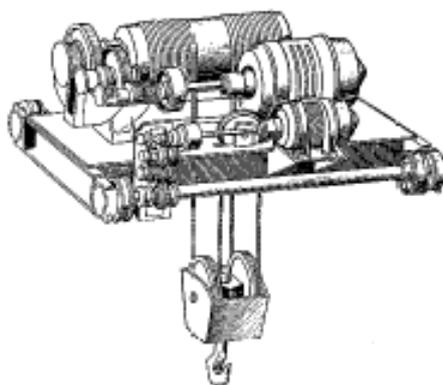


Figura 4.2: Carrinho de ponte (RAY, 2008)

O movimento da ponte em relação à estrutura de sustentação também exige um mecanismo, que pode ser motorizado ou funcionar a base de correntes. O controle de todos esses elementos, no caso de uma ponte totalmente motorizada, pode ser feito por um único operador, no chão ou de maneira remota. Muitos dessas máquinas de elevação são fornecidas com uma cabine fixa para a ponte, a partir da qual um operador a controla. A energia elétrica é alimentada ao equipamento, por meio de cabo ou de condutores que funcionam ao longo da pista por meio de coletores ligados com a estrutura da ponte.

4.4 PÓRTICOS

Pórticos são estruturas muito similares às pontes rolantes, mas nesse caso a viga na qual está o equipamento de elevação está ligada às pernas rigidamente, com rodas que possibilitam o seu deslocamento no chão. São muito práticos, pois, ao contrário das pontes rolantes, não necessitam de uma estrutura predial para serem instalados. Podem ser utilizados em ambientes externos.

4.4.1 PÓRTICOS FIXOS

São fixados ao chão, podendo percorrer somente a extensão de um trilho pré-definido. Suportam grandes cargas e são mais seguros, mas não perdem em praticidade e versatilidade. A estrutura desses pórticos pode ser vista na Figura 4.3.

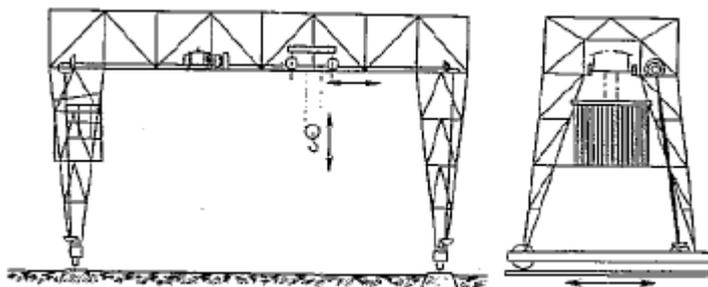


Figura 4.3: Pórtico rolante (RUDENKO, 1976)

4.4.2 PÓRTICOS MÓVEIS

Em cada uma das pernas são acopladas rodas que podem correr sobre qualquer piso estável e plano. São utilizados para cargas menores, já que não são muito seguros e não podem ser muito pesados, o que prejudicaria a capacidade de movimento. São muito práticos e de fácil construção. A Figura 4.4 mostra um pórtico móvel sendo operado, demonstrando a praticidade desse mecanismo.



Figura 4.4: Pórtico móvel (RAY, 2008)

4.4.3 SEMI-PÓRTICOS

Nesse caso a viga principal é apoiada sobre uma perna em uma das pontas e em um trilho, como no caso de uma ponte rolante, do outro lado. Suportam grandes cargas e possuem mais liberdade de movimento que uma ponte rolante. A Figura 4.5 ilustra de forma clara a estrutura de um semi-pórtico.

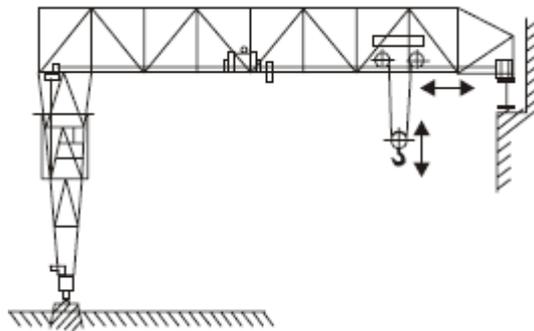


Figura 4.5: Semi-pórtico rolante (RAY, 2008)

4.5 MACACO

Macacos são equipamentos de elevação utilizados para cargas unitárias e pesadas. São geralmente acoplados a estruturas de sustentação sem forma predefinida, o que lhes garante grande versatilidade.

4.5.1 MACACO PINHÃO E CREMALHEIRA

Macacos do tipo pinhão e cremalheira funcionam com base em um atuador linear que envolve um par de engrenagens que convertem movimento rotacional em movimento linear. A engrenagem

circular (pinhão) aplica força na cremalheira, que funciona como uma engrenagem de número infinito de dentes, transformando o movimento rotacional em linear. No caso do macaco, como pode ser observada na Figura 4.6, a rotação da manivela é transferida por meio de uma redução à cremalheira, que se move linearmente na vertical, elevando assim a carga.

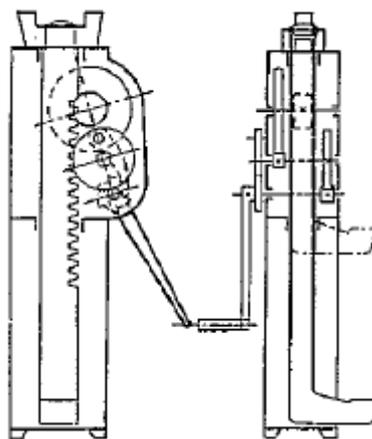


Figura 4.6: Macaco pinhão e cremalheira (RUDENKO, 1976)

4.5.2 MACACO DE PARAFUSO

Esse equipamento é baseado em um parafuso de potência que se desloca na direção da força aplicada sobre a carga. O mecanismo transforma movimento angular em linear e transmite potência. O funcionamento consiste na rotação do parafuso, gerando sua elevação devido à rosca do parafuso e à porca fixa no macaco.

A rotação pode ser transmitida por um pinhão sem fim ou ser aplicada diretamente no parafuso de potência. Os dois casos estão exemplificados nas Figura 4.7.

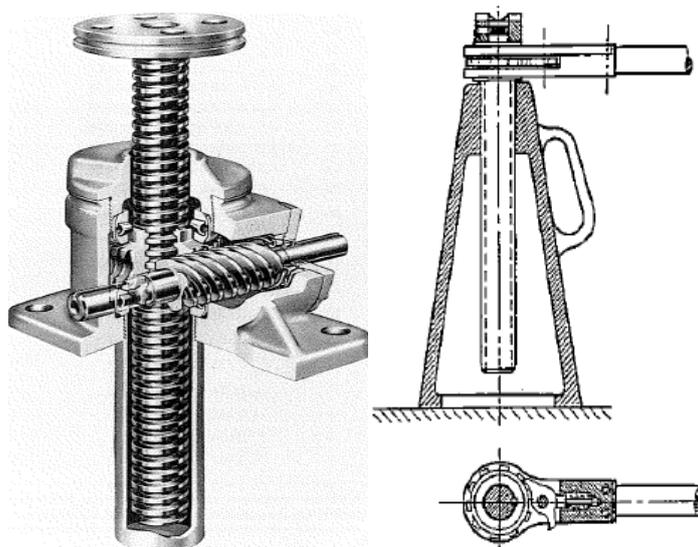


Figura 4.7: Macaco de parafuso (JOYCEDAYTON, 2012) (RUDENKO, 1976)

Há macacos dessa natureza que suportam até 250 toneladas, mas suas dimensões são proporcionais à carga suportada. Pode ser de ativação manual (manivela), elétrica (motor elétrico) ou a combustão.

4.5.3 MACACO SANFONA

Comumente encontrados em carros, também utilizam parafusos de potência, mas nesse caso o eixo do parafuso não está na mesma direção da elevação, mas perpendicular a ela. É constituído por um mecanismo tipo tesoura, que provoca elevação quando fecha, e por um parafuso que abre e fecha a tesoura, como está ilustrado na Figura 4.8.

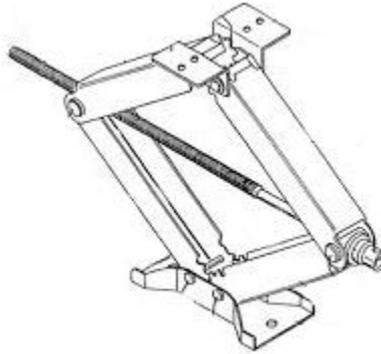


Figura 4.8: Macaco sanfona (MERCEDES-BENZ, 2002)

4.5.4 MACACO HIDRÁULICO

Macacos hidráulicos funcionam pelo princípio das prensas hidráulicas e são largamente utilizados para elevações pequenas de cargas pesadas (pode suportar até centenas de toneladas). A pressão é geralmente produzida com a ajuda de uma pequena bomba de êmbolo, equipada com alavanca manual. A Figura 4.9 traz um desenho esquemático desse mecanismo.

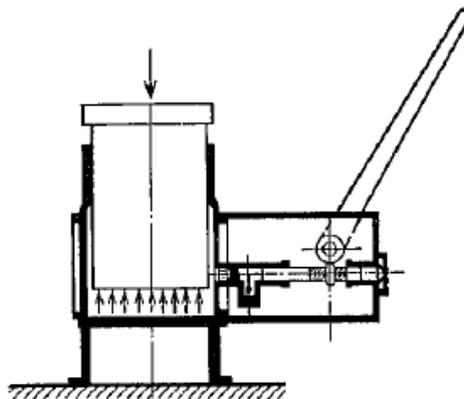


Figura 4.9: Macaco hidráulico (RUDENKO, 1976)

Dispositivos hidráulicos ajudam a resolver uma variedade de problemas adaptando as características de motores padronizados ao trabalho desejado. Esses dispositivos conseguem suportar grandes cargas mesmo com seu pequeno porte e são de simples manutenção.

Geralmente são comercializados no formato “jacaré” e “garrafa”. Os macacos hidráulicos tipo jacaré possuem rodízios e geometria alongada e próxima ao chão, o que possibilita o seu encaixe por

baixo de estruturas como chassis e plataformas. Já o tipo garrafa possui geometria parecida com o objeto que lhe empresta o nome, sendo assim de mais simples construção e manutenção.

4.6 GUINDASTES

4.6.1 GUINDASTE ESTACIONÁRIO COM COLUNA GIRATÓRIA

É um guindaste estacionário construído com um membro vertical (pilar), do qual é estendido um braço equipado com um mecanismo de elevação, como uma talha. Com essa máquina é possível movimentar a carga nos planos horizontal e vertical. Pode ter um carro e um mecanismo de elevação motorizados ou ser manual, dependendo do esforço a ser realizado.

O braço se movimenta somente em rotação no plano horizontal, gerando um movimento de translação da carga em relação ao pilar. Já o carro é capaz de se movimentar em relação ao pilar por um curso ao longo do braço. O equipamento de elevação é responsável por movimentar a carga verticalmente. Os três movimentos estão esquematizados na Figura 4.10 abaixo:

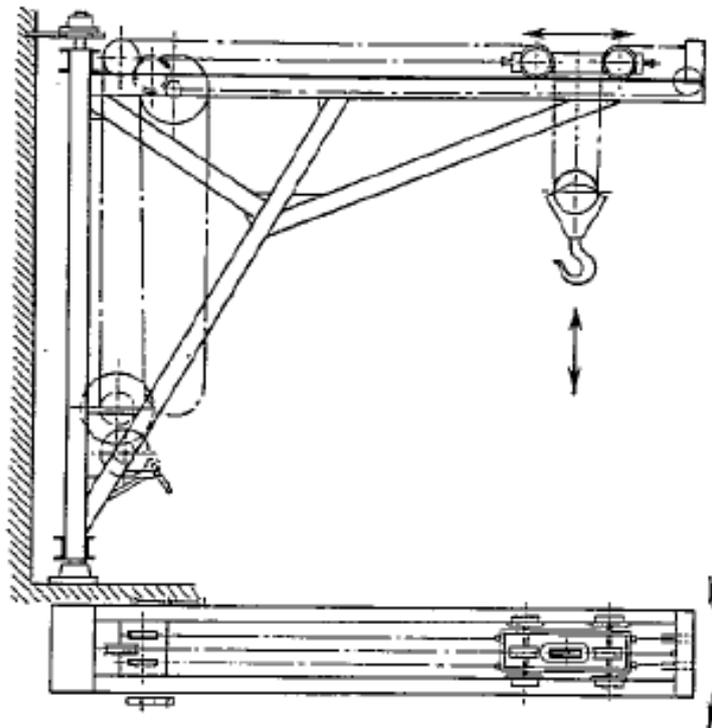


Figura 4.10: Ilustração esquemática de um guindaste estacionário com coluna giratória (RUDENKO, 1976)

4.6.2 GUINDASTE ESTACIONÁRIO GIRATÓRIO DE PILAR FIXO

Para esse tipo de guindaste há somente um componente estrutural, um pilar com uma angulação como se vê na Figura 4.11. O mecanismo de elevação opera por meio de cabos e pode ser motorizado ou funcionar por meio de manivelas ou alavancas. O elemento que possibilita o movimento giratório do guindaste é a sua base que, fixada ao chão, permite a rotação do equipamento como um todo.

Assim como no caso do guindaste estacionário com coluna giratória, o movimento vertical é de responsabilidade do mecanismo de elevação. Entretanto, neste caso não há movimento relativo entre a carga e o pilar no plano horizontal, sendo possível somente a translação da carga em torno do eixo do pilar. A distância entre a carga e o eixo de translação deve ser curta para que essa estrutura seja vantajosa.

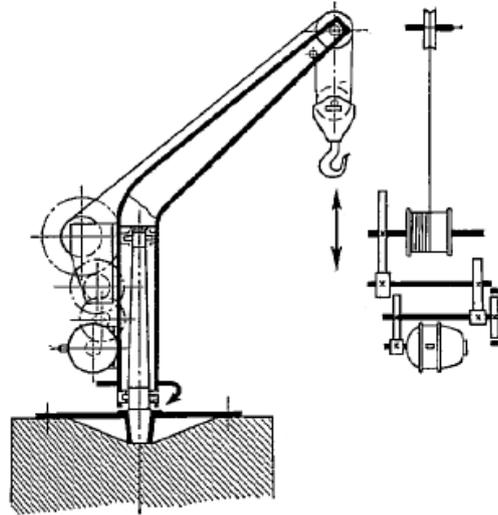


Figura 4.11: Ilustração esquemática de um guindaste estacionário giratório de pilar fixo (RUDENKO, 1976)

4.6.3 GUINDASTE ESTACIONÁRIO DE PLATAFORMA GIRATÓRIA

Estruturalmente é formado por uma plataforma fixa e um braço, chamado de lança, em cuja ponta há uma roldana sustentando um içador de carga. Como no caso anterior, a rotação é gerada na base do guindaste, mas nesse caso há uma plataforma que sustenta o maquinário, dando mais estabilidade ao processo. A base dessa máquina pode ser motorizada, fornecendo mais potência e precisão ao movimento. O braço do guindaste pode ou não ser articulado, como demonstra a Figura 4.12.

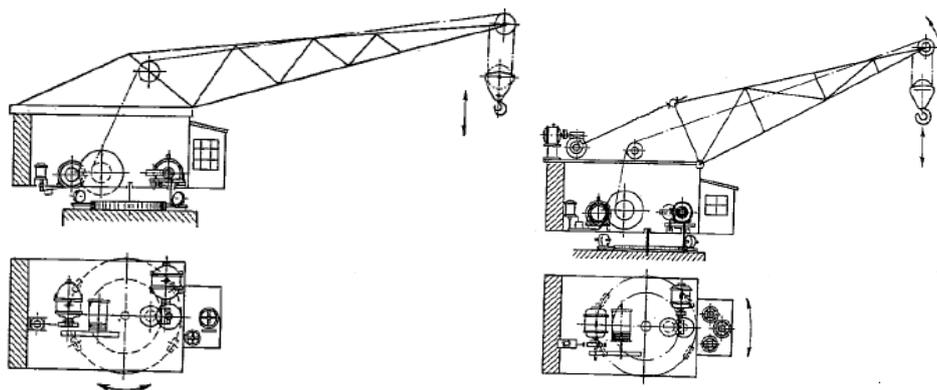


Figura 4.12: Guindaste estacionário de plataforma giratória sem e com lança articulada (RUDENKO, 1976)

A existência de uma plataforma faz com que o centro de gravidade da máquina se desloque em direção à base, permitindo que sejam elevadas cargas mais pesadas a uma distância maior do eixo de translação. Assim como o guindaste estacionário giratório de pilar fixo, quando a lança não é

articulada, não é possível alterar o raio de translação da carga. Alterando a angulação da lança é possível movimentar a carga em relação à base, mas há também um movimento vertical resultante.

4.7 EMPILHADEIRA

Um dos equipamentos mais utilizados na indústria, a família das empilhadeiras é muito versátil e popular. São veículos de elevação própria, contrabalanceados, motorizados, projetados para elevar, abaixar e movimentar cargas com seu garfo. É operado por um usuário sentado no veículo e são utilizados geralmente para a estocagem de cargas uniformes, pesadas e em regime intermitente. Há limitações para o uso desses equipamentos: uniformidade e compatibilidade da carga com o garfo; o operador deve ser devidamente treinado; demanda manutenção em um local com todo o maquinário necessário; movimenta-se em baixa velocidade (10~15km/h); e opera somente em áreas pequenas. O desenho típico de uma empilhadeira é ilustrado na Figura 4.13.

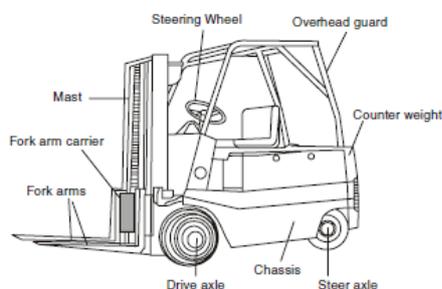


Figura 4.13: Empilhadeira (RAY, 2008)

O grande desafio dessas máquinas é balancear o peso da carga com o seu próprio peso para garantir estabilidade. Os cálculos de alteração do centro de gravidade com o movimento da carga são cruciais para o seu funcionamento. Devido a esse problema, a máquina deve ser pesada e distribuir o seu peso em uma área que se estende para longe do ponto de elevação da carga. Dessa forma o CG do veículo contrabalanceia os efeitos da carga em movimento, como fica claro na Figura 4.14. Tudo isso contribui para que esse equipamento não seja indicado para trabalhos em locais com limitações espaciais.

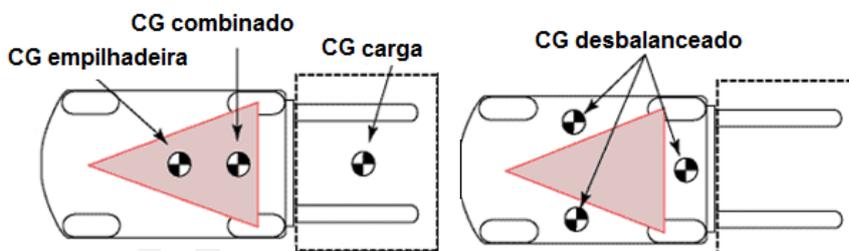


Figura 4.14: Desenho esquemático de equilíbrio de uma empilhadeira (osha.gov)

4.8 CARROS DE MÃO

4.8.1 PLATAFORMA SKID

Consiste em uma plataforma plana com duas rodas de apoio de um lado e dois apoios fixos do outro. A plataforma é ativada por uma alavanca constituída por uma longa barra com um par de rodas e um gancho. O gancho é acoplado à plataforma, dando à alavanca um ponto de carregamento para elevar os dois apoios fixos do chão. Dessa forma a plataforma é transformada em um carro de três rodas, como ilustra a Figura 4.15:



Figura 4.15: Plataforma skid (RAY, 2008)

4.8.2 PALETEIRA

É formada por dois braços de construção metálica robusta, chamados de garfos, conectados em uma das pontas. Como é mostrado na Figura 4.16, o lado em que são ligados em forma um “U” e é onde se encontra o mecanismo de elevação. Nas pontas soltas dos garfos há rodas, que variam de acordo com o sistema de elevação. As rodas do lado em que são conectados os garfos são mais robustas e podem ser manobradas.



Figura 4.16: Paleteira (RAY, 2008)

5. ANÁLISE DAS POSSÍVEIS SOLUÇÕES

Nesse capítulo estão contidas as análises das soluções apresentadas dadas as condições de contorno

5.1 ANÁLISE DAS POSSÍVEIS SOLUÇÕES

Cada uma das soluções apresentadas deve ser analisada levando-se em conta as condições de contorno apresentadas anteriormente. As máquinas que apresentarem capacidade de atender a esses requisitos serão comparadas por meio da matriz de decisão (NORTON, 1999), mas essa análise será feita somente em uma fase mais avançada do projeto. Os dois critérios mais decisivos na primeira análise são as características da carga e as limitações espaciais, pois são esses os critérios que motivaram o trabalho como um todo. Essas condições de contorno não são subjetivas e não podem ser compensados ou alterados. É importante notar que quaisquer critérios devem ser analisados sempre com a função da máquina em mente.

5.2 LIMITAÇÕES ESPACIAIS

As limitações impostas pelas bobinas e pelo espaço de operação disponível constituem a mais importante característica a ser atendida pela solução proposta. As bobinas possuem altura de 1700 mm a 1950 mm e a altura disponível para o trabalho nas bobinas da bancada C é de 2100 mm e nas bancadas A e B é de 1860 mm. Esse espaço de trabalho disponível acima da carga torna insustentável um processo de içamento, como o operado por pórticos e pontes rolantes. Além disso, a estrutura de uma ponte rolante é inadequada dadas as limitações da edificação em termos estruturais e dimensionais.

Outra exigência do equipamento é quanto a sua manobrabilidade tendo em mente o posicionamento das três bobinas no laboratório. A máquina deve ser capaz de acoplar, elevar e desacoplar sem que haja interferência nas demais bobinas. Máquinas que necessitam de grande espaço para locomoção e operação são indicadas para essa utilização. Dessa forma, empilhadeiras e guindastes são preteridas em relação a pórticos, macacos e pontes rolantes.

O laboratório constitui um local de trabalho fechado, logo, segundo a NR-11, a operação de máquinas movidas a motores a combustão é indesejável. Caso seja aplicada uma solução com emissão de gases, é mandatório que esses sejam neutralizados, acarretando em gastos adicionais. Máquinas como empilhadeiras e alguns mecanismos de içamento de guindastes e pontes rolantes são indesejáveis, pois podem utilizar essa motorização.

5.3 CARACTERÍSTICAS DE CARGA

A elevação necessária da carga é de somente alguns centímetros, o que já assegura que, mesmo com alguma deflexão dos cavaletes, ainda haja espaço hábil para a livre rotação em torno do eixo. Entretanto, o esforço exigido para esse levantamento é muito grande, já que se trata de uma carga cilíndrica de até 6 toneladas. Nesse caso pode se dizer a solução de uma rampa ou um skid são impraticáveis. Isso fica ainda mais nítido quando são analisadas as exigências relacionadas ao operador descritas pela NR-11. São indicadas máquinas que possuam mecanismos de elevação capazes de operarem sem exigir grande esforço físico por parte do operador.

As paleteiras e plataformas são geralmente utilizadas para a elevação e transporte de cargas unitárias que se acomodam sobre plataformas. Essa particularidade não é satisfeita pela geometria da carga considerando a posição em que se deseja elevar a bobina. Apesar disso, adaptações para o transporte de bobinas podem ser feitas nesses equipamentos.

Primeiramente são utilizadas as condições de carga e espaço para análise das soluções como critérios eliminatórios. O resultado dessa análise está na Tabela 5.1 indicando se a máquina foi reprovada (R) ou aprovada (A).

Tabela 5.1: Resultado da análise de condições de carga e espaço

Máquina de elevação;	Características da carga;	Limitações espaciais;
Rampa	R	A
Ponte Rolante	A	R
Pórticos fixos	A	R
Pórticos móveis	R	R
Semi-pórticos	A	R
Macaco pinhão e cremalheira	A	A
Macaco de parafuso	A	A
Macaco sanfona	A	A
Macaco de alavanca	A	A
Macaco hidráulico	A	A
Guindaste estacionário com coluna giratória	A	R
Guindaste estacionário giratório de pilar fixo	R	R

Máquina de elevação	Características da carga;	Limitações espaciais;
Guindaste estacionário de plataforma giratória	R	R
Empilhadeira	A	R
Plataforma skid	R	A
Paletaria	R	A

5.4 ESCOLHA DE UM TIPO DE MÁQUINA PARA A SOLUÇÃO

Nessa análise preliminar já foi possível estabelecer que há um tipo de máquina mais indicado para a solução: o macaco. A solução ótima deve ser, na realidade, um combinado desses equipamentos com um carro de mão, já que macacos não possuem as características de segurança e movimentação necessárias.

Os macacos devem ser inseridos em uma estrutura para que se tornem viáveis neste caso. Essas exigências podem ser atingidas por meio de um híbrido, em que o carro de mão seria operado com o auxílio de um mecanismo de elevação do tipo macaco. Um exemplo de aplicação desse conceito pode ser visto na Figura 5.1, na qual há um macaco adaptado a um carro de mão da marca Raven Ferramentas Especiais. A função do equipamento ilustrado é de proporcionar a inspeção e manutenção dos rodeios traseiros de caminhões e ônibus.



Figura 5.1: Macaco hidráulico para remoção e instalação dos rodeios traseiros de caminhões e ônibus (RAVEN, 2013)

O equipamento ilustrado na Figura 5.1 opera com um único macaco hidráulico do tipo garrafa que eleva uma estrutura de metal em relação à outra, que serve como base. A carga máxima suportada é de 800 kg.

No caso abordado por este trabalho a elevação deve ser feita pelo eixo da bobina por motivo de segurança. É pouco provável que uma solução com um único macaco seja viável devido à carga

mínima que deve ser suportada. Isso exigiria muito da estrutura da máquina, o que alavancaria os custos com material e processo de fabricação, além de afetar geometricamente o projeto.

São duas as opções de design mais indicadas. A primeira é de se construir os cavaletes com mecanismos próprios de elevação. Essa solução seria reproduzida três vezes, uma para cada bancada. Já a segunda opção consiste em uma máquina de elevação que levantaria a bobina e a sustentaria enquanto os cavaletes fossem colocados em seus postos. Ambas as opções têm vantagens e desvantagens. A utilização da primeira solução é mais simples, prática e segura, porém três devem ser construídas, uma para cada bobina. Na segunda alternativa seria necessária somente uma máquina, mas o processo é mais complicado e mais suscetível a falhas. Há no mercado muitas soluções semelhantes a essas, como pode se observar na Figura 5.2.



Figura 5.2: Soluções disponíveis no mercado (MDK, 2014)

Na Figura 5.2 são apresentadas duas soluções que exigem dois operadores em sincronia para que o eixo seja levantado paralelamente ao solo. Apesar de ser recomendado que a operação seja executada com a presença de mais de uma pessoa, a necessidade de sincronia entre os operadores torna vulnerável o levantamento. No caso de falha na comunicação entre eles, há grandes chances de ocorrência de acidentes.

6. APRESENTAÇÃO E AVALIAÇÃO DAS SOLUÇÕES VIÁVEIS

Neste capítulo são apresentadas as propostas de solução para o projeto

6.1 PALETEIRA ADAPTADA

Um forte candidato foi o projeto de uma paleteira adaptada para a elevação de bobinas. A Figura 6.1 ilustra um modelo desse equipamento.

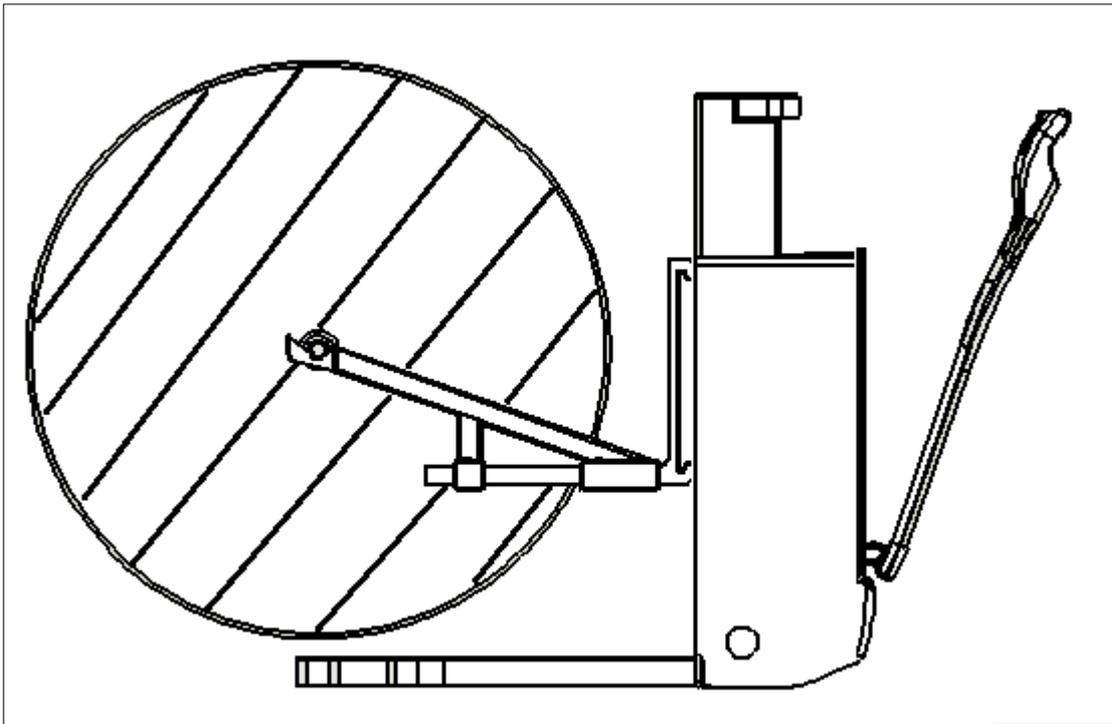


Figura 6.1: Paleteira adaptada para elevação de bobinas

Seria necessário o ajuste de seu centro de gravidade, para evitar tombamentos em sua operação. Esse procedimento pode ser realizado por meio da colocação de lastro (pesos) para contrabalançar o momento gerado pela carga em um braço que se estenda na direção oposta à da bobina. É necessário que se avalie a distância requerida do braço e a carga necessária de lastro. Outra opção seria fazer uma ancoragem, mas esse processo incluiria a modificação do piso do laboratório no qual será operado o equipamento. Pode-se também aumentar o comprimento da base para que seja compensado o momento gerado pela carga. A tendência é que sejam associadas essas soluções para que nenhuma delas desrespeite as condições de contorno estabelecidas para o projeto. Aumentando o comprimento da base, reduz-se a carga de lastro de forma linear. A Figura 6.2 demonstra o modelo adotado e a Figura 6.3 o de Braço (m) versus Peso de lastro (kg) para diferentes tamanhos de base (m) obtido.

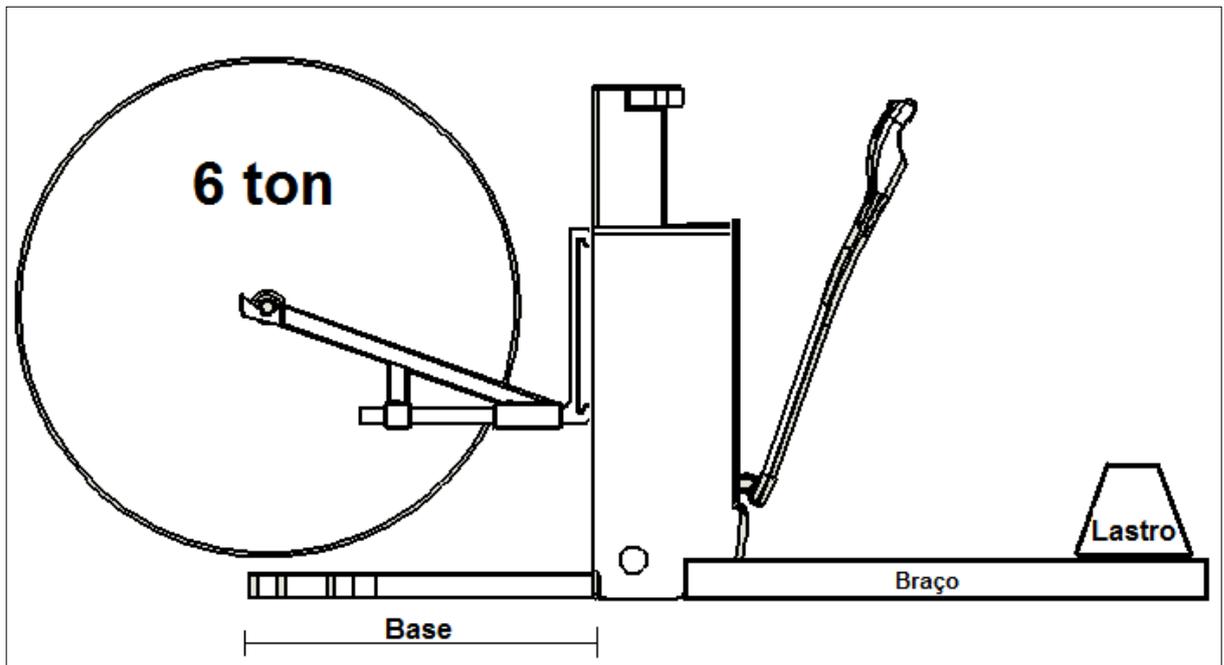


Figura 6.2: Modelo adotado para o cálculo do lastro necessário

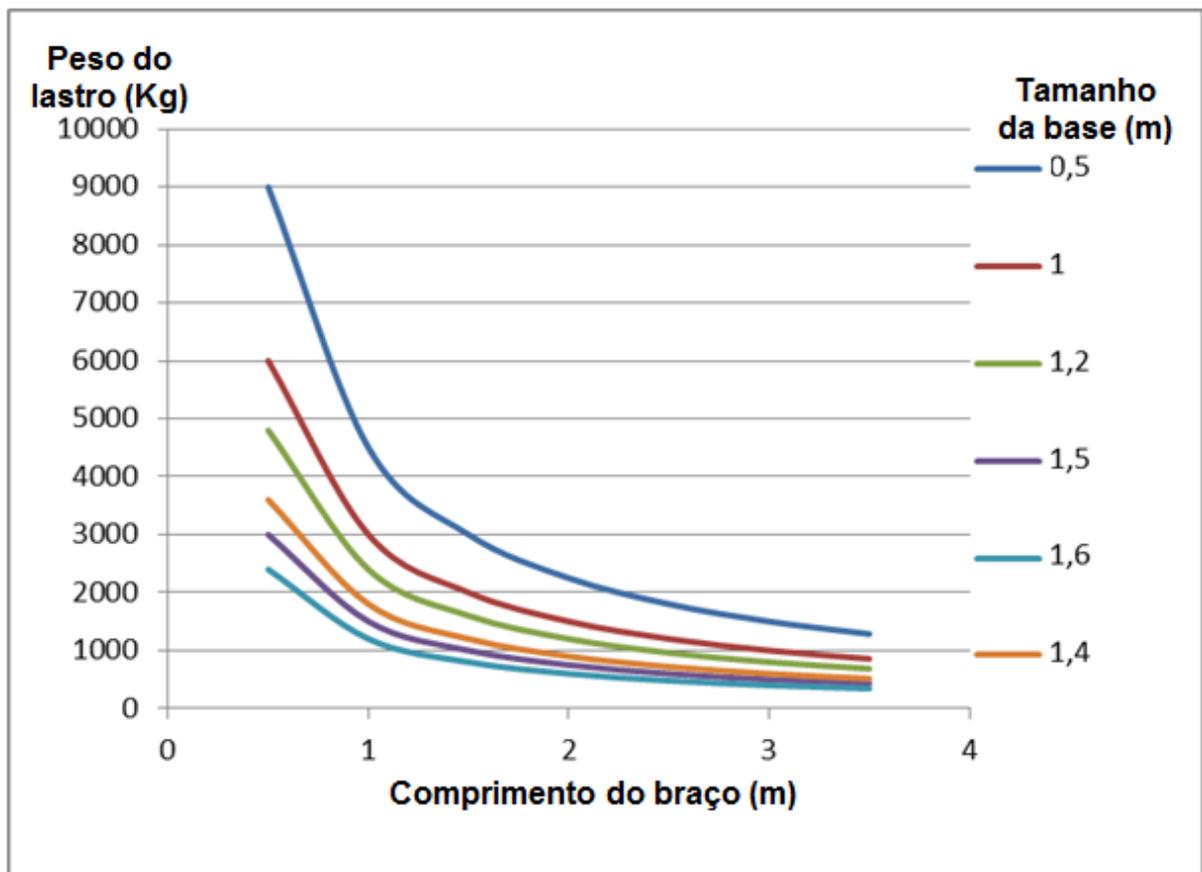


Figura 6.3: Gráfico de Braço (m) versus Peso de lastro (kg) para diferentes tamanhos de base (m)

Para a operação da paleteira adaptada seria desenvolvida uma tabela relacionando informações dos fabricantes, como diâmetro e peso da bobina com o lastro necessário para a operação. Com essa

alternativa seria possível a elevação das bobinas de forma segura e respeitando as condições de contorno estabelecidas.

6.2 CONJUNTO DE CAVALETES COM SISTEMA DE ELEVAÇÃO

6.2.1 CONJUNTO DE CAVALETES COM SISTEMA DE ELEVAÇÃO FIXO

Essa alternativa destaca-se pela praticidade. Assim como nos exemplos encontrados no mercado os cavaletes seriam acionados e sustentados por um macaco hidráulico ou de parafuso. Na Figura 6.4 pode se ver uma solução comercial com sistema de elevação fixo.



Figura 6.4: Exemplo de conjunto de cavaletes com sistema de elevação fixo (MDK, 2014)

As soluções encontradas no mercado hoje não possuem a robustez e a estabilidade necessárias para suportar a carga desse projeto. O grande desafio seria projetar cavaletes que suportassem a carga de forma estável sem que houvesse perda da função principal do equipamento. Isso poderia ser executado por meio de um cavalete de altura regulável. Um exemplo de cavalete com altura regulável e sistema de travamento por pinos está ilustrado na Figura 6.5.

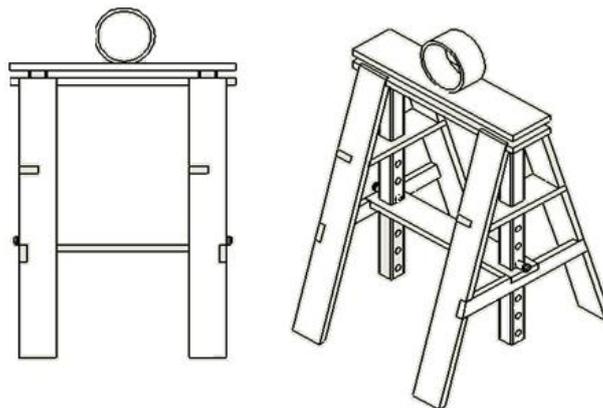


Figura 6.5: Exemplo de cavalete com altura regulável

A maior vantagem dessa alternativa é a elevação feita com o mecanismo sob o eixo da bobina, ou seja, sem a geração de momento para a necessidade de lastro. Nesse caso o equipamento seria substancialmente mais compacto.

6.2.2 CONJUNTO DE CAVALETES COM SISTEMA DE ELEVAÇÃO REMOVÍVEL

Essa solução é similar à apresentada anteriormente. Entretanto, nesse caso o mecanismo não é fixado permanentemente ao cavalete, mas somente quando for necessário executar a elevação de carga. Essa proposta é vantajosa sobre as encontradas no mercado, pois não há necessidade de serem construídos três cavaletes equipados com mecanismos de elevação. A Figura 6.6 ilustra essa solução.

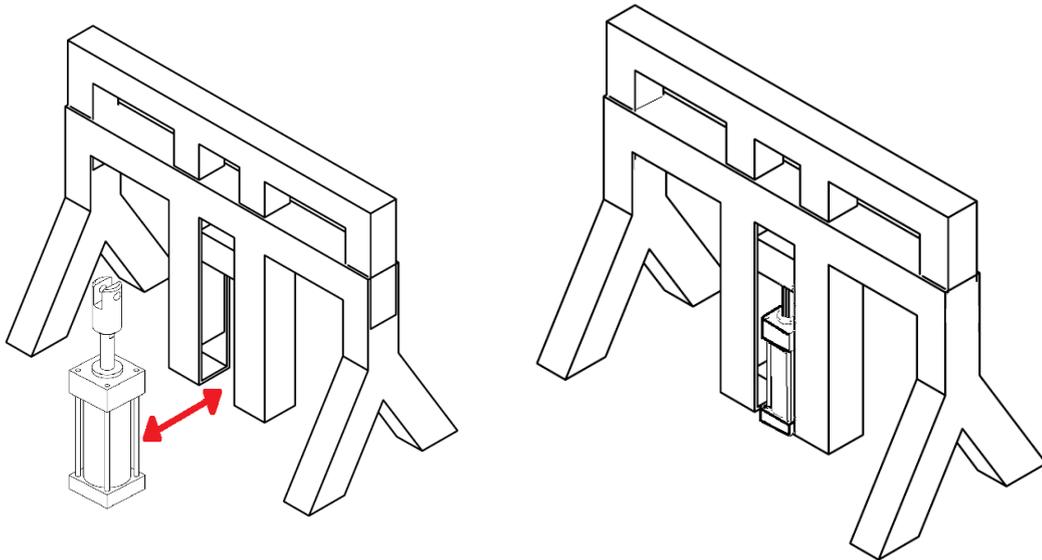


Figura 6.6: Desenho esquemático de um cavalete com sistema de elevação removível

Assim como na alternativa anterior, os cavaletes teriam níveis ajustáveis de altura que seriam fixados por meio de um sistema de pinos e furos passantes, assegurando que a altura mínima seja atingida pela bobina. Nesse caso seriam utilizados dois macacos ou dois pistões hidráulicos com uma bomba manual central que pudessem ser instalados em cada conjunto de cavaletes.

6.3 DEFINIÇÃO DA SOLUÇÃO

6.3.1 ANÁLISE COMPARATIVA

A solução adotada foi a de se projetar cavaletes de altura regulável com sistema de elevação removível devido a sua grande versatilidade e fácil aplicação.

A paleteira adaptada, como pode se observar no gráfico da Figura 6.3, não apresenta a solução mais prática para o problema devido à necessidade de contrabalancear o momento gerado pela excentricidade da carga. Além disso, o espaço disponível, apesar de suficiente, não é ideal para sua operação e para sua estocagem, ocupando espaço normalmente destinado a bobinas fora de uso no laboratório.

Outro ponto positivo é a comparação entre os custos projetados para as três opções apresentadas. Em comparação à paleteira, a simplicidade dessa solução faz com que possua custo inferior. A análise

frente à solução de mecanismo de elevação fixo é ainda mais fácil, já que é evidente que a compra de menos componentes hidráulicos é vantajosa em termos de custos.

6.3.2 MATRIZ DE DECISÃO

Para fazer a escolha foi utilizada a ferramenta da matriz de decisão, descrita no capítulo 2. Foi desenvolvida a matriz de decisão apresentada na Tabela 6.1.

Tabela 6.1: Matriz de decisão

	Custo	Desempenho	Segurança	Confiabilidade	TOTAL
Peso	0,25	0,20	0,35	0,20	1,00
Design 1	5,0	3,0	7,0	6,0	5,5
Design 2	4,0	8,0	8,0	9,0	7,2
Design 3	8,0	8,0	8,0	9,0	8,2

Pelo método da matriz de decisão é possível observar que o design 3, ou seja, o conjunto de cavaletes com sistema de elevação removível é o que melhor se adequa às condições do projeto.

6.3.3 CONCLUSÃO

A solução escolhida foi a de se construir três pares de cavaletes com altura ajustável e sistema de travamento por pinos. É realizado o desenvolvimento do projeto de um equipamento de elevação com cilindros hidráulicos alimentados por uma bomba central, cujos detalhes são explanados em seções a seguir. A Figura 6.7 mostra uma concepção preliminar da solução.

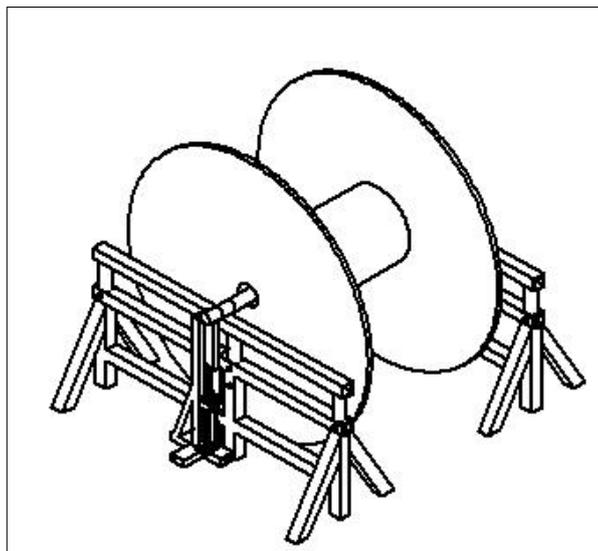


Figura 6.7: Concepção preliminar da solução

7. CONCEPÇÃO DE PROJETO

Nesse capítulo é realizada uma descrição a fundo das características da solução, considerando-se escolhas de design e funcionalidade

7.1 ESCOLHA DA FORMA DE ELEVAÇÃO

A forma de elevação foi o ponto de decisão mais crucial do design do sistema. A elevação poderia ser realizada de diferentes formas: i) elevando-se a parte móvel do cavalete diretamente; ii) elevando-se diretamente o eixo da bobina. Ambos os casos estão dispostos na Figura 7.1.

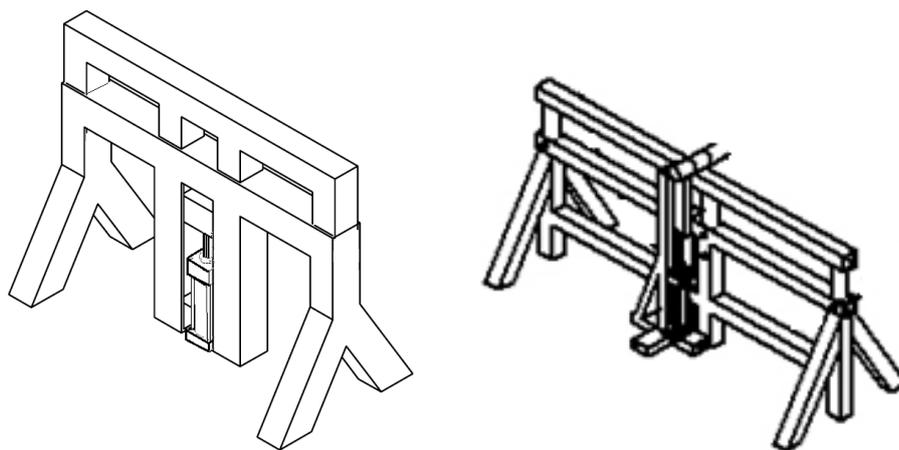


Figura 7.1: Caso i e ii respectivamente

7.2 DESENVOLVIMENTO DO DESIGN DO CAVALETE

Para o projeto do cavalete duas exigências se destacam: a estabilidade quanto ao tombamento e a rigidez da estrutura. A rigidez é essencial para que o objetivo de manter a bobina suspensa seja atingido. Para que seja possível o livre rolamento da bobina instalada no cavalete também é imprescindível que não ocorra o tombamento quando houver movimento do cabo, ou seja, quando as amostras forem puxadas. Pensando nesses dois aspectos uma configuração com quatro apoios é a mais indicada. Na Figura 7.2 tem-se sua vista lateral simplificada:

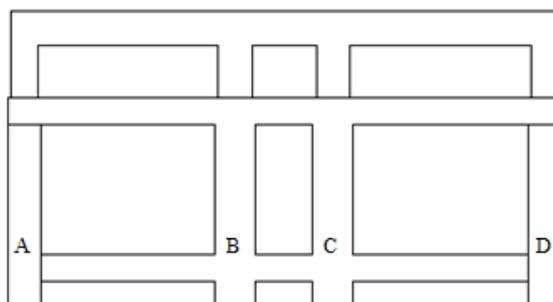
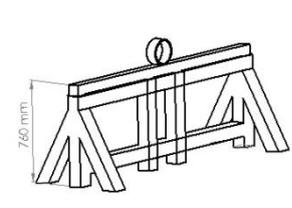
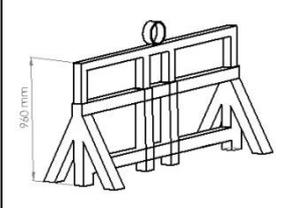
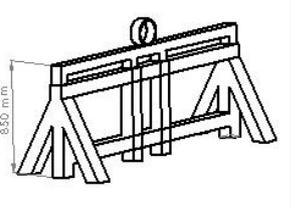
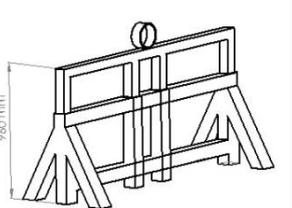


Figura 7.2: Desenho simplificado do cavalete (vista lateral)

Dessa forma os apoios A e D, que possuem maior braço para contrabalançar o momento gerado ao se girar a bobina, impedem que haja tombamento do cavalete. Para evitar também o tombamento lateral, os apoios A e B serão divididos em dois abaixo da linha da regulagem da altura do cavalete. Já os apoios B e C são responsáveis por aumentar a rigidez da estrutura por estarem a uma distancia mínima do ponto de apoio da carga.

Para a análise da geometria foram utilizadas as informações coletadas das bobinas disponíveis no laboratório e também aquelas encontradas nos catálogos dos fornecedores de cabos condutores. As bobinas que são utilizadas no laboratório são as 190/100, 170/100 e 170/80 (diâmetro/largura em cm). A altura mínima é definida pelo raio da menor bobina menos o raio esperado do seu eixo. A altura máxima é definida pelo raio da maior bobina menos o raio do eixo mais a altura desejada de elevação em relação ao solo. As alturas de fixação da seção móvel são aquelas que possibilitam a livre rotação das bobinas. Logo há apenas duas alturas para o ajuste do cavalete, para cada um dos diâmetros tabelados. As alturas estão na Tabela 7.1.

Tabela 7.1: Alturas críticas de projeto

Mínimo	Máximo	Fixação de bobinas 170	Fixação de bobinas 190
760 mm	960 mm	850 mm	960 mm
			

7.3 DESENVOLVIMENTO DO DESIGN DO MECANISMO DE ELEVAÇÃO REMOVÍVEL

A ideia do sistema de elevação completamente separado do cavalete veio de um equipamento utilizado na manutenção de grandes máquinas, como os megacaminhões utilizados na mineração. Esse equipamento pode ser visto na Figura 7.3.



Figura 7.3: Sistema de elevação portátil para cargas pesadas

Foram então desenvolvidas duas geometrias para serem apreciadas. Elas são mostradas na Figura 7.4.

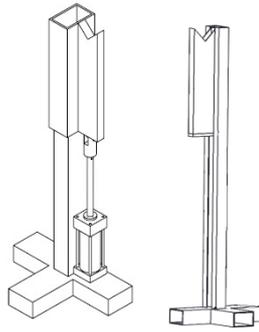


Figura 7.4: Geometrias possíveis para o mecanismo de elevação

Com isso o intuito é de levar o mecanismo a cada cavalete e removê-lo com facilidade. O atuador é fixo na estrutura e não precisa ser desinstalado cada vez que for utilizado proporcionando mais praticidade e segurança à atividade de elevação das bobinas.

7.4 DIMENSIONAMENTO DO EIXO

A bobina é sustentada por eixo, evidenciado em amarelo na Figura 7.5:

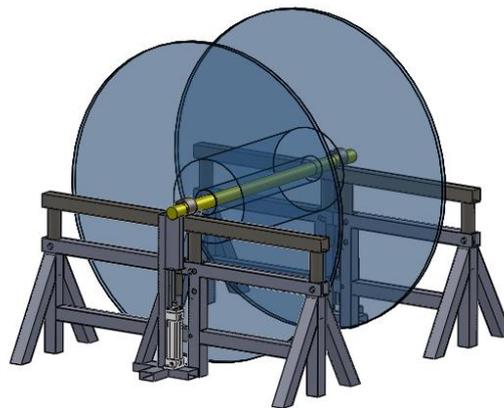


Figura 7.5: Desenho evidenciando o eixo

O dimensionamento do eixo foi feito considerando-se uma barra com carga distribuída entre os apoios. A força considerada é de 60kN distribuída ao longo de 1 m, que é a largura padrão das bobinas mais pesadas. Um desenho esquemático pode ser visto na Figura 7.6:

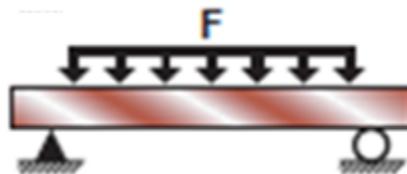


Figura 7.6: Viga biapoiada com esforços distribuídos

Uma ilustração esquemática compõe a Figura 7.7, assim como os diagramas de esforços cortantes e momento fletor ao longo do eixo.

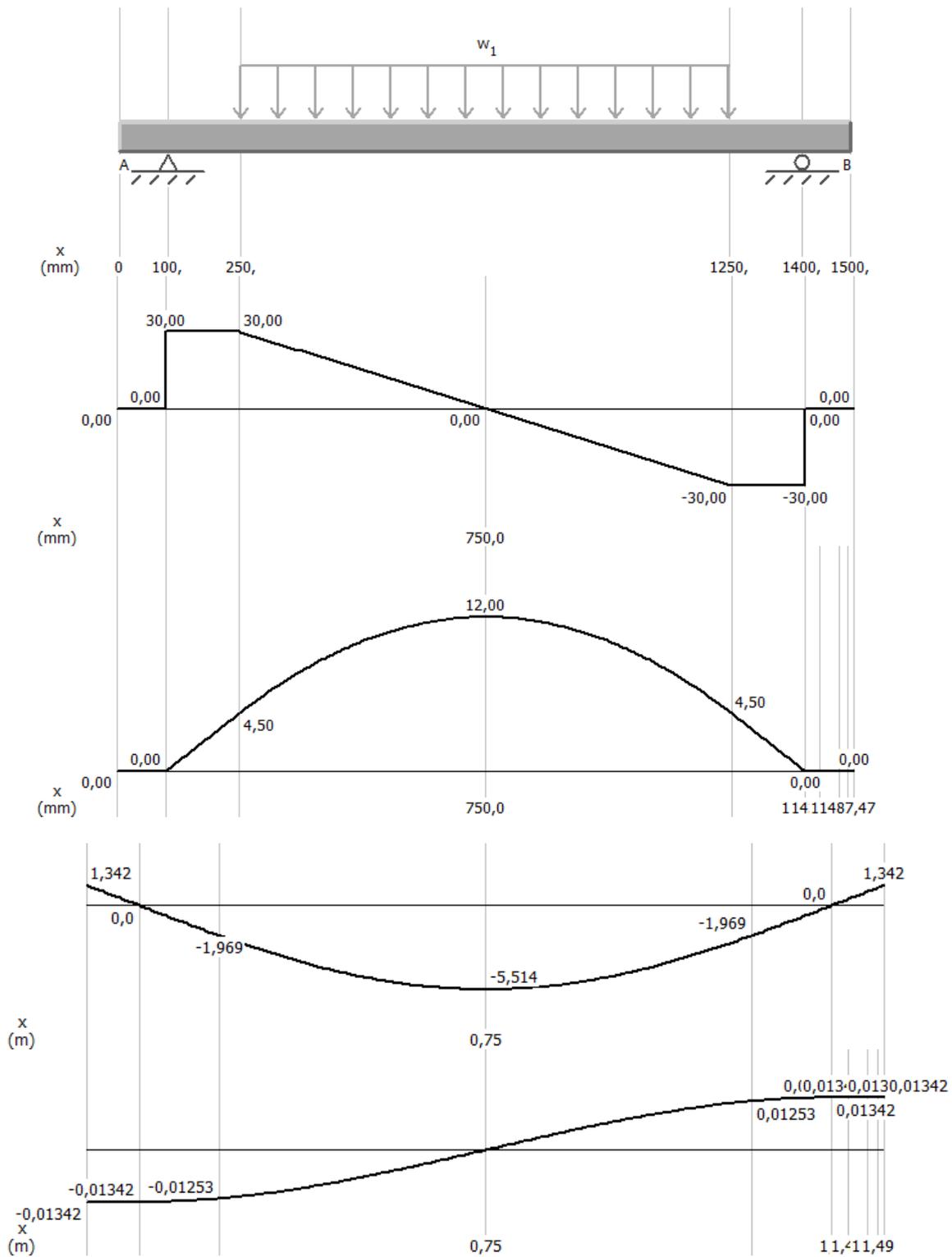


Figura 7.7: Diagramas do eixo

O critério crítico é a deflexão não axial. Temos as seguintes equações para deflexão total e angular, respectivamente, nesse caso as equações 7.1 e 7.2.

$$\delta = \frac{FL^3}{C_1EI} = \frac{ML^2}{C_1EI} \quad (7.1)$$

$$\theta = \frac{FL^2}{C_2EI} = \frac{ML}{C_2EI} \quad (7.2)$$

Em que:

- I é o
- E é o módulo de Young (N/m²)
- δ é a deflexão em metros
- F é a força aplicada em newtons
- M é o momento na barra (Nm)
- L é o comprimento da barra (m)
- $C_1 = \frac{384}{5}$ e $C_2 = 24$.
- θ é a deflexão em radianos

Dessa forma podemos estabelecer uma relação entre a deflexão máxima desejada e o momento de inércia do eixo. Aquele que atender aos requisitos e tiver menor custo será selecionado.

7.4.1 SIMULAÇÃO DO EIXO

A simulação do eixo foi realizada no software ANSYS. Foi considerada somente a análise estática, já que a frequência e a quantidade de ciclos são muito baixas. Foram ensaiadas diversas geometrias com seções circulares vazadas, mas os resultados foram, em geral, incoerentes com as demandas do projeto de rigidez e segurança. O diâmetro e a espessura necessários para a utilização de seção vazada seriam muito altos, tornando a sua seleção impraticável. Para esses casos não seria possível passar o eixo pelo furo na bobina. A partir dessa análise foi então selecionado um eixo maciço. Essa seleção foi realizada com base no catálogo da empresa Pinheiro Ferragens (PINHEIRO INDÚSTRIA, 2014). O trecho do catálogo de produtos utilizado está na Figura 7.8.



• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 1/2"-12.70MM-0.99KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 9/16"-14.29MM-1.26KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 5/8"-15.87MM-1.55KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 3/4"-19.05MM-2.24KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 7/8"-22.22MM-3.04KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 1"-25.40MM-3.97KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 1.1/8"-28.57MM-5.03KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 1.1/4"-31.75MM-6.21KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 1.3/8"-34.92MM-7.51KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 1.1/2"-38.10MM-8.94KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 1.5/8"-41.27MM-10.49KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 1.3/4"-44.45MM-12.17KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 1.7/8"-47.62MM-13.97KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 2"-50.80MM-15.90KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 2.1/4"-57.15MM-20.12KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 2.3/8"-60.32MM-22.41KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 2.1/2"-63.50MM-24.84KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 2.5/8"-66.68MM-27.38KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 2.3/4"-69.85MM-30.05KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 2.7/8"-73.02MM-32.85KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 3"-76.20MM-35.76KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 3.1/2"-88.90MM-48.68KG/ML
• AÇO 1045 TREFILADO REDONDO 4"-101.60MM-63.58KG/ML
• AÇO 1045 SAE LAMINADO REDONDO 4.1/2"-114.30MM-80.47KG/ML
• AÇO 1045 SAE LAMINADO REDONDO 5"-127.00MM-90.80KG/ML

Figura 7.8: Perfis de aço 1045 redondos (PINHEIRO INDÚSTRIA, 2014)

Foram ensaiados alguns valores de diâmetro buscando o menor valor que suportasse a carga com o fator de segurança desejado. Foram analisados o fator de segurança na peça com base na tensão equivalente de von Mises e a deflexão do eixo em relação ao plano paralelo à força aplicada.

A seguir, na Figura 7.9, está o resultado do fator de segurança para um perfil de aço 1045 trefilado redondo de diâmetro 76,2 mm selecionado a partir da Figura 7.8.

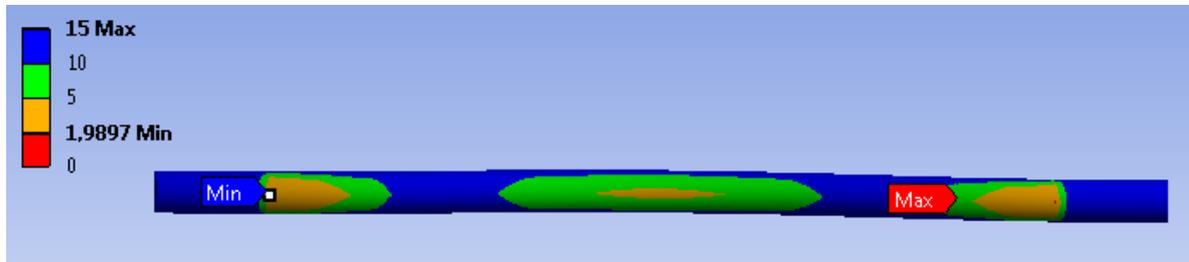


Figura 7.9: Simulação do eixo para fator de segurança

O fator de segurança está muito próximo a 2, que é abaixo do fator de segurança geral para o projeto do cavalete e do mecanismo de elevação, mas é satisfatório para o eixo. Na Figura 7.10 pode se observar a deflexão no eixo. O valor máximo encontrado foi de 1,78 mm, o que é aceitável, já que não permite que a bobina encoste no chão.

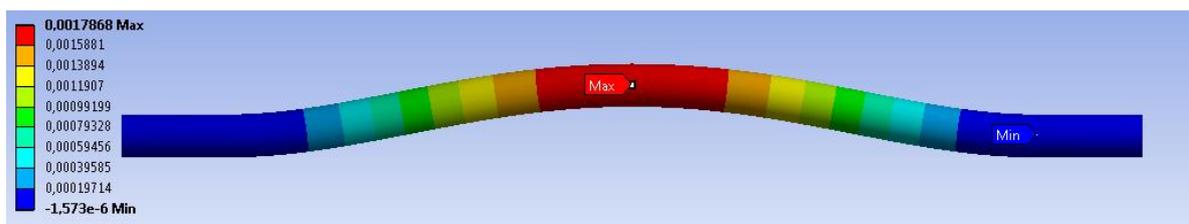


Figura 7.10: Simulação do eixo para deflexão

Com base na geometria das bobinas, nas simulações e no catálogo, chegou-se aos resultados encontrados na Tabela 7.2

Tabela 7.2: Resultados para o eixo

Diâmetro	76,2 mm (3")
Comprimento	1,8 m
Material	Aço 1045

Com base no diâmetro de 3" encontrado para o eixo, foi selecionado um perfil de 4" para o anel que servirá de suporte ao eixo. Ele será soldado à parte superior do cavalete (seção móvel do cavalete). A espessura do anel será de 5 mm, como mostra a Figura 7.11.

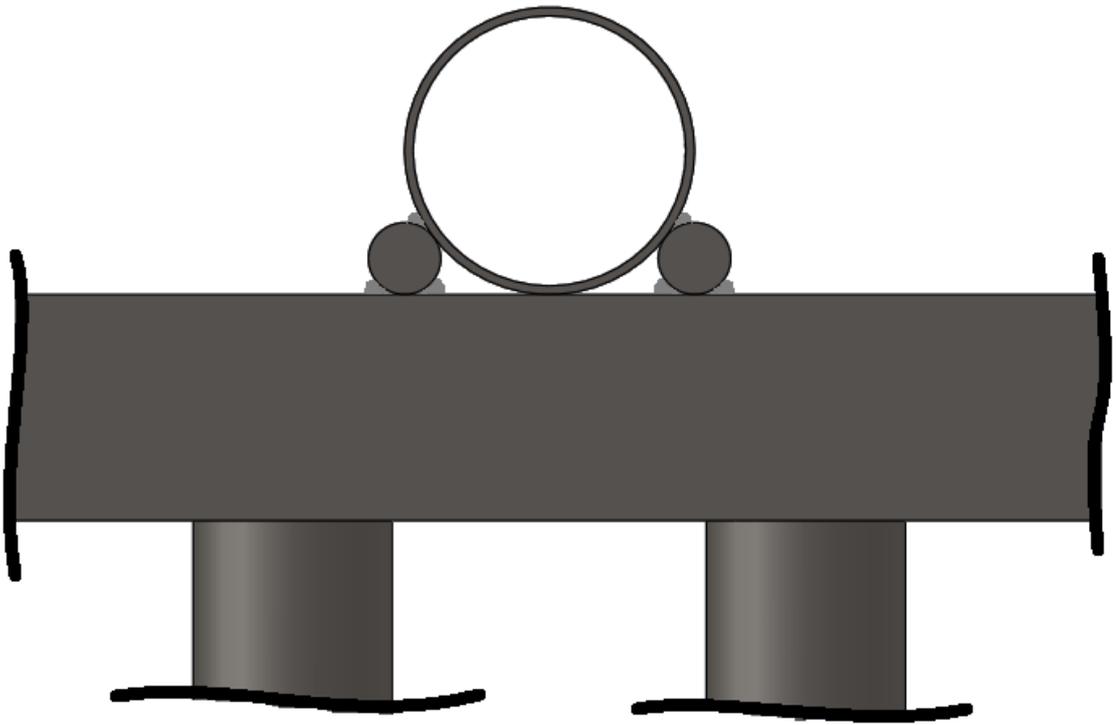


Figura 7.11: Anel de suporte do eixo soldado ao cavalete

8. COMPONENTES HIDRÁULICOS

Neste capítulo são selecionados os componentes hidráulicos

8.1 DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO DOS COMPONENTES

O mecanismo de elevação é composto por um par de atuadores hidráulicos engastados em suas bases. As hastes do cilindro possuem acessórios para serem acoplados à estrutura metálica do equipamento. A alimentação do atuador é realizada por uma bomba central com reservatório próprio. Ao longo do circuito hidráulico são posicionados outros componentes que serão descritos e selecionados neste capítulo.

8.2 DESCRIÇÃO DO CIRCUITO HIDRÁULICO

O funcionamento exigido pela máquina levou ao circuito hidráulico simplificado apresentado na Figura 8.1. É composto por uma válvula direcional e um atuador hidráulico de dupla ação. Dessa forma é possível que a haste seja movimentada até a posição desejada e depois possa parar com segurança para a colocação dos pinos no cavalete. Esses dois componentes são selecionados mais a frente neste capítulo.

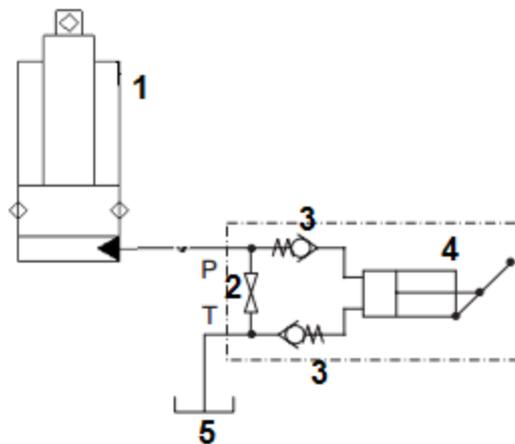


Figura 8.1: Circuito hidráulico simplificado

Na Figura 8.1 o número 1 indica o atuador hidráulico; 2 representa uma válvula de fechamento (*shut-off*); 3 representa válvulas de retenção; e 4 é uma bomba manual; e 5 é o reservatório do fluido. É importante notar que os componentes dentro da área pontilhada estão inseridos na bomba manual.

Há mais componentes que compõem o circuito para que esteja completo. A seleção deles é realizada após uma breve discussão sobre cada um ainda neste capítulo. O diagrama completo encontra-se na Figura 8.20.

8.3 DIMENSIONAMENTO DOS ATUADORES HIDRÁULICOS

O primeiro passo é estabelecer as características principais de cilindro hidráulico: velocidade, tamanho do curso e carga. A partir desses parâmetros é possível fazer a seleção da haste, que é a peça crítica no projeto de elevação por meio de cilindros. Os passos do processo estão dispostos a seguir:

1. Determinação da carga axial;
2. Determinação do curso necessário;
3. Determinação do tipo de fixação;
4. Determinação do fator de curso;
5. Obtenção do diâmetro da haste por meio da tabela do fabricante;
6. Determinação do diâmetro do cilindro;
7. Determinação da pressão de suprimento do cilindro;
8. Determinação da vazão utilizando a velocidade e a área do cilindro.

8.3.1 DETERMINAÇÃO DA CARGA AXIAL

Como descrito no capítulo 3, peso que deve ser considerado é 6 toneladas, o que equivale à 60kN. Para elevar essa carga com dois cilindros é necessário que a capacidade deles seja maior do que 3 toneladas, ou seja, 30kN.

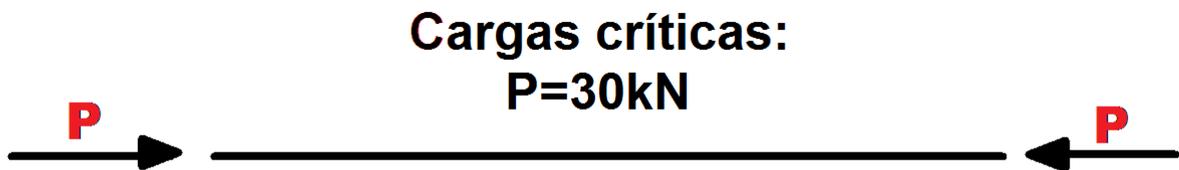


Figura 8.2: DCL do pistão hidráulico

8.3.2 DETERMINAÇÃO DO CURSO NECESSÁRIO

Devido às dimensões das bobinas utilizadas foi possível observar que o curso necessário é de 200 mm. Isso foi demonstrado na Tabela 7.1, na qual se tem a menor altura em 760 mm e a maior em 960 mm.

8.3.3 DETERMINAÇÃO DO TIPO DE FIXAÇÃO

O cilindro deve ser engastado à base do equipamento de elevação, levando à seleção de um cilindro com flange em sua base. O tipo de fixação selecionado foi do tipo H, pois possui flange retangular traseira com furos para a fixação com parafusos do cilindro. As opções e o modelo selecionado estão dispostos na Figura 8.3.

Montagens Disponíveis e Onde Encontrá-las

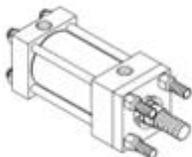
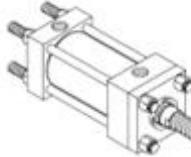
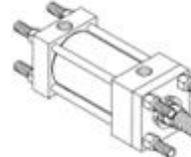
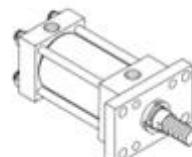
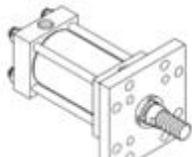
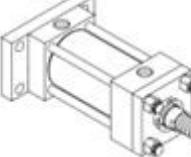
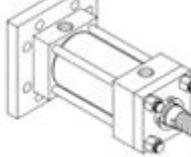
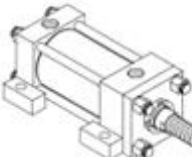
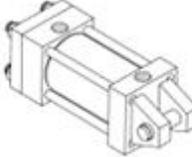
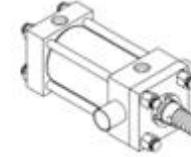
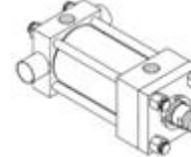
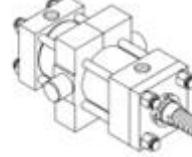
Tipo TB (NFPA Tipo MX3)	Tipo TC (NFPA Tipo MX2)	Tipo TD (NFPA Tipo MX1)	Tipo J (NFPA Tipo MF1)
			
Extensão dos Tirantes Dianteiros (Página 6).	Extensão dos Tirantes Traseiros (Página 6).	Extensão dos Tirantes Ambos os Lados (Página 6).	Flange Retangular Dianteiro (Página 8).
Tipo JB (NFPA Tipo MF5)	Tipo H (NFPA Tipo MF2)	Tipo HB (NFPA Tipo MF6)	Tipo C (NFPA Tipo MS2)
			
Flange Quadrado Dianteiro (Página 8).	Flange Retangular Traseiro (Página 10).	Flange Quadrado Traseiro (Página 10).	Orelhas Laterais (Página 12).
Tipo BB (NFPA Tipo MP1)	Tipo D (NFPA Tipo MT1)	Tipo DB (NFPA Tipo MT2)	Tipo DD (NFPA Tipo MT4)
			
Articulação Traseira Fêmea (Página 12).	Munhão Dianteiro (Página 14).	Munhão Traseiro (Página 14).	Munhão Fixo Intermediário (Página 14).

Figura 8.3: Tipos de fixação dos cilindros hidráulicos (PARKER HYDRAULICS, 2003)

8.3.4 DETERMINAÇÃO DO FATOR DE CURSO

O fator de curso é um parâmetro utilizado no cálculo de flambagem da haste. Esse cálculo é baseado na teoria de flexão axial de Euler.

A flambagem ou encurvadura é um fenômeno que ocorre em peças esbeltas (peças onde a área de secção transversal é pequena em relação ao seu comprimento), quando submetidas a um esforço de compressão axial. A flambagem acontece quando a peça sofre flexão transversalmente devido à compressão axial. A flambagem é considerada uma instabilidade elástica, assim, a peça pode perder sua estabilidade sem que o material já tenha atingido a sua tensão de escoamento. Este colapso ocorrerá sempre na direção do eixo de menor momento de inércia de sua seção transversal. A tensão crítica para ocorrer a flambagem não depende da tensão de escoamento do material, mas da seu módulo de Young. Quando a flambagem ocorre na fase elástica do material, a carga crítica (K) é dada pela fórmula de Euler:

$$K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{\lambda^2} \quad (8.1)$$

$$F_A = \frac{K}{S} \quad (8.2)$$

Em que:

λ = Comprimento livre de Flambagem (Figura 8.4)

S = Coeficiente de Segurança (3,5 – padrão para este tipo de projeto)

E = Módulo de Elasticidade do aço = $2,1 \cdot 10^7$ N/ cm²

J = Momento de inércia para seção circular:

$$J = \frac{d_h^4 \cdot \pi}{64} \quad (8.3)$$

Para a avaliação desse fenômeno é necessário conhecer como estão apoiadas ou fixadas as extremidades da viga. Para cada caso é associado um fator de correção comprimento de flambagem. Os casos e seus respectivos fatores de correção são apresentados na Figura 8.4.

Tipo de carga	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Representação gráfica				
Comprimento livre de flambagem	$c = 2L$	$c = L$	$c = L \cdot \sqrt{1/2}$	$c = L / 2$
Situação de montagem para cilindros hidráulicos				

Figura 8.4: Casos de flambagem para a determinação do fator de curso (FIALHO, 2004)

Como o pistão terá tanto sua base quanto a ponteira da haste fixos, tem-se a seleção mostrada na Figura 8.5.

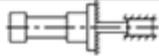
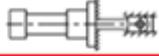
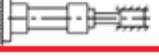
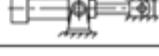
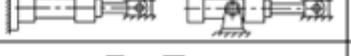
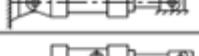
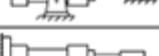
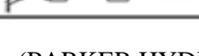
	Tipo de Montagem	Tipo de Fixação do Cilindro	Fator de Curso
Fixa e Guiada Rigidamente	TB, TD, C, J, JB		0,5
Articulada e Guiada Rigidamente	TB, TD, C, J, JB		0,7
Fixa e Guiada Rigidamente	TC, H, HB		1,0
Articulada e Guiada Rigidamente	D		1,0
Articulada e Guiada Rigidamente	TC, H, HB, DD		1,5
Suportada, Porém Não Guiada Rigidamente	TB, TD, C, J		2,0
Articulada e Guiada Rigidamente	BB, DB, SB, SBa, SBb		2,0
Articulada e Suportada, Porém Não Guiada Rigidamente	DD		3,0
Fixa, Porém Não Guiada Rigidamente	TC, H, HB		4,0
Articulada, Porém Não Guiada Rigidamente	BB, DB, SB, SBa, SBb		4,0

Figura 8.5: Determinação do fator de curso segundo a fixação (PARKER HYDRAULICS, 2003)

Manejando os parâmetros das equações 8.2 e 8.3, chega-se à equação para o diâmetro da haste.

$$d_h = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot S \cdot \lambda^2 \cdot F_A}{\pi^3 \cdot E}} \quad (8.4)$$

$$d_h = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 3,5 \cdot 40^2 \cdot 35000}{\pi^3 \cdot 2,1 \cdot 10^7}} = 2,095 \text{ cm} = 20,95 \text{ mm}$$

Percebe-se então que o diâmetro mínimo de acordo com a teoria de flambagem é de aproximadamente 21 mm.

8.3.5 OBTENÇÃO DO DIÂMETRO DA HASTE POR MEIO DA TABELA DO FABRICANTE

O fabricante apresenta então um gráfico levando em conta todos os fatores descritos anteriormente para que a seleção possa ser feita de forma mais simples e direta. Para a utilização do gráfico é indicado se seguir o seguinte procedimento disponível no catálogo do fabricante:

1. Determinar o tipo de montagem do cilindro e o engastamento da extremidade da haste a ser usada. Em seguida, consultar a tabela abaixo e determinar o "fator de curso" que corresponde às condições usadas;

2. Usando esse fator de curso, determinar o "comprimento básico" a partir da equação:

Comprimento Básico = Curso Real x Fator de Curso;

Para cilindros com extensão de haste acrescer ao curso real o valor da extensão:

3. Entrar no gráfico ao longo dos valores de "comprimento básico" e "força", encontrando o ponto de intersecção:

a) O diâmetro da haste do cilindro é lido na curva "Diâmetro da Haste", logo acima do ponto de intersecção.

b) O comprimento necessário do tubo de parada é lido à direita do gráfico, nas barras verticais "Comprimento Recomendado do Tubo de Parada" correspondente ao tipo de montagem rígida ou articulada.

c) Se o comprimento necessário do tubo de parada estiver na região com indicação "consultar a fábrica", apresentar as seguintes informações para uma análise individual:

- 1) Tipo de montagem do cilindro.
- 2) Fixação da extremidade da haste e tipo de guia da carga.
- 3) Diâmetro do cilindro, curso, comprimento da extensão da haste.
- 4) Posição de montagem do cilindro. Nota: Se o cilindro estiver em qualquer ângulo ou na vertical, especificar a direção da haste do pistão.
- 5) Pressão de operação do cilindro.

Com uma força requerida de 33 kN, tem-se que o diâmetro de 34,9 mm é a melhor opção para o curso de 400 mm. O gráfico é apresentado na Figura 8.6:

Gráfico de Seleção de Haste e Tubo de Parada

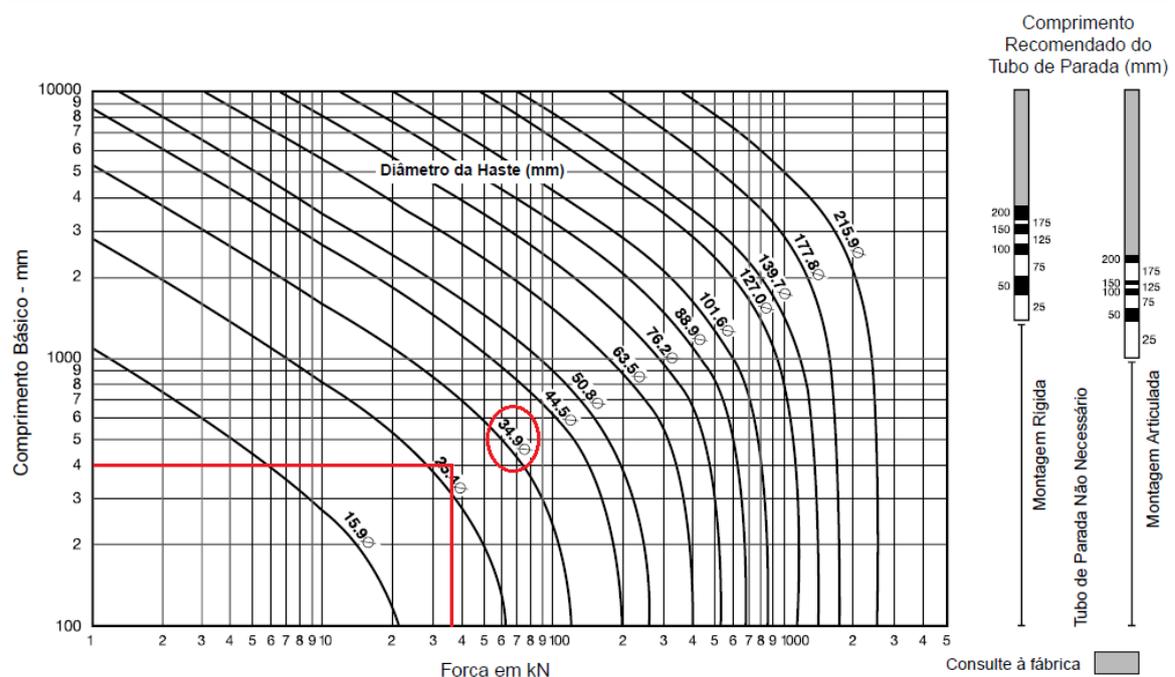


Figura 8.6: Gráfico de seleção de diâmetro da haste (PARKER HYDRAULICS, 2003)

8.3.6 DETERMINAÇÃO DO DIÂMETRO DO CILINDRO

A determinação do diâmetro do cilindro é realizada de acordo com uma tabela do fabricante na qual variam o tipo de montagem e o diâmetro da haste. Na mesma tabela é possível descobrir também a pressão máxima de operação do cilindro. Essa tabela é apresentada na Figura 8.7.

Pressões Máximas (bar)

As pressões indicadas abaixo são as recomendadas para a maioria das aplicações de serviço pesado, porém deve ser considerada a intensificação de pressão no interior do cilindro conforme aplicação, circuito e amortecimento.

Diâmetro do Cilindro mm (pol)	Nº Haste	Diâmetro da Haste	Montagens TB, TC, TD, JB, HB, C, BB, D, DB, DD	Montagem J		Montagem H		Montagem SB	Montagem SBa	Montagem SBb
				Avanço/Retorno	Avanço	Retorno	Avanço	Retorno	Avanço/Retorno	Avanço/Retorno
38,1 (1 1/2")	1	15,9 (5/8")	210	180	210	210	210	90	-	-
	2	25,4 (1")	210	110	210	210	210	90	160	-
50,8 (2")	1	25,4 (1")	210	180	210	210	210	155	160	-
	2	34,9 (1 3/8")	210	110	210	210	210	155	160	-
63,5 (2 1/2")	1	25,4 (1")	210	180	210	210	210	100	-	-
	2	44,5 (1 3/4")	210	110	210	210	210	100	160	160
	3	34,9 (1 3/8")	210	130	210	210	210	100	160	160
82,6 (3 1/4")	1	34,9 (1 3/8")	210	180	210	210	210	105	-	-
	2	50,8 (2")	210	110	210	210	210	105	160	160
	3	44,5 (1 3/4")	210	150	210	210	210	105	160	160
101,6 (4")	1	44,5 (1 3/4")	210	180	210	210	210	130	-	-
	2	63,5 (2 1/2")	210	110	210	210	210	130	160	160
	3	50,8 (2")	210	130	210	210	210	130	160	160
127,0 (5")	1	50,8 (2")	210	160	210	210	140	140	-	-
	2	63,5 (2 1/2")	210	120	210	210	180	140	160	160
	3	76,2 (3")	210	80	210	210	200	140	-	-
152,4 (6")	1	63,5 (2 1/2")	210	130	210	210	140	125	-	-
	2	101,6 (4")	210	60	210	210	210	125	160	160
	3	76,2 (3")	210	100	210	210	180	125	-	-

Figura 8.7: Tabela de pressão máxima permitida (PARKER HYDRAULICS, 2003)

Há três opções para a seleção do diâmetro do cilindro. A decisão será realizada com base na determinação da pressão de suprimento do cilindro.

8.3.7 DETERMINAÇÃO DA PRESSÃO DE SUPRIMENTO DO CILINDRO

Pode se determinar a pressão de suprimento do cilindro utilizando a força e a área do cilindro. O princípio utilizado é muito simples, como é demonstrado na figura a seguir na Figura 8.8:



Figura 8.8: Desenho esquemático da relação entre força, pressão de trabalho e área do cilindro

Para avaliar qual diâmetro de cilindro será selecionado, será feita uma avaliação da pressão de suprimento. Aquele cuja pressão se encaixar dentro do limite de 90% da pressão máxima de trabalho será selecionado. No caso de mais de um diâmetro atender a esse parâmetro, será selecionado o mais compacto.

Cilindro de diâmetro de 50,8 mm ($A=2,023 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$)

$$P = \frac{F}{A} = \frac{36 \cdot 10^3}{2,023 \cdot 10^{-3}} = 17,8 \text{ MPa} = 178 \text{ bar}$$

Cilindro de diâmetro de 63,5 mm ($A=3,167 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$)

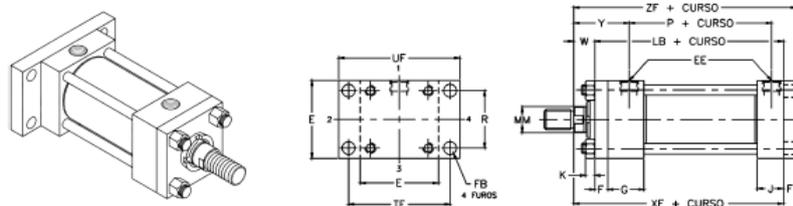
$$P = \frac{F}{A} = \frac{36 \cdot 10^3}{3,167 \cdot 10^{-3}} = 11,4 \text{ MPa} = 114 \text{ bar}$$

Para os três diâmetros a pressão máxima de operação é de 210 bar, como visto na Figura 8.7, ou seja, a pressão máxima admitida no projeto será de 18,9 Mpa ($210 * 0,9 = 189 \text{ bar} = 18,9 \text{ MPa}$). Nesse caso os dois maiores cilindros são capazes operar no cenário previsto sem exceder o limite imposto. Assim como dito anteriormente o cilindro selecionado será a opção mais compacta, ou seja, o cilindro de diâmetro de 50,8 mm (2").

8.3.8 CARACTERÍSTICAS DO CILINDRO

As características construtivas do cilindro estão disponíveis na Figura 8.9 e na Figura 8.10.

Typo H - Montagem por Flange Retangular Traseiro (NFPA Tipo MF2)



Tabelas de Dimensões

Tabela 1 - Dimensões Externas e de Montagem (mm)

Ø do Cilindro mm (pol)	E	EE		F	FB	G	J	K	R	TF	UF	Somar o Curso	
		NPT	BSP									LB	P
38,1 (1 1/2")	63,5	1/2"	1/2"	9,5	11,1	44,5	38,1	9,5	41,4	87,3	108,0	127,0	73,0
50,8 (2")	76,2	1/2"	1/2"	15,9	14,3	44,5	38,1	11,1	52,1	104,8	130,2	133,4	73,0

Figura 8.9: Dimensões do cilindro (PARKER HYDRAULICS, 2003)

Ø do Cilindro mm (pol)	Haste Nº	Haste Diâmetro MM	Dimensões das Extremidades da Haste								Y	Somar o Curso	
			A	B $\pm 0,05$	C	D	LA	NA	V	W		XF	ZF
38,1 (1 1/2")	1	15,9 (5/8")	19,1	28,55	9,5	12,7	34,9	14,3	6,4	15,9	50,8	142,9	152,4
	2	25,4 (1")	28,6	38,07	12,7	22,2	54,0	23,8	12,7	25,4	60,3	152,4	161,9
50,8 (2")	1	25,4 (1")	28,6	38,07	12,7	22,2	47,6	23,8	6,4	19,1	60,3	152,4	168,3
	2	34,9 (1 3/8")	41,3	50,77	15,9	28,6	66,7	33,3	9,5	25,4	66,7	158,8	174,6

Figura 8.10: Dimensões do cilindro (PARKER HYDRAULICS, 2003)

8.4 SELEÇÃO DA BOMBA

A bomba foi selecionada de acordo com os fabricantes Parker e Enerpac, que apresentaram soluções mais compactas e práticas. Foram selecionadas bombas compactas com reservatório próprio.

8.4.1 DETERMINAÇÃO DA VAZÃO

A determinação da vazão é realizada a partir da velocidade e da área do cilindro. Esse processo é pautado nas seguintes equações 8.4 e 8.5.

$$v_a = \frac{C(cm)}{t_a(s)} \quad (8.5)$$

Em que v_a é a velocidade de avanço, C é o curso do projeto e t_a é o intervalo de tempo desejado para o curso. A vazão então é dada pela seguinte equação:

$$Q = \frac{C.A.60}{t_a.1000} \quad (8.6)$$

Substituindo os valores nas equações, temos:

$$Q = \frac{20cm \cdot 20,23cm^2 \cdot 60}{60s \cdot 1000} = 0,6069l/min$$

8.4.2 DETERMINAÇÃO DA CAPACIDADE DO RESERVATÓRIO

A capacidade do reservatório é calculada pelo método apresentado pelo autor A. Fialho (FIALHO, 2004). Esse autor afirma que o reservatório deve ter capacidade para manter o equivalente a três minutos de vazão, ou seja, $v = Q \cdot 3$. Dessa forma tem-se que o volume útil de óleo no reservatório deve ser de 1,82 L (1820,7 cm³).

8.4.3 SELEÇÃO DA BOMBA HIDRÁULICA

Foi selecionada uma bomba manual de acionamento por alavanca da fabricante Enerpac. Essa bomba possui suporte e alavanca de aço e reservatório de alumínio. É leve e é construída de tal forma que possa ser utilizada na vertical ou na horizontal, facilitando assim o seu transporte e uso. Há uma válvula externa de controle da carga. Há também uma válvula de alívio de pressão interna, evitando assim que haja sobrecarga no circuito. Para otimizar o trabalho, pode ser acionada tanto na ida quanto na volta da alavanca. Na Figura 8.11 e na Figura 8.12 podem ser observadas as bombas desse tipo e suas características.

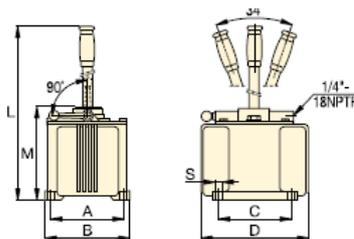


Figura 8.11: Bombas P-25 e P-50 de acionamento manual por alavanca (ENERPACK, 2014)

Pump Type	Usable Oil Capacity (cm ³)	Model Number	Pressure Rating (bar)	Oil Displacement per Stroke (cm ³)	Max. Handle Effort (kg)
Single-Speed	360	P-18	200	2,46	16
	3277	P-25	175	9,50	27
	3277	P-50	350	4,75	27
	819	P-51	200	4,10	27

Figura 8.12: Dados das bombas manuais de acionamento por alavanca (ENERPACK, 2014)

A bomba selecionada é a P-25, que possui pressão de operação e reservatório condizentes com as exigências do projeto. Dessa forma temos uma força exercida de 32 kN considerando uma perda de carga de 10%, o que não afeta a funcionalidade do projeto. As dimensões dessa bomba estão disponíveis na Figura 8.13.



Piston Stroke (mm)	Dimensions (mm)											Model Number	
	A	B	C	D	E	H	J	L	M	N	S		
25,4	221	316	30	35	37	385	254	163	–	140	8,4	5,0	P-18
38,1	152	173	152	240	–	–	–	684	200	–	10	16,3	P-25
38,1	152	173	152	240	–	–	–	684	200	–	10	16,8	P-50
25,4	52	92	181	200	57	610	29	160	129	–	9	5,4	P-51

Figura 8.13: Dimensões da bomba P-25 (ENERPACK, 2014)

8.5 SELEÇÃO DOS ACESSÓRIOS

Nesta seção serão selecionados os demais componentes ligados ao cilindro e sua operação.

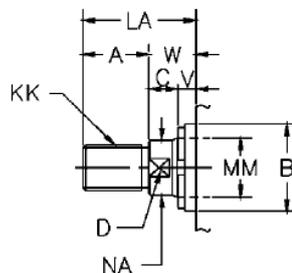
8.5.1 PARAFUSOS DE FIXAÇÃO

Os parafusos de fixação da base do cilindro e da ponteira não serão dimensionados, mas será realizada somente uma indicação do diâmetro e comprimento necessários. Isso se dá pelo fato de que não há esforços atuantes sobre eles. Tendo isso em vista, é correto afirmar que a função desses parafusos é de posicionamento, sendo incoerente dimensioná-los. Os diâmetros dos parafusos serão baseados nos diâmetros dos furos feitos pelo fabricante nas flanges do cilindro selecionado. Serão utilizadas cantoneiras para a sua fixação na estrutura. Essas cantoneiras serão soldadas à estrutura. São cantoneiras comerciais compatíveis com a furação das flanges do cilindro (9/16").

8.5.2 PONTEIRA DA HASTE CILINDRO

Para o encaixe da ferramenta na ponta do cilindro selecionamos as ponteiras padrão dadas pela Parker e também a com a rosca da extremidade da haste referente do cilindro. Dessa forma foi feita a seguinte seleção começando pela extremidade da haste na Figura 8.14: Extremidade da haste.

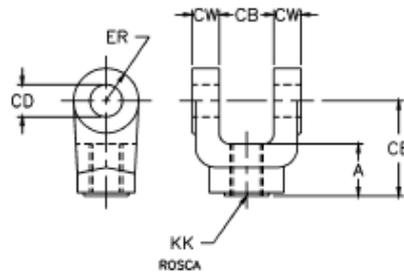
Código 4



Ø do cilindro mm (pol)	Haste n°	Haste diâmetro mm (pol)	Dimensões das extremidades da haste								XS	Y	Somar o curso		
			A	B +0 - 0,05	C	D	LA	NA	V	W			XC	ZB	ZC
50,8 (2)	1	25,4 (1)	28,6	38,07	12,7	22,2	47,6	23,8	6,4	19,1	47,6	60,3	184,2	163,5	203,2
	2	34,9 (1 3/8)	41,3	50,77	15,9	28,6	66,7	33,3	9,5	25,4	54,0	66,7	190,5	169,9	209,6

Figura 8.14: Extremidade da haste (PARKER HYDRAULICS, 2003)

Da mesma forma, selecionou-se a ponteira garfo, para uma capacidade de carga, acima da força gerada pelo atuador, de 49,8 kN. O que confere segurança a este elemento, apresentado na Figura 8.15.



Dimensões (mm)

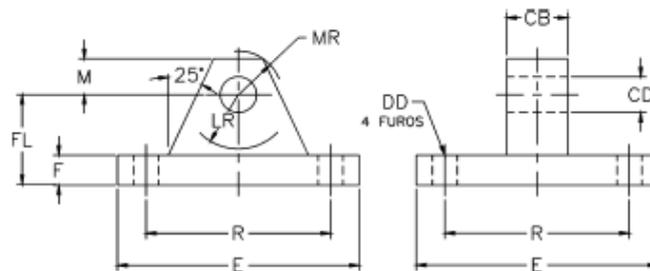
	50940	50941	50942	50943	50944	50945	50946	50947	50948	50949
A	19,1	19,1	28,6	41,3	41,3	50,8	57,2	76,2	76,2	88,9
CB	19,1	19,1	31,8	38,1	38,1	50,8	63,5	63,5	63,5	76,2
CD ^{+0,10} / _{+0,05}	12,70	12,70	19,05	25,40	25,40	34,93	44,45	50,80	50,80	63,50
CE	38,1	38,1	54,0	74,6	74,6	95,3	114,3	139,7	139,7	165,1
CW	12,7	12,7	15,9	19,1	19,1	25,4	31,8	31,8	31,8	38,1
ER	12,7	12,7	19,1	25,4	25,4	34,9	44,5	50,8	50,8	63,5
KK *	7/16"-20	1/2"-20	3/4"-16	7/8"-14	1"-14	1 1/4"-12	1 1/2"-12	1 3/4"-12	1 7/8"-12	2 1/4"-12
Capacidade de Carga (N)	18900	21800	49800	83600	86700	149000	202800	291600	291600	436500

* Não disponível com roscas em mm.

Figura 8.15: Ponteira garfo (PARKER HYDRAULICS, 2003)

Dando sequência, a seleção da ponteira FÊMEA foi feita para uma capacidade de carga de 46,7 kN, representada na Figura 8.16:

Suporte Macho para Garfo e Cilindro



Dimensões (mm)

	69195	69196	85361	69198	85362	85363	85364
CB	19,1	31,8	38,1	50,8	63,5	63,5	76,2
CD ^{+0,10} / _{+0,05}	12,70	19,05	25,40	34,93	44,45	50,80	63,50
DD	10,3	13,5	16,7	16,7	23,0	27,0	30,2
E	63,5	88,9	114,3	127,0	165,1	190,5	215,9
F	9,5	15,9	22,2	22,2	28,6	38,1	44,5
FL	28,6	47,8	60,3	76,2	85,7	101,6	120,7
LR	19,1	31,8	38,1	54,0	57,2	63,5	76,2
M	12,7	19,1	25,4	34,9	44,5	50,8	63,5
MR	14,3	22,2	31,8	41,3	54,0	61,9	76,2
R	41,4	64,8	82,6	97,0	125,7	145,5	187,1
Capacidade de Carga (N)	18200	46700	90700	94200	220000	311200	418800

Figura 8.16: Suporte para ponteira garfo (PARKER HYDRAULICS, 2003)

8.5.3 FILTRO DE SUCCÃO DE ÓLEO - RESERVATÓRIO

Para a sucção de óleo pela bomba do reservatório é importante que exista um filtro para evitar que possíveis resíduos presentes no óleo comprometam o funcionamento de todo o sistema. A Figura 8.17 traz exemplos de filtro de sucção.



Figura 8.17: Filtro para o reservatório

Para isso foi selecionado o Filtro de Sucção 3/4" FTS020. Uma representação desse componente está na Figura 8.18:



Figura 8.18: Representação Hidráulica do Filtro de Sucção

8.5.4 MANÔMETRO VERTICAL

Este elemento do circuito hidráulico tem grande importância para que o operador possa ver qual é a real pressão no sistema dada pela bomba. O manômetro selecionado para este projeto foi o manômetro vertical 1/4 CX NPT 63 mm de 250 bar com glicerina, ilustrado na Figura 8.19.



Figura 8.19: Manômetro para verificação da pressão no reservatório

8.5.5 REPRESENTAÇÃO DO CIRCUITO HIDRÁULICO

Representação dos componentes selecionados em planta do sistema hidráulico na Figura 8.20.

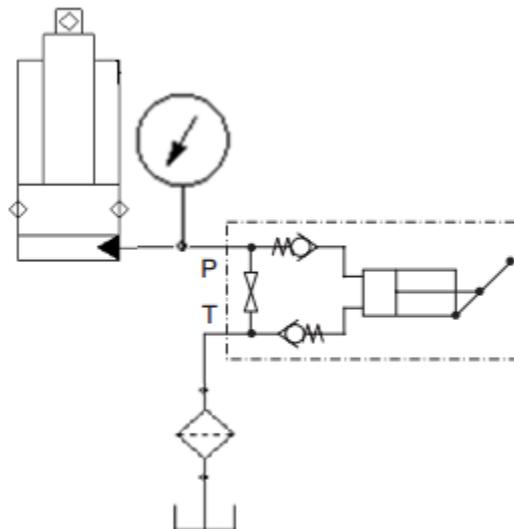


Figura 8.20: Esquema do circuito hidráulico

8.5.6 MANGUEIRAS

A seleção das mangueiras e conexões depende da pressão de trabalho do sistema, da temperatura do óleo e das roscas de cada equipamento hidráulico (bomba e válvulas). Dessa forma, foi escolhido o fabricante brasileiro TERMACO, por dispor das roscas e especificações ideais para os equipamentos selecionados. A Figura 8.21 traz informações sobre o modelo selecionado.



Opções do produto

Diametro interno
1/4
3/8
1/2
5/8
3/4
1
1.1/4
1.1/2
2

Figura 8.21: Mangueira para conexão do reservatório com a bomba

A mangueira selecionada foi a mangueira 100R2 (2 tramas) de 3/4" conforme a Norma ISO 1436/ Norma DIN EM 853 tipo 2SN/ Norma SAE J517 tipo SAE 100 R2 AT.

As roscas presentes na bomba selecionada estão ilustradas na Figura 8.22, na Figura 8.23 e na Figura 8.24.

Combinação das Roscas de Entrada e Saída

Código Entrada/Saída	Entrada T1	Saída T2	Nota
L45	NPT 1/2	NPT 3/8	ISO7-1:1994 Ângulo da rosca: 55° / Cone: 1:16

Figura 8.22: Rosca para acoplamento da mangueira no reservatório e bomba

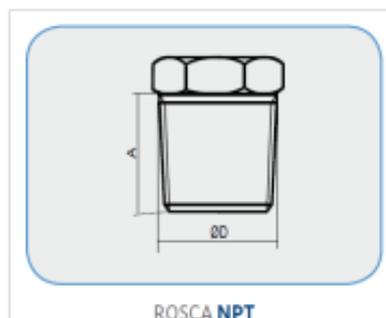


Figura 8.23: Representação Rosca NPT

R. NPT	A	B	ØD	ØD ₄
1/8-27	10.0	9.0	10.4	9.0
1/4-18	14.2	12.5	13.9	11.7
3/8-18	14.2	13.5	17.3	15.2
1/2-14	19.0	16.5	21.6	18.8
3/4-14	19.0	17.5	27.0	24.0
1-11 1/2	24.0	20.5	33.7	30.0
1.1/4-11 1/2	25.0	21.0	42.5	38.8
1.1/2-11 1/2	25.5	21.0	48.7	45.0
2-11 1/2	26.0	22.0	60.7	57.0
2.1/2-8	38.5	30.0	73.5	68.0
3-8	40.0	32.0	89.4	84.0

Figura 8.24: Dimensões das Roscas NPT

8.5.7 FLUIDO HIDRÁULICO

O fluido hidráulico é um componente fundamental para um bom funcionamento de um sistema hidráulico. Qualidade, limpeza e viscosidade do fluido de trabalho são essenciais para a segurança operacional, viabilidade econômica e vida útil do equipamento. Os principais fluidos hidráulicos são: água (com aditivo), óleos minerais, fluidos sintéticos e fluidos resistentes ao fogo como, por exemplo, soluções de glicol em água.

O fluido de trabalho foi escolhido conforme a norma DIN 51 524, parte 3, referente aos fluidos que são utilizados na hidráulica de um modo geral e que são apropriados para todos os componentes, desde que observadas as normas de viscosidade. Vale lembrar que os óleos minerais são oferecidos em diferentes classes de viscosidade cinemática (VG - grau de viscosidade) e o número característico que descreve a viscosidade nominal está em $\frac{mm^2}{s}$ (cSt -Centstokes) a 40°C. De acordo com a literatura, a faixa ótima de viscosidade é de 20 – 40 $\frac{mm^2}{s}$. A temperatura padrão de trabalho para operação de um sistema hidráulico varia entre 30 °C e 60 °C, não podendo exceder uma temperatura máxima de 90°C. Com isso, selecionou-se um fluido de trabalho (óleo mineral) com estas características.

O fluido selecionado foi o LUBRAX HYDRA HV de grau ISO 32. O HYDRA HV é um óleo hidráulico de alto desempenho desenvolvido pela Petrobrás especialmente para sistemas que operem em condições severas de pressão e grandes variações de temperatura. Este óleo atende aos rigorosos requisitos dos fabricantes de equipamentos hidráulicos, incluindo testes de estabilidade térmica Cincinnati Machine, filtrabilidade Denison, desgaste em bombas de palhetas Vickers e Denison, sendo indicado quando requerido um óleo da categoria HLP, DIN 52 524 parte 3 ou ISO 6753/4. As principais características deste fluido de trabalho encontram-se na Tabela 8.1.

Tabela 8.1: Especificações do fluido de trabalho

Grau ISO	32
Densidade a 20/4°C	0,863

Ponto de Fulgor (VA) (°C)	220
Ponto de fluidez (°C)	-45
Viscosidade a 40 °C (cSt)	32,7
Viscosidade a 100 °C (cSt)	6,40
Índice de Viscosidade	152
Índice de acidez total (mgKOH/g)	0,41

Os aditivos presentes neste óleo são: anticorrosivo, antidesgaste, antiespumante, antiferrugem, antioxidante, abaixador de ponto de fluidez e melhorador do índice de viscosidade.

8.6 COMPILAÇÃO DE RESULTADOS

Os resultados dos dimensionamentos realizados neste capítulo estão resumidos na Tabela 8.2 e na Tabela 8.3.

Tabela 8.2: Resultados para o pistão hidráulico

Diâmetro interno	50,8 mm
Diâmetro da Haste	25,4 mm
Curso	200 mm
Ponteira Macho	Suportar no mínimo 40 kN
Ponteira Fêmea	Suportar no mínimo 40kN

Tabela 8.3: Resultados para bomba

Pressão	175 bar
Vazão	0,606 L/min
Reservatório	Mínimo de 1,83 L

9. PROJETO DO MECANISMO DE ELEVAÇÃO

Neste capítulo se descrevem os componentes, analisam-se os esforços, dimensiona-se, seleciona-se os perfis e apresenta-se seu acoplamento ao cavalete

9.1 DESCRIÇÃO DETALHADA DOS COMPONENTES

O mecanismo de elevação pode ser dividido em dois componentes: a base e o apoio. A Figura 9.1 a seguir evidencia cada um desses respectivamente.

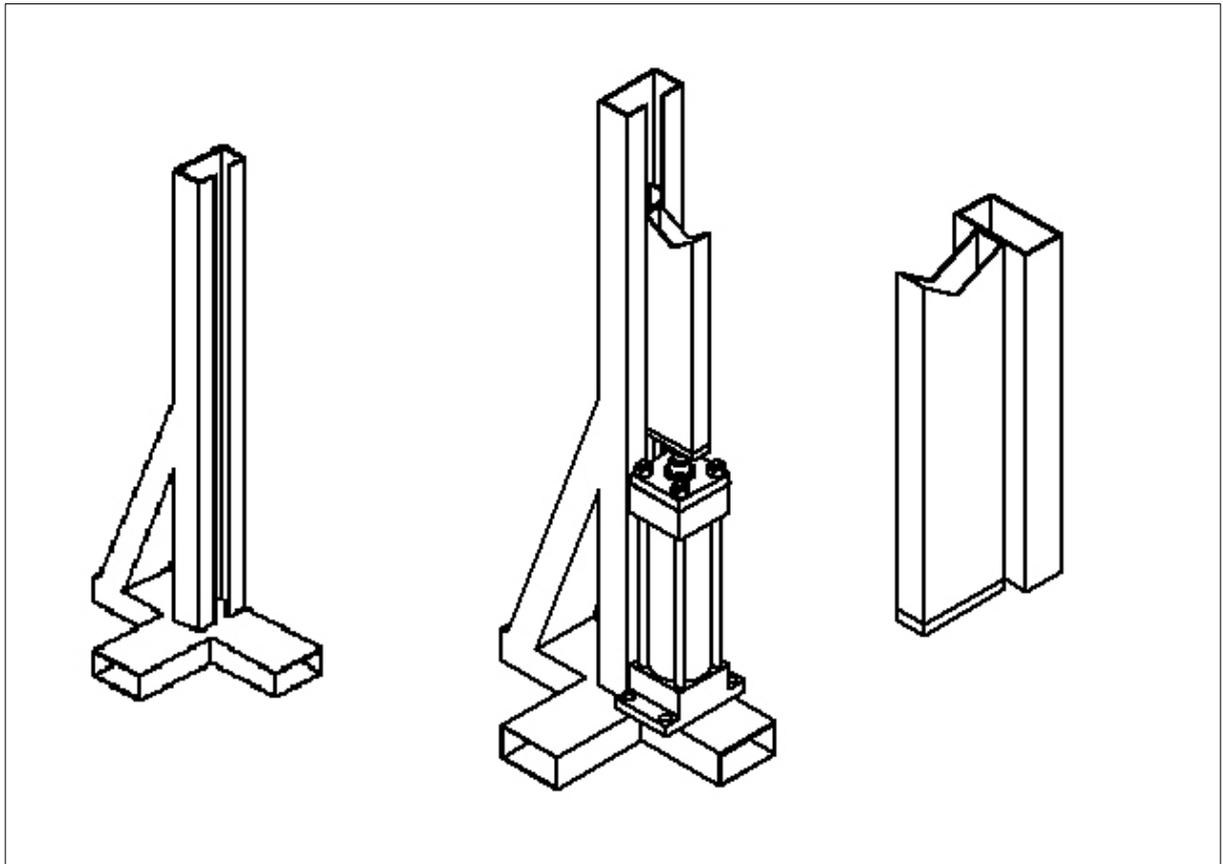


Figura 9.1: Base, conjunto e apoio.

O apoio é uma coluna que dá continuidade à haste do cilindro e proporciona o posicionamento seguro do eixo. Será considerada metade da carga total como apoiada sobre essa peça. Assim temos uma carga 30kN apoiada no topo da coluna.

O objetivo da base é impedir que haja tombamento do mecanismo de elevação. Dessa forma a base serve como um compensador do momento gerado. O conjunto será projetado com o intuito de que o cavalete suporte as cargas não axiais. Além disso, a base deve resistir ao esmagamento que pode ser provocado no apoio do cilindro, que exerce mais de 30kN.

9.2 ANÁLISE DE ESFORÇOS E DIAGRAMAS

9.2.1 APOIO

Serão consideradas somente as cargas de compressão na coluna de apoio, já que são críticas para seu dimensionamento. As forças consideradas serão de 30kN, metade do peso da bobina. Tem-se então o seguinte diagrama de corpo livre na Figura 9.2:

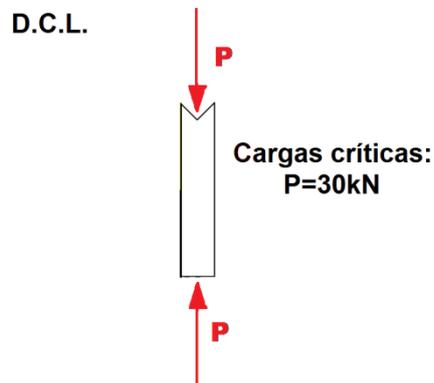


Figura 9.2: Diagrama de corpo livre da coluna de apoio

9.2.2 BASE

A seguir, na Figura 9.3 está o diagrama de corpo livre da base. Nele estão incluídas as forças de reação do cilindro (F_{cilindro}). Além disso, o momento gerado na guia pela força axial (M) da coluna também foi ilustrado. As forças de reação são impostas pelo chão e são apresentadas como a força distribuída em azul na parte inferior da Figura 9.3.

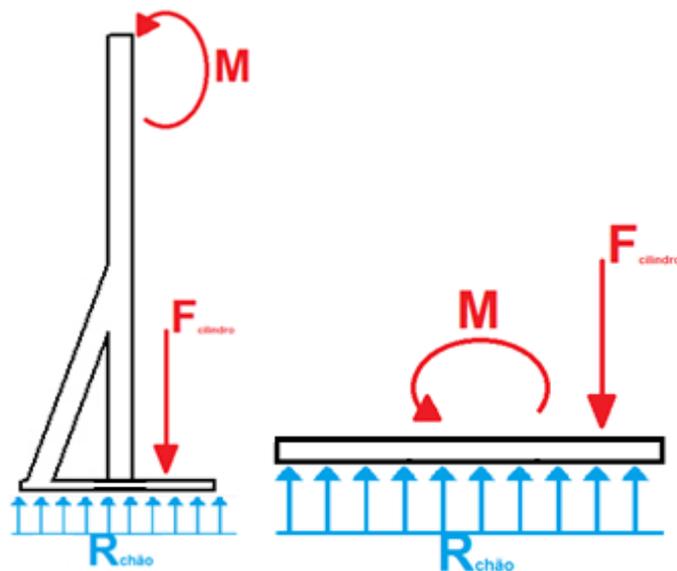


Figura 9.3: DCL da base do mecanismo de elevação

Para suportar esse momento gerado pela guia foi adicionado à geometria um suporte lateral, como está indicado no desenho ilustrativo da Figura 9.3.

9.3 DIMENSIONAMENTO

Foram realizadas simulações no software ANSYS com base nos esforços ilustrados na seção anterior. A simulação foi realizada para apresentar resultados de fator de segurança segundo a teoria de von Mises e a deformação total e direcional. A simulação para fator de segurança do conjunto é ilustrado na Figura 9.4.

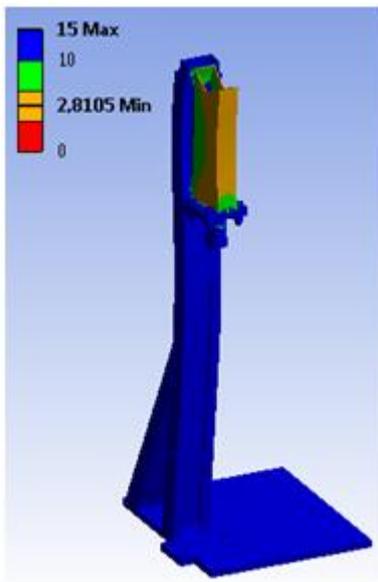


Figura 9.4: Ensaio do mecanismo de elevação no ANSYS

9.3.1 APOIO

Na Figura 9.5 pode ser observada a peça de sustentação do eixo em flambagem com as forças do cilindro e do peso da bobina atuando axialmente sobre esse componente. O fator de segurança mínimo encontrado foi de 2,7.

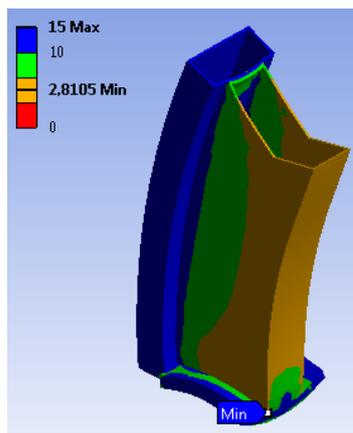


Figura 9.5: Fator de segurança da seção móvel do mecanismo de elevação

A deflexão na direção perpendicular ao solo é um critério importante devido à necessidade de se posicionar a bobina corretamente para o encaixe dos pinos no cavalete. Como pode ser visto na Figura

9.6 a deformação é da ordem de décimo de milímetro, o que assegura a adequação do componente aos critérios de projeto.

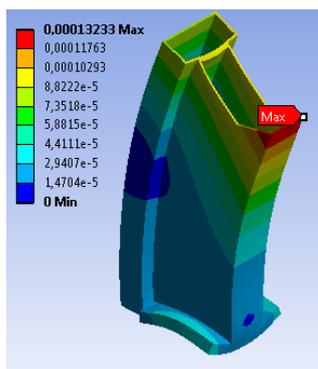


Figura 9.6: Deformação da seção móvel do mecanismo de elevação

9.3.2 BASE E GUIA

Na simulação da base e da guia foi obtido um fator de segurança acima de 10. Já para o mais importante critério, a deformação, o resultado de deformação máxima foi de 0,137 mm. Os resultados estão dispostos nas figuras Figura 9.7 e Figura 9.8.

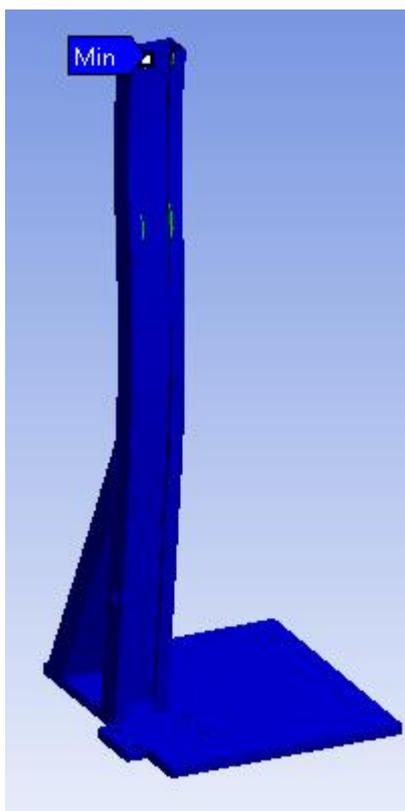


Figura 9.7: Simulação para fator de segurança da base e guia

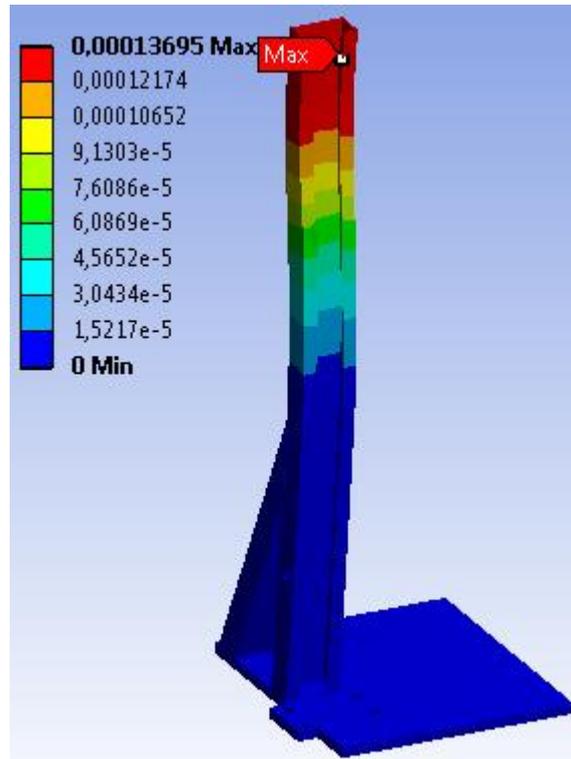
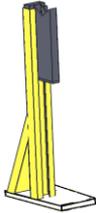


Figura 9.8: Simulação de deflexão máxima da base e guia

9.4 PERFIS SELECIONADOS

Os perfis foram selecionados segundo o catálogo da Gerdau. A Tabela 9.1 contém os dados de cada perfil:

Tabela 9.1: Perfis selecionados

Perfil	Material	Metragem	Quantidade	Indicação no desenho
Tubo industrial retangular 80x40	Aço estrutural A36	4,0 m	1	
Tubo industrial retangular 100x40	Aço estrutural A36	1,0 m	1	
Tubo industrial retangular 75x30	Aço estrutural A36	1,0 m	1	

Para a base foi selecionada uma chapa de 1,5 mm de espessura.

9.5 ACOPLAMENTO AO CAVALETE

O acoplamento será realizado por meio de um parafuso que sustentará tensão cisalhante gerada por 30 kN. Do livro de Projeto de engenharia mecânica de Shigley (BUDYNAS; NISBETT, 2006), tem-se a seguinte forma de se calcular a resistência a cisalhamento de parafusos.

O cálculo para avaliar o cisalhamento em juntas não permanentes baseia-se na análise da tensão no parafuso e nas peças unidas. Na figura a seguir é possível observar dois membros unidos causando tensão cisalhante sobre a junta. Esse método ainda é fruto de muita incerteza, já que não é plenamente conhecida a forma como a tensão é distribuída e como afeta os membros e o parafuso. Dessa forma a utilização de um fator de segurança é mandatória.

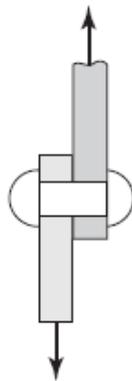


Figura 9.9: Desenho esquemático de cisalhamento (BUDYNAS; NISBETT, 2006)

A tensão nesse caso é dada por:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{S_{sy}}{n_d} = \frac{0,5 S_y}{n_d} \quad (9.1)$$

Em que A é a área do parafuso. Para a seção circular do parafuso, tem-se:

$$\frac{F}{A} = \frac{F}{\pi d^2/4} \quad (9.2)$$

Logo:

$$d = \sqrt{\frac{F n_d}{\pi S_y}} \quad (9.3)$$

Para materiais frágeis e cargas estáticas e para materiais dúteis ou frágeis com carga cíclica os fatores de concentração de carga devem ser considerados. Em casos de parafusos pré-tensionados e, em certos casos, rebites a área em torno do furo está em compressão, anulando o efeito de concentração de tensão. Apesar disso, a não ser que sejam tomadas medidas para garantir a manutenção dessas condições, deve ser feita a escolha mais conservativa e considerar as tensões. Em projeto de estrutura não é necessário considerar, já que as cargas são estáticas e os materiais dúteis.

Utilizando-se as propriedades do aço 1010 encontradas na tabela A20 do Shigley ($S_y=180\text{MPa}$) e a força cisalhante de 30 kN obteve-se um diâmetro de 12,6 mm com $n_d=3$. Foi selecionado então o parafuso M8, com diâmetro de 13 mm, gerando assim $n_d=3,2$.

10.PROJETO DO CAVALETE

Neste capítulo é dimensionado o cavalete

10.1 DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES DO CAVALETE

O cavalete é composto por duas partes posicionadas e apoiadas uma na outra por meio de pinos. Os dois componentes são a base e a seção móvel, mostradas na Figura 10.1.

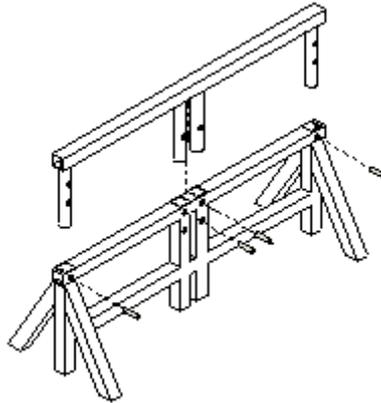


Figura 10.1: Vista explodida do cavalete

10.2 ANÁLISE DE GEOMETRIA

A geometria está ligada diretamente às bobinas. A Tabela 7.1 fornece as cotas básicas para o cavalete. A Figura 10.2 traz essas cotas principais:

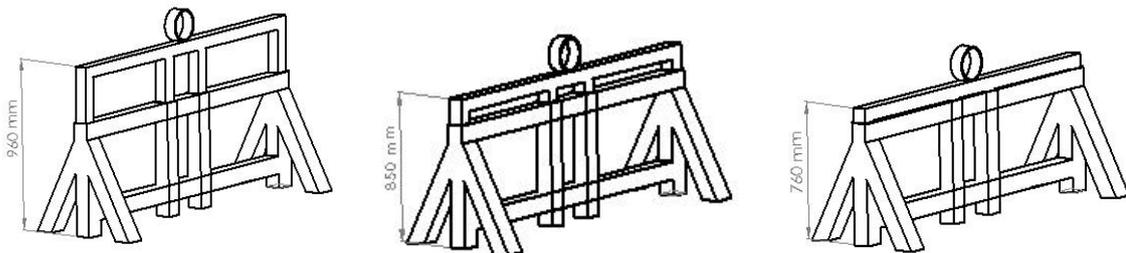


Figura 10.2: Cotas básicas do cavalete

A geometria adotada como base prevê o encaixe de tubos e a sua fixação por meio de pinos. Foram observados perfis tubulares circulares, retangulares, quadrados e oblongos para a escolha. A seção circular é aquela que melhor responde a esforços axiais e por isso foi selecionada para as colunas. As seções retangulares e quadradas foram selecionadas para as outras partes do cavalete por serem de simples soldagem.

Foi constatado que a folga entre as dimensões disponíveis dos perfis quadrados e entre dos perfis retangulares era demasiadamente grande para a utilização com o travamento por pinos. O momento que seria gerado devido à folga poderia desencadear falhas graves. Somando as características de

solda, a disponibilidade de geometria e a resistência a esforços axiais, foi possível concluir que um misto entre seções quadradas e circulares oferecem uma solução prática e eficiente. A geometria adotada para a seção móvel é mostrada na Figura 10.3.



Figura 10.3: Geometria da parte móvel do cavalete

Para a base foi escolhido o mesmo perfil quadrado que foi utilizado na parte móvel para gerar economia de material no projeto, tendo em vista que são vendidas peças de seis metros no comércio. A geometria da base é apresentada na Figura 10.4.

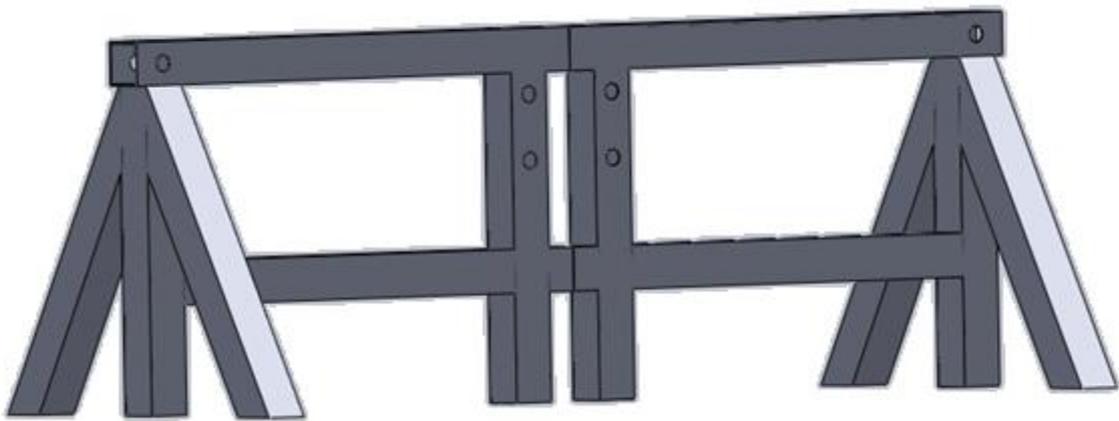


Figura 10.4: Geometria da base do cavalete

10.2 ANÁLISE DE ESFORÇOS E DIAGRAMAS

Para analisar os esforços no cavalete foi considerado o caso crítico de sustentação de uma bobina de altura máxima, peso máximo e na iminência de movimento, ou seja, no momento em que a força de reação for máxima. Um desenho ilustrativo é mostrado na Figura 10.5.

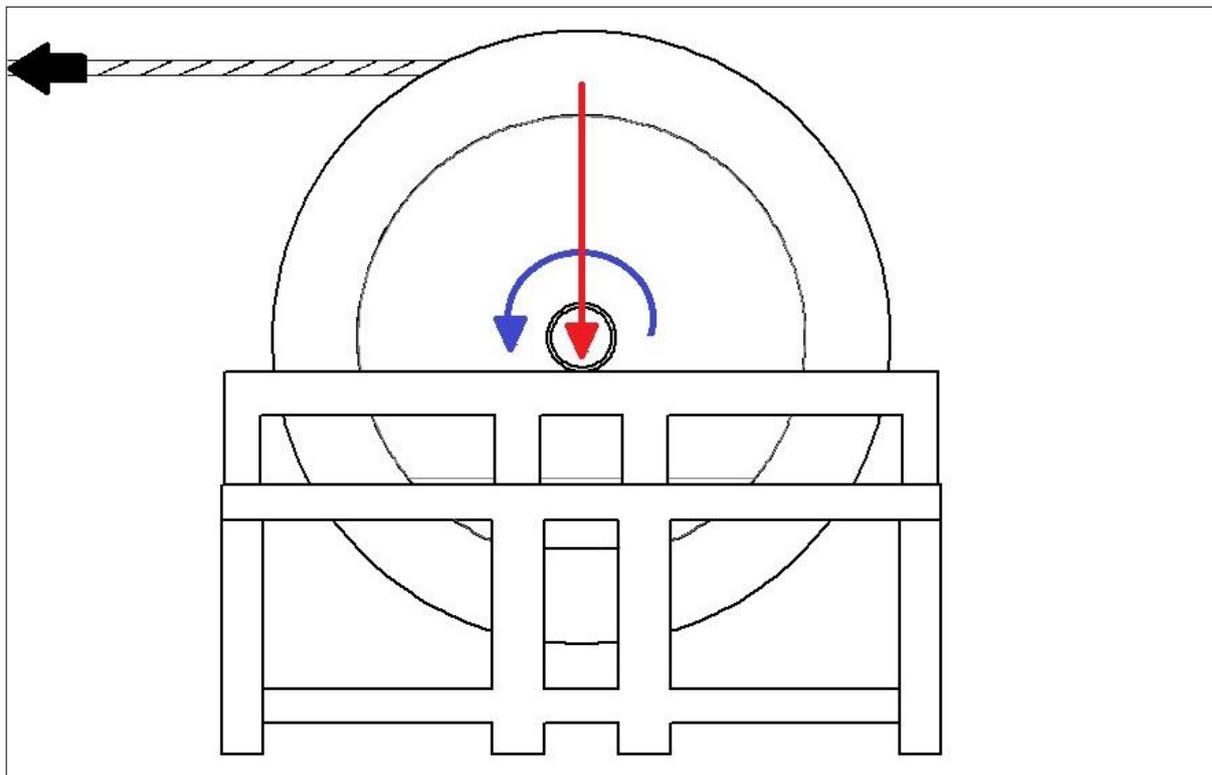


Figura 10.5: Caso crítico para o cavalete

O peso máximo estabelecido foi de 6 toneladas e altura máxima de 960mm. Para o cálculo do momento e do esforço gerados pelo cabo em tração foi considerada a força necessária para se tirar a bobina da inércia. Isso foi analisado pela condição de atrito entre o eixo da bobina e o seu anel de apoio. Segundo o Engineering Handbook o coeficiente de atrito estático entre superfícies de aço é de $\mu=0,5$, mas se houver lubrificação ou se for engraxado esse fator cai para $\mu=0,16$. Dessa forma foi realizado o seguinte cálculo.

$$F = \mu \cdot N = \mu \cdot g \cdot P \tag{10.1}$$

$$F = 0,16 \cdot 30 \cdot 10^3 = 5 \text{ kN}$$

Os diagramas de corpo livre mostrados na Figura 10.6 e na Figura 10.7 foram desenvolvidos:

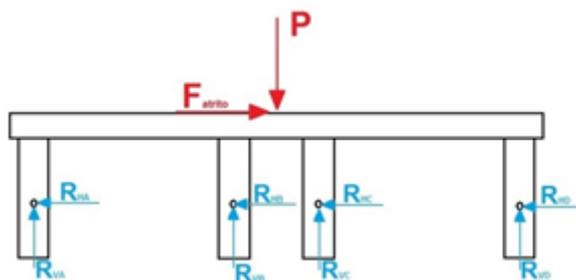


Figura 10.6: DCL da parte móvel do cavalete

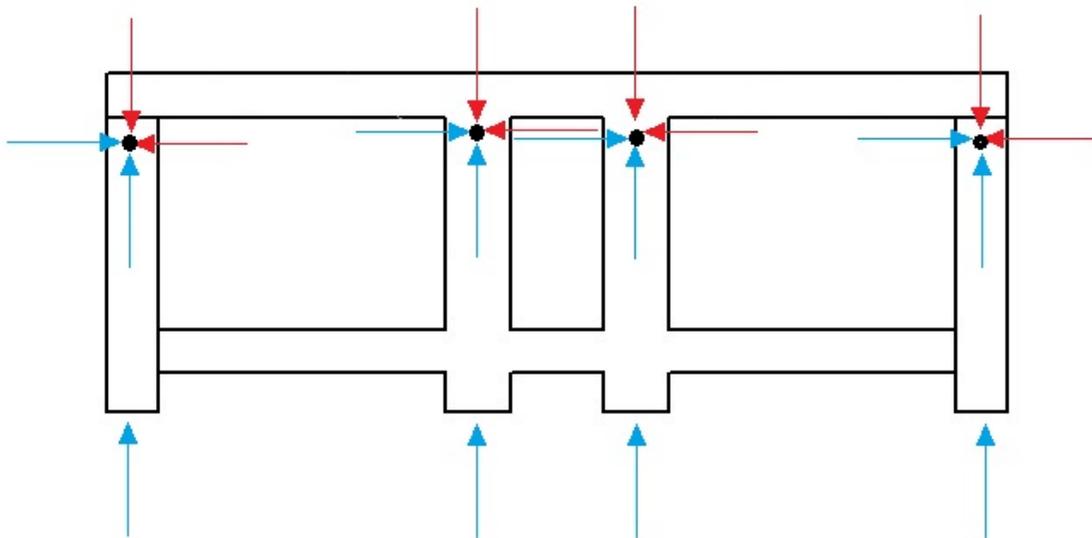


Figura 10.7: DCL da base do cavalete

10.3 ANÁLISE DE TENSÕES E DEFORMAÇÃO NO CAVALETE

A análise foi realizada no software ANSYS com base nos estudos anteriores de esforços e geometria. O resultado obtido considerando os esforços calculados anteriormente submetidos ao conjunto do cavalete segue na Figura 10.8:

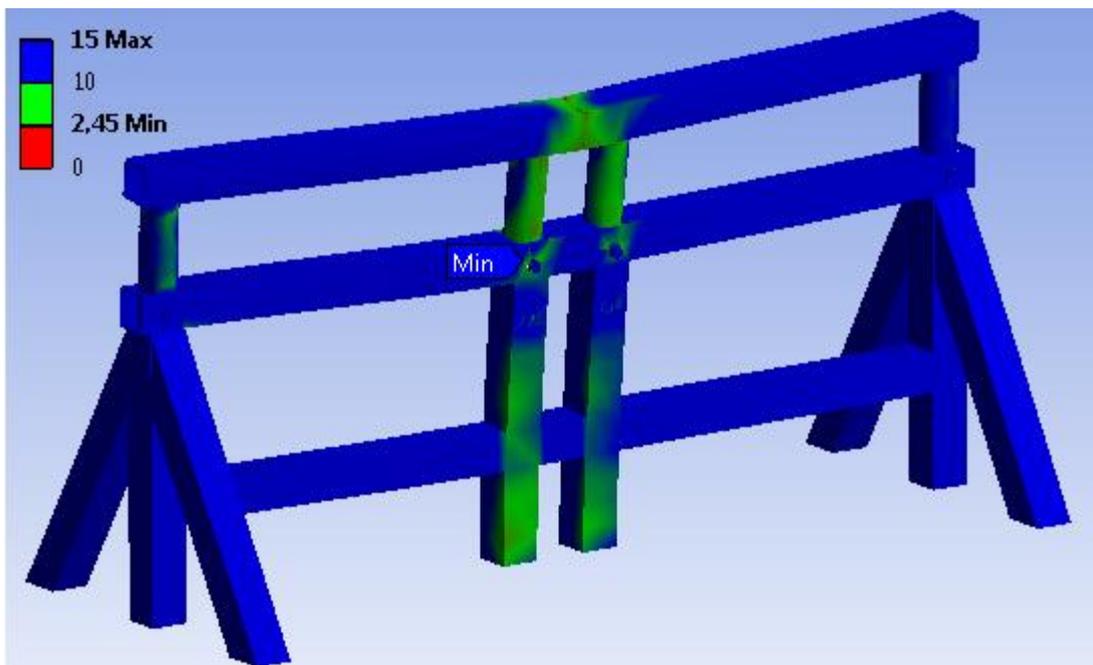


Figura 10.8: Ensaio do cavalete no software ANSYS

A partir das simulações foram realizadas alterações profundas no projeto. Foi exigido um material mais robusto do que o inicial e houve também mudanças na geometria. Os resultados dessas escolhas estão dispostos nos próximos itens desse capítulo.

10.3.1 SEÇÃO MÓVEL

Na seção móvel do cavalete o menor fator de segurança encontrado foi de 2,45 e localiza-se no furo para o pino passante. A seguir estão dispostas a Figura 10.9, que mostra a seção móvel do cavalete simulada com os resultados para o fator de segurança, e a Figura 10.10, que mostra o ponto de fator de segurança mínimo para esse componente.

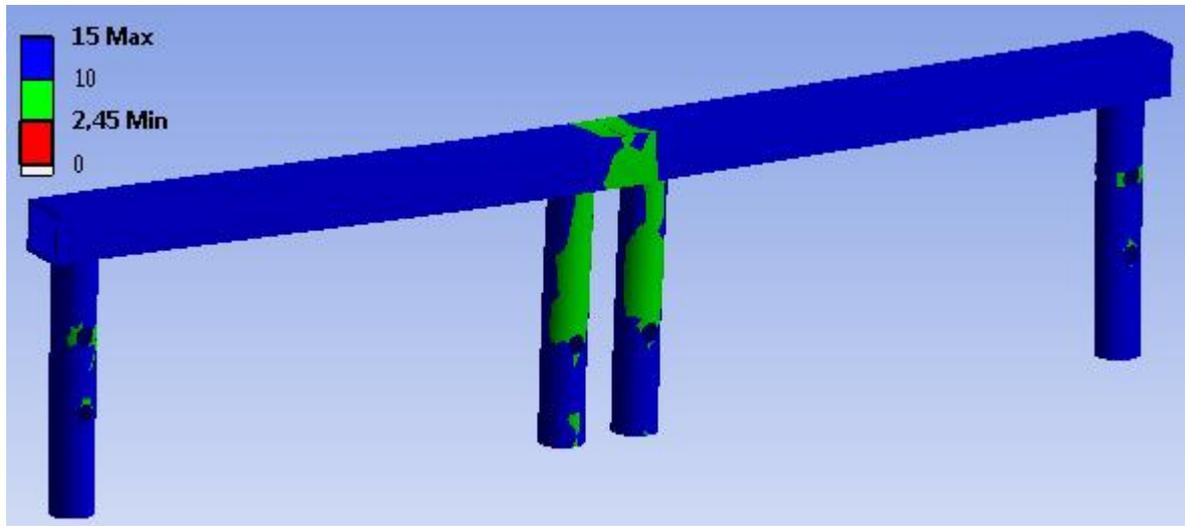


Figura 10.9: Ensaio de fator de segurança da seção móvel do cavalete

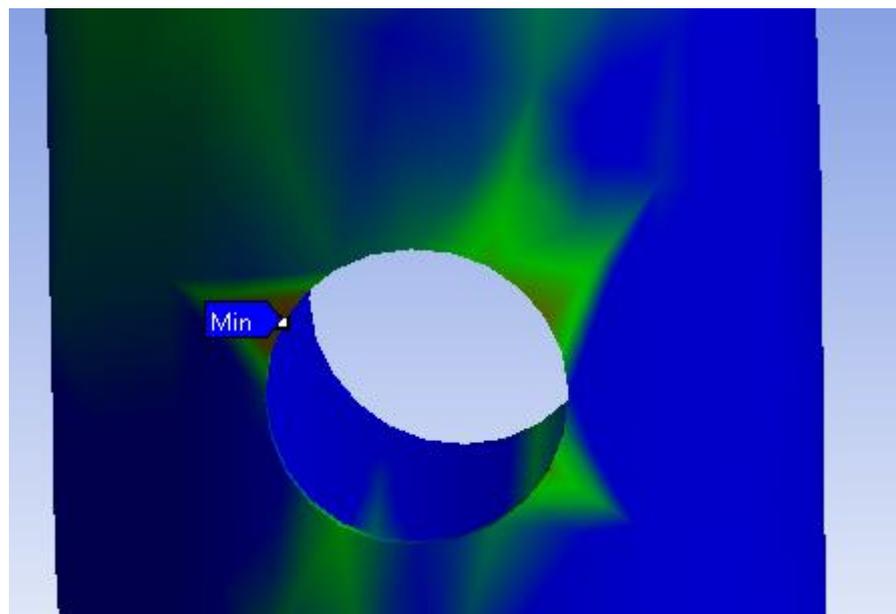


Figura 10.10: Ponto de mínimo fator de segurança da seção móvel

Para essa seção é muito importante também conhecer a sua máxima deflexão, especialmente no plano perpendicular ao solo. Na Figura 10.11 está o resultado da simulação para máxima deflexão com os resultados disponíveis em metros.

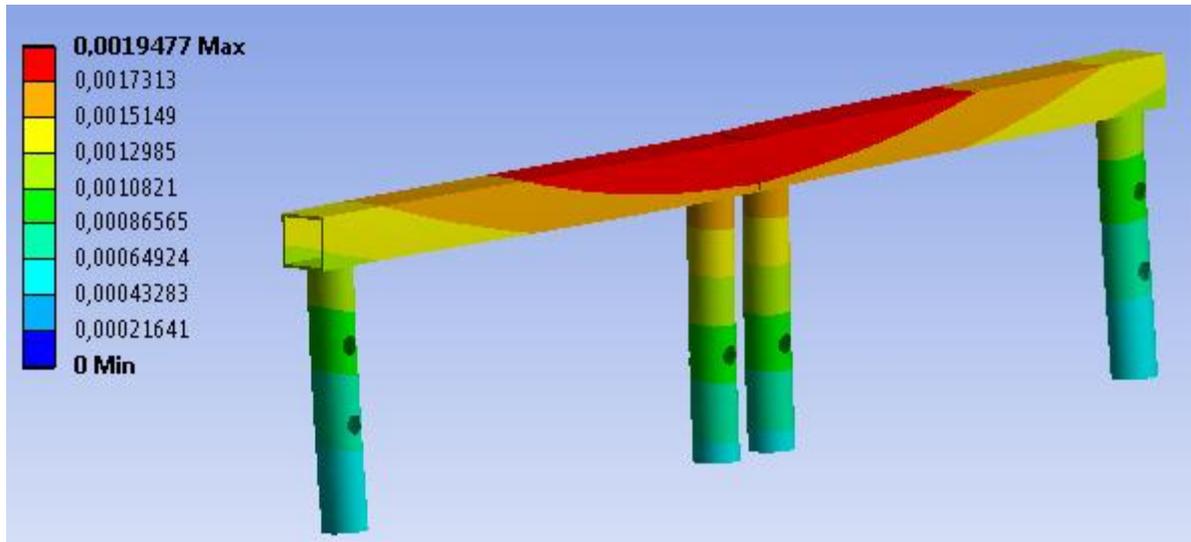


Figura 10.11: Ensaio de deformação total na seção móvel do cavalete

Pode se observar que a maior deflexão sofrida é de 0,95mm, o que não causa nenhum problema em relação à funcionalidade do cavalete.

10.3.2 BASE DO CAVALETE

A base do cavalete foi simulada e, por fim, a geometria e o resultado obtidos são os apresentados na Figura 10.12. Nela é possível observar o resultado da simulação para o fator de segurança, cujo menor valor encontrado foi de 5,6. A seção crítica pode ser vista na Figura 10.13.

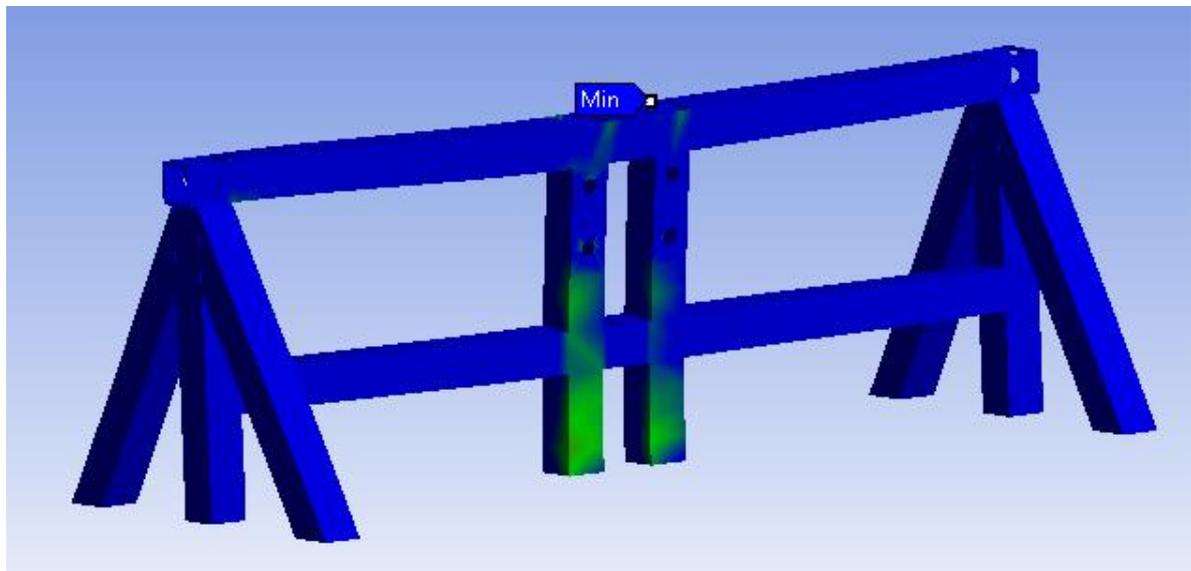


Figura 10.12: Ensaio de fator de segurança na base do cavalete

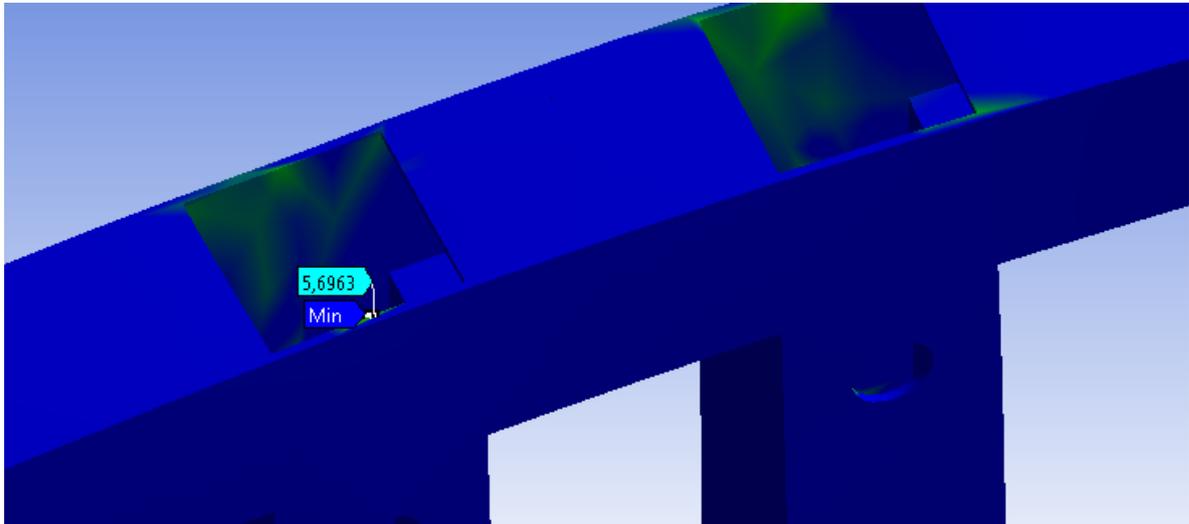


Figura 10.13: Ponto de mínimo fator de segurança da base

10.3.3 PINOS

Para os pinos foi realizada a simulação para fator de segurança gerando um n_d mínimo de 3,9 nos pinos dos suportes laterais. Esse resultado pode ser observado na Figura 10.14.

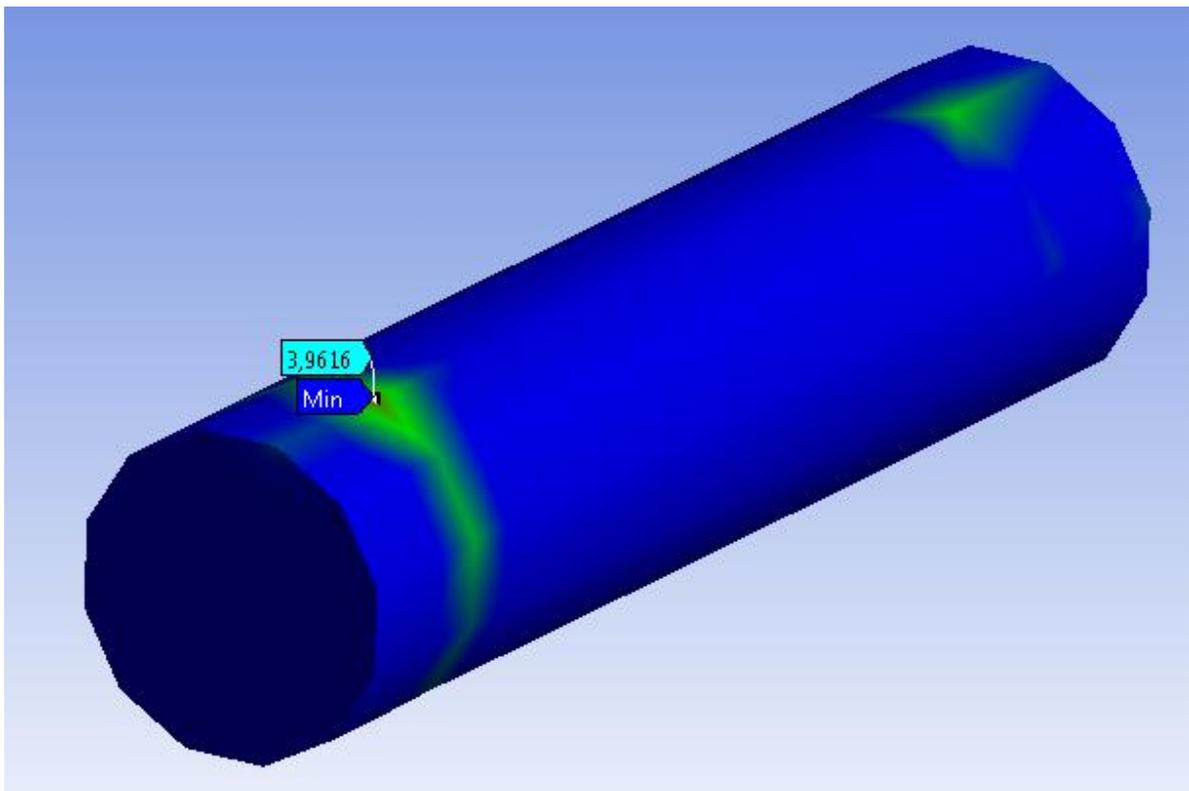
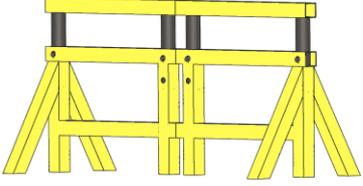


Figura 10.14: Ensaio de fator de segurança no pino

10.6 PERFIS SELECIONADOS

Os perfis da Gerdau foram escolhidos com base no catálogo. Os perfis são vendidos em trechos de cinco a sete metros. Segue uma tabela com os perfis selecionados e o número de unidades para um cavalete.

Tabela 10.1: materiais necessários para a confecção de um par de cavaletes

Perfis selecionados	Material	Metragem	Quantidade	Indicação no desenho
Tubo industrial quadrado 80x80 #14	Aço estrutural A36	22m	4	
Tubo industrial redondo 2 3/4 (69,85 mm) #14	Aço estrutural A36	3,2 m	1	

11. SOLDAS

Neste capítulo são dimensionadas as soldas do projeto

11.1 SÍMBOLOS DE SOLDAGEM

Neste capítulo são apresentadas teorias de dimensionamento de solda do livro Projeto de Engenharia Mecânica de Shigley (BUDYNAS; NISBETT, 2006).

As soldas devem ser precisamente especificadas nos desenhos de fabricação, e é feito utilizando-se o símbolo apresentado nas Figura 11.1 e Figura 11.2. Esse símbolo foi padronizado pela American Welding Society (AWS). A flecha desse símbolo aponta para a junção a ser soldada. No corpo do símbolo devem estar contidos todos os elementos que se julguem necessários, assim como:

- Linha de referência.
- Flecha.
- Símbolos básicos de solda como os encontrados na.
- Dimensões e outros dados.
- Símbolos de acabamento.
- Cauda.
- Especificação ou processo.

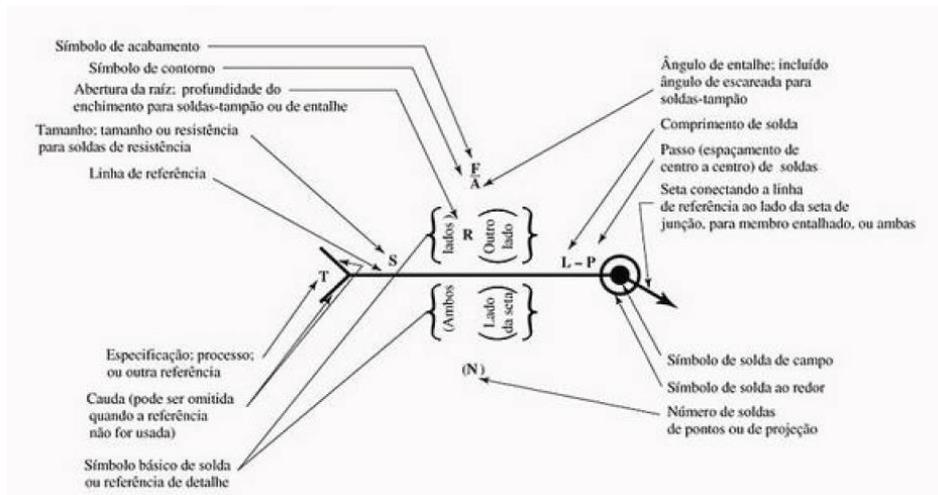


Figura 11.1: Simbologia de solda

Tipo de solda							
Conta cordão	Filete	Tampão ou entalhe	Sulco				
			Quadrado	V	Bisel	U	J

Figura 11.2: Simbologia de tipo de solda

Existem diversos tipos de soldas, para elementos de máquinas a maioria das soldas é de filete. Uma preocupação que o projetista deve ter em relação às soldas é que as partes a serem unidas devem ser arrançadas de tal forma que exista uma folga suficiente para a operação de soldagem. Como o calor é usado na operação de soldagem, acabam acontecendo mudanças metalúrgicas no metal original nas cercanias da solda. Além disso, tensões residuais podem ser introduzidas por causa da fixação ou sustentação ou, às vezes, pela ordem de soldagem. Usualmente essas tensões residuais não são severas o bastante para causar preocupações, em alguns casos, a utilização de um tratamento térmico leve depois da soldagem é considerado útil para alivia-las. Nos casos em que as partes a serem soldadas são espessas, um pré-aquecimento se mostra benéfico para o processo. Se for exigida uma alta confiabilidade do projeto, um programa de ensaio deve ser estabelecido para verificar que mudanças ou adições são necessárias para assegurar a melhor qualidade.

11.2 TENSÕES EM JUNÇÕES SOLDADAS EM FLEXÃO

A Figura 11.3 mostra uma viga em balanço soldada por soldas de filete no topo e fundo. Um diagrama de corpo livre da viga mostraria uma reação de força cortante V e uma reação de momento M . A força de cisalhamento produz um cisalhamento primário nos soldas de magnitude:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (11.1)$$

Sendo A a área total de garganta.

O momento M induz uma componente de tensão de cisalhamento de garganta de $0,707\tau$ nas soldas. Tratando as duas soldas da Figura 11.4 como linhas, encontramos o momento de inércia unitário da área:

$$I_u = \frac{bd^2}{2} \quad (11.2)$$

O momento de inércia I baseado na área de garganta de solda é:

$$I = 0,707hI_u = 0,707h \frac{bd^2}{2} \quad (11.3)$$

A tensão nominal de cisalhamento da garganta é encontrada agora como:

$$\tau = \frac{Mc}{I} = \frac{Md/2}{0,707hbd^2/2} = \frac{1,414M}{bdh} \quad (11.4)$$

Esse modelo fornece o coeficiente 1,414, em contraste às previsões de 1,197 de energia de distorção, ou 1,207 do cisalhamento máximo. O conservantismo do 1,414 desse modelo não está no fato de que ele seja simplesmente maior do que os outros dois, mas no fato de que os ensaios realizados para validá-lo mostram que é grande o suficiente. O momento de inércia da equação (d) é baseado na distância d entre as duas soldas. Se esse momento for determinado tratando as duas soldas como tendo impressões retangulares, a distância entre os centroides de garganta de soldas é aproximadamente $(d + h)$. Isso produziria um momento de inércia ligeiramente maior e resultaria em um nível menor de tensão. Esse método de tratar soldas como uma linha não interfere com o conservadorismo do modelo. Também faz a Figura 11.5 possível com todas as conveniências que advêm.

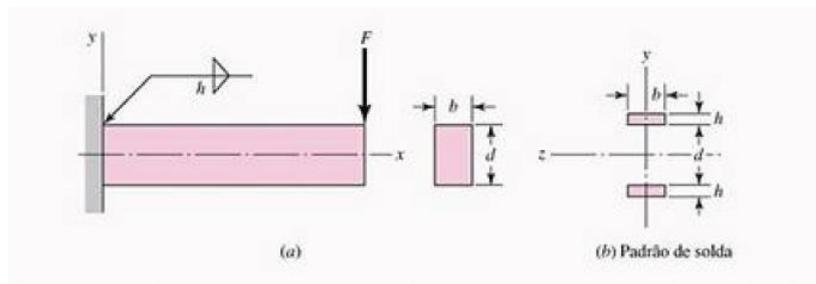
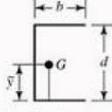
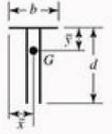
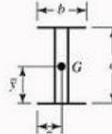
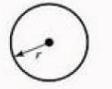


Figura 11.3: Uma viga em balanço de seção transversal retangular soldada a um suporte nas bordas de topo e fundo

Solda	Área de garganta	Localização de G	Segundo momento de área unitário
	$A = 0,707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1,414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1,414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0,707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0,707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b+2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b+2d)\bar{y}^2$

(continua...)

Figura 11.4 Propriedades de flexão de soldas de filete

Solda	Área de garganta	Localização de G	Segundo momento de área unitário
	$A = 0,707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0,707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1,414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1,414\pi hr$		$I_u = \pi r^3$

* I_u , segundo momento unitário de área, é tomado ao redor de um eixo horizontal passando por G, o centróide do grupo de solda; h é o tamanho de solda; plano do binário de flexão normal ao plano do papel e paralelo ao eixo y; todas as soldas são do mesmo tamanho.

Figura 11.5 Propriedades de flexão de soldas de filete

11.3 A RESISTÊNCIA DE JUNÇÕES SOLDADAS

Em um processo de soldagem os critérios mais importantes para o resultado final são a velocidade, a habilidade do soldador e a aparência da junção terminada. Nem mesmo a compatibilidade das propriedades do eletrodo com as do metal original costumam ser tão importantes. Sob condições apropriadas, todos os aços podem ser soldados, mas para melhores resultados recomenda-se a escolha de aços com uma especificação UNS entre G10140 e G10230. Os intervalos da resistência a tração desses aços na condição de laminado a quente são de 410 a 480 MPa.

Para a escolha dos fatores de segurança ou tensões admissíveis de trabalho recomenda-se ao projetista a utilização do código para materiais de construção do American Institute of Steel Construction (AISC). Agora as tensões admissíveis são baseadas na resistência ao escoamento do material em vez de na resistência máxima, e o código permite o uso de uma variedade de aços estruturais ASTM com resistências ao escoamento que varia de 230 a 340 MPa. Como o carregamento é o mesmo, é permitida pelo código a mesma tensão de solda que no metal original. Para esses aços ASTM, $S_y = 0,5S_u$. As fórmulas especificadas pelo código para cálculos dessas tensões admissíveis para várias condições de carregamento encontram-se na Figura 11.7. Os fatores de segurança implícitos por esse código podem ser facilmente calculados. Para tração, $n = \frac{1}{0,60} = 1,67$. Para cisalhamento, $n = \frac{0,577}{0,40} = 1,44$, usando a teoria de energia de distorção como critério de falha. A Figura 11.6 apresenta as propriedades mínimas para algumas classes de eletrodos.

Para a solda na seção móvel do cavalete foi considerado um momento gerado por 30 kN e um braço de 910 mm. A área de soldagem é circular. Para a solda na seção móvel do mecanismo de elevação foi considerada a distancia entre o ponto de apoio da carga e a guia, ou seja 30 kN e 50 mm.

Com base na geometria dos perfis e nos esforços evidenciados nos capítulos anteriores, foram calculados os resultados que estão na Tabela 11.1:

Tabela 11.1: Resultados para os casos críticos de solda

Solda	Altura de garganta	Eletrodo selecionado	Fator de segurança
Cavalete	1,6	E80XX	2,5
Mecanismo de elevação	2,0	E60XX	3,8

12. FABRICAÇÃO

Este capítulo descreve brevemente os passos necessários para se fabricar o equipamento projetado

12.1 COMPONENTES

A estrutura é composta por perfis comerciais, logo não há processos de usinagem muito complexos envolvidos na fabricação do equipamento. A seguir estão os processos que devem ser realizados em cada componente.

12.1.1 PARTE MÓVEL DO CAVALETE

Essa seção do equipamento será fabricada a partir de perfis comerciais cortados e soldados segundo as especificações anteriores. Os perfis redondos que constituem as colunas de apoio desse componente serão furados para fazer os furos passantes para os pinos.

12.1.2 BASE DO CAVALETE

Esse componente será fabricado a partir de perfis comerciais 80x80 que serão cortados e soldados segundo as especificações estabelecidas anteriormente. Os furos para os pinos serão realizados com o auxílio de uma furadeira.

12.1.3 BASE DO MECANISMO DE ELEVAÇÃO

Esse componente será fabricado a partir de perfis comerciais cortados e soldados segundo as especificações estabelecidas anteriormente.

12.1.4 COLUNA E GUIA DO MECANISMO DE ELEVAÇÃO

Esse componente será fabricado a partir de perfis comerciais cortados e soldados segundo as especificações estabelecidas anteriormente. Será realizado também um corte na parte superior da coluna para acomodar o eixo.

12.2 TOLERÂNCIAS

As tolerâncias e ajustes utilizados neste trabalho estão de acordo com a norma ABNT/ISSO (NBR 6158). Este sistema define um conjunto de tolerâncias fundamentais que designam a precisão de fabricação da peça, assim como a sua qualidade de trabalho. A norma brasileira define 18 graus de qualidade de trabalho. Essas especificações encontram-se na Tabela 12.1: Tabela de tolerâncias.

Tabela 12.1: Tabela de tolerâncias

Grupo de Dimensões em milímetros – Valores da Tabela (tolerâncias) em [µm]														
Qualidade	Até 1	De 1 até 3	De 3 até 6	De 6 até 10	De 10 até 18	De 18 até 30	De 30 até 50	De 50 até 80	De 80 até 120	De 120 até 180	De 180 até 250	De 250 até 315	De 315 até 400	De 400 até 500
IT 01	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,6	0,6	0,8	1	1,2	2	2,5	3	4
IT 0	0,5	0,5	0,6	0,6	0,8	1	1	1,2	1,5	2	3	4	5	6
IT 1	0,8	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8
IT 2	1,2	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
IT 3	2	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
IT 4	3	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
IT 5	4	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27
IT 6	6	6	8	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
IT 7	10	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
IT 8	14	14	18	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89	97
IT 9	25	25	30	36	43	52	62	74	87	100	115	130	140	155
IT 10	40	40	48	58	70	84	100	120	140	160	185	210	230	250
IT 11	60	60	75	90	110	130	160	190	220	250	290	320	360	400
IT 12	---	100	120	150	180	210	250	300	350	400	460	520	570	630
IT 13	---	140	180	220	270	330	390	460	540	630	720	810	890	970
IT 14	---	250	300	360	430	520	620	740	870	1000	1150	1300	1400	1550
IT 15	---	400	480	580	700	840	1000	1200	1400	1600	1850	2100	2300	2500
IT 16	---	600	750	900	1100	1300	1600	1900	2200	2500	2900	3200	3600	4000

Nesta tabela, as letras I e T designam ISSO e Tolerância, respectivamente. O grau de qualidade de cada número é dado como segue

- IT01 – IT0: para casos de exigem elevada precisão;
- IT1 – IT4: aplicadas em instrumentos de precisão como, por exemplo, calibradores;
- IT5 – IT9: faixa de tolerância bastante utilizada para construções mecânicas como pinos e eixos.
- Em barras trefiladas, em geral, utiliza-se a qualidade IT09 – IT11;
- IT12 – IT16: aplicada em peças soldadas, peças fundidas ou barras laminadas.

Como não são peças usinadas, há somente a necessidade de se estabelecer tolerâncias dimensionais. Dessa forma os desenhos técnicos e de fabricação dispõe de cotas com níveis máximos de imprecisão dimensional.

13. INSTRUÇÕES DE USO E MANUTENÇÃO

Este capítulo descreve brevemente os passos necessários para se fabricar o projeto

13.1 INSTRUÇÕES DE USO

O manuseio das bobinas deve ser realizado com cuidado e sempre por mais uma pessoa. O funcionamento do mecanismo é muito simples, mas se não houver cautela no momento da montagem, as consequências podem ser graves. Por isso um cartaz contendo um esquema da montagem será produzido e deve ser fixado no local de utilização.

13.1.1 PROCEDIMENTO RECOMENDADO

O procedimento a seguir deve ser seguido para a utilização do equipamento:

1. Primeiramente são posicionados os cavaletes paralelos a uma distância suficiente para que seja possível rolar a bobina e posiciona-la entre eles; (Figura 13.1)

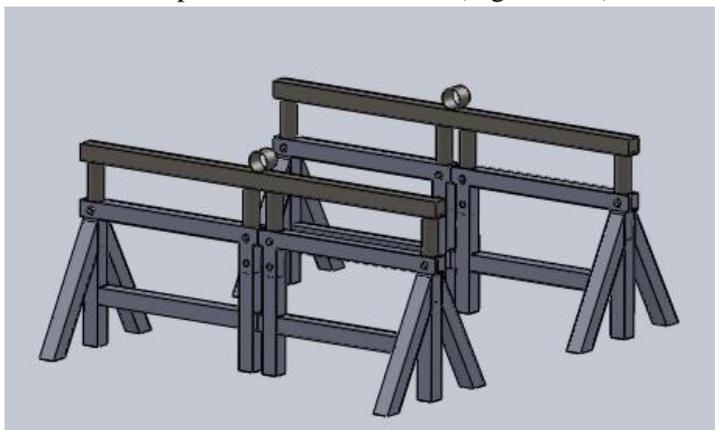


Figura 13.1: Posicionamento dos cavaletes

2. Em seguida a bobina é posicionada manualmente entre os cavaletes; (Figura 13.2)

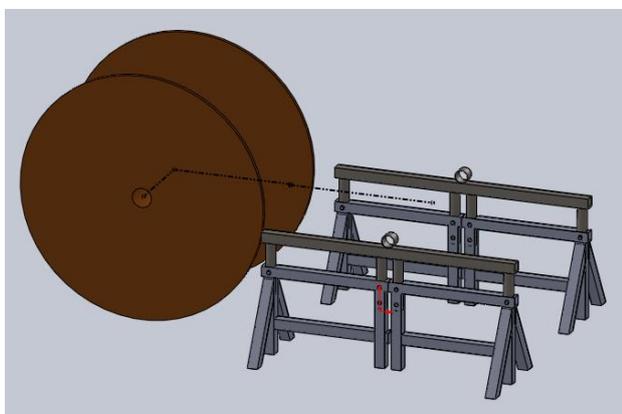


Figura 13.2: Posicionamento da bobina entre os cavaletes

3. São posicionadas as travas do cavalete (Figura 13.3)

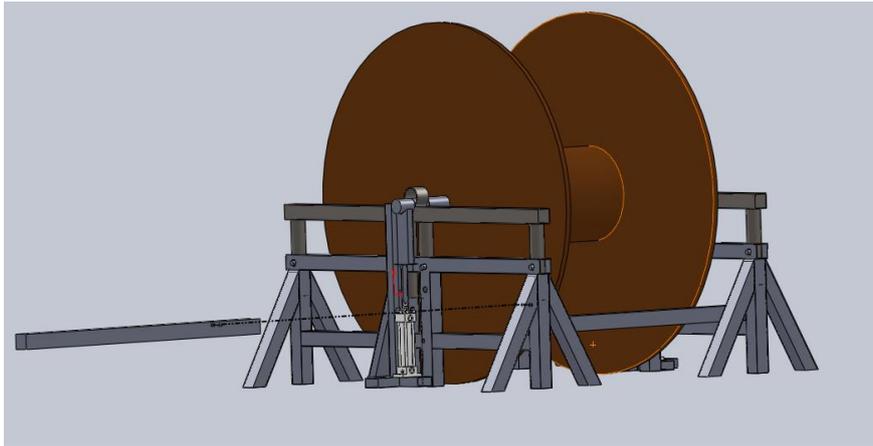


Figura 13.3: Posicionamento das travas

4. Os mecanismos de elevação são então acoplados aos cavaletes;(Figura 13.4)

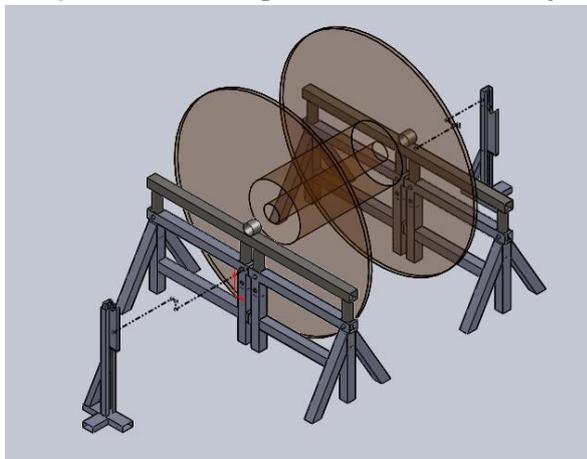


Figura 13.4: Posicionamento do mecanismo de elevação junto aos cavaletes

5. Devem ser feitos ajustes de posicionamento para garantir que o eixo possa passar por todos os componentes corretamente;
6. O eixo é então posicionado, passando por todos os componentes; (Figura 13.5)

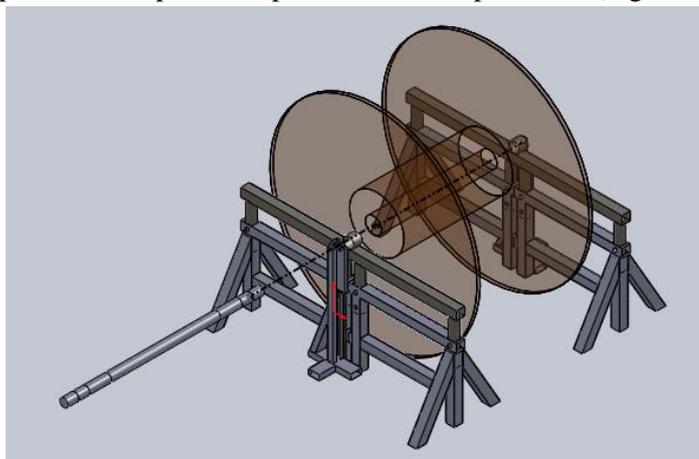


Figura 13.5: Posicionamento do eixo com todos os componentes

7. Checa-se toda a montagem certificando a sua solidez e são tomadas as medidas de precaução necessárias para garantir a segurança de todos presentes;
8. Aciona-se o circuito hidráulico, iniciando-se assim a elevação da bobina; (Figura 13.6)

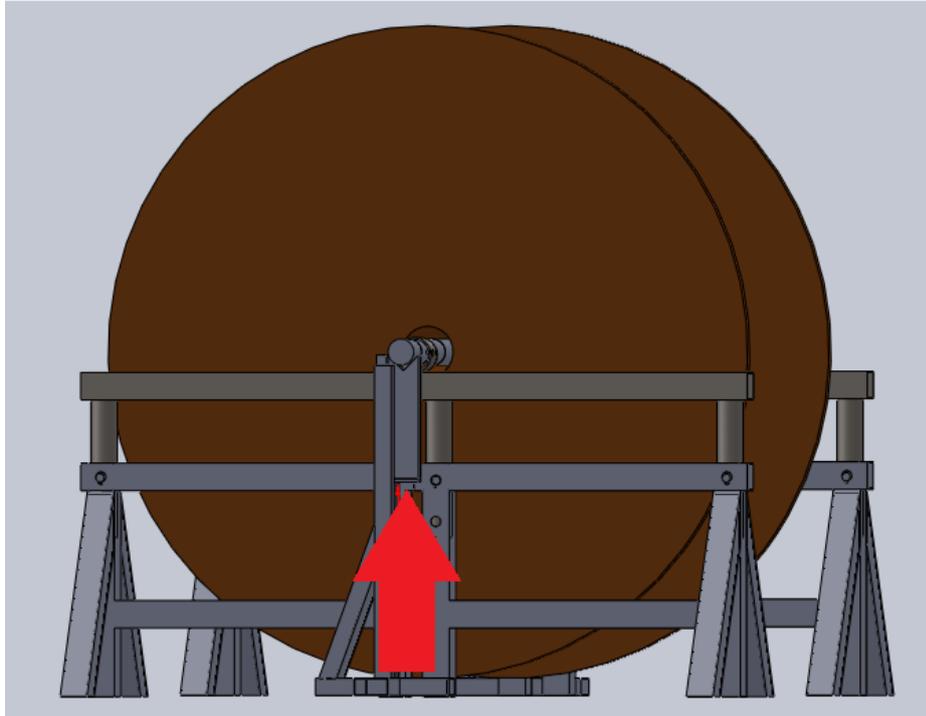


Figura 13.6: Acionamento do atuador hidráulico

9. Eleva-se a bobina até que os furos nos dois componentes do cavalete estejam alinhados. Nesse momento são posicionados os pinos.
10. Após a verificação de que os pinos estão em posição, inicia-se o retorno do pistão hidráulico, deixando a bobina suspensa pelo cavalete.
11. São retirados os mecanismos de elevação e guardados de forma segura.

A operação deverá ser realizada por, no mínimo, duas pessoas para que seja segura. Um dos usuários deve observar atentamente a elevação da bobina enquanto o outro bombeia o fluido para o atuador hidráulico.

13.2 MANUTENÇÃO

A manutenção é fundamental para garantir o bom funcionamento, a operação segura e a longevidade do equipamento.

13.2.1 COMPONENTES HIDRÁULICOS

Esses são os componentes que mais exigem manutenção, já que são utilizados com baixa frequência e envolvem a circulação de fluidos. Além disso, todos os outros componentes do projeto são feitos de aço. A Tabela 13.1 traz os cuidados que devem ser tomados.

Tabela 13.1: Manutenção de componentes hidráulicos

Inspeção	Frequência	Atitude recomendada caso seja verificada alguma anormalidade
Verificação ocular de que os componentes estão em boas condições de uso	Mensal Antes do uso	Analisar mais profundamente o problema e desenvolver um diagnóstico
Verificação manual de que os componentes estão bem encaixados	Semestral Antes do uso	Reajustar parafusos ou desempenar peças
Verificação de que o sistema está executando o movimento desejado	Mensal Antes do uso	Parada imediata e análise mais profunda, desenvolvendo um diagnóstico preciso do problema
Verificação de que a pressão atingida está coerente com a estabelecida no projeto	Mensal Antes do uso	Parada imediata e verificação do nível de óleo e dos dutos do sistema hidráulico
Verificação manual e visual do posicionamento do cilindro	Anual Antes do uso	Desinstalar o cilindro, verificar suas condições e instalar novamente na posição correta
Verificação do nível de óleo do reservatório	Mensal Antes do uso	Repor o óleo
Verificação de vazamentos na bomba	Mensal Antes do uso	Entrar em contato com o fabricante e cessar as atividades da máquina
Verificação de vazamentos nas mangueiras	Mensal Antes do uso	Trocar as mangueiras de acordo com instruções do fabricante
Verificação de vazamentos nas válvulas	Mensal Antes do uso	Entrar em contato com o fabricante e cessar as atividades da válvula

13.2.2 COMPONENTES ESTRUTURAIS

Para esses componentes as medidas são mais simples. As verificações são realizadas visando o bom encaixe das partes e problemas são mais facilmente notados. É necessário se verificar se há alguma deformação visível na estrutura e se há oxidação. Outro ponto importante é a lubrificação do mecanismo de elevação, que deve ser feita com graxa pastosa (de alta viscosidade). Deve ser lubrificado também o anel que serve de mancal para o eixo. Será utilizada a mesma graxa para ambos.

14. CUSTO

Neste capítulo são levantados os custos para a realização do projeto

14.1 CUSTOS DO CAVALETE

A Tabela 14.1 mostra os custos relacionados à construção do cavalete.

Tabela 14.1: Custo dos materiais do cavalete

Perfis selecionados	Quantidade por par	Preço unitário	Preço para um par	Preço para três pares
Tubo industrial quadrado 80x80 #14 C/6m	4	R\$122,91	R\$491,64	R\$1352,01
Tubo industrial quadrado 80x80 com 4,75 mm de espessura C/6m	1	R\$136,80	R\$136,80	R\$136,80
Tubo industrial redondo 2”3/4 (69,85 mm)	1	R\$91,79	R\$91,79	R\$183,58
Eletrodo Revestido E80XX	1 caixa	R\$118,00	R\$118,00	R\$118,00

14.2 CUSTOS DO EQUIPAMENTO DE ELEVAÇÃO

A Tabela 14.2 traz as informações relativas aos custos de construção do equipamento de elevação, incluindo o sistema hidráulico projetado.

Tabela 14.2: Custo do equipamento de elevação

Perfis selecionados	Quantidade	Preço unitário	Preço para o par
Tubo industrial retangular 80x40 #14 C/6m	1	R\$91,13	R\$91,13
Tubo industrial retangular 90x30 #16 C/6m	1	R\$70,63	R\$70,63

Tubo industrial retangular 75x30 #14 C/6m	1	R\$81,24	R\$81,24
Parafuso sextavado ½” com 1”1/2 de comprimento	14	R\$2,91	R\$40,74
Arruela chata ½”	14	R\$0,65	R\$9,10
Porca sextavada ½”	14	R\$0,88	R\$12,32
Manômetro vertical ¼” NPT 63 mm 250 bar	1	R\$69,00	R\$69,00
Óleo Lubrax	2 L	R\$17,90	R\$35,80
Filtro	1	R\$28,24	R\$28,24
Atador hidráulico (padrão Parker)	2	R\$700,00	R\$1400,00
Válvula limitadora de pressão VHDR ¼-25	1	R\$156,57	R\$156,57
Bomba manual Enerpac	1	R\$342,00	R\$342,00
Cantoneira	3	R\$3,70	R\$11,10
Eletrodo revestido E80XX	1 caixa	R\$112,00	R\$112,00

15. CONCLUSÃO

O objetivo de se projetar um dispositivo para levantamento e posicionamento de bobinas de cabos condutores foi atingido. Foram respeitadas as condições de contorno estabelecidas no capítulo 3 para solucionar o problema apresentado no capítulo 1.

A solução desenvolvida respeitou as características de carga, levando em conta os catálogos dos fornecedores do Laboratório. O equipamento desenvolvido é capaz de elevar e posicionar as bobinas encontradas no mercado com diâmetro 1700 mm ou maior.

Em relação às limitações espaciais o equipamento projeto atende aos requisitos impostos. É um equipamento compacto e não exige grande espaço para sua estocagem. O principal desafio, que é o pé direito baixo do laboratório de cabos, foi superado com sucesso com a implementação de atuadores hidráulicos.

O projeto visou sempre o menor custo, considerando também o menor impacto ambiental. Para alcançar esses objetivos foi projetado o equipamento com o menor insumo de materiais. Em termos de fabricação nenhum componente terá a necessidade de ser usinado, cortado ou tratado fora do laboratório de processos de fabricação do SG-09. O equipamento é de simples operação e foi determinado um itinerário que faz com que seja segura a sua operação.

Dessa forma pode se afirmar que as condições de contorno foram respeitadas e foi atingido o objetivo principal do projeto, tendo sido desenvolvido o projeto na íntegra de um dispositivo para levantamento e posicionamento de bobinas de cabos condutores. Os frutos mais importantes deste trabalho são os desenhos de fabricação que estão anexados ao final desse relatório.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALUBAR. **Catálogo Técnico Condutores Elétricos de Alumínio**. Grupo Alubar S/A. Barbacena. 2010.
- ASHBY, M. **Materials selection in Mechanical Design**. 3ª. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2005.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR: 8400**. Rio de Janeiro: [s.n.], 1984.
- BUDYNAS; NISBETT. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 8ª. ed. Nova Iorque: McGraw-Hill, 2006.
- COLLINS, J. **Projeto Mecânico de Máquinas**. 3ª. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006.
- CROSS, N. **Engineering Design Methods**. 4ª. ed. Londres: John Wiley & Sons, LTD, 2005.
- ENERPACK. **Catálogo Industrial Tools**. Power Packer do Brasil. São Paulo. 2014.
- FIALHO, A. B. **Automação Hidráulica - Projeto, dimensionamento e análise de circuitos**. 2ª. ed. São Paulo: Érica Ltda, 2004.
- FRENCH, M. J. **Conceptual Design for Engineers**. 1ª. ed. Londres: Design Council, 1985.
- GRAVIA. **Catálogo Técnico Gravia**. Gravia. Brasília. 2013.
- JOYCEDAYTON. **Operation and Maintenance Manual for Joyce/Dayton**. Dayton, Ohio, p. 1-12. 2012.
- KUTZ, M. **Environmentally Conscious Mechanical Design**. 1ª. ed. Nova Jersey: John Wiley & Sons, 2007.
- MDK. **Catálogo MDK 2014/2015**. São José: MDK Dominik MetalCenter, 2014.
- MERCEDES-BENZ. **Manual do proprietário Mercedes-Benz classe CLK**. Daimler AG. São Paulo, p. 33-34. 2002.
- MINISTÉRIO DO TRABALHO. **Norma Regulamentadora 11**. Ministério do Trabalho. Brasil. 1978.
- NORTON, R. **Design of Machinery**. 2ª. ed. Nova Jersey: McGraw-Hill, 1999.
- PAHL, G.; BEITZ, W. **Konstruktionslehre**. 4ª. ed. Berlim: Springer, 2006.
- PARKER HYDRAULICS. **Catálogo Cilindro Hidráulico 2H**. Parker Hannifin Ind. Com. Ltda. Cachoeirinha. 2003.

PINHEIRO INDÚSTRIA. Ferragens Pinheiro. **Produtos industriais ferragens Pinheiro**, 2014. Disponível em: <<http://ferragenspinheiro.com.br/>>. Acesso em: 2015.

PRYSMIAN CABLES AND SYSTEMS. **Catálogo Redes Aéreas: cabos nus de alumínio**. São Paulo. 2014.

PRYSMIAN CABLES AND SYSTEMS. **Catálogo Redes Aéreas: cabos nus de alumínio com alma de aço (CAA)**. São Paulo. 2014.

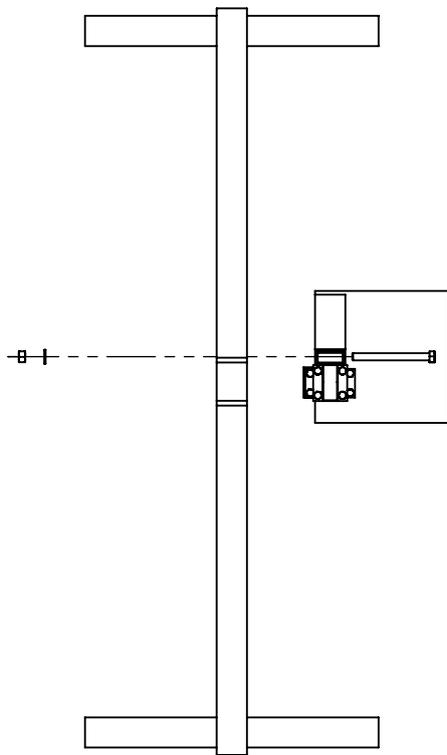
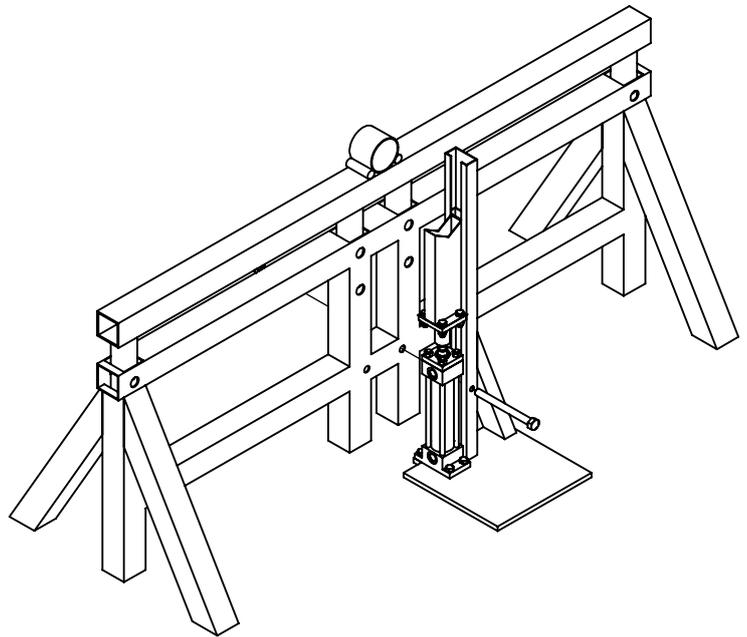
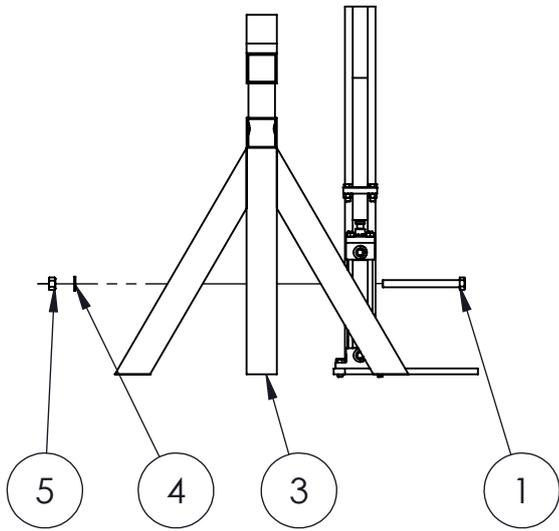
RAVEN. **Catálogo de ferramentas de manutenção**. São Paulo: Raven Ferramentas Especiais, 2013.

RAY, S. **Introduction to Materials Handling**. 1ª. ed. Nova Dheli: New Age, 2008.

RUDENKO, N. **Máquinas de Elevação e Transporte**. 1ª. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora L.T.D.A., 1976.

TAMASAUSKAS, A. **METODOLOGIA DO PROJETO BÁSICO DE EQUIPAMENTO DE MANUSEIO E TRANSPORTE DE CARGAS**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo. 2000.

UGURAL, A. **Mechanical Design-an integrated approach**. 1ª. ed. Nova Jersey: McGraw-Hill, 2004.



5	Porca sextavada M8	1	Comercial
4	Aruela Chata M8	1	Comercial
3	Mecanismo de elevação	1	Desenho 16/26
2	Cavelete de altura regulável	1	Desenho 2/26
1	Parafuso Sextavado M8 200mm	1	Comercial de aço 1010
Nº	Denominações	Qtd.	Observações



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
1

Peça:

Conjunto cavalete e mecanismo de elevação

Desenhista:

Caio Wichrowski

Data:

20/06/2015

Material:

Aço Estrutural A36

Escala:

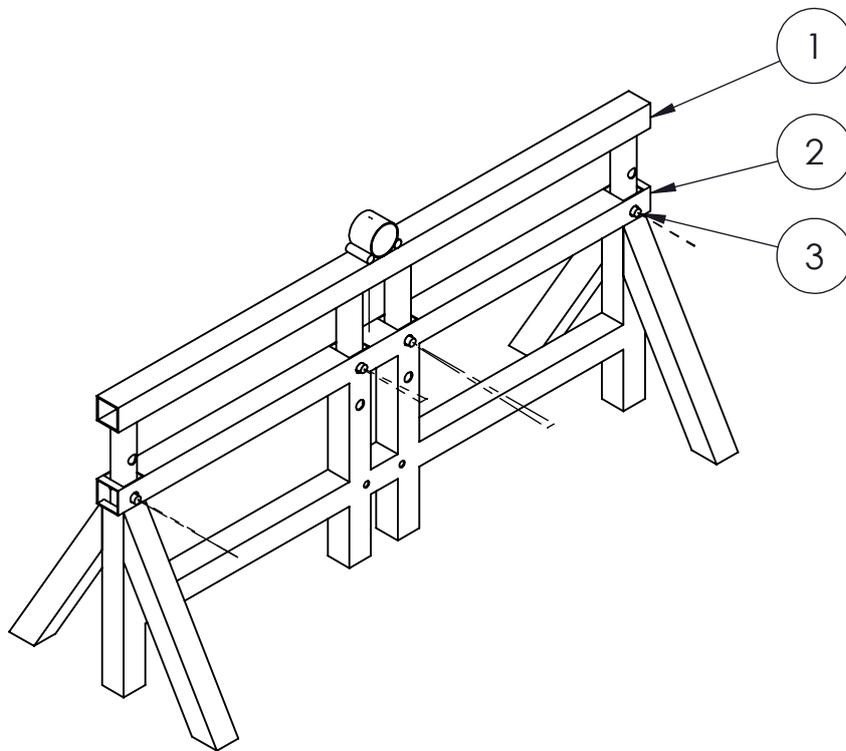
1:20

Unidade:

mm

Folha:

A4 1/26



3	Pino	4	Desenho 15/26
2	Base do Cavalete	1	Desenho 9/26
1	Seção móvel do cavalete	1	Desenho 2/26
Nº	Denominações	Qtd.	Observações



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
1

Peça:

Cavalete com altura ajustável

Desenhista:

Caio Wichrowski

Data:

20/06/2015

Material:

Aço Estrutural A36

Escala:

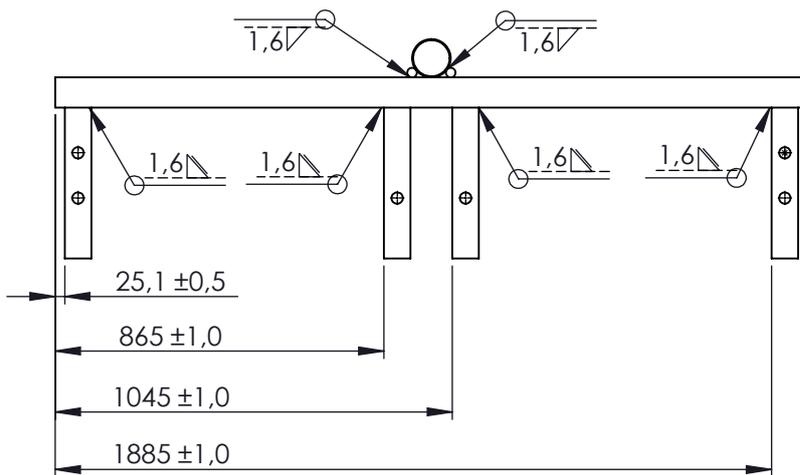
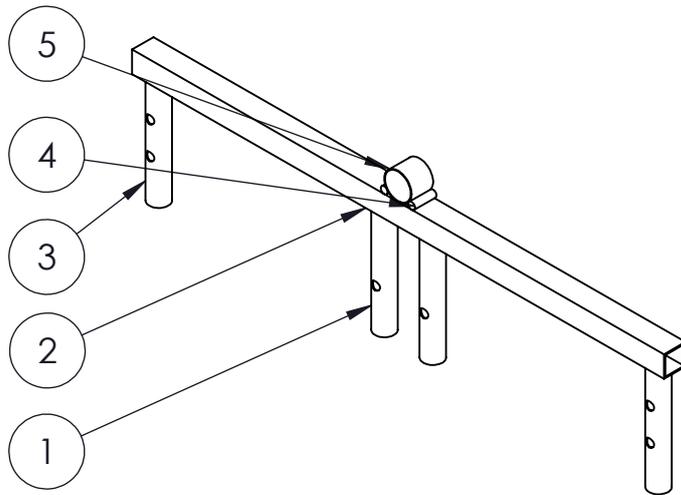
1:10

Unidade:

mm

Folha:

A4 2/26



5	Anel de suporte do eixo	1	Desenho 8/26
4	Pino de apoio do anel	2	Desenho 7/26
3	Coluna de apoio lateral	2	Desenho 6/26
2	Barra de suporte horizontal	1	Desenho 5/26
1	Coluna de apoio central	2	Desenho 4/26
Nº	Denominações	Qtd.	Anotações



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
1

Desenhista:

Caio Wichrowski

Peça:

Seção móvel do cavalete

Data:

20/06/2015

Material:

Aço Estrutural A36

Escala:

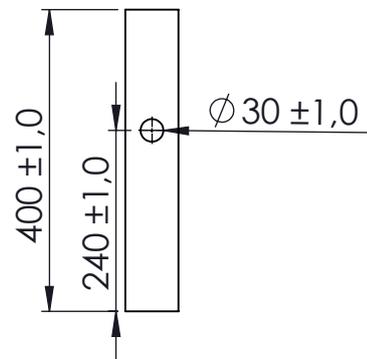
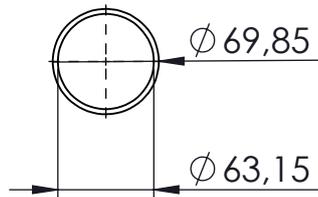
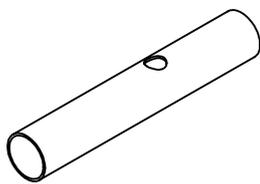
1:20

Unidade:

mm

Folha:

A4 3/26



Anotação: Perfil redondo 69,85 mm (2'3/4)



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
2

Desenhista:

Caio Wichrowski

Peça:

Cavele com altura ajustável

Data:

20/06/2015

Material:

Aço Estrutural A36

Escala:

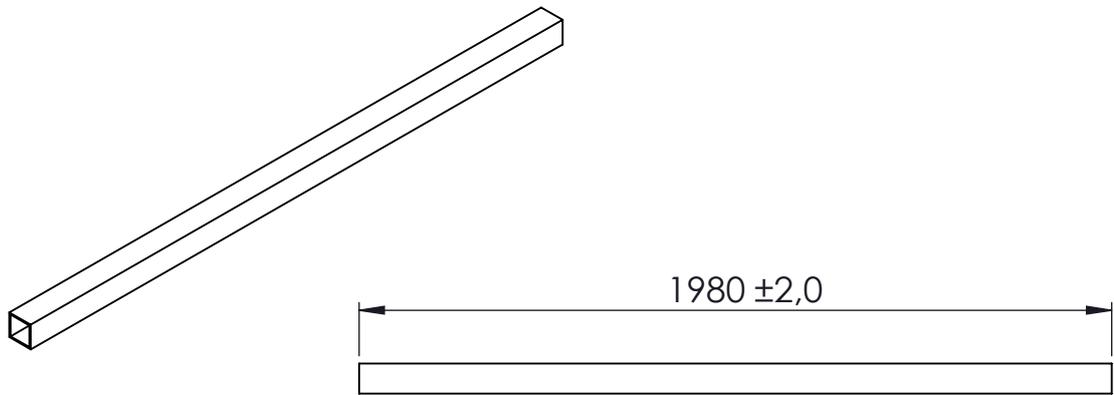
1:10

Unidade:

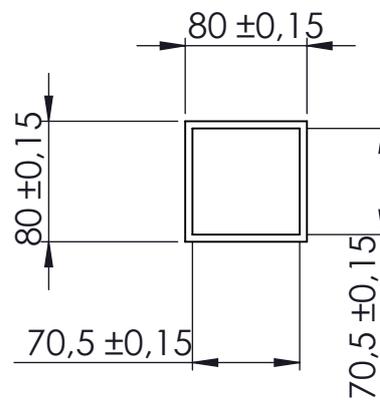
mm

Folha:

A4 4/26



Anotação: Perfil 80x80 se espessura 4.75 mm



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
1

Desenhista:
Caio Wichrowski

Peça:
Cavelete com altura ajustável - peça 1

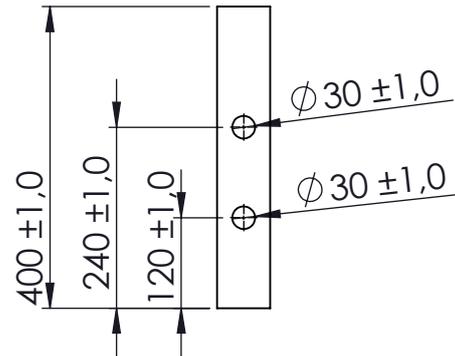
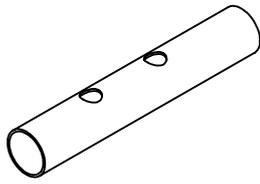
Data:
20/06/2015

Material:
Aço Estrutural A36

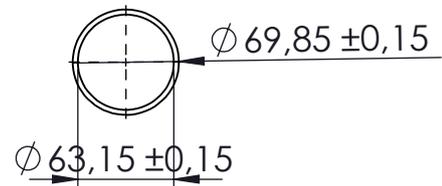
Escala:
1:10

Unidade:
mm

Folha:
A4 5/26



Anotação: Perfil redondo 69,85 mm (2"3/4)



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
2

Desenhista:
Caio Wichrowski

Peça:
Base do cavalete com altura ajustável Peça 2

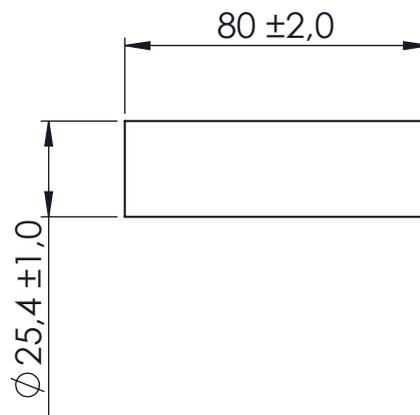
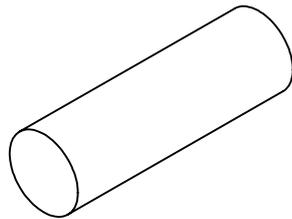
Data:
20/06/2015

Material:
Aço Estrutural A36

Escala:
1:10

Unidade:
mm

Folha:
A4 6/26



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
2

Desenhista:
Caio Wichrowski

Peça:
Seção móvel do cavalete com altura ajustável Peça 7

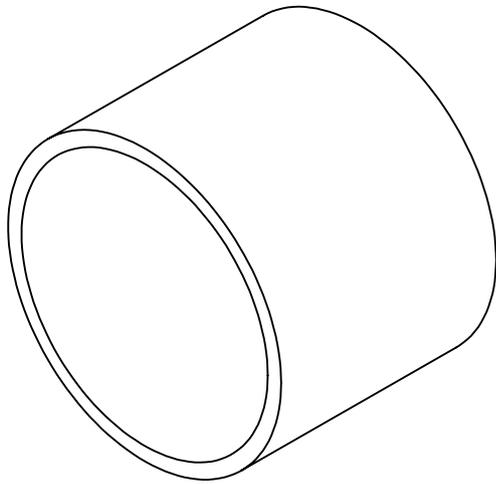
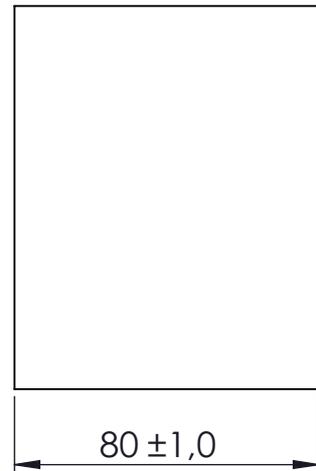
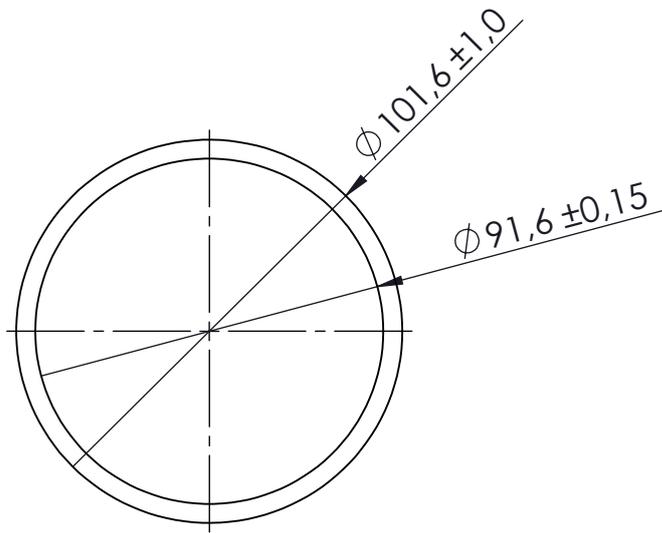
Data:
20/06/2015

Material:
Aço Estrutural A36

Escala:
1:2

Unidade:
mm

Folha:
A4 7/26



Anotações: Perfil circular 101,6 mm (4") #6



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
1

Desenhista:
Caio Wichrowski

Peça:
Seção móvel do cavalete Peça 5

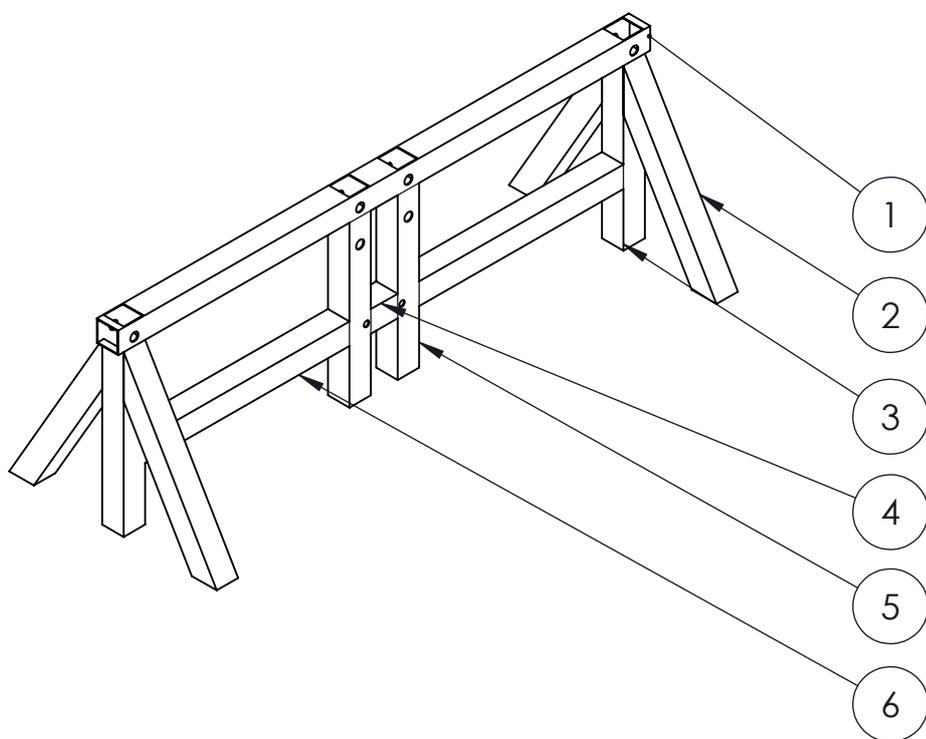
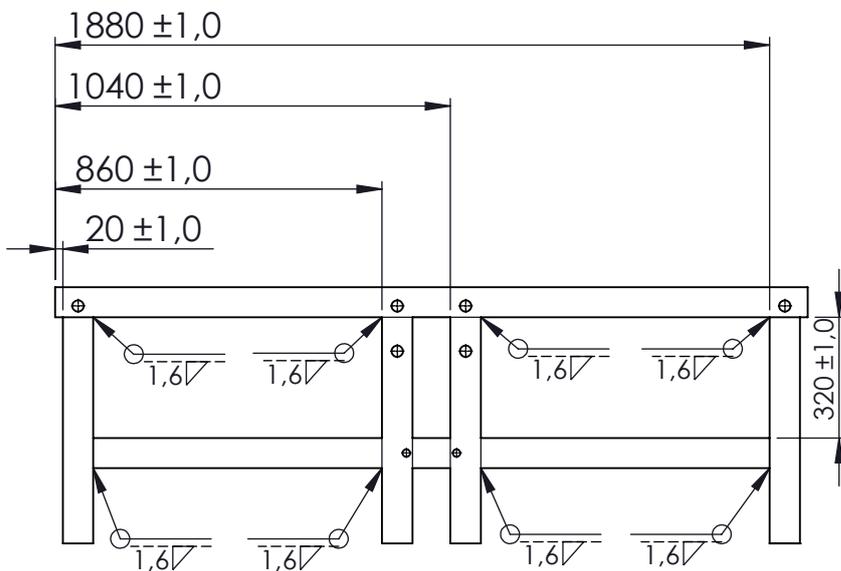
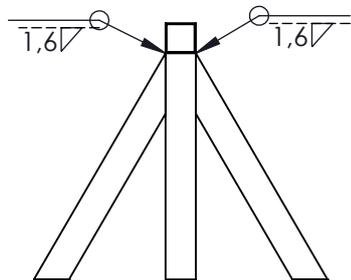
Data:
20/06/2015

Material:
Aço Estrutural A36

Escala:
1:2

Unidade:
mm

Folha:
A48/26



6	Barra lateral inferior	2	Desenho 15/26
5	Apoio central	2	Desenho 14/26
4	Barra central inferior	1	Desenho 13/26
3	Apoio lateral	2	Desenho 12/26
2	Apoio lateral inclinado	4	Desenho 11/26
1	Barra superior	1	Desenho 10/26
Nº	Denominações	Qtd.	Observações



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
1

Desenhista:

Caio Wichrowski

Peça:

Base so cavalete com altura ajustável

Data:

20/06/2015

Material:

Aço Estrutural A36

Escala:

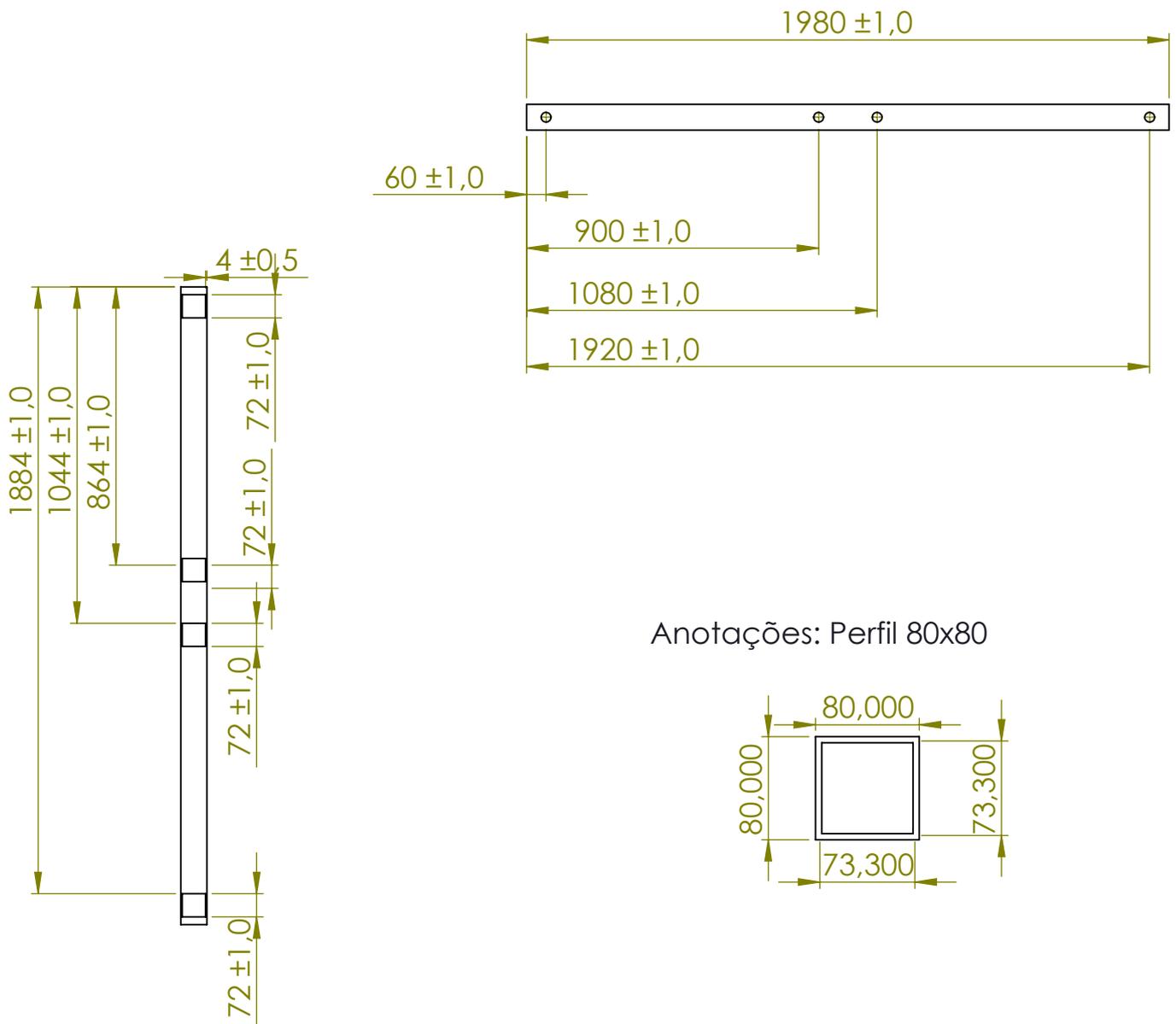
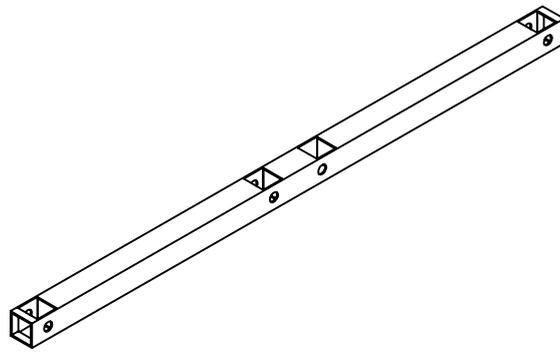
1:20

Unidade:

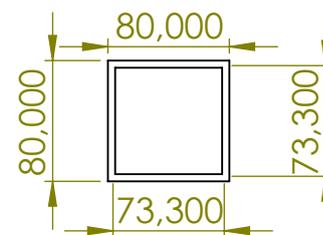
mm

Folha:

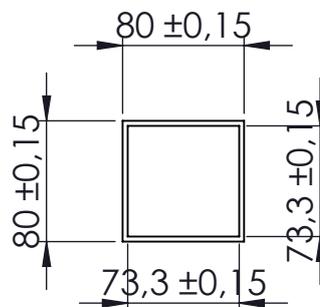
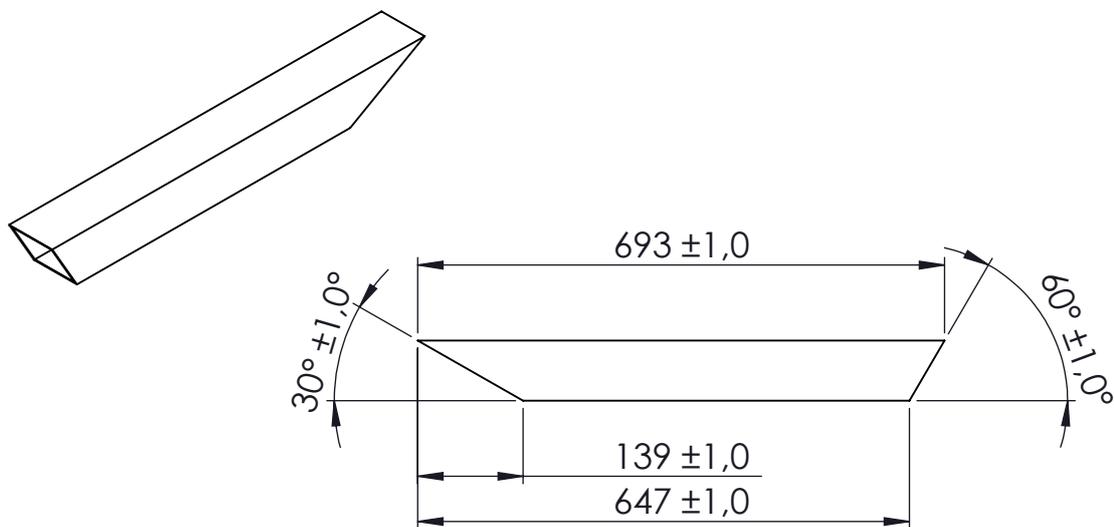
A4 9/26



Anotações: Perfil 80x80



SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO	Quantidade: 1
Peça: Base do cavalete - Peça 1			
Desenhista: Caio Wichrowski	Material: Aço Estrutural A36	Escala: 1:20	Unidade: mm
Data: 20/06/2015	Folha: A4 10/26		



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
4

Desenhista:

Caio Wichrowski

Peça:

Cavele com altura ajustável Peça 2

Data:

20/06/2015

Material:

Aço Estrutural A36

Escala:

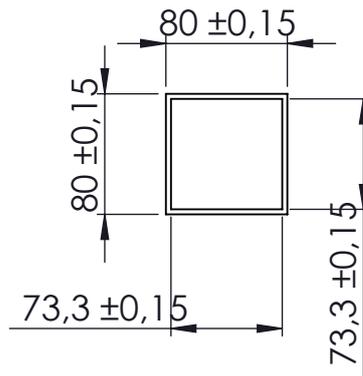
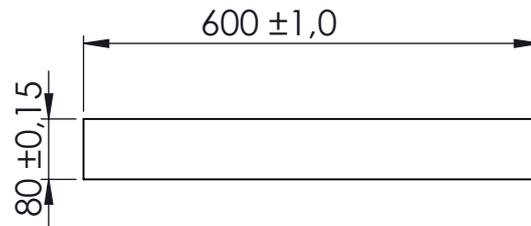
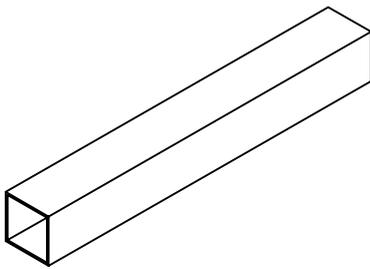
1:10

Unidade:

mm

Folha:

A4 11/26



Anotações: Perfil 80x80



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
2

Desenhista:
Caio Wichrowski

Peça:
Cavelete com altura ajustável peça 3

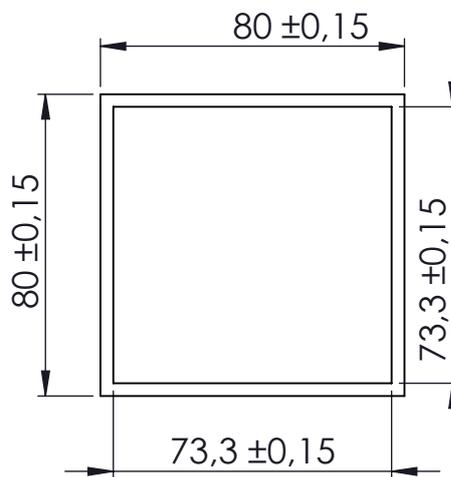
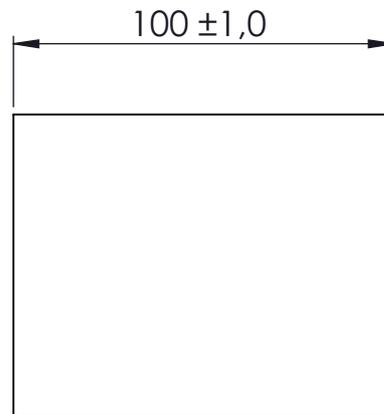
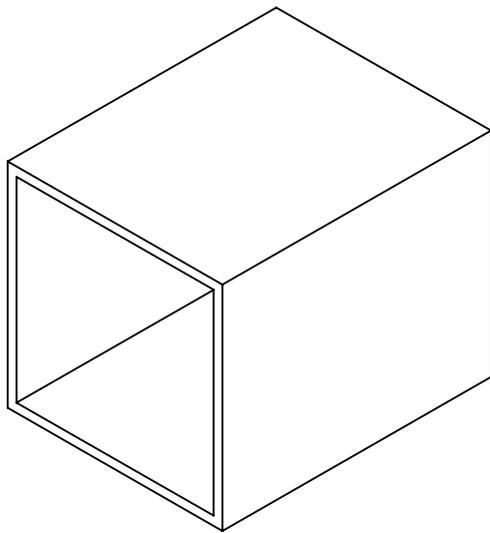
Data:
20/06/2015

Material:
Aço Estrutural A36

Escala:
1:10

Unidade:
mm

Folha:
A4 12/26



Anotações: Perfil 80x80



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
1

Desenhista:
Caio Wichrowski

Peça:
Base do cavalete com altura ajustável 4

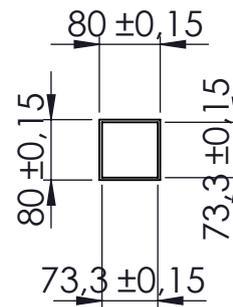
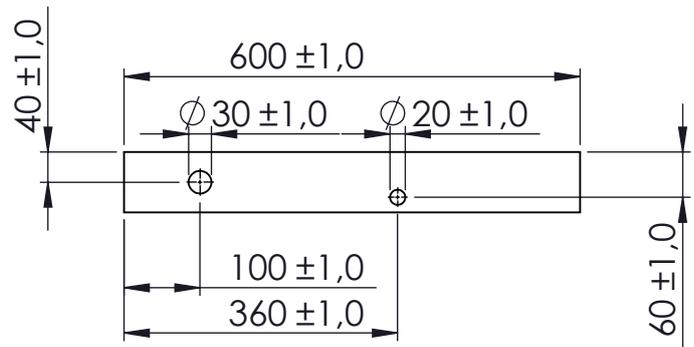
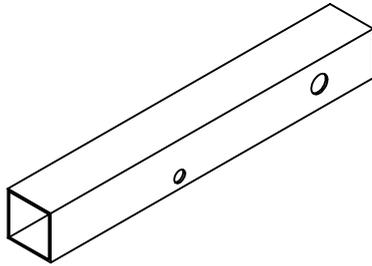
Data:
20/06/2015

Material:
Aço Estrutural A36

Escala:
1:10

Unidade:
mm

Folha:
A4 13/26



Anotações: Perfil 80x80



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
2

Desenhista:
Caio Wichrowski

Peça:
Base do cavalete com altura ajustável Peça 5

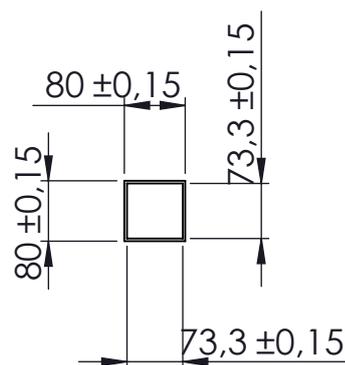
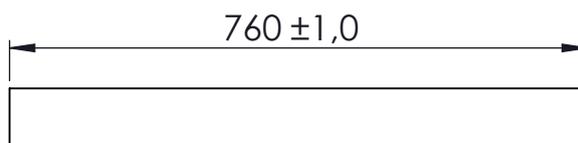
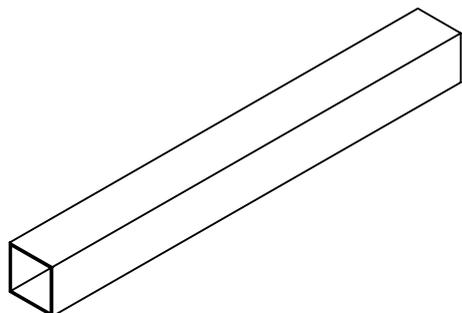
Data:
20/06/2015

Material:
Aço Estrutural A36

Escala:
1:10

Unidade:
mm

Folha:
A4 14/26



Anotações: Perfil 80x80



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
2

Desenhista:
Caio Wichrowski

Peça:
Base do cavalete com altura ajustável Peça 6

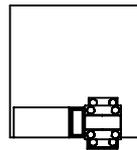
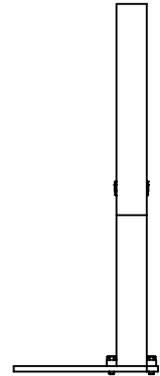
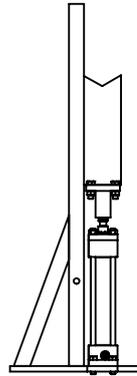
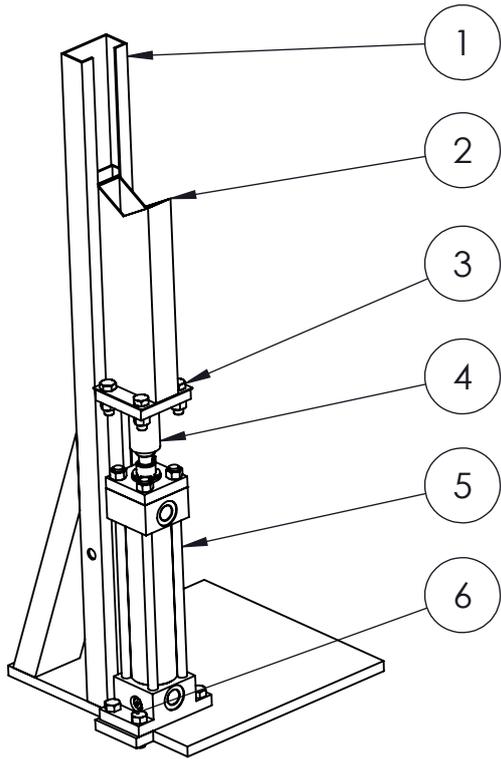
Data:
20/06/2015

Material:
Aço Estrutural A36

Escala:
1:10

Unidade:
mm

Folha:
A4 15/26



Nº	Denominações	Qtd.	Observações
6	Porca sextavada 1/2"	8	Item comercial
5	Atuador hidráulico	1	Parker hydraulics
4	Ponteira do cilindro	1	Acessório do cilindro Parker
3	Parafuso sextavado 1/2" com 1"1/4 de comprimento	8	Comercial de aço
2	Seção móvel de elevação	1	Desenho 17/26
1	Base da estrutura	1	Desenhos 21/26 e 22/26



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
1

Desenhista:

Caio Wichrowski

Peça:

Estrutura do mecanismo de elevação

Data:

20/06/2015

Material:

Aço Estrutural A36

Escala:

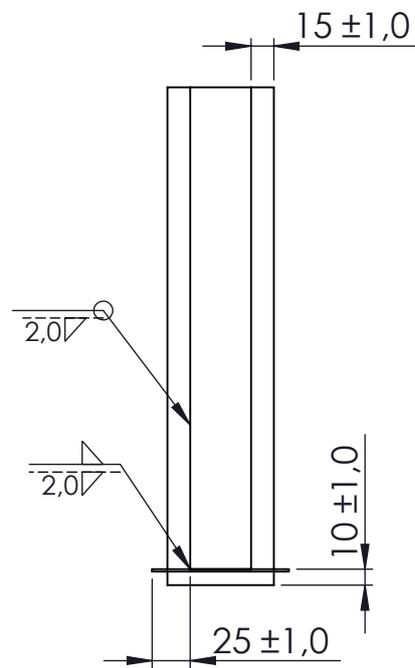
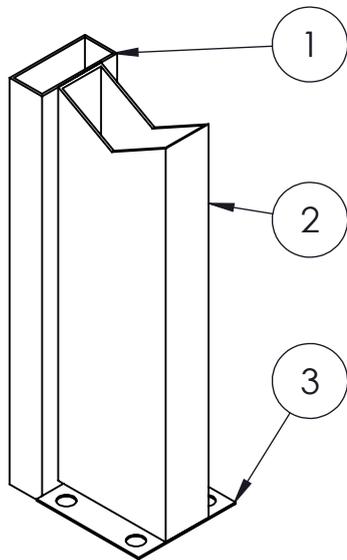
1:10

Unidade:

mm

Folha:

A4 16/26



3	Chapa		Desenho 20/26
2	Coluna	1	Desenho 19/26
1	Guia	1	Desenho 18/26
Nº	Denominações	Qtd.	Observações



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
2

Peça:

Seção móvel do mecanismo de elevação

Desenhista:

Caio Wichrowski

Data:

20/06/2015

Material:

Aço Estrutural A36

Escala:

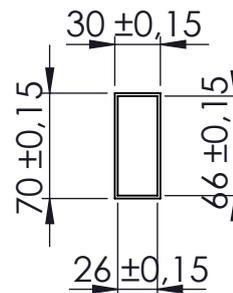
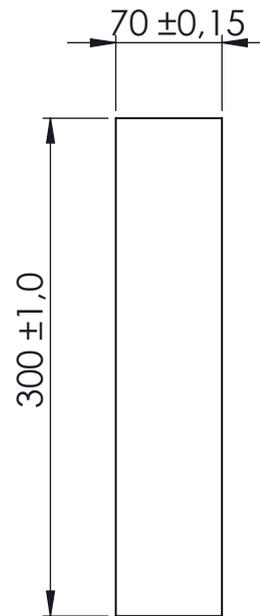
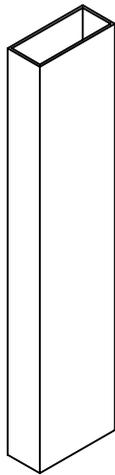
1:5

Unidade:

mm

Folha:

A4 17/26



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
2

Desenhista:
Caio Wichrowski

Peça:
Seção móvel do mecanismo de elevação Peça 1

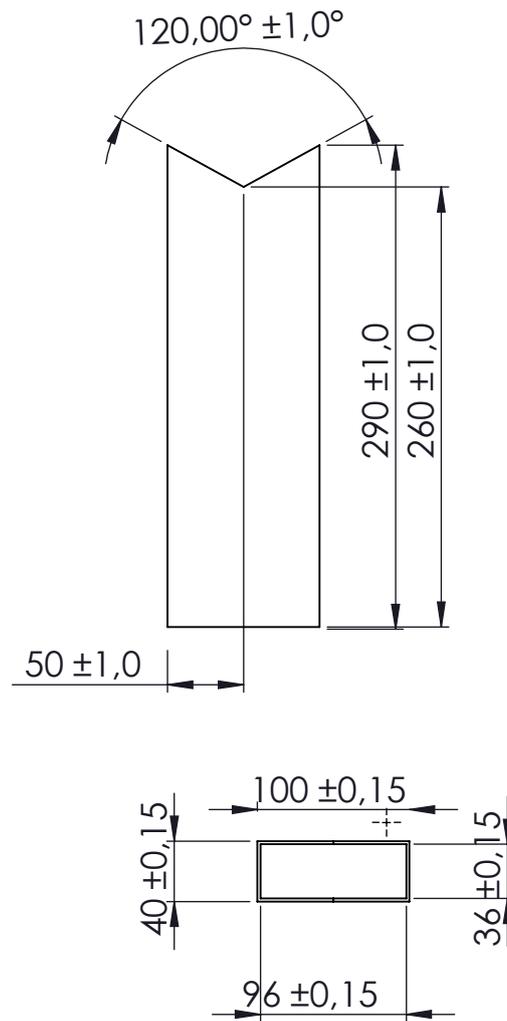
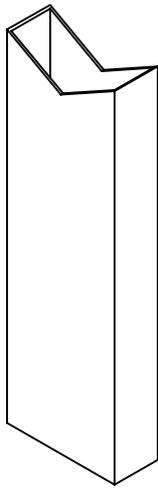
Data:
20/06/2015

Material:
Aço Estrutural A36

Escala:
1:5

Unidade:
mm

Folha:
A4 18/26



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
2

Desenhista:
Caio Wichrowski

Peça:
Seção do mecanismo de elevação Peça 2

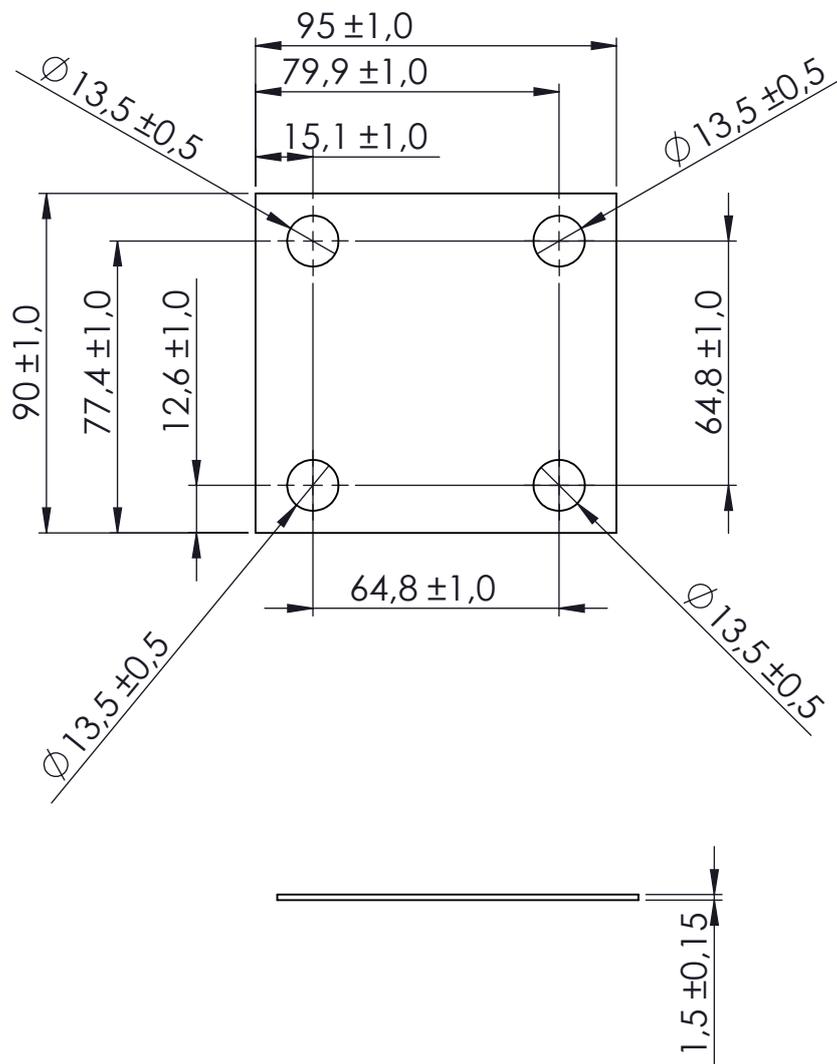
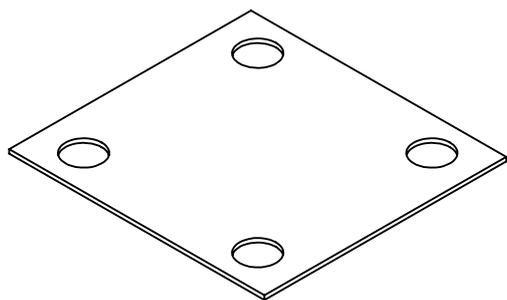
Data:
20/06/2015

Material:
Aço Estrutural A36

Escala:
1:5

Unidade:
mm

Folha:
A4 19/26



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
2

Peça:

Seção móvel do mecanismo de elevação Peça 3

Desenhista:

Caio Wichrowski

Data:

20/06/2015

Material:

Aço Estrutural A36

Escala:

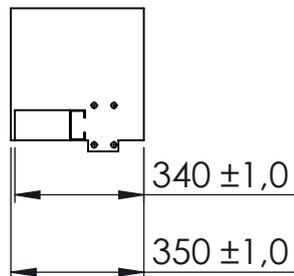
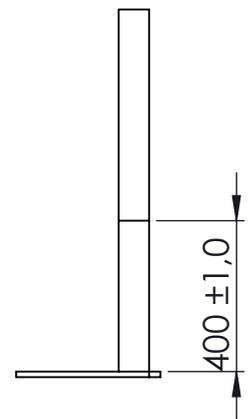
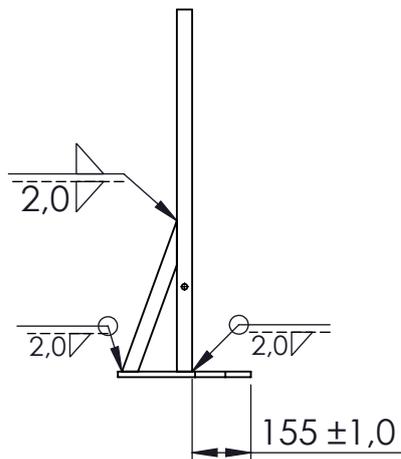
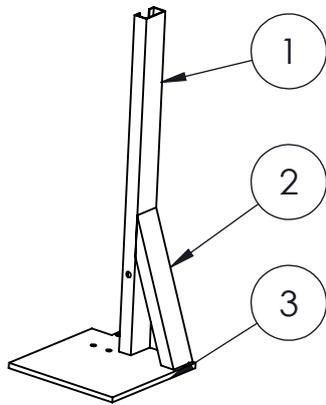
1:2

Unidade:

mm

Folha:

A4 20/26



Nº	Denominações	Qtd.	Observações
3	Base da estrutura	1	Desenho 25/26
2	Apoio lateral da guia	1	Desenho 24/26
1	Guia de elevação	1	Desenho 23/26



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
1

Desenhista:
Caio Wichrowski

Peça:
Base do mecanismo de elevação esquerda

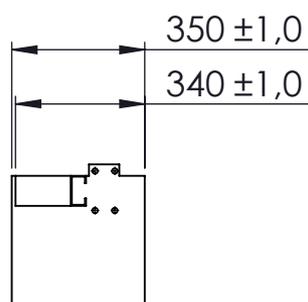
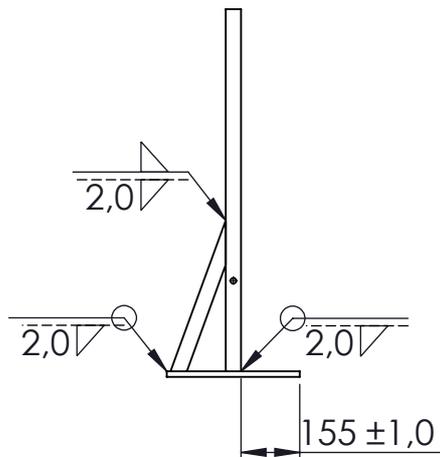
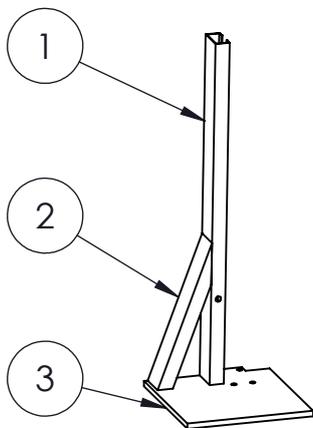
Data:
20/06/2015

Material:
Aço Estrutural A36

Escala:
1:10

Unidade:
mm

Folha:
A4 21/26



Nº	Denominações	Qtd.	Material
3	Base da estrutura	1	Desenho 26/26
2	Apoio lateral da guia	1	Desenho 24/26
1	Guia de elevação	1	Desenho 23/26



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
1

Desenhista:
Caio Wichrowski

Peça:
Base do mecanismo de elevação direita

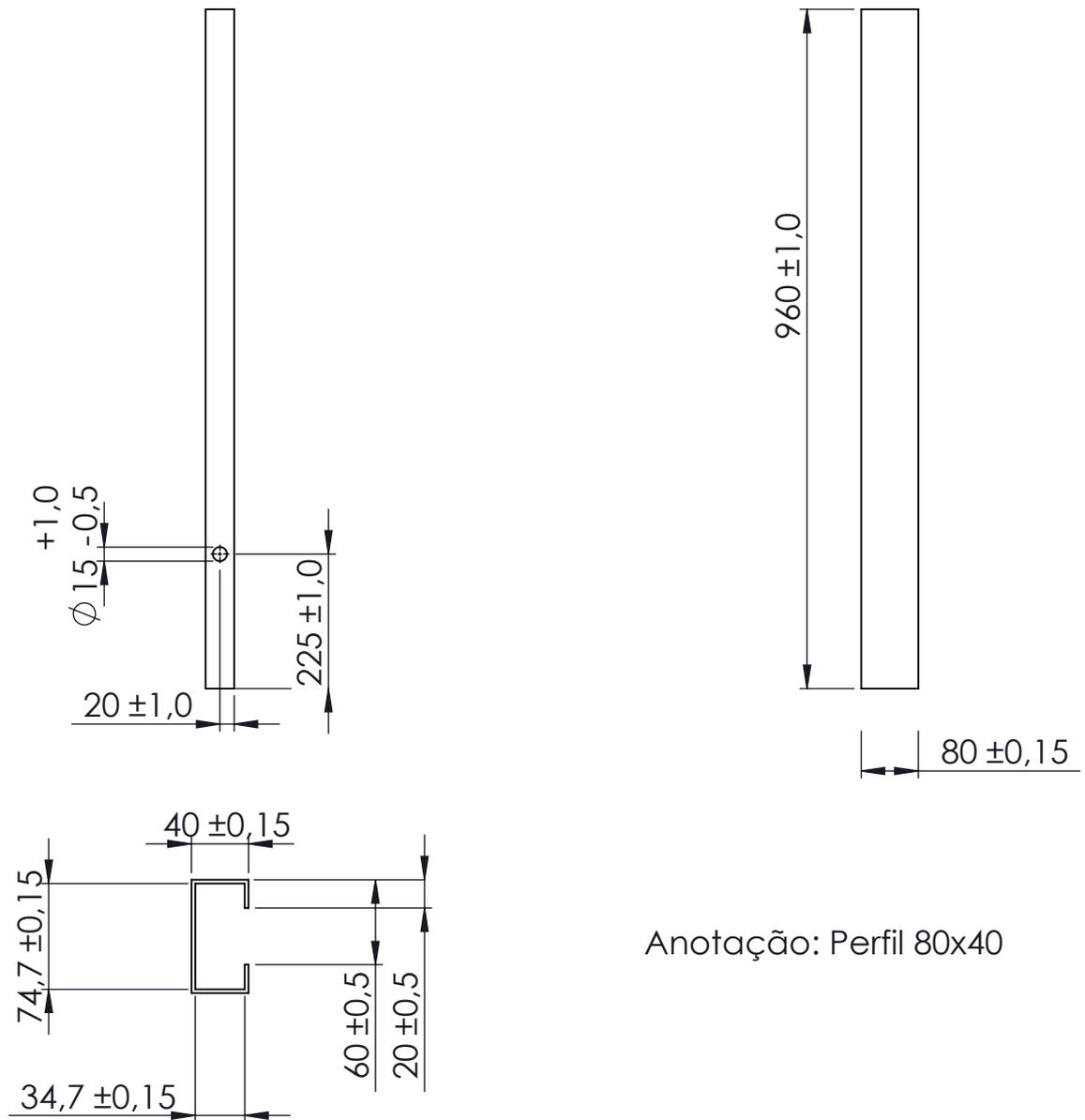
Data:
20/06/2015

Material:
Aço Estrutural A36

Escala:
1:10

Unidade:
mm

Folha:
A4 22/26



Anotação: Perfil 80x40



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
2

Desenhista:
Caio Wichrowski

Peça:
Base do mecanismo de elevação Peça3

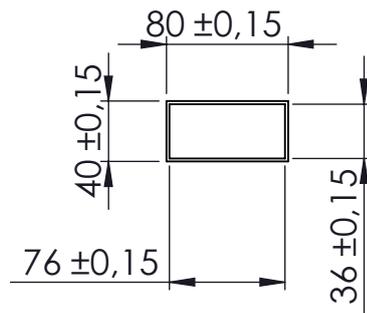
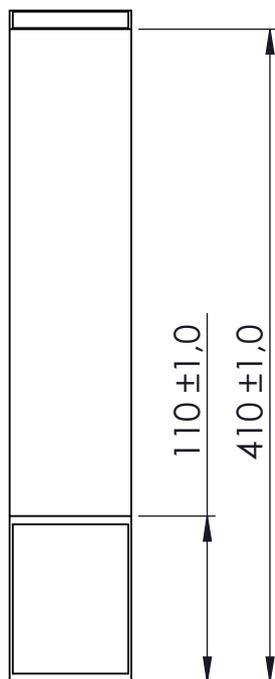
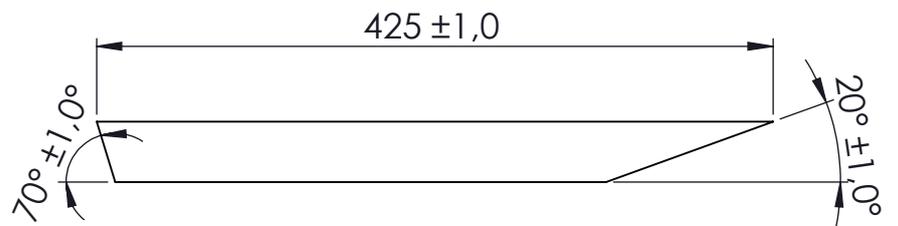
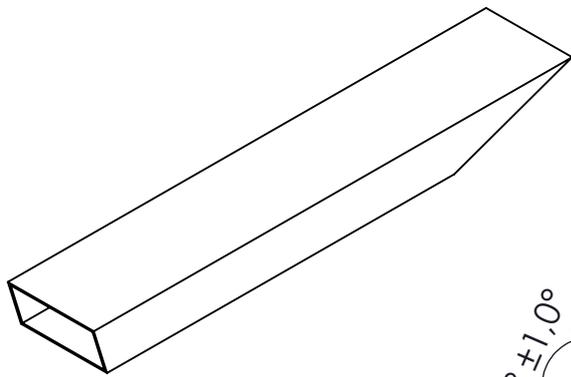
Data:
20/06/2015

Material:
Aço Estrutural A36

Escala:
1:10

Unidade:
mm

Folha:
A4 23/26



Anotação: Perfil 80x40



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
2

Desenhista:
Caio Wichrowski

Peça:
Base do mecanismo de elevação Peça 4

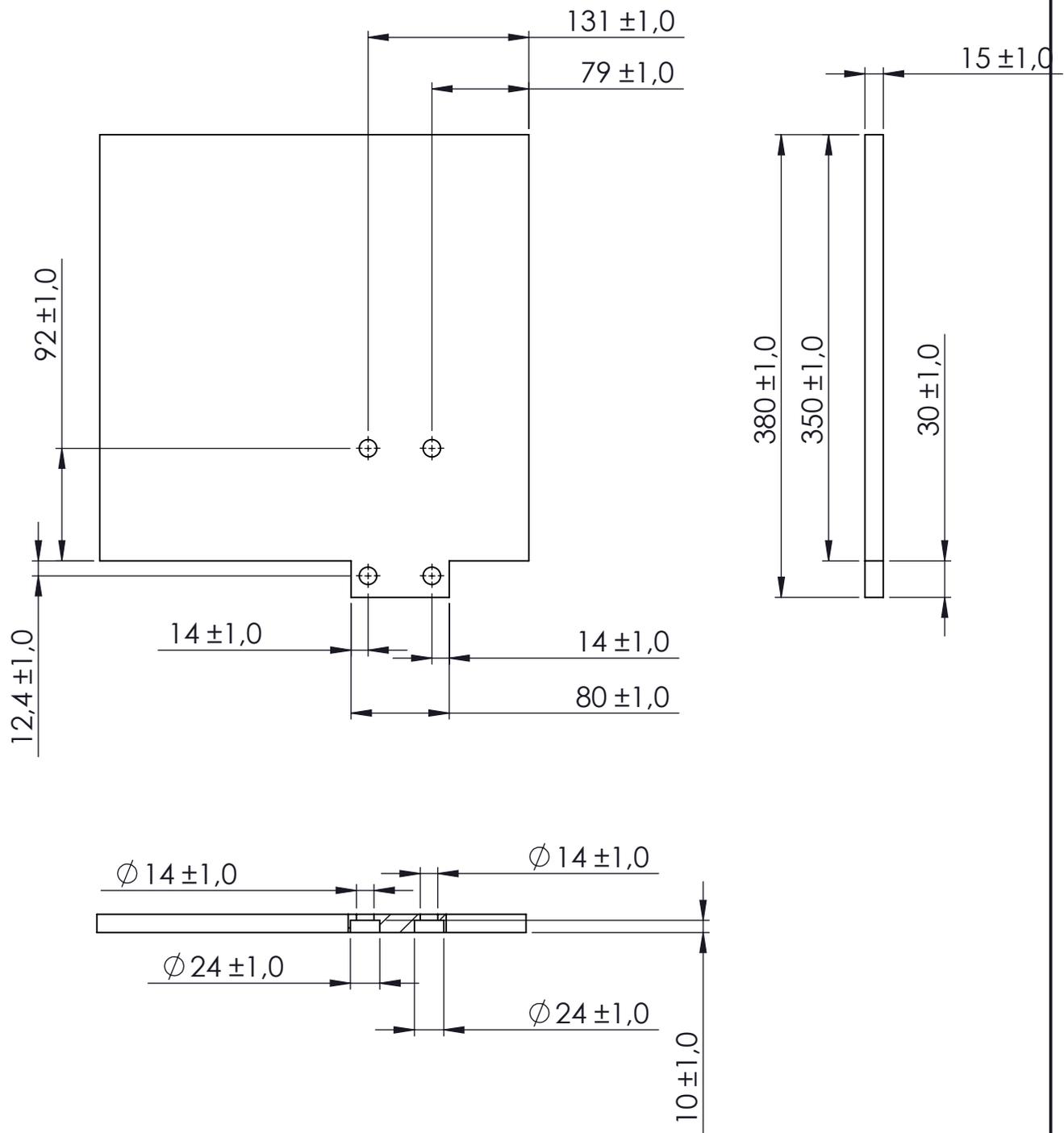
Data:
20/06/2015

Material:
Aço Estrutural A36

Escala:
1:5

Unidade:
mm

Folha:
A4 24/26



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
1

Desenhista:
Caio Wichrowski

Peça:
Base do mecanismo de elevação esquerdo Peça 3

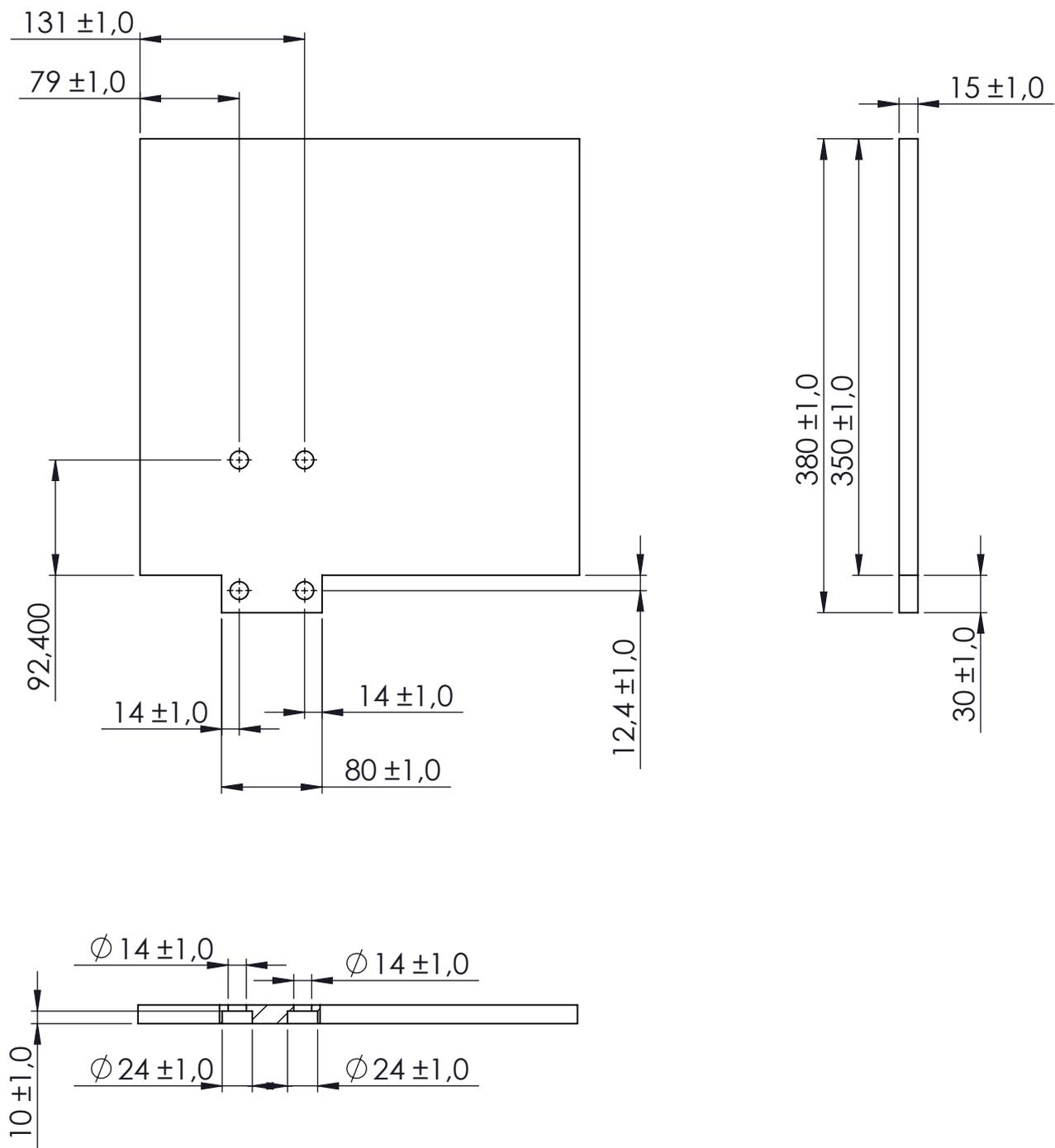
Data:
20/06/2015

Material:
Aço Estrutural A36

Escala:
1:5

Unidade:
mm

Folha:
A4 25/26



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR
ESCALA DO
DESENHO

Quantidade:
1

Desenhista:
Caio Wichrowski

Peça:
Base do mecanismo de elevação direito Peça 3

Data:
20/06/2015

Material:
Aço Estrutural A36

Escala:
1:5

Unidade:
mm

Folha:
A4 26/26