

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANDRÉ FELIPE MUNARO

**ESTUDO DE GUINDASTE HIDRÁULICO PARA IÇAMENTO DE
CONTAINER DE ENTULHOS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2011

ANDRÉ FELIPE MUNARO

ESTUDO DE GUINDASTE HIDRÁULICO PARA IÇAMENTO DE CONTAINER DE ENTULHOS

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso Superior de Engenharia Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito parcial para obtenção da graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Ms. Robson Gonçalves Trentin

Co-orientador: Prof. Ms. Luis Antonio Brum do Nascimento

TERMO DE APROVAÇÃO

O trabalho de diplomação intitulado Estudo de Guindaste Hidráulico Para
Içamento de Container de Entulhos foi considerado **APROVADO** de acordo com a
ata da banca examinadora N° _____ de 2011.

Fizeram parte da banca os professores:

ROBSON GONÇALVES TRENTIN

LUIS ANTÔNIO BRUM DO NASCIMENTO

PAULO ROGERIO NOVAK

RESUMO

Este trabalho apresenta o estudo do funcionamento de um guindaste hidráulico, montado sobre caminhão para içamento de cargas leves como *container* de entulhos, observando formas simples para a fabricação, visando desta maneira a elaboração de um equipamento que atenda pequenas empresas da região sudoeste do Paraná e oeste de Santa Catarina. Realizou-se o estudo prevendo a instalação do guindaste em um veículo com grande número de vendas. Utilizar-se-á as medidas desse veículo no dimensionamento do equipamento, tendo como objetivo desenvolver um equipamento com momento de carga útil de 1 a 2T.m, e com alcance vertical e horizontal na faixa dos 8 e 7 metros, respectivamente. Propõe-se também a fabricação utilizando os processos de fabricação e matéria prima existentes nas regiões citadas.

Palavras-chave: Guindaste Hidráulico. Caminhão. Munck. Sudoeste do Paraná.

ABSTRACT

This job shows a study of the operation of a hydraulic crane, mounted in a truck, to hoist light loads how rubbish's container, studying possible mains to reduce costs and to simplify the construction, ordering the elaboration of a equipment to attend small enterprises of the Parana's south-west and Santa Catarina's west. The study was performed, ordering a installation of the crane in a vehicle with a big number of sales, with the objective of develop a equipment with load's moment of 1 to 2T.m, with vertical and horizontal range of 7 and 8 meter, respectively, being constructed using the fabrication process and the raw material of the region.

Keywords: Hydraulic Crane. Truck. Munck. Parana's South-West.

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|-------------------|--|
| \varnothing | Ângulo de pressão |
| A | Área |
| A_2 | Área da coroa circular |
| A_1 | Área do êmbolo |
| W_t | Carga tangencial |
| μ | Coefficiente de atrito |
| x_p | Coefficiente do adendo do pinhão |
| C_p | Coefficiente elástico |
| $L_{cremalheira}$ | Comprimento da cremalheira |
| D | Diâmetro |
| D_e | Diâmetro externo |
| D_p | Diâmetro primitivo |
| D' | Diâmetro primitivo da menor engrenagem |
| C | Distância entre os centros do pinhão e engrenagem |
| η | Eficiência |
| C_f | Fator de acabamento superficial |
| K_a | Fator de aplicação |
| K_l | Fator de ciclo de carga |
| K_m | Fator de distribuição de carga |
| K_b | Fator de espessura de borda |
| K_s | Fator de tamanho |
| K_v | Fator dinâmico |
| I | Fator geométrico de resistência à crateração |
| J | Fator geométrico de resistência à flexão |
| F | Força |
| F_n | Força normal |
| Q_v | Índice de qualidade |
| F_m | Largura de face |
| m | Módulo |
| N | Número de dentes |
| P | Passo diametral |
| P | Pressão |
| p_s | Pressão do sistema |
| p_1 | Pressão na entrada do êmbolo |
| p_t | Pressão no tanque |
| r | Raio |
| ρ_g | Raio de curvatura do dente da engrenagem |
| ρ_p | Raio de curvatura do dente do pinhão |
| r_p | Raio de referência do pinhão |
| Ω | Relação entre as áreas do êmbolo e da coroa circular |
| σ | Tensão |
| T | Torque |
| Q | Vazão |
| Q_b | Vazão máxima de trabalho |
| V | Velocidade |
| ω | Velocidade angular |
| V_t | Velocidade tangencial |

V_h
d
 C_r

Volume das hastes
Volume de fluido deslocado pela bomba
Volume do reservatório

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1- Vigas U disponíveis na empresa Comercial Fernandes | 6 |
| Figura 2– Dimensões básicas do veículo | 8 |
| Figura 3– Modelo medido | 8 |
| Figura 4– Detalhe da travessa | 9 |
| Figura 5– Procedimento de medida | 9 |
| Figura 6– Chassi..... | 9 |
| Figura 7– Limites a serem respeitados..... | 10 |
| Figura 8– Dimensões dos componentes estruturais..... | 10 |
| Figura 9– Montagem Horizontal | 12 |
| Figura 10– Montagem recolhida no chassi | 12 |
| Figura 11– Sistema de Giro S.H.E. 6.5T | 13 |
| Figura 12– Procedimento de fabricação de mastro, braço e lança | 14 |
| Figura 13– Montagem horizontal..... | 16 |
| Figura 14– Tensão equivalente nas segunda e terceiras lanças com montagem horizontal..... | 17 |
| Figura 15– Local de concentração de tensão | 18 |
| Figura 16– Tensão equivalente no braço com montagem horizontal | 19 |
| Figura 17 – Montagem vertical | 20 |
| Figura 18– Montagem recolhida | 20 |
| Figura 19 – Tensão equivalente nas segunda e terceiras lanças com montagem vertical | 21 |
| Figura 20 – Tensão equivalente no braço com montagem vertical..... | 22 |
| Figura 21 – Fixação dos cilindros responsáveis pelos movimentos do braço e lanças | 25 |
| Figura 22 – Propriedades de massa | 27 |
| Figura 23 – Forma de fixação do cilindros hidráulico responsável pelos movimentos do sistema de giro | 28 |
| Figura 24 – Forma de fixação dos cilindros das sapatas | 28 |
| Figura 25 – Interferência do cilindro A no suporte e mastro..... | 29 |
| Figura 26 – Interferência do cilindro B no suporte e braço | 29 |
| Figura 27 – Dimensões dos cilindros A e B..... | 30 |
| Figura 28 – Detalhe dos cilindros A e B com correções | 30 |
| Figura 29 – Dimensões dos cilindros A e B..... | 30 |
| Figura 30 – Fixação do mastro na base | 31 |
| Figura 31– Fixação do pino na base | 32 |
| Figura 32 – Principais medidas de uma engrenagem | 33 |
| Figura 33 – Uso do toolbox no SolidWorks | 35 |
| Figura 34 - Estrutura..... | 36 |
| Figura 35 – Ilustração das medidas necessárias..... | 37 |
| Figura 36 – Guia..... | 38 |
| Figura 37 – Estrutura Cilíndrica | 39 |
| Figura 38 – Caixa de giro | 39 |
| Figura 39 – Sistema de ajuste..... | 40 |
| Figura 40 – Simulação da primeira e segunda lança | 41 |
| Figura 41 – Concentração de tensão na lança | 42 |
| Figura 42 – Simulação do braço | 42 |

| | |
|--|----|
| Figura 43 – Simulação do mastro com o sistema de giro..... | 43 |
| Figura 44 – Aproximação do sistema de giro | 43 |
| Figura 45 – Corte do Pino..... | 44 |
| Figura 46 – Vista Explodida | 45 |
| Figura 47 – Simulação do mastro com o novo sistema de giro..... | 46 |
| Figura 48 – Alívio na base com o novo sistema de giro | 47 |
| Figura 49 – Aumento da tensão no mastro..... | 47 |
| Figura 50 – Mastro feito de tubos quadrados..... | 48 |
| Figura 51 – Simulação com alterações nas medidas..... | 48 |
| Figura 52 – Simulação com alteração na chapa suporte dos cilindros | 49 |
| Figura 53 – Simulação com reforço lateral..... | 49 |
| Figura 54 – Altas tensões no mancal..... | 50 |
| Figura 55 – Reforço tipo mão francesa | 50 |
| Figura 56 – Simulação com reforço | 51 |
| Figura 57 – Tensões internas..... | 51 |
| Figura 58 – Simulação sem o reforço interno | 52 |
| Figura 59– Região onde havia concentração de tensão | 52 |
| Figura 60 – Tensões no pino..... | 53 |
| Figura 61 – Tensões na parte inferior do mastro..... | 53 |
| Figura 62 - Simulação com refinamento da malha | 54 |
| Figura 63 – Tensões na base | 54 |
| Figura 64 – Tensões no pino de giro | 55 |
| Figura 65 – Tensões na base do mastro..... | 55 |
| Figura 66 - Tensões no mancal..... | 55 |
| Figura 67 – Simulação com aumento grosseiro na medida da base e mancal | 56 |
| Figura 68 – Simulação do pino com aumento grosseiro na medida da base e mancal | 56 |
| Figura 69 – Simulação do mancal com aumento grosseiro de espessura | 57 |
| Figura 70 – Tensões na base com aumento grosseiro de espessura | 57 |
| Figura 71 – Tensões na parte inferior do mastro..... | 58 |
| Figura 72 – Simulação da base com apoio maior..... | 58 |
| Figura 73 – Simulação do mancal com apoio maior | 59 |
| Figura 74 – Posição vertical e recolhida..... | 70 |
| Figura 75 – Dados das bombas da série H..... | 72 |
| Figura 76 – Potência X Rotação (bomba H49)..... | 73 |
| Figura 78 – Vazão X Rotação (bomba H49) | 73 |
| Figura 79– Mangueiras Parker | 75 |
| Figura 80– Válvula RP 320/04.05 | 78 |
| Figura 81 – Simbologia das válvulas utilizadas..... | 78 |
| Figura 82 - Características | 80 |
| Figura 83 – Vista geral..... | 80 |
| Figura 84 – Vista lateral..... | 81 |
| Figura 85 – Gráfico de Carga | 81 |
| Figura 86 – Vista Explodida | 82 |
| Figura 87 - Estratégia de projeto..... | 84 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1– Limitação dos processos | 6 |
| Tabela 2 – Dados Técnicos do Caminhão VW 8-150 | 7 |
| Tabela 3– Características da viga | 13 |
| Tabela 4 – Propriedades do aço 1020 | 15 |
| Tabela 5 – Reações nos pinos 1 e 2 (posição horizontal) | 18 |
| Tabela 6 – Reações nos pinos (posição horizontal) | 19 |
| Tabela 7 – Reações nos pinos 1 e 2 (posição vertical) | 22 |
| Tabela 8 – Reações nos pinos (posição vertical) | 22 |
| Tabela 9 – Resumo de resultados | 23 |
| Tabela 10– Momentos de carga de guindastes | 23 |
| Tabela 11 – Módulos Métricos Padronizados | 33 |
| Tabela 12 – Valores padronizados para ângulo de pressão | 34 |
| Tabela 13 - Novas Reações | 46 |
| Tabela 14 – Fator geométrico de resistência à flexão | 60 |
| Tabela 15 – Primeira interpolação | 60 |
| Tabela 16 – Segunda interpolação | 60 |
| Tabela 17 – Fatores de aplicação | 61 |
| Tabela 18 – Fator de distribuição de carga | 61 |
| Tabela 19 – Resultados para largura de face de 30mm | 63 |
| Tabela 20 – Resistência a fadiga de flexão para alguns materiais | 63 |
| Tabela 21 – Coeficiente elástico | 65 |
| Tabela 22 – Cálculo do raio de curvatura do dente do pinhão | 66 |
| Tabela 23 – Cálculo da largura de face | 66 |
| Tabela 24 – Tensões de superfície em função da largura de face | 67 |
| Tabela 25 – Resistências a fadiga de superfície | 67 |
| Tabela 26 – Resumo dos cálculos de fadiga por flexão e fadiga na superfície | 68 |
| Tabela 27 – Verificação dos novos diâmetros | 69 |
| Tabela 28 – Cursos Necessários | 70 |
| Tabela 29 – Descrição final dos cilindros hidráulicos | 70 |
| Tabela 30 – Vazões nominais | 71 |
| Tabela 31 – Cálculo das vazões nominais dos cilindros hidráulicos | 72 |
| Tabela 32 – Cursos admissíveis | 74 |
| Tabela 33 – Diâmetro da entrada dos cilindros | 74 |
| Tabela 34 – Possíveis mangueiras a serem utilizadas | 75 |
| Tabela 35 – Características das mangueiras | 76 |
| Tabela 36 – Volume das hastes dos cilindros hidráulicos | 76 |
| Tabela 37 – Válvula Direcional RP 320/04.05 | 77 |
| Tabela 38 – Tomada de força EATON | 79 |
| Tabela 39 – Verificação da tomada de força | 79 |
| Tabela 40 – Características principais | 82 |
| Tabela 41 – Possíveis aplicações | 83 |

SUMÁRIO

| | |
|---|----|
| 1 INTRODUÇÃO | 1 |
| 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA..... | 3 |
| 2.1 Resistência dos materiais | 3 |
| 2.2 Hidráulica/transmissão | 5 |
| 2.3 Elementos de máquinas | 5 |
| 2.4 Análise dos mecanismos | 5 |
| 3 PESQUISA SOBRE POSSÍVEIS PROCESSOS E LIMITAÇÕES | 6 |
| 4 DEFINIÇÃO DA MEDIDA DE MASTRO, BRAÇO E LANÇAS | 7 |
| 5 REALIZAÇÃO DO PRIMEIRO ESBOÇO | 11 |
| 6 DIMENSIONAMENTO/ESPECIFICAÇÃO DOS BRAÇOS..... | 13 |
| 7 SIMULAÇÃO COM CARGA..... | 15 |
| 7.1 Simulação com carga na horizontal | 16 |
| 7.2 Simulação com carga na vertical | 20 |
| 8 PRÉ-DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA HIDRÁULICO..... | 23 |
| 8.1 Cilindros responsáveis pelos movimentos do braço e lanças | 25 |
| 8.2 Cilindro de Rotação (Cremalheira) | 26 |
| 8.3 Cilindros Estabilizadores (sapatas)..... | 28 |
| 9 DESENHO E ADEQUAÇÃO DOS BRAÇOS E CILINDROS..... | 29 |
| 11 ADEQUAÇÃO DOS COMPONENTES CRÍTICOS | 44 |
| 12 REDIMENSIONAMENTO DO RESTANTE DO SISTEMA HIDRÁULICO | 68 |
| 12.1 Cilindros Hidráulicos..... | 68 |
| 12.2 Bomba | 71 |
| 12.3 Mangueiras..... | 74 |
| 12.4 Reservatório | 76 |
| 12.5 Válvulas | 77 |
| 12.6 Óleo | 78 |
| 13 DIMENSIONAMENTO/ESPECIFICAÇÃO: SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE FORÇA | 78 |
| 14 CARACTERÍSTICAS FINAIS | 80 |
| 15 CONCLUSÃO | 83 |
| REFERÊNCIAS..... | 87 |

1 INTRODUÇÃO

O presente estudo tem como enfoque central um guindaste hidráulico montado sobre caminhão, cuja energia requerida para seu funcionamento é fornecida pelo próprio motor do veículo. Sabe-se que este tipo de equipamento é facilmente encontrado, principalmente no mercado local – região Sudoeste do Paraná –, apenas para altas capacidades de carga. Isto caracteriza um desperdício (custo maior, necessidade de um veículo mais robusto para a instalação) para empresas que necessitam içar cargas menores como o *container* de entulhos leves. Além do mais, ele não é acessível a muitas delas em virtude do alto custo. Posto isso, o objetivo é o de estudar a possibilidade de fabricação de um equipamento semelhante ao do mercado, que teria momento de carga entre 1T.m e 2T.m, já que os menores existentes são encontrados na faixa dos 6,5T.m para fabricantes nacionais e 2,7T.m em equipamentos com tecnologia internacional. O alcance vertical e horizontal estaria em torno de 8 e 7m, respectivamente, que pouco difere dos outros existentes.

O estudo levará em conta o uso de processos de fabricação, montagem e, principalmente, formas de construção que possam eventualmente ter baixo custo e simplicidade. Portanto, sem detalhar determinados aspectos do projeto, como manutenção, desenhos de fabricação, entre outros, devido à limitação de recursos e tempo disponível. Além disso, trata-se de um equipamento cuja operação exige grande responsabilidade, demandando maior experiência do projetista e, em muitos casos, a construção de protótipos.

Para a obtenção de medidas necessárias ao dimensionamento, escolheu-se um veículo com grande quantidade de unidades vendidas na região. O estudo será feito a partir de um equipamento destinado a ser montado nesse veículo, fator que pode conduzir a um projeto mais eficiente que aqueles relativos a equipamentos prontos.

Entre os itens a serem estudados estão: Definição das medidas e montagem do mastro, braço e lanças, atendendo aos requisitos anteriormente citados; verificação do procedimento de dimensionamento e especificação dos principais equipamentos necessários ao sistema hidráulico; verificação de uma possível forma para construção e fabricação do sistema de giro; apresentação do método de

fixação do equipamento no veículo e de que forma os componentes estariam melhor dispostos a fim de facilitar a manutenção.

Também será realizada, durante as etapas do trabalho, a simulação numérica por elementos finitos dos componentes principais com as cargas máximas em posições críticas, de forma a prever possíveis falhas e minimizar as possibilidades de acidentes. A simulação irá possibilitar a identificação da posição crítica e dos componentes que apresentam maiores tensões e merecem maior atenção na efetivação do projeto. O estudo também irá verificar a mudança na distribuição de tensões, na medida em que se fazem alterações nos componentes considerados mais críticos.

Definido um cronograma para o estudo dos componentes, ele possibilitará, ao final do processo, a verificação de uma possível alteração na ordem das etapas a serem realizadas no desenvolvimento do projeto de um equipamento similar, possibilitando uma execução mais fácil posteriormente.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O estudo de um guindaste hidráulico divide-se, basicamente, em quatro partes: Resistência dos materiais, hidráulica, transmissão e elementos de máquinas.

2.1 Resistência dos materiais

“Esse ramo estuda as relações entre cargas externas aplicadas a um corpo deformável e a intensidade das forças internas que atuam dentro desse corpo. Esse assunto abrange também o cálculo da deformação do corpo e o estudo da sua estabilidade, quando ele está submetido a forças externas”. (HIBBELER, 2009)

O estudo do guindaste hidráulico limitar-se-á à observação dos efeitos causados pela aplicação de forças externas, sem, portanto, observar o efeito de tensões internas decorrentes dos processos de fabricação (laminação, dobramento, usinagem, soldagem, entre outros). O principal problema a ser resolvido com a área de resistência dos materiais é o do dimensionamento das vigas. Segundo Hibbeler, (pág. 35) “o engenheiro responsável pelo projeto de elementos estruturais ou mecânicos deve restringir a tensão do material a um nível seguro”. [24]

A análise dos componentes estruturais será feita tratando os corpos como vigas. Nesse caso, como uma viga apoiada em uma extremidade e a outra em balanço, ou seja, engastada em uma extremidade e livre na outra. Há necessidade, principalmente em vigas onde não se possui seção constante ao longo do comprimento, da utilização do método de elementos finitos e de novas ferramentas tecnológicas que o incorporam. [25]

O método dos elementos finitos, basicamente, faz uma interpolação utilizando polinômios para a aproximação de um determinado problema. Por exemplo, uma parábola, representada por um polinômio quadrático, pode ser aproximada por um conjunto de retas, representadas por equações mais simples, de mais fácil resolução. [30]

Divide-se a estrutura em partes distintas, conectadas entre si por pontos discretos denominados nós do modelo. Essas partes distintas são conhecidas como

elementos finitos e possuem dimensão ou dimensões finitas. Se interconectadas reproduzem com boa aproximação a geometria original da estrutura^[25].

Elementos finitos: minúsculas estruturas de geometria simples.

“A discretização de um corpo com qualquer tipo de geometria, não importa a sua complexidade, pode ser representada como um agregado, ordenado de minúsculas geometrias simples, previamente selecionadas e que melhor satisfaçam o problema”. (FIALHO, 2008)

A interconexão dos elementos ao longo de toda a geometria forma o que se chama de malha, representando um número finito de equações geradas simultaneamente. As equações geradas são simples, devido à natureza dos elementos. Com a utilização do software, como é o caso, a densidade da malha é determinada pelo tamanho do elemento, definido pelo usuário do software de elementos finitos.^[25]

Esse método apresenta, entre as vantagens, a facilidade em análises estáticas e dinâmicas, pode ser utilizado em geometrias irregulares, grandes deslocamentos e deformações, com a inclusão de diversos tipos de materiais e não linearidades, utilizando carregamentos e condições de contorno complexa. Entre as desvantagens, o método fornece soluções aproximadas, sendo que os resultados dependem da malha utilizada.^[30]

Atualmente, o método apresenta um nível de desenvolvimento que permite a sua utilização pela generalidade dos projetistas de estruturas. Quando surge a necessidade de resolver um problema dessa forma, a primeira questão colocada é a sua classificação quanto à geometria, modelo do material constituinte e cargas aplicadas. Deve-se ainda considerar se a análise é dinâmica ou estática, sendo razoável considerar como estática em casos onde as cargas são aplicadas lentamente. Se é linear ou não linear, considera-se, os deslocamentos provocados pelas cargas exteriores muito pequenos em relação as dimensões dos componentes, admitindo-se que o estudo é feito com base na geometria inicial indeformada.^[31]

2.2 Hidráulica/transmissão

Colocando-se os braços nas posições mais desfavoráveis, determina-se as reações principais sobre os pistões, ou seja, a carga que estes deverão suportar.

Uma vez determinada a força sobre o cilindro hidráulico, o dimensionamento, que basicamente define os diâmetros da haste e principalmente do êmbolo, se torna fácil e será descrito ao longo do trabalho. Através das posições extremas serão definidos os cursos necessários dos cilindros hidráulicos existentes. Com a movimentação necessária de fluido e velocidade de deslocamento define-se a vazão necessária. E, finalmente, será definido o seu método de fixação.

Além dos cilindros, há necessidade de especificar outros equipamentos importantes, como: Bomba hidráulica, válvulas, depósito de óleo e mangueiras.

No caso do sistema de transmissão, basicamente define-se uma tomada de força para o acionamento da bomba.

2.3 Elementos de máquinas

A parte de elementos de máquinas está relacionada principalmente ao estudo do sistema de giro. Considerando que o sistema de giro pode ser feito pelo conjunto cremalheira/pinhão, há necessidade de estudo do funcionamento deste. O material que se encontra disponível para consulta, apresenta principalmente dados referentes a uma transmissão por pinhão e coroa. Portanto, far-se-á uma aproximação da cremalheira, com uma engrenagem. O procedimento será descrito no trabalho.

2.4 Análise dos mecanismos

Com a análise dos mecanismos, podemos resolver problemas associados às velocidades de deslocamento dos componentes do guindaste. Os principais movimentos são os de giro, já que a velocidade angular é um parâmetro importante dos guindastes e movimento dos componentes estruturais, servindo principalmente para içar a carga. Finalmente, tem-se o movimento de patolamento, que se refere à sapata estabilizadora, servindo para dar estabilidade no momento de içamento da carga.

3 PESQUISA SOBRE POSSÍVEIS PROCESSOS E LIMITAÇÕES

Realizou-se uma pesquisa em Francisco Beltrão – PR com relação a possíveis processos que fariam parte da fabricação do guindaste, mais especificamente para confecção dos componentes estruturais. Os resultados obtidos são mostrados na tabela 1, especificando os limites dos processos de corte e dobramento em função da dimensão máxima da chapa a ser trabalhada.

Tabela 1– Limitação dos processos

| Empresa | Schio | Bertovel |
|---|---------------|---------------|
| Dimensão máxima (m) | 3 | 1,2 |
| Limite de espessura de dobramento (pol) | $\frac{3}{8}$ | $\frac{1}{2}$ |
| Limite de espessura de corte (pol) | $\frac{1}{2}$ | $\frac{5}{8}$ |

Uma alternativa rápida e barata seria a utilização de vigas com perfil U, o que eliminaria o processo de dobra e corte na construção de mastro, braço e lanças. Na figura 1 estão demonstrados os modelos disponíveis da Comercial Fernandes.



VIGAS U LAMINADAS

| Tamanho Nominal | | Base (A) | | Peso | | Largura das Abas (B) | | Espessura da Alma (E) | |
|-----------------|----------|----------|------|-------|-------|----------------------|-------|-----------------------|--|
| mm | pol. | mm | pol. | Kg/m | mm | pol. | mm | pol. | |
| 76,20x38,10 | 3x1.1/2 | 76,20 | 3" | 6,10 | 35,81 | 1,410 | 4,32 | 0,170 | |
| | | | | 7,44 | 38,05 | 1,498 | 6,55 | 0,258 | |
| | | | | 8,93 | 40,54 | 1,596 | 9,04 | 0,356 | |
| 101,60x41,28 | 4x1.5/8 | 152,40 | 4" | 8,04 | 4,013 | 1,580 | 4,57 | 0,180 | |
| | | | | 9,30 | 41,83 | 1,647 | 6,27 | 0,247 | |
| | | | | 10,79 | 43,69 | 1,720 | 8,13 | 0,320 | |
| 152,40x50,80 | 6x2 | 203,20 | 6" | 12,20 | 48,77 | 1,920 | 5,08 | 0,200 | |
| | | | | 15,63 | 51,66 | 2,034 | 7,98 | 0,314 | |
| | | | | 19,35 | 54,79 | 2,157 | 11,10 | 0,437 | |
| 203,20x57,15 | 8x2.1/4 | 254,00 | 8" | 17,11 | 57,40 | 2,260 | 5,59 | 0,220 | |
| | | | | 20,46 | 59,51 | 2,343 | 7,70 | 0,303 | |
| | | | | 24,18 | 61,82 | 2,435 | 10,03 | 0,395 | |
| 254,00x66,68 | 10x2.5/8 | 304,80 | 10" | 22,77 | 66,04 | 2,600 | 6,10 | 0,240 | |
| | | | | 29,76 | 69,57 | 2,739 | 9,63 | 0,379 | |
| | | | | 37,20 | 73,30 | 3,004 | 13,36 | 0,526 | |
| 304,80x76,20 | 12x3 | 254,00 | 12" | 30,81 | 74,68 | 2,940 | 7,11 | 0,280 | |
| | | | | 37,20 | 77,39 | 3,050 | 9,83 | 0,387 | |
| | | | | 44,55 | 80,52 | 3,170 | 12,95 | 0,510 | |



Figura 1- Vigas U disponíveis na empresa Comercial Fernandes
Fonte: COMERCIAL FERNANDES

4 DEFINIÇÃO DA MEDIDA DE MASTRO, BRAÇO E LANÇAS

Uma vez que o guindaste proposto tem a intenção de atender as necessidades da região, optou-se, a partir de amostragem arbitrária, por escolher uma concessionária responsável pelo fornecimento de caminhões da marca Volkswagen (Icavel, localizada em Francisco Beltrão - PR). Em consulta ao vendedor, descobriu-se que o caminhão mais vendido é o modelo 8-150 da série Delivery.

Com 6.144 unidades comercializadas no atacado durante o ano de 2007, o VW 8-150 ocupou o lugar do caminhão mais vendido do Brasil, segundo o ranking estabelecido pela Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores - Anfavea, que considera os números do atacado para mensuração das vendas domésticas de caminhões (Revista O MECANICO, 10/01/2008).

O projeto, portanto, será feito com base nas medidas deste modelo. Na tabela 2, são mostrados alguns dos seus dados técnicos e, na figura 2 estão algumas de suas dimensões básicas. Frisa-se que o estudo deve ser feito respeitando estes itens.

Tabela 2 – Dados Técnicos do Caminhão VW 8-150

| | | |
|----------------------|--------------------------------------|-------------------------------------|
| Motor | Modelo | MWM 4.08 TCE - Euro III |
| | Número de cilindros | 4 em linha |
| | Cilindrada (L) | 2,98L |
| | Potência líquida máxima (cv) | 150 (3400 rpm) |
| | Torque líquido máximo (Nm) | 40,8 |
| | Sistema de injeção | Common Rail |
| Transmissão | Caixa de Mudanças | Eaton - FSO 4405C |
| | Número de marchas | 5 à frente (sincronizadas) e 1 à ré |
| | Tração | 4X2 |
| Rodas e Pneus | Aros e rodas | 6,0" X17,5" |
| | Pneus | 215/75 R17,5 |
| Pesos | Capacidade técnica no eixo dianteiro | 3000 |
| | Capacidade técnica no eixo traseiro | 5150 |
| | Total admissível | 8150 |
| | Peso bruto total | 7850 |

Fonte: (VW CAMINHÕES E ONIBUS, 2011)

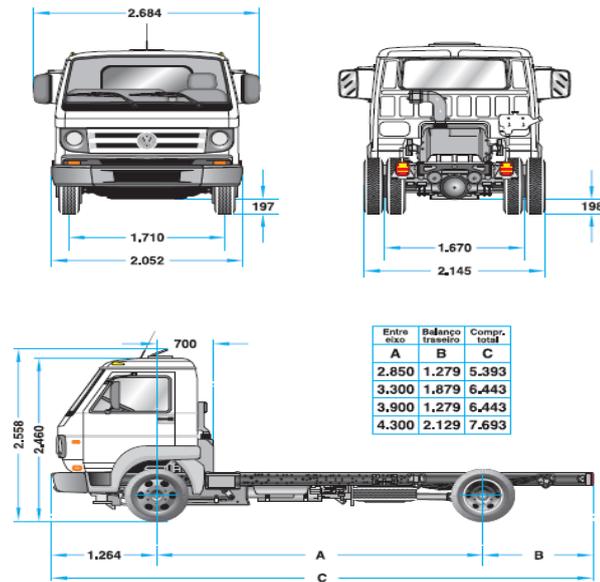


Figura 2– Dimensões básicas do veículo
 Fonte: (VW CAMINHÕES E ONIBUS, 2011)

Para otimizar as medidas dos componentes estruturais, é necessário conhecer as medidas do chassi do caminhão onde se instalaria o equipamento, aproveitando melhor o espaço disponível. Para obter medidas mais específicas para a realização do desenho, optou-se pela visita à concessionária para coleta de dados, o que resultou nas figuras 3, 4, 5 e 6.



Figura 3– Modelo medido



Figura 4– Detalhe da travessa



Figura 5– Procedimento de medida



Figura 6– Chassi

De acordo com a figura 2 e a medição, fez-se o desenho especificado na figura 7, onde estão demonstrados os limites laterais que o equipamento deve respeitar. Esses limites estão de acordo com a resolução número 12 do CONTRAN (Conselho Nacional de Trânsito) que estabelece os limites de peso e dimensões para veículos que transitam por vias terrestres.^[4] O artigo 1º define que as dimensões autorizadas para veículos são, para largura máxima, altura máxima e comprimento total 2,6, 4,4 e 14 metros, respectivamente. O equipamento deve respeitar essas dimensões quando recolhido.^[4]

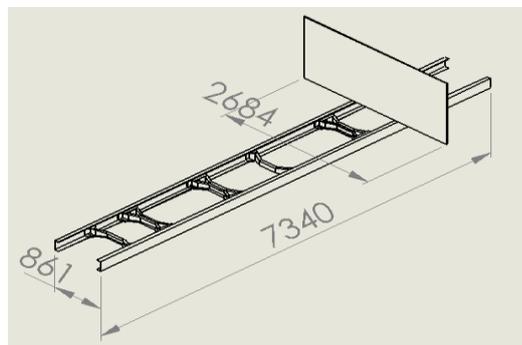


Figura 7– Limites a serem respeitados

Um dos equipamentos que serviu como base para a definição dos comprimentos dos componentes estruturais foi o modelo HB27 da Hyva, cuja capacidade é de 2.7Tm.^[5]

A figura 8 é uma vista traseira, mostra as dimensões aproximadas a serem respeitadas, com relação à posição em que o guindaste fica recolhido. A forma em que ele fica posicionado quando recolhido é a mesma que os equipamentos da fabricante nacional S.H.E. (Fabricante de guindastes localizada em Victor Graeff – RS).

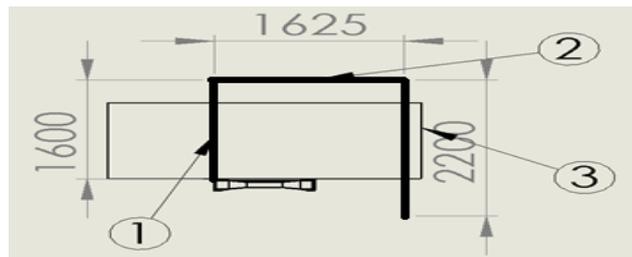


Figura 8– Dimensões dos componentes estruturais

A nomenclatura dos itens 1, 2 e 3, descritos a seguir, está de acordo com a norma NBR 14768 (Guindaste Articulado Hidráulico – Requisitos Básicos).^[6]

O item 1, mostrado na figura 8 diz respeito ao comprimento do mastro, que é fixo, sendo acoplado ao sistema de giro, responsável pelo movimento de giro do guindaste. Com relação a esse componente, não há grandes restrições de comprimento pelo limite de altura ser de 4,4m. Grandes comprimentos são mais suscetíveis à flambagem e devem respeitar o curso máximo do cilindro. Portanto, a definição do comprimento foi feita observando outros equipamentos do mercado e para atender o requisito de alcance vertical. O mastro, mesmo em equipamentos de maior capacidade de carga, não apresenta grandes variações no comprimento.

O item 2 é o braço, cuja medida é limitada pela situação de movimento do veículo. A figura 8 mostra que o comprimento adotado está plenamente de acordo. O item 3 se refere ao comprimento de repouso da lança, sabendo-se que, para atender aos objetivos deste estudo, ela pode abrigar em seu interior uma ou mais lanças acionadas manualmente ou por cilindro hidráulico. Os componentes anteriormente descritos (mastro, braço e lança), são mostrados na figura 10.

5 REALIZAÇÃO DO PRIMEIRO ESBOÇO

Para definição da posição mais desfavorável, necessária para o dimensionamento da maioria dos componentes do equipamento, há necessidade de um desenho preliminar da estrutura do guindaste. Isso porque no ato do içamento da carga, mesmo que esta esteja próxima ao veículo, haverá uma distância mínima de içamento. E, caso esta distância não seja considerada, poderá haver o cálculo errado das reações.

Para respeitar os objetivos do trabalho e os limites do guindaste, faz-se um processo iterativo, de modo a otimizar o tamanho do mastro, braço e lanças. Após algumas tentativas, obteve-se a configuração mostrada no desenho da figura 9. Na figura 10, mostra-se o desenho de uma montagem sobre o chassi, com o equipamento na posição recolhida. Observa-se que as dimensões atendem os limites do veículo e que, para atender as especificações de alcance horizontal e vertical, houve a necessidade de se colocar uma segunda lança que será acionada manualmente de forma a reduzir custos.

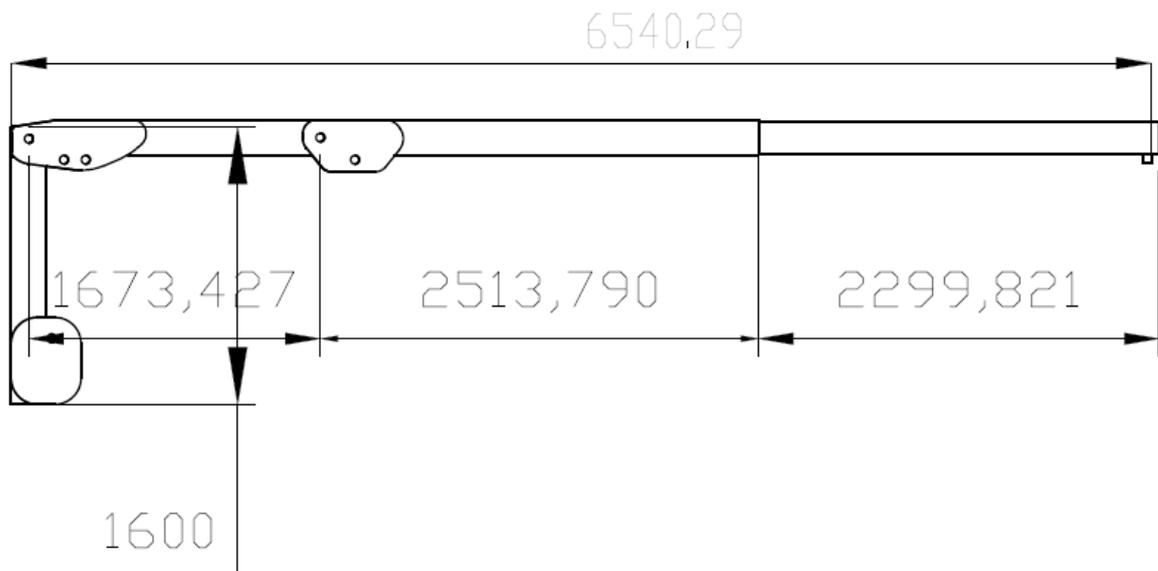


Figura 9– Montagem Horizontal

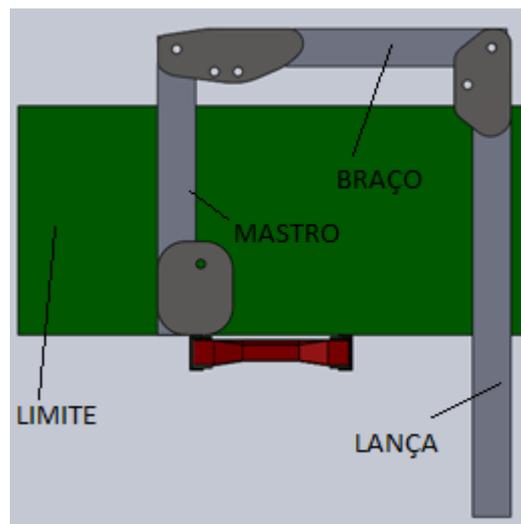


Figura 10– Montagem recolhida no chassi

A figura 9 mostra que o alcance horizontal é de aproximadamente 6,5m, próximo a 7m, o objetivo inicial.

Na figura 10, uma primeira observação pode levar a pensar que o comprimento da segunda lança é grande e pode até alcançar o chão. Porém, deve-se lembrar do fato de o desenho ser apenas uma representação, passível de mudança, que pode ser feita facilmente encurtando-se as lanças. Além disso há o sistema de giro, que tem uma dimensão considerável e eleva toda a estrutura do guindaste, como mostra a figura 11.



Figura 11– Sistema de Giro S.H.E. 6.5T

Vale a pena lembrar da eventual necessidade de alterações no desenho para atender as dimensões dos cilindros hidráulicos comerciais e assim poder suportar a carga imposta.

6 DIMENSIONAMENTO/ESPECIFICAÇÃO DOS BRAÇOS

Uma vez que as dimensões das vigas prontas são padronizadas, optou-se pela utilização de vigas de um único fornecedor, facilitando assim uma futura cotação. No caso, utilizou-se as vigas disponíveis na Comercial Fernandes, mostradas na figura 1.

Inicialmente, a partir de amostragem arbitrária, escolheu-se uma medida de viga que mais se adapta aos esboços já realizados e às demais dimensões do equipamento. Em momento posterior, será feita a simulação com carga do equipamento, verificando se a viga escolhida atende ou não as solicitações. As informações da viga são descritas na tabela 3.

Tabela 3– Características da viga

| Perfil | Tamanho Nominal (pol) | Base (pol) | Largura das Abas (pol) | Espessura da Alma (pol) |
|--------|-----------------------|------------|------------------------|-------------------------|
| U | 6X2 | 6 | 2,034 | 0,314 |

Fonte: Comercial Fernandes, 2011

No caso de optar pela construção com vigas de perfil U, haverá necessidade de duas vigas unidas por cordão de solda na parte superior e inferior.

Caso contrário, não haverá possibilidade de instalação dos demais componentes, principalmente as chapas que são soldadas no mastro, braço e lanças, a fim de servir como local para fixação dos cilindros por pinos que permitem o movimento. A utilização de vigas U é um procedimento de construção rápido que evita dobramento e grandes cortes. Esse método é empregado atualmente, porém ao invés de vigas prontas, dobram-se chapas. O procedimento adotado é descrito na figura 12, com a viga escolhida.

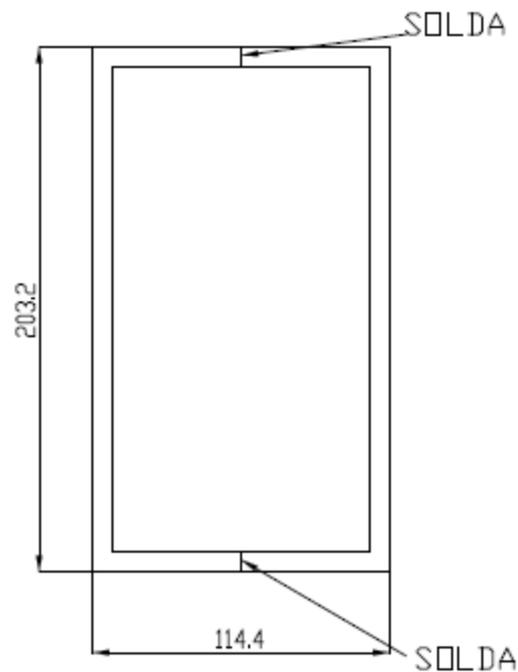


Figura 12– Procedimento de fabricação de mastro, braço e lança

7 SIMULAÇÃO COM CARGA

Uma vez definidas as medidas do comprimento do mastro, braço e lanças, e as suas secções transversais, pode-se fazer uma simulação da carga na montagem do equipamento, utilizando um *software* de simulação numérica. Nesse caso usou-se as propriedades do aço estrutural, considerando-se a força devido ao peso da estrutura. Frisando-se que é necessária uma verificação do projeto final para ver se o veículo irá suportar o peso do equipamento e da carga máxima. As propriedades a serem utilizadas são mostradas na tabela 4.

Tabela 4 – Propriedades do aço 1020

| Propriedade | | Valor |
|------------------------|--------------|----------------------------|
| Massa específica | | 7,86 (ton/m ³) |
| Módulo de elasticidade | Longitudinal | 206 (GPa) |
| | Transversal | 79 (GPa) |
| Tensão de escoamento | Tração | 210 (Gpa) |
| | Cisalhamento | 125 (Gpa) |
| Tensão de ruptura | Tração | 380 (Mpa) |
| | Compressão | 225 (Mpa) |
| | Cisalhamento | 22 (%) |
| Elongamento Percentual | | 11,7 |

Fonte: UFF – Propriedades mecânicas de alguns materiais

Essa simulação inicial servirá para verificar se, com base nas tensões existentes e na tensão de escoamento do material, o fator de segurança é razoável. Caso contrário, exigirá uma futura alteração do desenho, carga ou secção transversal. Também possibilitará a verificação das reações sobre os pinos e cilindros hidráulicos, servindo para o seu dimensionamento. A principal condição de contorno, portanto, é a de definir os furos onde serão colocados os cilindros hidráulicos como “suportes cilíndricos”.

Sabendo-se que o guindaste deve ser dimensionado para suportar as piores situações, optou-se por fazer a simulação nas posições mais críticas, a de maior carga (na vertical) e a de maior momento (na horizontal). A simulação com carga também permite verificar os pontos onde há concentração de tensão, lembrando que

sua realização diz respeito a medidas aproximadas, podendo haver alterações posteriormente.

7.1 Simulação com carga na horizontal

Para a simulação de carga na horizontal, onde há maior momento, houve a necessidade de separação do braço e das lanças, uma vez que as mesmas são unidas por pinos e por um cilindro hidráulico. Essa separação permite o verificar a reação sobre o cilindro hidráulico, permitindo o seu dimensionamento.

Para a simulação das segunda e terceira lanças, há necessidade de saber qual será a carga máxima aplicada sobre o equipamento nessa posição. Para o calculo, é mostrada a figura 13, onde os furos são numerados de 1 a 6 e os cilindros hidráulicos são indicados pelas letras A e B.

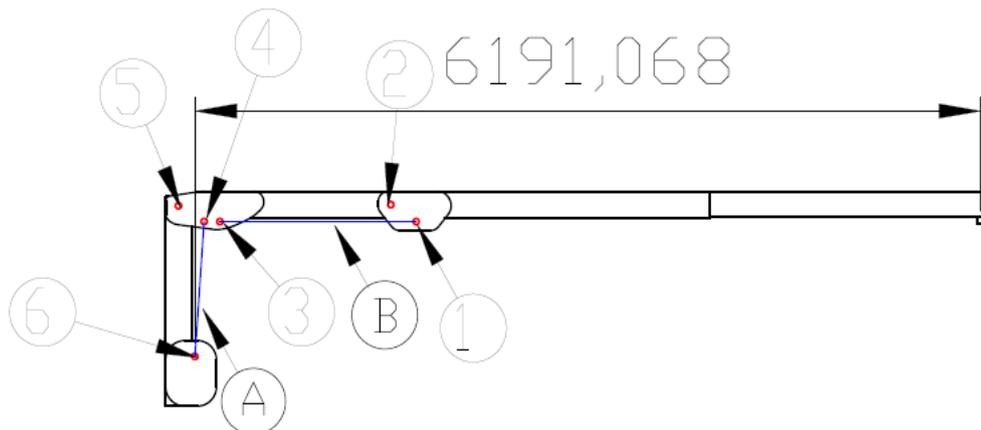


Figura 13– Montagem horizontal

Para respeitar o momento de carga que é de 2T.m, aplica-se a equação 1, definindo a carga máxima permitida na posição horizontal.

$$F = \frac{M}{d} \quad (1)$$

$$F = \frac{2000}{6,2} = 322,58kg$$

O que resultaria em uma carga de 3164,51N. O fator de segurança irá limitar a tensão admissível do material. Aplica-se a carga de 5000N, para eventuais

correções. A simulação desta carga nas lanças está mostrada na figura 14, identificando a tensão de Von Mises. O critério de Von Mises (critério da máxima energia de distorção), propõe que a ruína por escoamento seja associada a valores críticos de certa porção da energia de deformação do ponto material em estudo. Se estas tensões principais possuem valores diferentes, o cubo que representa o ponto se transforma em paralelepípedo, a energia para essa distorção é a tensão equivalente. [8]

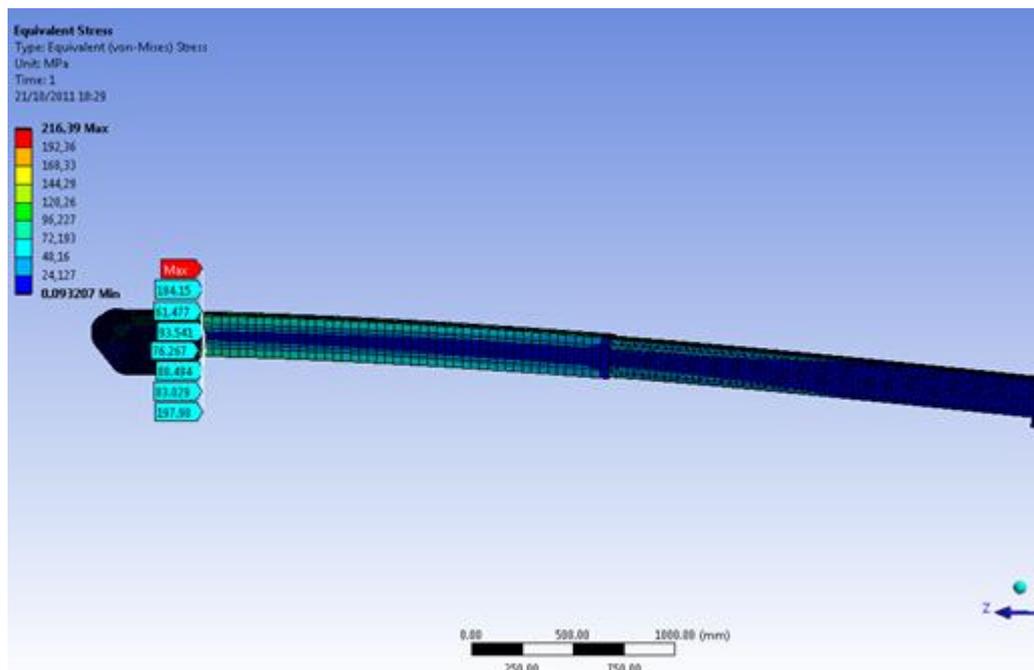


Figura 14– Tensão equivalente nas segunda e terceira lanças com montagem horizontal

Observa-se na figura 14 que existem locais onde a tensão de escoamento, de acordo com a tabela 4, é excedida.

A figura 15, refere-se a mesma simulação, sendo uma aproximação dos locais de alta tensão. A máxima tensão verificada é de 216,39Mpa.

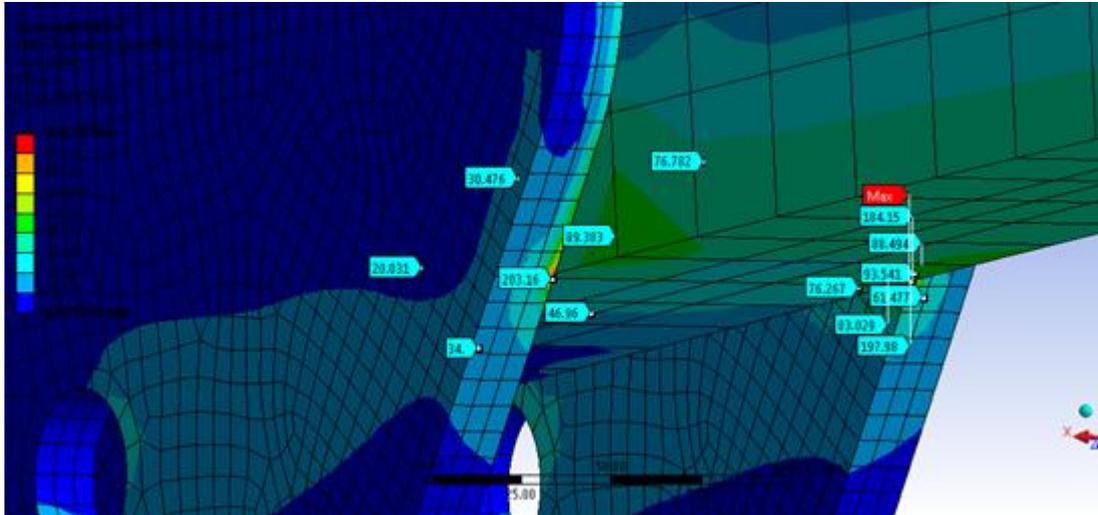


Figura 15– Local de concentração de tensão

O local onde a tensão é excedida não representa perigo, já que é apenas uma concentração de tensão, decorrente da união dos materiais. A tabela 5 mostra as reações nos pinos 1 e 2, da figura 13, podendo colocá-las como condições de contorno para a simulação do braço.

Tabela 5 – Reações nos pinos 1 e 2 (posição horizontal)

| Pino | Reação em Z (N) | Reação em Y (N) | Módulo (N) |
|------|-----------------|-----------------|------------|
| 1 | -49706 | 36432 | 73540 |
| 2 | 59617 | 49706 | 61627 |

A reação no pino 2 da figura 13, continua sendo no pino 2, já a reação no pino 1 é colocada no pino 3, uma vez que eles são unidos pelo cilindro hidráulico designado pela letra B. O resultado é mostrado na figura 16.

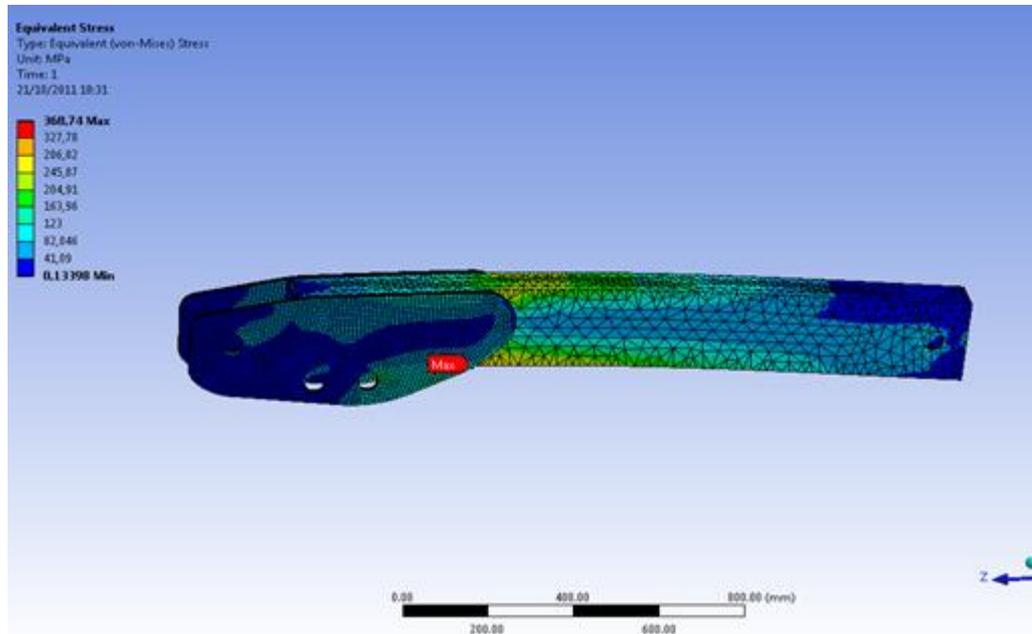


Figura 16– Tensão equivalente no braço com montagem horizontal

A tabela 6 demonstra o valor das reações em cada pino:

Tabela 6 – Reações nos pinos (posição horizontal)

| Pino | Reação (N) |
|------|------------|
| 1 | 61627,73 |
| 2 | 77620,06 |
| 3 | 61627,73 |
| 4 | 73442,8 |
| 5 | 103155 |
| 6 | 73442,8 |

7.2 Simulação com carga na vertical

Para a simulação de carga na vertical, também há a necessidade da mesma separação. Para a simulação das lanças na posição vertical, torna-se necessário saber qual será a carga máxima aplicada sobre a mesma. Para isso é mostrada na figura 17, a posição de máxima inclinação, onde novamente os furos são numerados de 1 a 6 e os cilindros hidráulicos são designados pelas letras A e B.

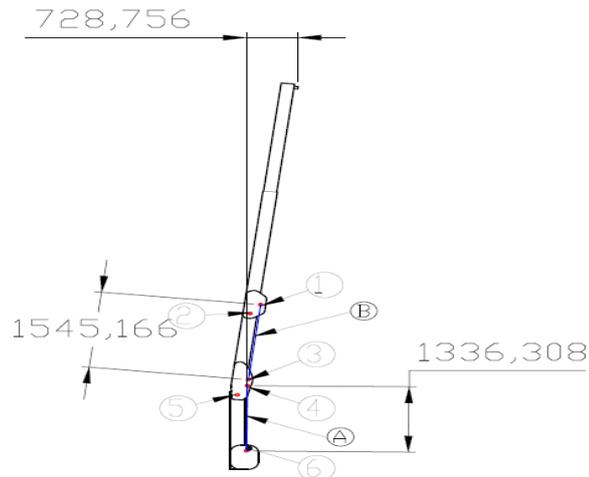


Figura 17 – Montagem vertical

Porém, há que se considerar que a carga máxima a ser içada pelo equipamento refere-se, respeitando o momento de carga útil, à içada na menor distância possível, ou seja, a da posição recolhida. Distâncias inferiores a essa correspondem ao veículo. Portanto, a carga máxima que será içada é calculada com a distância da posição recolhida, mostrada na figura 18.

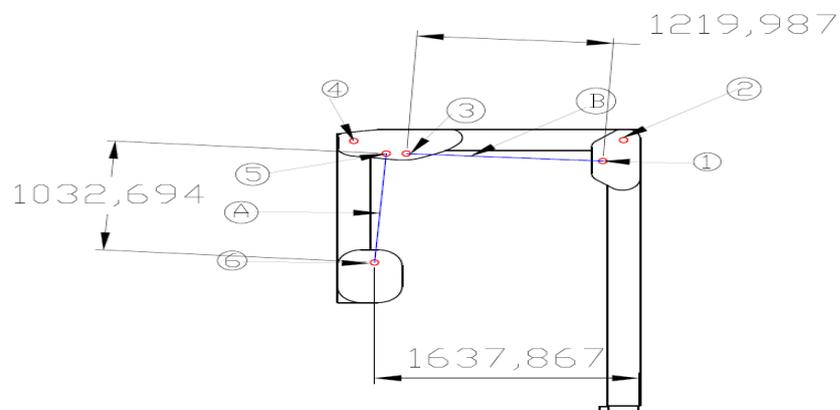


Figura 18– Montagem recolhida

Realiza-se o mesmo procedimento com a equação 1, para saber o valor da carga a ser aplicada no local de içamento.

$$F = \frac{2000}{1,6} = 1250kg$$

O resultado é de uma carga de 12262,5N. Novamente, o fator de segurança é o limitador da tensão admissível. Porém, aplica-se a carga de 13000N, que é a carga máxima a ser içada pelo equipamento. A simulação desta carga nas lanças está mostrada na figura 19.

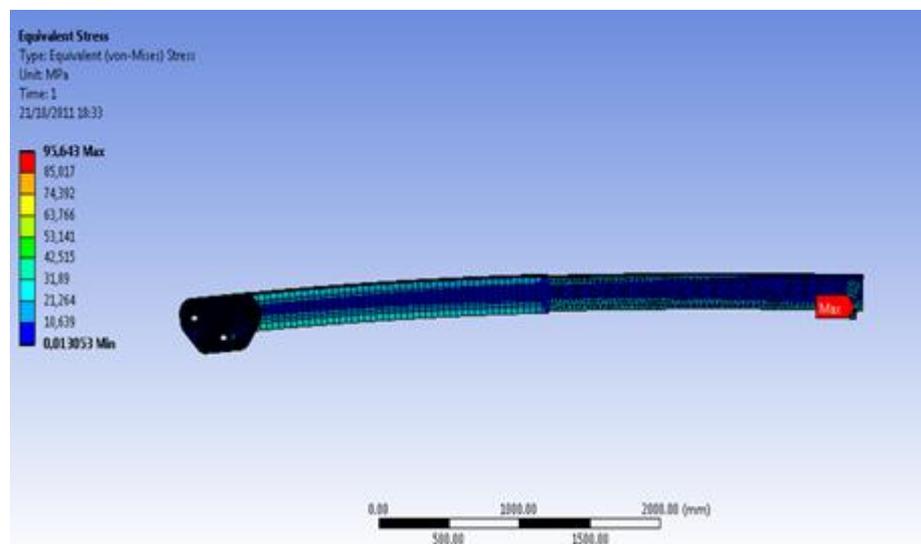


Figura 19 – Tensão equivalente nas segunda e terceira lanças com montagem vertical

Observa-se na figura 19 valores inferiores às tensões apresentadas na montagem horizontal, sem ultrapassar a metade da tensão de escoamento, mostrando que a posição horizontal, apesar de apresentar menor carga, é mais crítica que a vertical.

A tabela 7 mostra as reações nos pinos 1 e 2, da figura 17.

Tabela 7 – Reações nos pinos 1 e 2 (posição vertical)

| Pino | Reação em Z (N) | Reação em Y (N) | Módulo (N) |
|------|-----------------|-----------------|------------|
| 1 | 8053 | 20916 | 22412,72 |
| 2 | -8053 | -13401 | 15634,5 |

Faz-se o mesmo que na simulação para a carga horizontal, continuando a reação do pino 2 no pino 2 e a reação no pino 1, colocada no pino 3. Os resultado é mostrado na figura 20

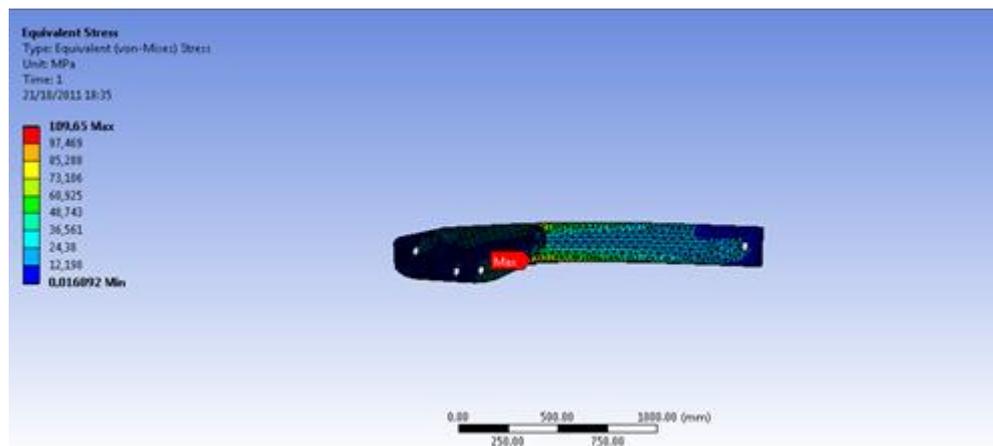


Figura 20 – Tensão equivalente no braço com montagem vertical

Mesmo nesse caso, observa-se valores de tensão inferiores à montagem horizontal. A tabela 8 mostra as reações em cada pino.

Tabela 8 – Reações nos pinos (posição vertical)

| Pino | Reação (N) |
|------|------------|
| 1 | 22412,72 |
| 2 | 15634,5 |
| 3 | 15634,5 |
| 4 | 19631,7 |
| 5 | 29905,7 |
| 6 | 19631,7 |

A tabela 9 resume os resultados da simulação, mostrando em que posição o pino é mais solicitado e as cargas a que o cilindro hidráulico, casou houver necessidade, deve ser dimensionado.

Tabela 9 – Resumo de resultados

| Pino | Reação (N) | Posição Crítica |
|-------------|-------------------|------------------------|
| 1 | 61627,73 | Horizontal |
| 2 | 77620,06 | Horizontal |
| 3 | 61627,73 | Horizontal |
| 4 | 73442,8 | Horizontal |
| 5 | 29905,7 | Vertical |
| 6 | 73442,8 | Horizontal |

8 PRÉ-DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA HIDRÁULICO

O dimensionamento é feito basicamente a partir da posse de uma pressão de operação definida pela bomba, com uma subtração referente à perda de carga e às reações sobre o cilindro. ^[9]

Existe a necessidade de que os cilindros tenham uma pressão adequada à de operação da bomba. Caso contrário, levarão ao funcionamento incorreto ou ao não funcionamento do equipamento. Uma pesquisa dos modelos existentes no mercado é mostrada na tabela 10 e estabelece a pressão de operação dos mesmos.

Tabela 10– Momentos de carga de guindastes

| Fabricante | Momento de carga (T.m.) | Pressão de operação (bar) |
|-------------------|--------------------------------|----------------------------------|
| S.H.E. | 6.5 | 171,5 |
| S.H.E. | 9.5 | 171.5 |
| S.H.E. | 12.5 | 171.5 |
| S.H.E. | 16.5 | 171.5 |
| MK | 6.5 | 230 |
| Hyva | 2.6 | 205 |
| Hyva | 4.3 | 270 |

Fonte: Adaptado de S.H.E; MOTOCANA, HYVA

Sabe-se que pressões maiores levam a menores diâmetros dos cilindros. Porém, há necessidade do uso de bombas maiores e de todo um sistema preparado para operação em maior pressão. Já menores pressões operam com bombas menores e sistemas não tão reforçados. Enquanto isso, os cilindros hidráulicos são maiores, tendo mais vazão, o que pode tornar necessário uma estrutura maior para abrigá-los. Os modelos da S.H.E. apresentam a mesma pressão para diferentes momentos de carga, o que parece inadequado, uma vez que na medida em que o tamanho do equipamento aumenta, o tamanho da bomba também deveria aumentar, evitando cilindros hidráulicos de diâmetro elevado. O modelo apresentado anteriormente, da fabricante HYVA, como inspiração para definição das medidas de mastro, braço e lanças, opera com 205bar. Devido a esse fator, decide-se pelo pré-dimensionamento (estimativa) dos cilindros hidráulicos com uma pressão de 200 bar, semelhante à adotada pelo fabricante. ^[5]

De acordo com essa pressão e as reações, a equação 2 define a área do êmbolo. ^[9]

$$A = \frac{F}{P} \quad (2)$$

Onde F é a carga na posição crítica e P é a pressão de operação do sistema. Na verdade, como o cilindro hidráulico tem uma determinada eficiência, o dimensionamento é feito pela equação 3. ^[9]

$$A = \frac{F}{P\eta} \quad (3)$$

E por final, com a equação 4, tem-se o diâmetro do êmbolo dos cilindros. ^[9]

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (4)$$

Outros dois fatores necessários ao dimensionamento são a velocidade de avanço e a movimentação necessária de fluido. O primeiro, de acordo com a equação 5, irá possibilitar a especificação da vazão necessária e o segundo o tamanho do reservatório de óleo. ^[9]

$$Q = VA \quad (5)$$

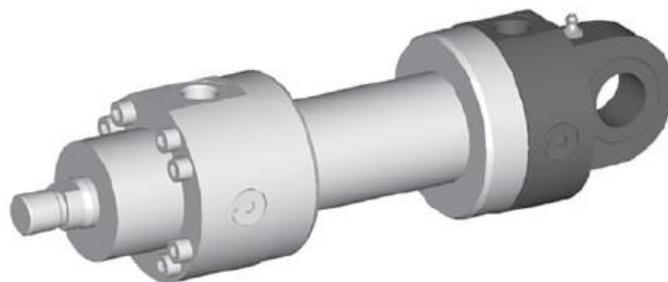
O último fator necessário ao dimensionamento é o curso do cilindro hidráulico. Essa informação é obtida a partir da posição vertical, ou seja, quando os cilindros estão totalmente esticados e da posição recolhida, quando os cilindros também estão recolhidos. Medindo as distâncias dos pinos de fixação de um mesmo cilindro na posição esticada e recolhida e, subtraindo a segunda da primeira, teremos o curso necessário para que o guindaste execute os movimentos.

Como o estudo não compreende a fabricação dos cilindros hidráulicos, apenas o seu dimensionamento, recorrer-se-á ao catálogo da fabricante Bosch Rexroth para o desenho dos cilindros hidráulicos.^[13]

8.1 Cilindros responsáveis pelos movimentos do braço e lanças

A simulação anteriormente realizada mostrou que os cilindros devem ser dimensionados para a posição horizontal. O valor das reações máximas pode ser retirado da tabela 9 para o dimensionamento, uma vez que o seu cálculo manual exigiria muito tempo.

A forma de fixação desses cilindros é do tipo CDH1 MP3 com olhal simples na traseira, como mostrado na figura 21.



lanças
Figura 21 – Fixação dos cilindros responsáveis pelos movimentos do braço e

Fonte: REXROTH

Cilindro A

A maior carga nesse cilindro ocorre na posição horizontal e tem o valor de aproximadamente 73540N. Com uma eficiência de 0,9 e pressão de operação de 200 bar, o diâmetro encontrado é de aproximadamente 73mm. O curso pode ser retirado das figuras 17 e 18, resultando em um valor de 303,61mm. A especificação final, utilizando valores comerciais, será deixada para um momento posterior, uma vez que pode haver alguma alteração quando os cilindros forem montados nos seus suportes.

Cilindro B

A maior carga nesse cilindro ocorre na posição horizontal e tem o valor de aproximadamente 61627,73N. Com uma eficiência de 0,9 e pressão de operação de 200 bar, o diâmetro encontrado é de aproximadamente 67mm. O curso pode ser retirado das figuras 17 e 18, resultando em um valor de 325,17mm. Da mesma forma que no Cilindro A, a especificação final será deixada para um momento posterior.

8.2 Cilindro de Rotação (Cremalheira)

O sistema de giro do equipamento será do tipo pinhão/cremalheira. Para a movimentação da cremalheira há um cilindro hidráulico. Devido a esse fator há a necessidade do cálculo da força necessária para esse cilindro.

A força exercida pelo cilindro da cremalheira é devida a carga máxima, ou seja, na posição vertical, somada ao peso do equipamento. Sabendo-se que há um atrito entre a parte inferior do mastro e a base, a força pode ser calculada de acordo com a equação 6. ^[14]

$$F = \mu \cdot F_n \quad (6)$$

Para o equipamento, μ é devido ao atrito entre uma superfície de bronze e outra de aço, cujo valor é de 0,18. A carga máxima considerada é de 1300kg e, até o momento, para o equipamento, só os dados da estrutura estão disponíveis, cujo peso seria de 172,7kg, como mostrado na figura 22. O dado é referente à montagem no software Solid Works 2009, com a função “propriedades de massa”. Considera-se um peso de 300kg que seria o adicional devido ao peso do sistema de giro e dos cilindros hidráulicos A e B. A força portanto, aplicando o coeficiente de atrito, é de 288kg, correspondendo a 2825N. [10]

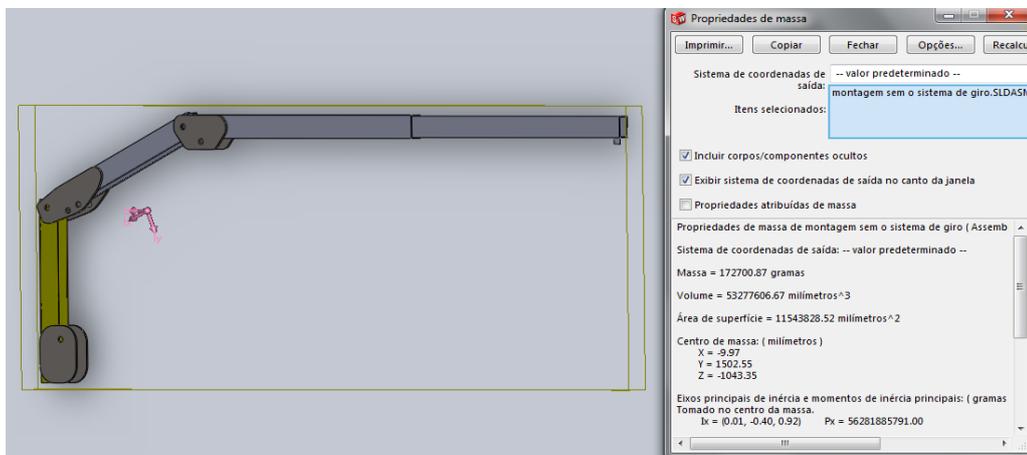


Figura 22 – Propriedades de massa

Com carga de 2825N nesse cilindro, eficiência de 0,9, pressão de operação de 200 bar, o diâmetro encontrado é de aproximadamente 14mm. O curso nesse caso deve ser o necessário para um movimento de 360° do pinhão. Porém, como ainda não está definido o sistema de giro, esse dado ainda não está disponível, sendo deixado para a etapa do item 12 (Dimensionamento/especificação: restante do sistema hidráulico). Mesmo não se tendo definido como será o sistema de giro, sabe-se que o cilindro deverá ter fixação por pés do tipo CDH1 MS2, como mostrado na figura 23.

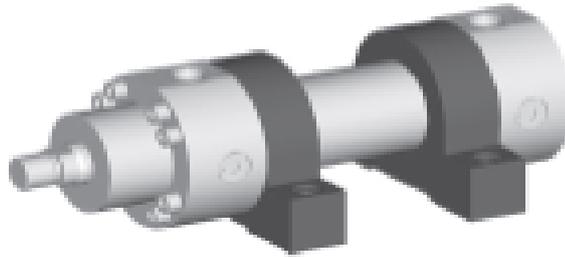


Figura 23 – Forma de fixação do cilindros hidráulico responsável pelos movimentos do sistema de giro
Fonte: REXROTH

8.3 Cilindros Estabilizadores (sapatas)

A Forma de fixação desses cilindros é do tipo CDH1 MF4, com flange redondo no fundo, como mostrado na figura 24.

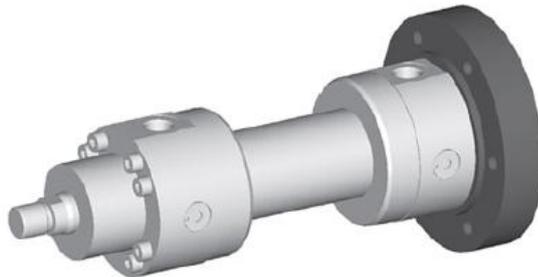


Figura 24 – Forma de fixação dos cilindros das sapatas
Fonte: REXROTH

Sabe-se que os cilindros hidráulicos das sapatas são dimensionados apenas para suportar o momento de carga. Devido a isso, leva-se em conta a carga devido à posição horizontal (5000N), somada à carga devida ao peso da estrutura, 172,7kg, levando a uma reação de 6694,19N. A reação não é dividida por dois (dois cilindros estabilizadores) porque na posição crítica pode haver a situação em que apenas um cilindro suporte o momento (lanças totalmente esticadas lateralmente).^[12]

Com uma carga de 6694N, eficiência de 0,9, pressão de operação de 200bar, o diâmetro do êmbolo será de aproximadamente 22mm.

9 DESENHO E ADEQUAÇÃO DOS BRAÇOS E CILINDROS

Uma vez definidos os cilindros hidráulicos A e B responsáveis pelos movimentos do braço e lanças, pode-se desenhá-los e montá-los nos suportes.

Na montagem, com o desenho inicial, os cilindros Milltype da Rexroth, mostrado na figura 27, apresentaram interferência nos componentes estruturais, como mostram as figuras 25 e 26. Devido a isso, houve necessidade de um novo desenho para que esses não mais apresentassem interferência, o que limitaria o movimento do equipamento.

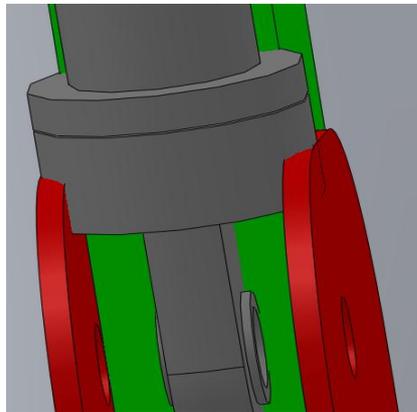


Figura 25 – Interferência do cilindro A no suporte e mastro.

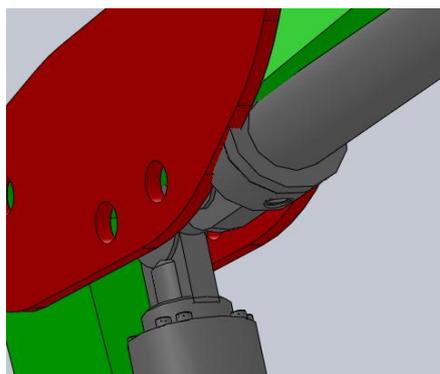


Figura 26 – Interferência do cilindro B no suporte e braço

O novo desenho faz uma alteração na geometria dos suportes para que o raio maior do cilindro, designado por X1, na figura 27, não gere interferência nos suportes. Também alterou-se o posicionamento dos furos onde vão os pinos, para não haver interferência do cilindro no mastro, braço e lanças. O novo desenho é mostrado nas figuras 28 e 29.

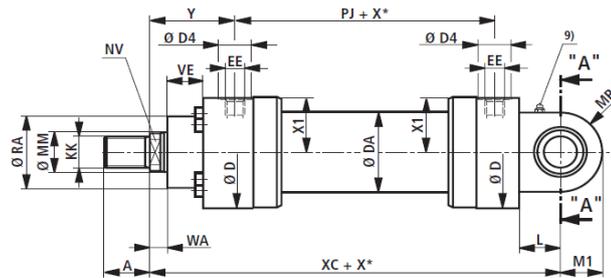


Figura 27 – Dimensões dos cilindros A e B
Fonte: REXROTH

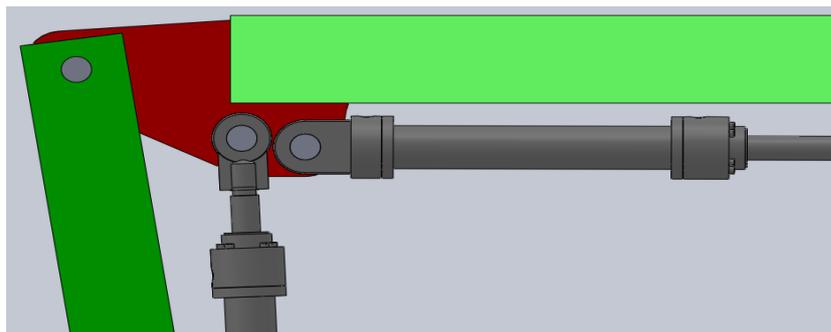


Figura 28 – Detalhe dos cilindros A e B com correções

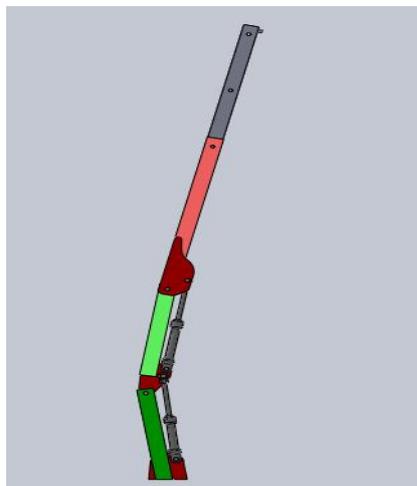


Figura 29 – Dimensões dos cilindros A e B

Como o desenho foi alterado, há necessidade de uma nova simulação para verificar as novas reações sobre os cilindros, observando se os diâmetros dos êmbolos ainda são suficientes. Lembra-se que os cursos dos cilindros foram alterados e há necessidade de proceder como no item 7 para determinação dos novos cursos. A nova simulação numérica também permitirá observar se o desenho do mastro, braço e lanças ainda são adequados e se o fator de segurança é suficiente.

Um local crítico do equipamento está na união do mastro com a base que será fixada no pino de giro, como mostra a figura 30. Isso porque em situações de grande momento de carga, como com as lanças esticadas horizontalmente, a reação nessa união é grande e uma simples solda provavelmente irá falhar. Além disso, é difícil a verificação do comportamento da solda utilizando software. O novo desenho prevê que a reação seja direcionada quase que axialmente para a base. Esse novo suporte de cilindro possui “pés” que servem para descarregar a carga na base, evitando grandes exigências do cordão de solda, além de permitir maiores comprimentos dos cordões. Esse fato faz com que já haja um envolvimento com a próxima etapa: “dimensionamento/especificação do sistema de giro”, na qual haverá simulação com o novo desenho.

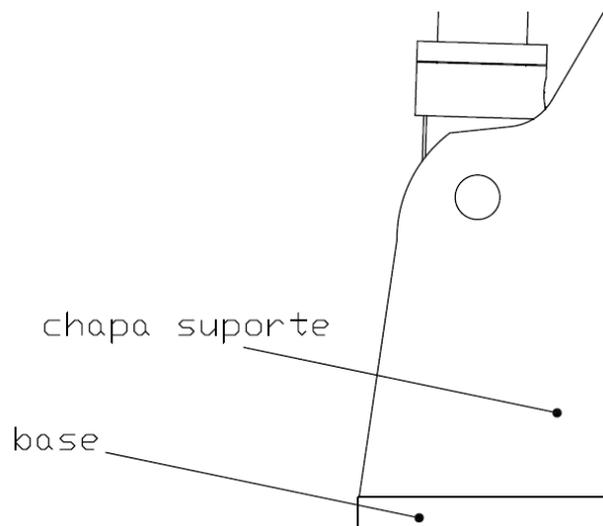


Figura 30 – Fixação do mastro na base

10 DIMENSIONAMENTO/ESPECIFICAÇÃO: SISTEMA DE GIRO

Definiu-se que o sistema de giro a ser estudado seria do tipo cremalheira/pinhão. O sistema irá funcionar basicamente da seguinte maneira: há um pino de diâmetro considerável, como mostrado na figura 31, que está fixado ao mastro e nele o pinhão é usinado. Assim, a movimentação da cremalheira, acoplada ao pinhão, permite a rotação do equipamento. Outro ponto crítico é a fixação do pino de giro na base. Um cordão de solda dificilmente irá apresentar a resistência suficiente. Devido a isso, no método utilizado, haveria uma cabeça no pino, feita por usinagem. Após o pino ser colocado, a cabeça seria soldada nas partes superior e inferior da base.

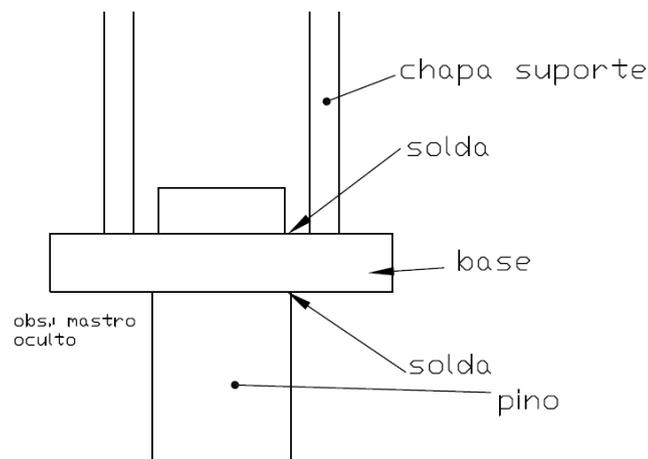


Figura 31– Fixação do pino na base

A cremalheira seria empurrada e retornada por meio do cilindro hidráulico, sendo guiada por um sistema de grampos com tolerância adequada. Para a construção do pinhão, recorre-se à ferramenta Toolbox do software SolidWorks 2009. Nesse caso, há apenas a necessidade de especificar o módulo, número de dentes, ângulo de pressão e largura de face, medidas básicas de uma engrenagem. As outras medidas são calculadas pelo próprio software, o que reduz o número de cálculos e permite uma fácil alteração futura, sem haver necessidade do desenho da engrenagem.

A figura 32 estabelece as principais medidas da engrenagem.

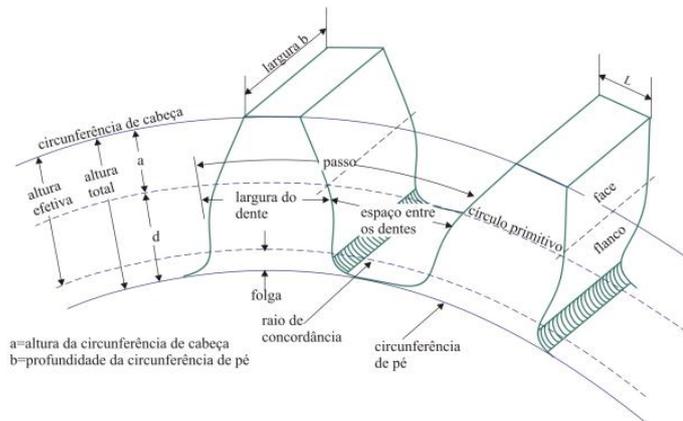


Figura 32 – Principais medidas de uma engrenagem
Fonte: (NORTON, 2007)

A tabela 11 estabelece os módulos métricos padronizados.

Tabela 11 – Módulos Métricos Padronizados

| Módulo Métrico (mm) |
|---------------------|
| 0,3 |
| 0,4 |
| 0,8 |
| 1 |
| 1,25 |
| 1,5 |
| 2 |
| 3 |
| 4 |
| 5 |
| 6 |
| 8 |
| 10 |
| 12 |
| 16 |
| 20 |
| 25 |

Fonte: (NORTON, 2007)

A decisão é pela utilização de módulo 2, usual em várias aplicações.

A tabela 12 estabelece os valores padronizados para ângulo de pressão.

Tabela 12 – Valores padronizados para ângulo de pressão

| Ângulo de Pressão |
|-------------------|
| 14,5° |
| 20° |
| 25° |

Fonte: (NORTON, 2007)

“Ângulo de pressão de um par de engrenagens, é definido como o ângulo entre a linha de ação (normal comum) e a direção da velocidade no ponto de referência (primitivo) tal que a linha de ação seja rodada desse ângulo em graus na direção de rotação da engrenagem movida, sendo 20° o valor mais comumente usado.” (NORTON, 2007, pág. 601).

Devido a isso, decide-se pela utilização de 20° como ângulo de pressão. ^[15]

O número de dentes é calculado de acordo com a equação 7. ^[14]

$$N = \frac{D_p}{m} \quad (7)$$

O diâmetro primitivo, calculado pela equação 8. ^[15]

$$D_p = D_e - 2m \quad (8)$$

Portanto, de posse do diâmetro externo, que coincide com o do pino, cujo valor é de 128mm, e com o módulo de 2mm, pode-se calcular o diâmetro primitivo, o que resulta em 124mm. E o número de dentes, $N = 62$.

Nesse caso, recorre-se à função Toolbox do SolidWorks, para verificar o perfil que o pinhão terá. Para largura de face, estabelece-se o valor de 30mm, passível de mudança, uma vez que essa dependerá da carga tangencial, assunto a ser abordado em outra seção.

O resultado é mostrado na figura 33.

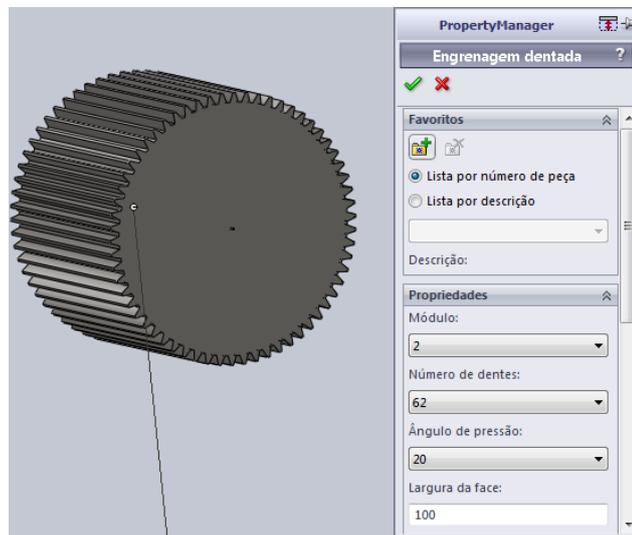


Figura 33 – Uso do toolbox no SolidWorks

Procede-se da mesma forma para a cremalheira. Nesse caso, há necessidade de especificar o módulo, ângulo de pressão, largura de face, altura do passo e comprimento.

O módulo e ângulo de pressão são os mesmos do pinhão. A largura de face e altura de passo (referente à altura total da cremalheira sem o dente) são características de resistência mecânica. Em virtude disso, define-se arbitrariamente a largura de face como tendo 30mm e a altura do passo também por 30mm. A largura de face, porém, deve ser praticamente igual à do pinhão. Nesse momento, percebe-se que haverá necessidade de adequação futura de um dos componentes. Com relação a este componente, ainda deve-se definir o comprimento. Segundo a NBR14768(Associação Brasileira de normas técnicas), o sistema de giro pode ser finito,

[...] com movimento rotativo limitado a um número de graus não inferior a 360° ou uma revolução em torno do seu eixo, ou infinito, onde opera com um “sistema com movimento rotativo contínuo, não limitado a um número de graus ou revoluções em torno do seu eixo.”

No equipamento em questão, o sistema de giro é finito, devido ao fato de uma parte dos componentes estar acoplada à parte que gira (bomba, reservatório de óleo) – além de o sistema operar com pinhão e cremalheira e não motor hidráulico.

Portanto, sabe-se que o comprimento da cremalheira deve ser tal que permita um giro de 360° do pinhão e por consequência, de todo o equipamento. Porém, para definir tal comprimento, há necessidade de estabelecer outros parâmetros referentes ao sistema de giro. ^[6]

Uma vez que o sistema de giro é do tipo cremalheira/pinhão tendo buchas de bronze, há necessidade de se desenvolver uma estrutura que suporte todos esses componentes. A estrutura desenvolvida é semelhante àquela que se encontra disponível no mercado, como mostra a figura 34 e será descrita nesta seção.

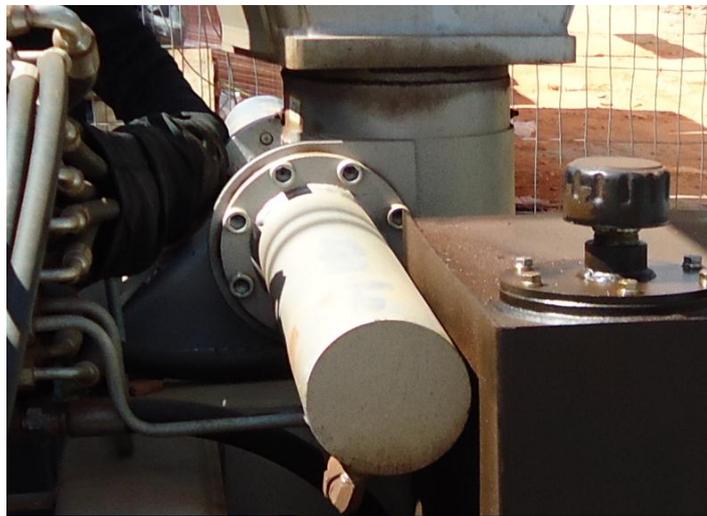


Figura 34 - Estrutura

Há ainda necessidade de guiar a cremalheira dentro do suporte. Para tanto, será feito um sistema de guia com grampos. A fabricação com as tolerâncias adequadas e a lubrificação correta durante a operação permite que a cremalheira fique livre para se movimentar. Esse guia também permite que apenas esforços axiais atuem no cilindro hidráulico, do contrário este apresentaria desgaste prematuro. O comprimento total da cremalheira é mostrado na equação 9.

$$L_{cremalheira} = PXN + \text{Distância entre guias} + 2\text{Folga} \quad (9)$$

O primeiro termo é referente à movimentação de 360° do pinhão, ou seja, o passo multiplicado pelo número de dentes. Os outros dois termos são os comprimentos “mortos”. Haverá um pequeno espaço entre as duas guias, o segundo termo se refere a essa distância onde a cremalheira não será guiada, ela garante

que o componente esteja sempre dentro das duas guias. Do contrário, quando executado um movimento extremo, no retorno, ela poderia não entrar na guia. O último termo é referente a uma folga para garantia. A ilustração mostrada na figura 35, expõe a situação.

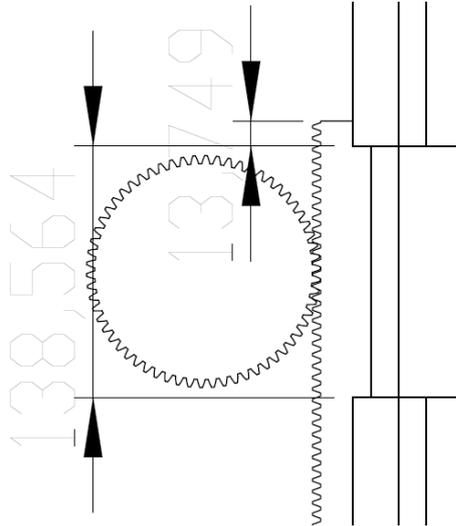


Figura 35 – Ilustração das medidas necessárias

A distância de aproximadamente 138,5mm, compreende a distância entre guias e a distância de 13,7mm compreende a folga.

O passo é calculado pela equação 10. ^[14]

$$P = M\pi \quad (10)$$

Resultando em um valor de 6,28 que, multiplicado pelo número de dentes, resulta em aproximadamente 390mm. Acrescentando a distância entre guias mostrada na figura 34 e uma folga de 30mm para cada lado, pode-se definir o comprimento da cremalheira em 590mm.

As guias devem ter o comprimento necessário apenas para a movimentação de 360° do pinhão, que será o movimento realizado pelo cilindro hidráulico, ou seja, 390mm. Acrescentando a folga, tem-se 420mm.

A guia será composta de um encosto de sacrifício, que suportará a carga e estará em contato com a cremalheira. O encosto, portanto, estará em atrito, mas, tendo dureza menor, será desgastado, mantendo a integridade da cremalheira. Nesse encosto, serão fixados os grampos por parafusos, mantendo a tolerância

adequada, a cremalheira fica livre e, é conduzida no interior da guia. A figura 36 ilustra essa situação.

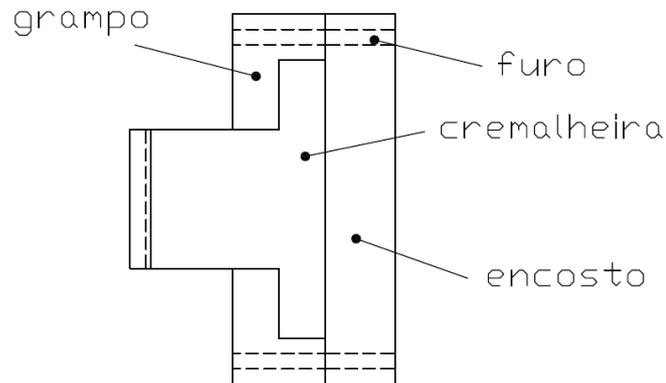


Figura 36 – Guia

O mastro deve girar com o menor atrito possível, devido à grande carga axial, principalmente quando o equipamento estiver na posição vertical. Devido a essa carga, não há possibilidade de se recorrer a mancais de rolamento.

O grande comprimento do pino que contém o pinhão faz com que haja a necessidade de que a parte superior e inferior do pino sejam “mancalizadas”. Recorre-se a buchas de bronze, como citado anteriormente. Uma bucha ficará na parte superior da estrutura, sobre a qual a base do mastro irá deslizar, estando entre a estrutura e a base e, suportando praticamente toda a carga axial. A outra bucha ficará na parte inferior, suportando principalmente cargas radiais quando em situações de maior momento (posição horizontal). Um rebaixo no pino, com diâmetro igual ao da bucha, e um anel de retenção, garantem que ela fique na posição de trabalho. As buchas devem ter tolerância adequada para que fiquem presas ao suporte externo, permitindo que o pino gire livremente no interior delas, sendo evidente que, com o tempo, apresentará desgaste.

A estrutura descrita será responsável por suportar os esforços e também servirá de base para o encosto da bucha superior, sobre a qual o mastro irá deslizar. Por serem redondas, devem ser encaixadas em uma estrutura cilíndrica reforçada que aguarde as cargas.

A figura 37 ilustra a situação.

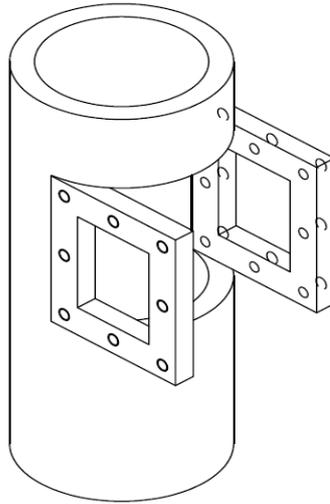


Figura 37 – Estrutura Cilíndrica

A estrutura cilíndrica apresenta o inconveniente de ter dificuldade de fixação no chassi. Pode-se optar pela construção de uma caixa de giro para abrigar essa estrutura. Essa caixa teria uma borda para fixação do equipamento no chassi, permitindo também a fixação dos tubos que guiarão as sapatas estabilizadoras, os quais também teriam bordas para a fixação do equipamento. Por final, a caixa tem altura suficiente para evitar que, principalmente em situações de momento elevado, ocorra o tombamento do equipamento. A caixa portanto, seria a base principal do equipamento, como mostrado na figura 38.

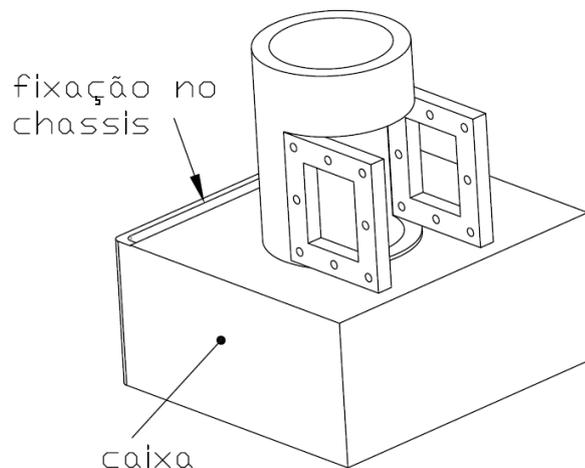


Figura 38 – Caixa de giro

Ainda existe o problema de abrigar a guia da cremalheira. Para isso, há possibilidade de, na estrutura cilíndrica que serve de suporte das buchas, haver um corte e, a partir desse, uma chapa que permita a fixação por parafusos, como mostram as figuras 37 e 38, de uma estrutura de tubo quadrado, para abrigar as guias e a cremalheira. O encosto de sacrifício seria parafusado nessa estrutura, como mostra a figura 39. Ela apresenta a vantagem, em relação às tubulares, de facilitar a fabricação do encosto de sacrifício, que terá dimensões simplificadas, diferentemente de um tubo redondo, que levaria a maiores complicações na fabricação do encosto. O tubo quadrado deixa a desejar apenas no que diz respeito a questões estéticas.

Outro problema a ser enfrentado é garantir que os dentes da cremalheira e do pinhão fiquem com a folga adequada. Sabe-se que, no caso de uma transmissão por engrenagens, os diâmetros primitivos devem coincidir (no caso da cremalheira, uma linha reta o representa). Caso contrário, pode não haver movimentação da cremalheira por escorregamento ou prensamento. A solução para garantir esse ajuste correto é a fixação por parafusos dos tubos que suportam o encosto da cremalheira. Os parafusos passam por furos oblongos e a rosca ficaria na chapa suporte. Dessa forma, haveria possibilidade do movimento lateral dos tubos. O sistema ainda apresenta a vantagem de que o corte que é feito para colocação das chapas, permitir a visualização do sistema cremalheira/pinhão, ajustando a folga adequadamente e para questões de manutenção.

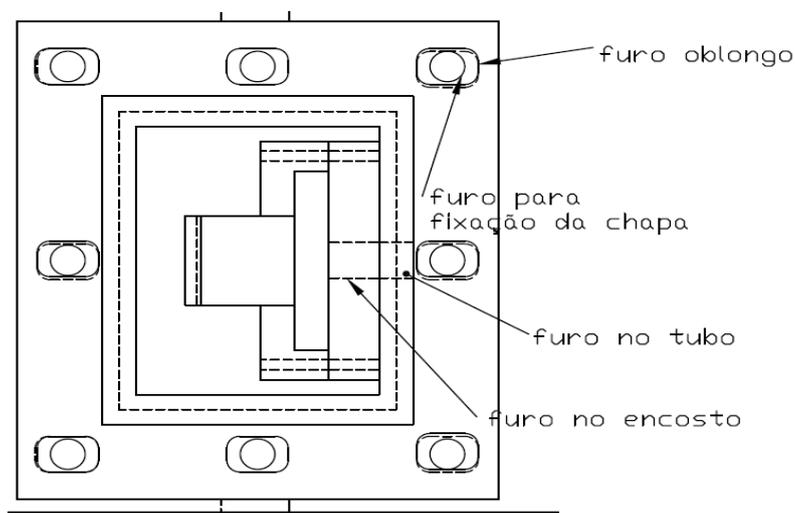


Figura 39 – Sistema de ajuste

O sistema permite a possibilidade de retificar o encosto quando este se desgastar, ajustando novamente a folga. A quantidade de passes será limitada por questões de resistência.

Uma peça que aparentemente é crítica no sistema de giro, é a bucha de bronze que está em contato com a base do mastro e, o pino que é fixado ao mastro, devido a isso, há necessidade de simulação dos mesmos. Para isso, aplica-se no mastro, as reações dos furos 4 e 5 do braço. As condições de contorno são as seguintes: Como as buchas são colocadas no tubo suporte, fixam-se as mesmas como “suportes cilíndricos”, sabe-se que a base do mastro irá deslizar sobre a bucha superior, devido a isso, a superfície inferior é definida como “displacement”, com deslocamento vertical nulo. Lembra-se também da necessidade de alterar o material da bucha para bronze, cuja tensão de escoamento esta na faixa dos 160Mpa.^[15]

Na seção anterior, o desenho do mastro, braço e lanças foi alterado, devido a isso há possibilidade de que haja distorção dos resultados. Aproveita-se o momento para fazer a simulação com o novo desenho. A simulação é feita apenas na montagem horizontal, sabendo-se que esta é mais crítica.

As figuras 40 e 41 mostram a simulação das lanças.

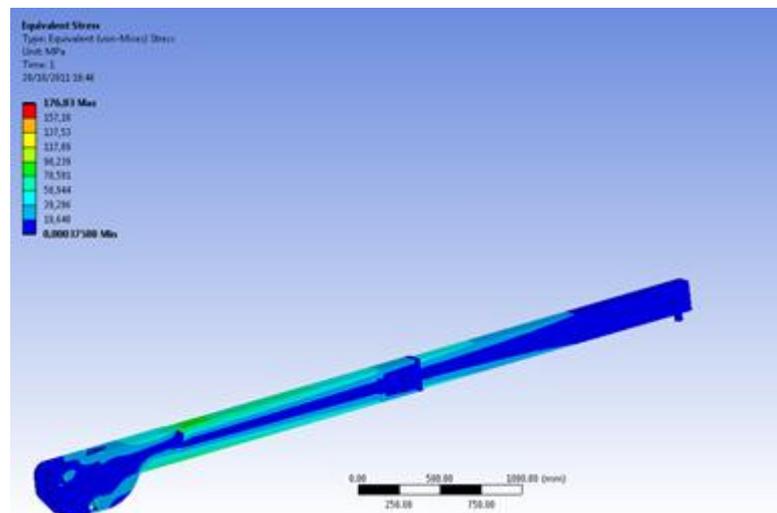


Figura 40 – Simulação da primeira e segunda lança

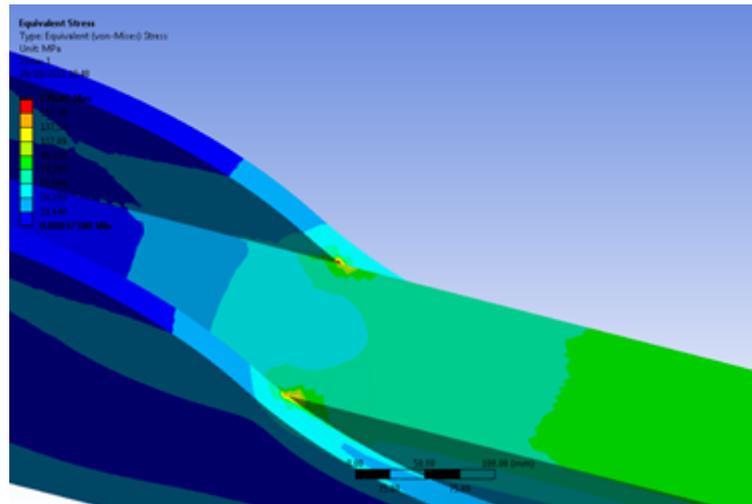


Figura 41 – Concentração de tensão na lança

Na figura 40, observamos que a tensão máxima não excede a tensão de escoamento, porém, o fator de segurança seria baixo, um pouco maior que 1, devido a isso, há necessidade de verificar onde há os maiores valores para tensão. A figura 41 apresenta uma ampliação do local. Verifica-se em vermelho que o local onde a tensão atinge os maiores valores, refere-se a união entre a lança e a chapa suporte de cilindros, caracterizando um concentrador de tensão que não apresenta riscos, uma vez que na região próxima, a tensão já cai a 100MPa.

A figura 42 mostra a simulação do braço. Há regiões onde a tensão de escoamento é ultrapassada, mas são concentradores de tensão como nas simulações anteriores.

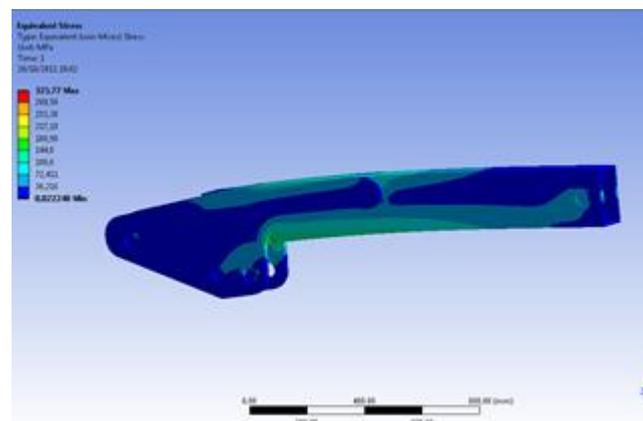


Figura 42 – Simulação do braço

A figura 43 mostra a simulação do mastro, sendo a 44 uma aproximação do pino de giro, uma peça considerada crítica até então.

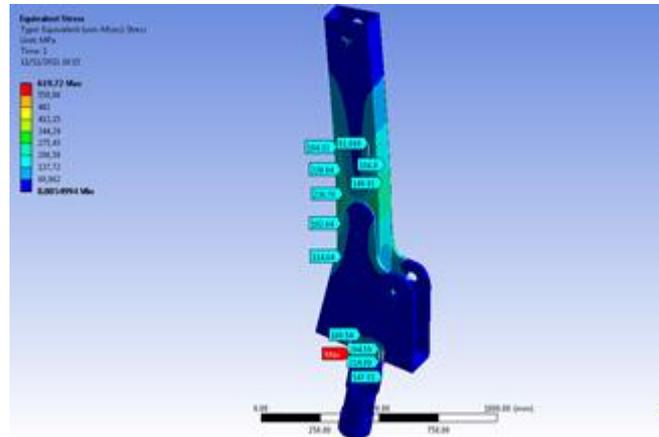


Figura 43 – Simulação do mastro com o sistema de giro

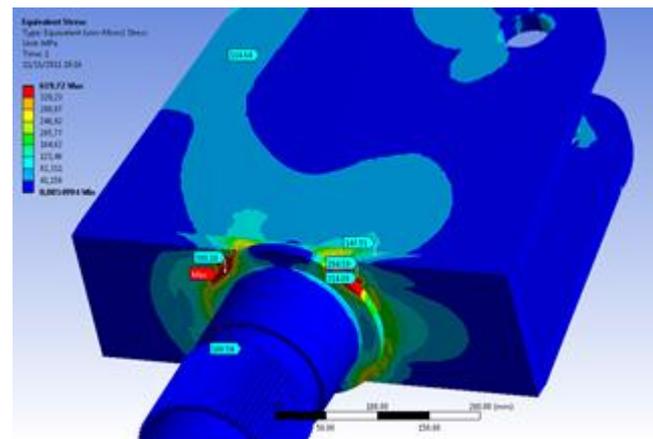


Figura 44 – Aproximação do sistema de giro

A figura 43, permite observar regiões com altas tensões. Da mesma forma que nos outros casos, a região refere-se a união entre a chapa de suporte dos cilindros e a viga. Há também uma região fora dessa união onde a tensão de escoamento é ultrapassada, o que é pouco seguro. Dessa forma, haverá necessidade de alteração da viga.

Na figura 44, uma aproximação do sistema de giro, observa-se grande tensão de compressão sobre a bucha, ultrapassando os 600Mpa. Essa grande tensão se deve provavelmente à pequena área da bucha, sendo toda a carga descarregada sobre ela. A tensão ultrapassa o escoamento do aço e do bronze e, as regiões

próximas também são afetadas. Nesse caso, haverá a necessidade de alteração da bucha.

Observa-se também, nas figuras 43 e 44, que o pino interno às buchas, no qual é usinado o pinhão, apresenta baixas tensões, o que é comprovado na figura 45, que mostra um corte interno do mesmo. É possível, eventualmente, seu diâmetro ser reduzido, caso a solução para a bucha seja um aumento no reforço da região crítica.

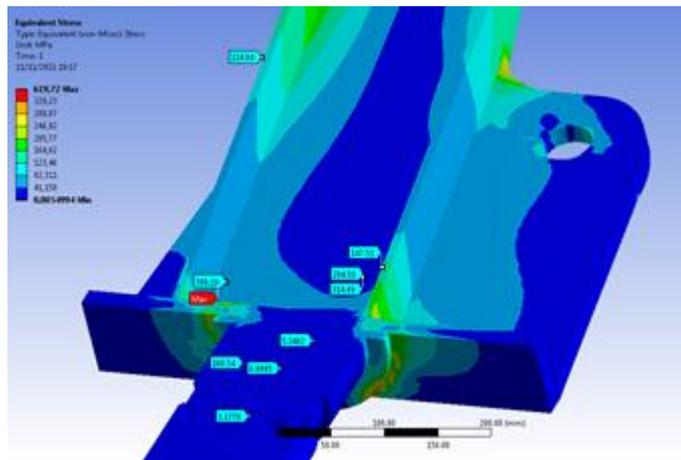


Figura 45 – Corte do Pino

11 ADEQUAÇÃO DOS COMPONENTES CRÍTICOS

Observou-se na última simulação, a existência de componentes estruturais que se fossem colocados em uso com as medidas e disposições atuais provavelmente iriam falhar. Por tratar-se de um equipamento de responsabilidade, pode causar acidentes e merece atenção.

Algumas medidas serão tomadas a fim de limitar as tensões a valores seguros, sabendo-se que muitas outras alterações poderiam ser feitas. As principais mudanças serão as seguintes:

- Redução do pino de giro para o diâmetro externo de 90mm, por ter apresentado baixas tensões. O pinhão terá um diâmetro primitivo de 86mm, resultando em 43 dentes. Utilizando o mesmo módulo, o passo é o mesmo, o comprimento da circunferência é 264mm, possibilitando uma redução no curso do

cilindro hidráulico da cremalheira, redução do comprimento dos grampos e encosto de sacrifício.

- A redução do diâmetro do pino, mantendo as dimensões do suporte de buchas, levará ao aumento da espessura das buchas de bronze.

- Ainda com relação às buchas, a bucha superior não mais suportará a carga de compressão, uma vez que apresentou grandes tensões. Ela então servirá apenas para evitar o atrito entre o pino e o suporte. Na parte superior, será colocada uma chapa de 1" com área considerável para suportar a carga do guindaste. Essa chapa deve ser bi-partida por questões de manutenção.

- Aumento da espessura da chapa de base do mastro de $\frac{3}{4}$ " para 1"

- Mantém-se as dimensões de todas as vigas, porém, suas espessuras foram alteradas de 7,9 para 11,1mm

A figura 46 mostra uma vista explodida do novo sistema de giro, alvo das alterações.

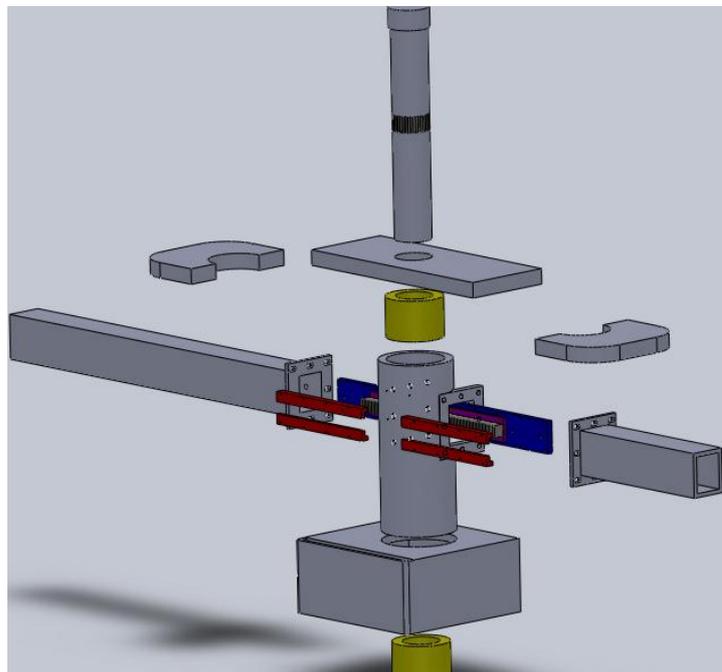


Figura 46 – Vista Explodida

Há necessidade de simular o novo sistema para verificar se as alterações foram ou não satisfatórias. Não havendo alteração nas lanças, parte-se para o mastro, com as mesmas reações presentes nas últimas simulações, resumidas na tabela 13.

Tabela 13 - Novas Reações

| Pino | Reação em X (N) | Reação em Y (N) | Módulo (N) |
|------|-----------------|-----------------|------------|
| 1 | 45634 | 18500 | 49241,36 |
| 2 | -45632 | -14525 | 47887,94 |
| 3 | 45634 | 18500 | 49241,36 |
| 4 | -94262 | -77047 | 121743,85 |
| 5 | 94243 | 44772 | 104337,31 |
| 6 | -94262 | -77047 | 121743,85 |

A figura 47 mostra a simulação do mastro com o novo sistema de giro descrito anteriormente. A figura 48 é uma aproximação do pino, a partir da qual podemos observar que as alterações foram satisfatórias e as tensões encontradas no sistema de giro e na nova base estão dentro das exigências, garantindo a segurança do equipamento. As alterações aliviaram a tensão da base, porém, com relação ao mastro, aumentaram significativamente, como observado na região mostrada na figura 49. Devido a isso, agora é um componente que merece grande atenção.

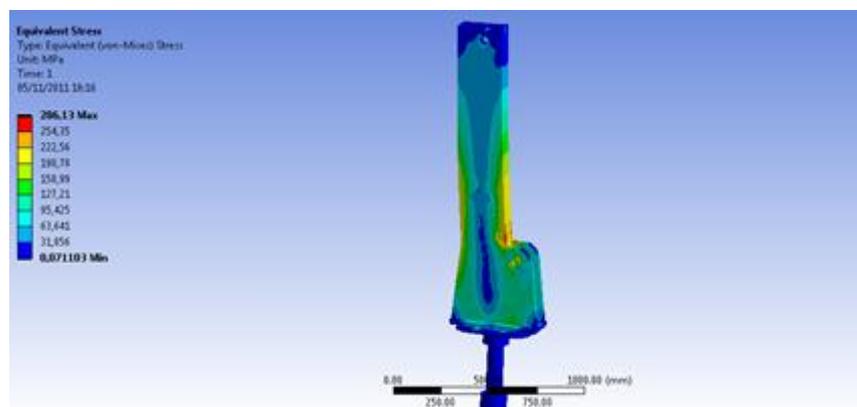


Figura 47 – Simulação do mastro com o novo sistema de giro

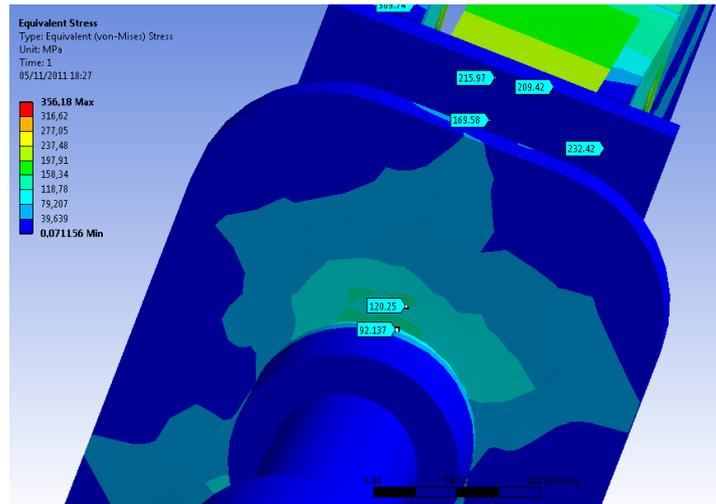


Figura 48 – Alívio na base com o novo sistema de giro

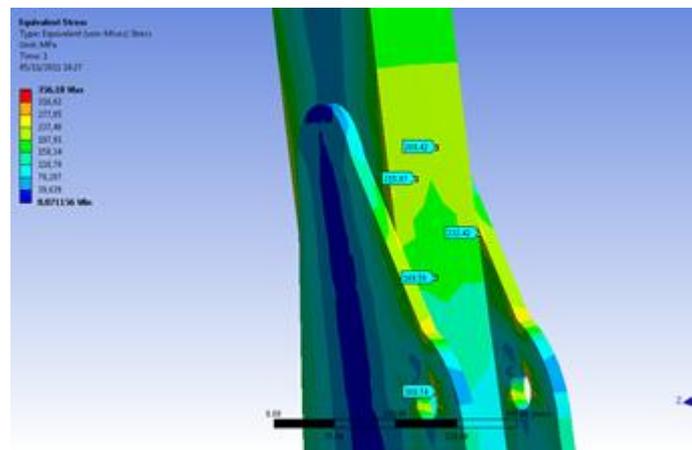


Figura 49 – Aumento da tensão no mastro

Com relação à base, estando em altas tensões, pode ocorrer amassamento e desgaste prematuro, sem grandes riscos de acidentes. Porém, componentes estruturais, como o mastro, merecem ser dimensionados com mais precaução. A partir disso, deve-se alterar o mastro para que não mais esteja em situação insegura.

A primeira alteração feita considera, ao invés de duas vigas de perfil U soldadas, a união de dois tubos retangulares com espessura considerável. O resultado da simulação é mostrado na figura 50.

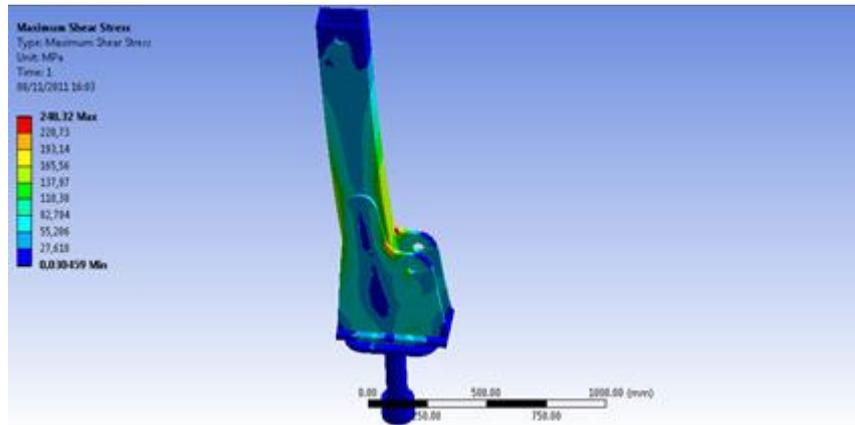


Figura 50 – Mastro feito de tubos quadrados

Apesar de não chegar no escoamento, há uma região onde a tensão é alta. A figura 51 mostra a simulação utilizando tubos com dimensões maiores (largura). Percebe-se que, apesar de ser uma mudança considerável, ela não foi favorável, apresentando pouca diferença.

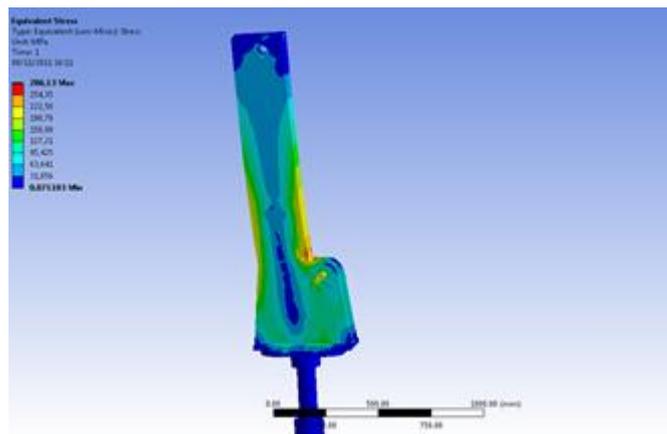


Figura 51 – Simulação com alterações nas medidas

A figura 52 mostra uma pequena mudança na geometria da chapa de fixação dos cilindros. Observa-se que as alterações foram favoráveis. Devido a isso, decide-se investir nessa mudança para atacar o problema.

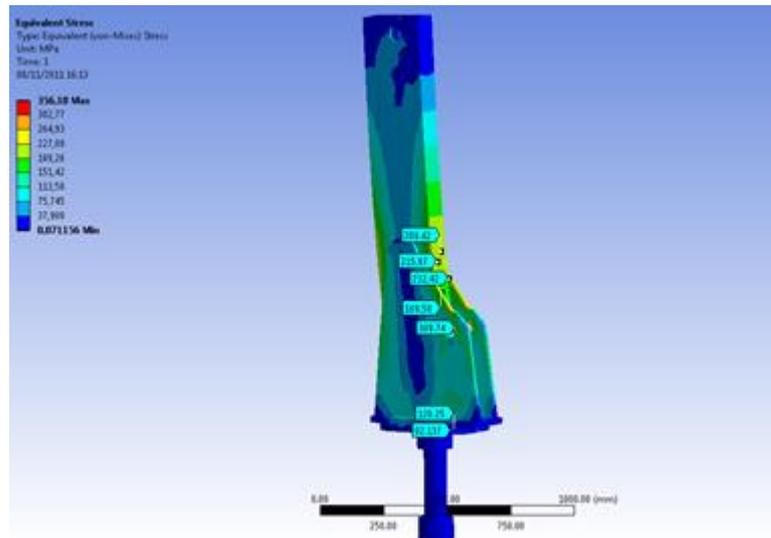


Figura 52 – Simulação com alteração na chapa suporte dos cilindros

A figura 53 mostra uma mudança grosseira na chapa de fixação dos cilindros, aumentando-se consideravelmente o reforço lateral. Com isso, observa-se uma queda brusca nas tensões, com uma pequena concentração de tensão na união da chapa com o mastro.

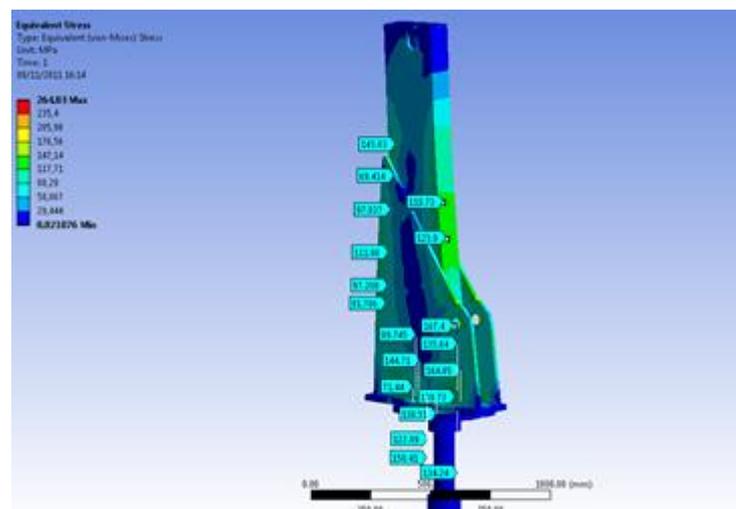


Figura 53 – Simulação com reforço lateral

Porém, na mesma simulação, verificam-se altas tensões no mancal, como mostrado na figura 54.

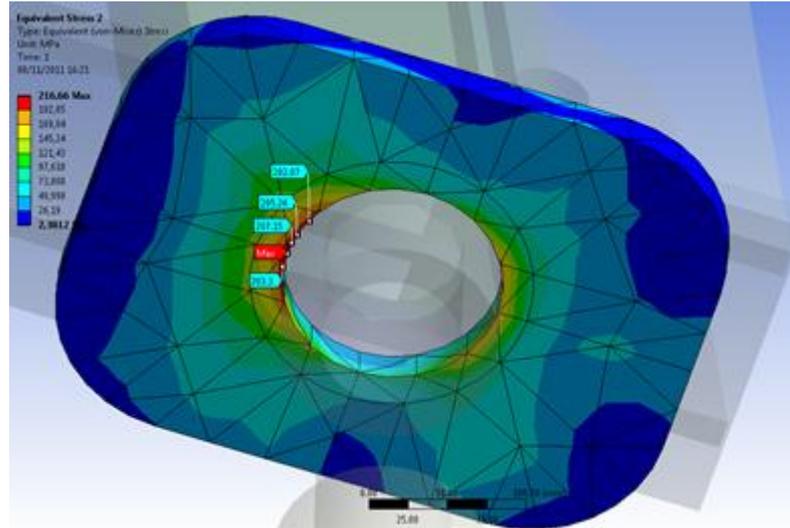


Figura 54 – Altas tensões no mancal

Uma vez que o reforço traseiro encosta no mastro só na parte superior, sugere-se a possibilidade de colocar uma “mão francesa” que encosta no mastro da parte inferior até a altura de 1m. O resultado é mostrado na figura 55.

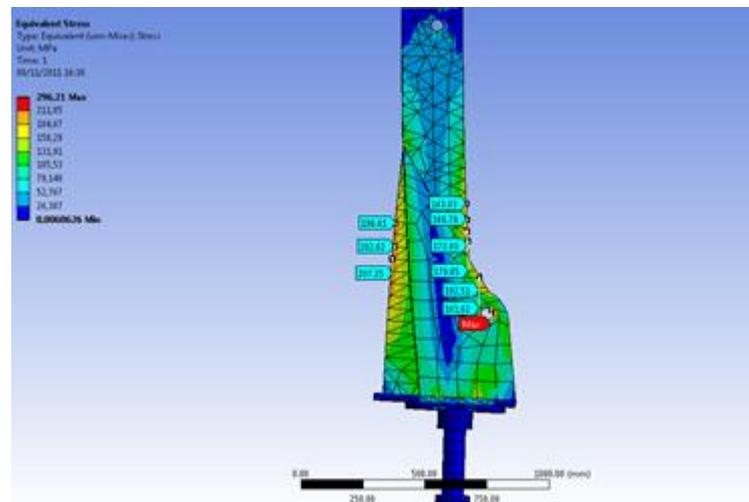


Figura 55 – Reforço tipo mão francesa

Apesar de ser uma condição favorável de fabricação e de usar menos material, observa-se que, nesse caso, as tensões foram aumentadas em relação a anterior. Devido a isso, há necessidade de alterações. A simulação da figura 56 mostra o acréscimo de uma chapa entre a “mão francesa e o mastro”.

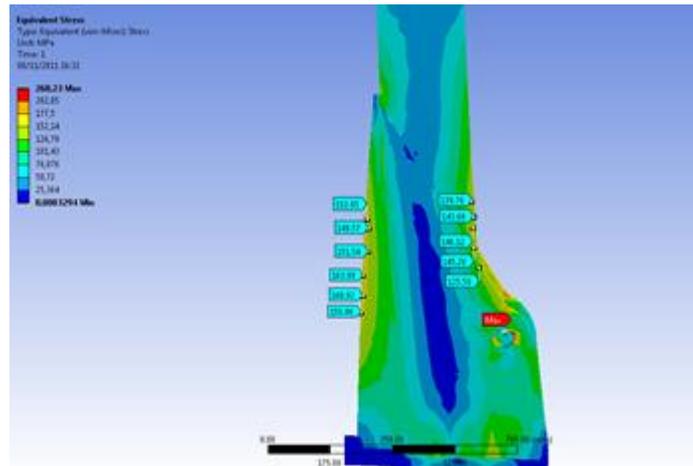


Figura 56 – Simulação com reforço

Observa-se uma redução nas tensões. Devido a isso, investe-se nesse novo reforço. A figura 57 mostra um corte na viga da última simulação, verificando que no reforço interno, para o caso de uma viga feita por dois tubos soldados, as tensões são baixas.

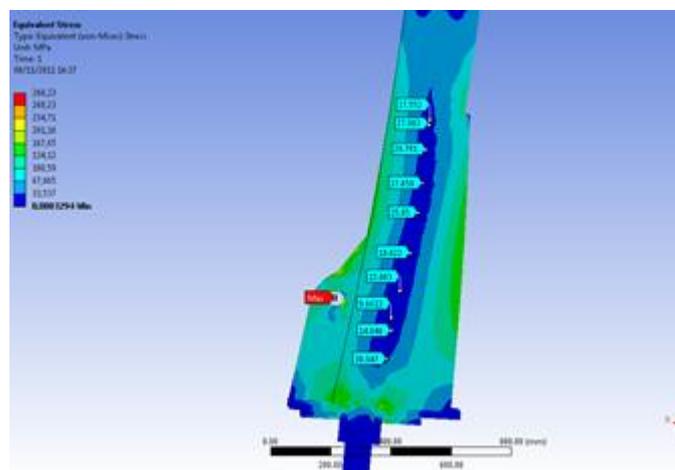


Figura 57 – Tensões internas

Simula-se novamente, sem os reforços internos da viga, considerando-se duas vigas de perfil “U” soldadas, ao invés dos tubos, o resultado é mostrado na figura 58.

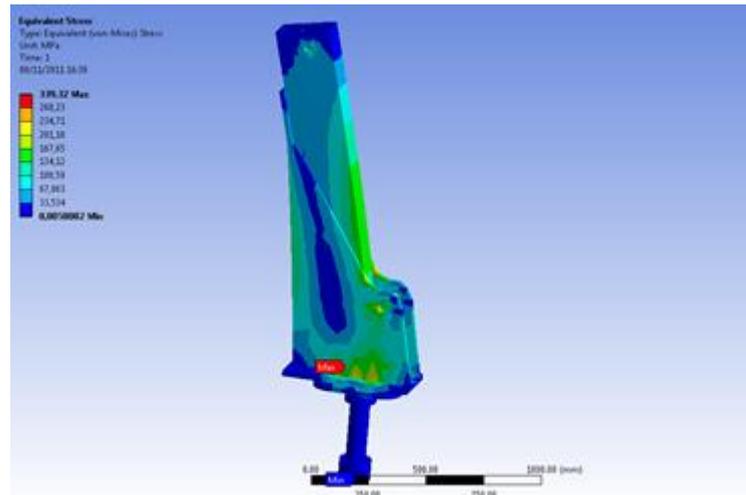


Figura 58 – Simulação sem o reforço interno

A figura 59 mostra a região que anteriormente apresentava problema de tensões elevadas.

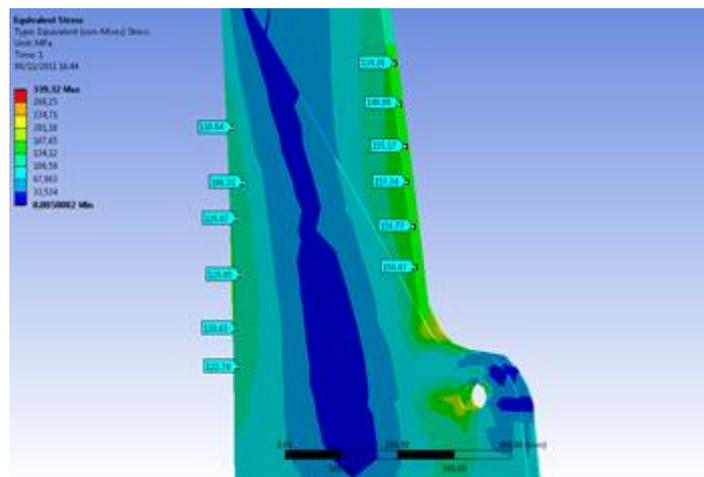


Figura 59– Região onde havia concentração de tensão

Observa-se que as tensões se mantiveram dentro de valores toleráveis. Porém, a escala nos permite observar que existem locais onde as tensões estão altas, o que exige uma investigação para definir se são simples concentrações de tensão ou se podem apresentar algum risco.

A figura 60 mostra as tensões no pino de giro e a figura 61 na base do mastro.

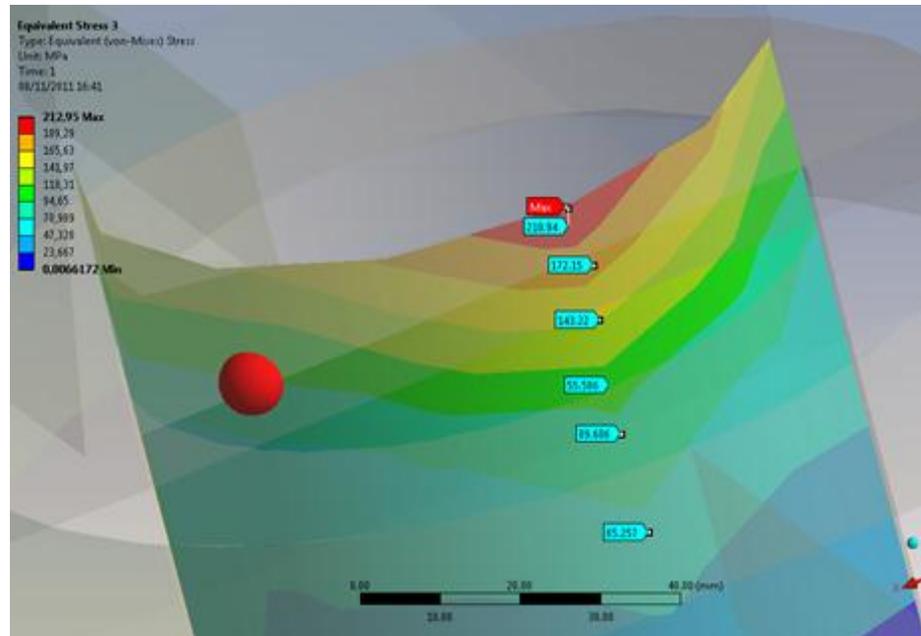


Figura 60 – Tensões no pino

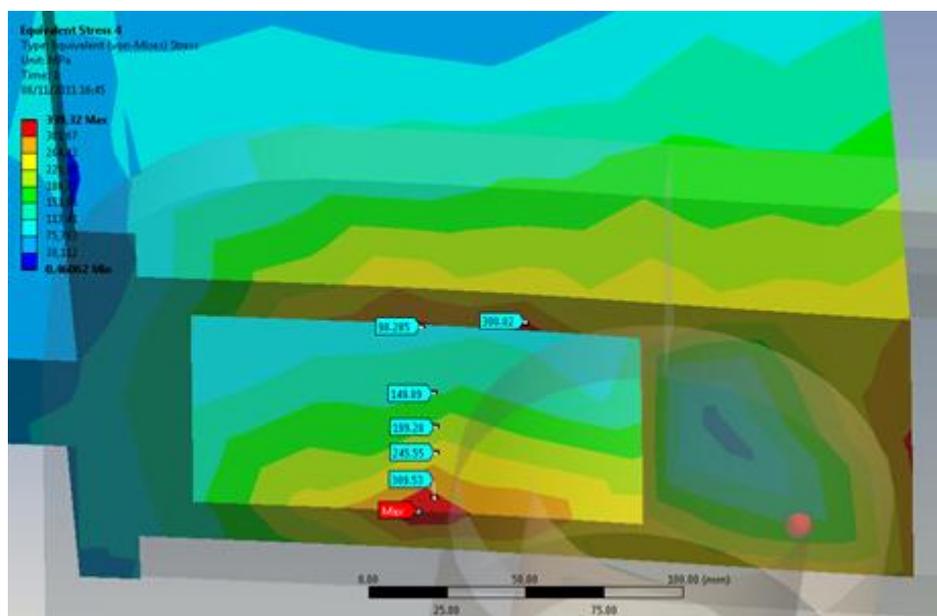


Figura 61 – Tensões na parte inferior do mastro.

Observa-se uma pequena região onde a tensão é alta, caindo rapidamente nas proximidades, o que indica uma concentração de tensão. A figura 62 mostra a mesma simulação com um refinamento da malha. Há um aumento das tensões, mas a figura 61 permite observar que há uma pequena região onde a tensão é pequena.

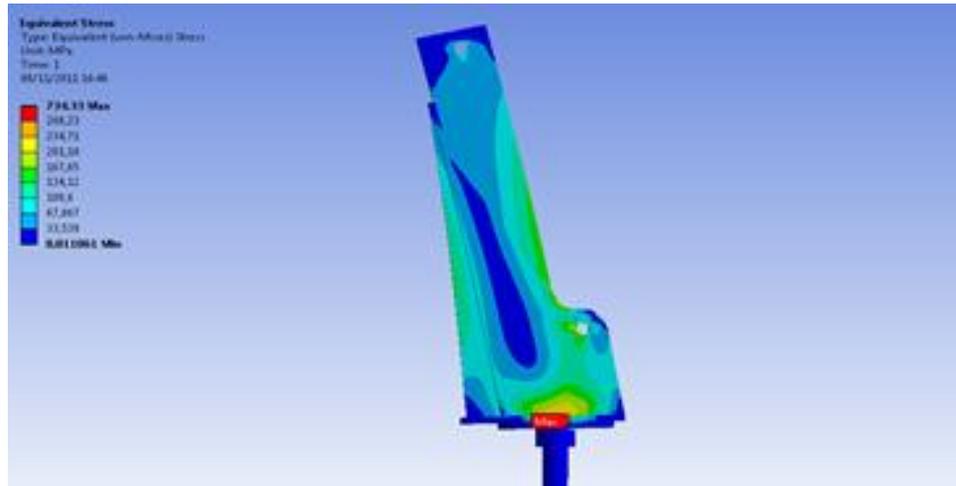


Figura 62 - Simulação com refinamento da malha

O software informa que as tensões máximas ocorrem na base do mastro, mostrado na figura 63.

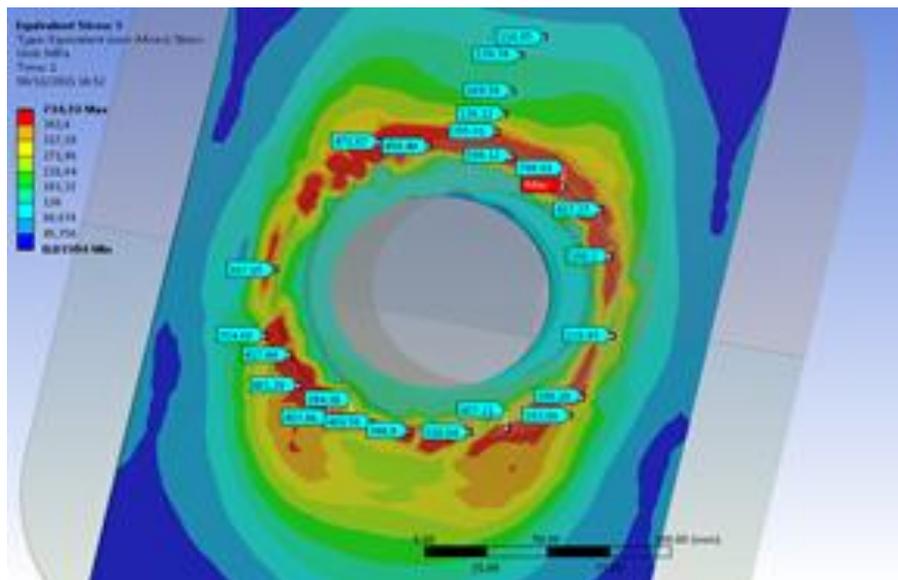


Figura 63 – Tensões na base

O mesmo é feito para o giro, a parte inferior do mastro e, o mancal, os resultados são mostrados nas figura 64 e figura 65 e figura 66.

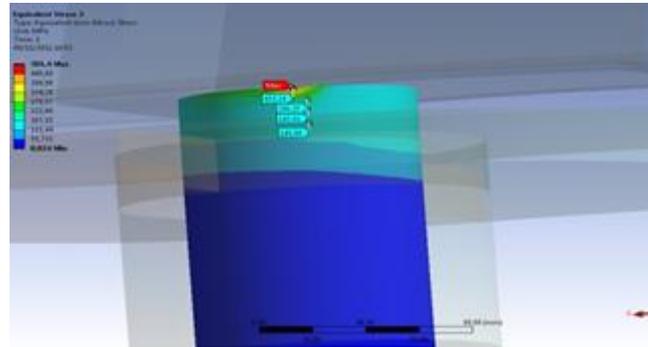


Figura 64 – Tensões no pino de giro

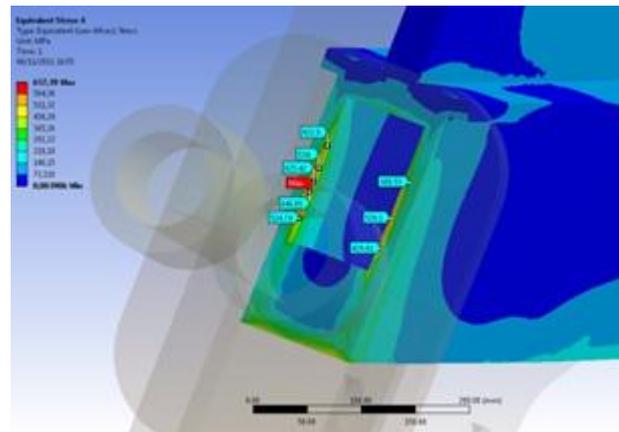


Figura 65 – Tensões na base do mastro

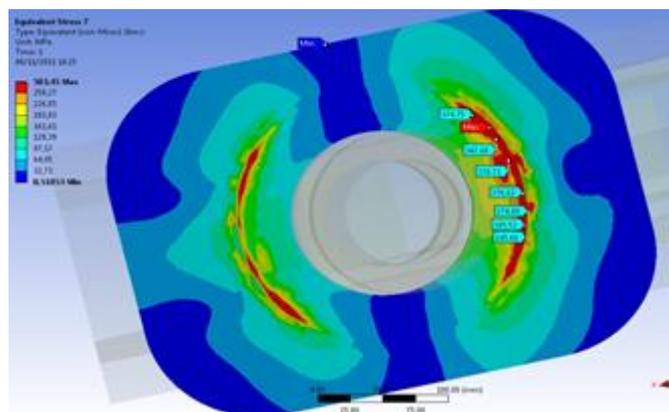


Figura 66 - Tensões no mancal

Simula-se novamente com um aumento grosseiro nas espessuras, verificando se o problema poderia ser resolvido dessa forma. O resultado da simulação é mostrado na figura 67.

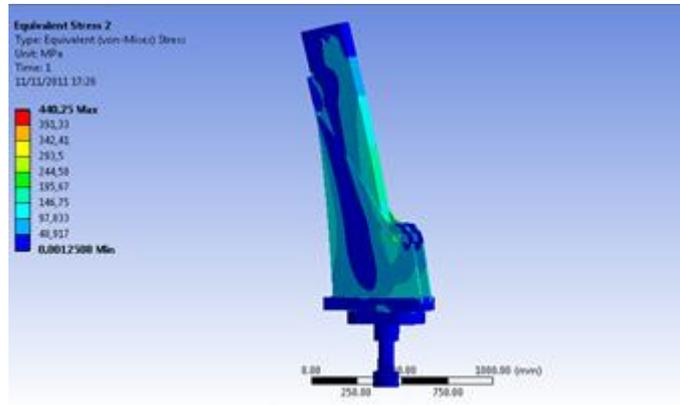


Figura 67 – Simulação com aumento grosseiro na medida da base e mancal

A figura 68 mostra a grande queda de tensão na cabeça do pino, aonde anteriormente era superior a 400Mpa, com a mudança reduziu para em torno de 126Mpa.

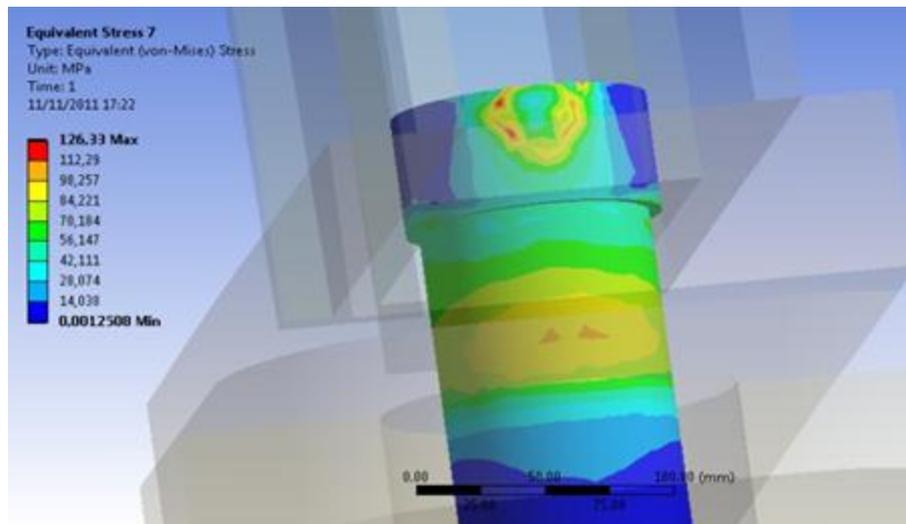


Figura 68 – Simulação do pino com aumento grosseiro na medida da base e mancal

A figura 69 mostra a simulação do mancal com o grande aumento da espessura: há um pequeno local com concentração de tensões, não havendo problema com as outras regiões.

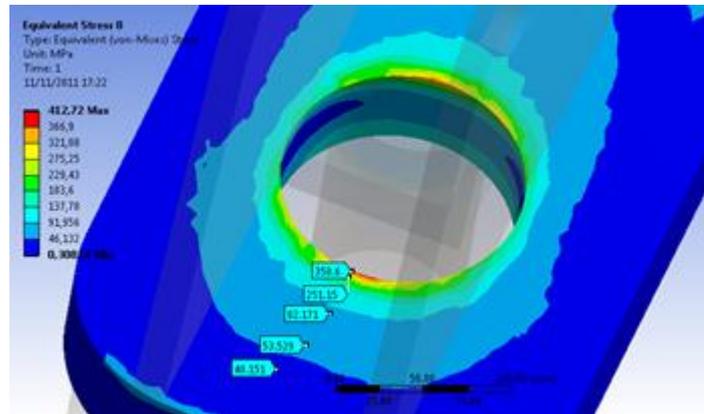


Figura 69 – Simulação do mancal com aumento grosseiro de espessura

A figura 70 mostra a simulação da base com um aumento grosseiro da espessura. Como para o mancal, percebe-se uma concentração de tensão, com a tensão caindo rapidamente nas regiões vizinhas.

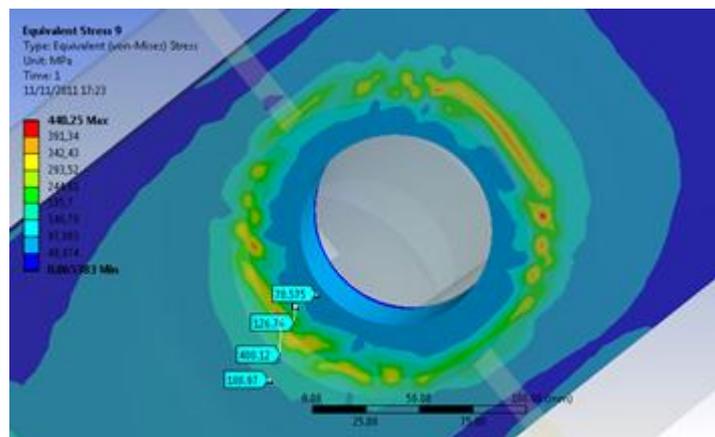


Figura 70 – Tensões na base com aumento grosseiro de espessura

A figura 71 mostra como está o estado de tensões na base do mastro depois do aumento das espessuras do mancal e da base. Apesar de não se ter feito alterações no mastro, as tensões caíram significativamente.

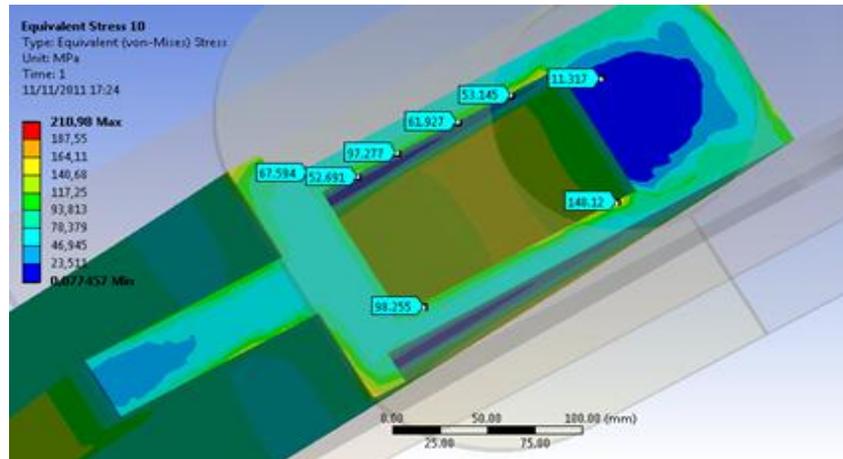


Figura 71 – Tensões na parte inferior do mastro

Busca-se então outra forma de reduzir as tensões nos componentes que apresentaram-se críticos (mancal e base). Na nova simulação, considerou-se um maior apoio do mancal, de forma que a sua parte inferior estaria apoiada em uma mão francesa, com a carga direcionada para a estrutura. Para a base do mastro, essa alteração mostrou-se satisfatória, apresentando pequena concentração de tensão em um pequeno ponto, como mostrado na figura 72.

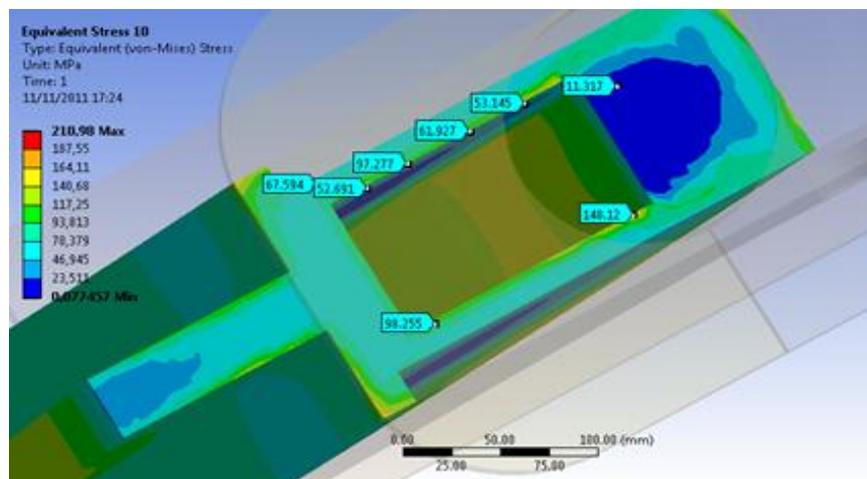


Figura 72 – Simulação da base com apoio maior

A figura 73 mostra as tensões no mancal. Observa-se a grande mudança da região que concentra tensão. Nesse novo caso, a tensão vai para as bordas da peça, e no restante fica em um baixíssimo nível.

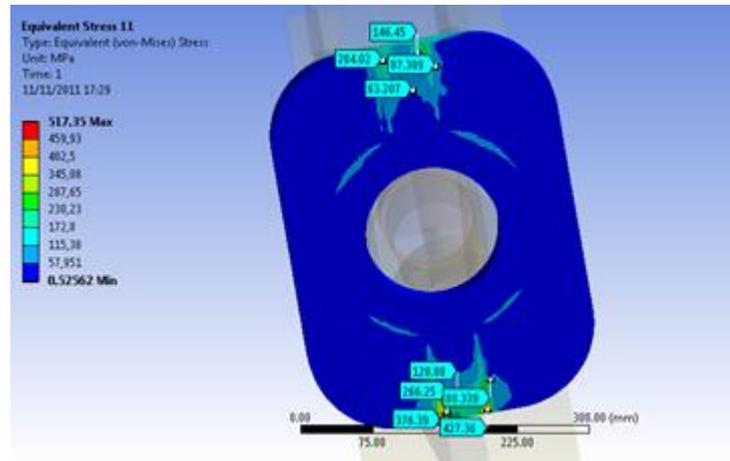


Figura 73 – Simulação do mancal com apoio maior

No caso do pinhão e cremalheira, há mais dificuldade em obter dados para a simulação, portanto a investigação se dá por cálculos que levam em conta fatores de uso e fabricação.

A tensão de fadiga na raiz do dente desses componentes é calculada de acordo com a equação 11.^[14]

$$\sigma = \frac{W_t}{F_m J} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_b K_l \quad (11)$$

W_t refere-se a tensão tangencial, anteriormente calculada, cujo valor é de 2825N. F_m refere-se a largura de face, cujo valor é de 30mm para os dois componentes.^[14]

J , o fator geométrico de resistência à flexão, varia com o número de dentes no pinhão e na engrenagem, pode ser obtido através da tabela 14.

Tabela 14 – Fator geométrico de resistência à flexão

| Dentes da coroa | Dentes do Pinhão | | | | | | | | | | |
|-----------------|------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|---|------|
| | 21 | | 26 | | 35 | | 55 | | 135 | | |
| | P | G | P | G | P | G | P | G | P | G | |
| 26 | 0,33 | 0,35 | 0,35 | 0,35 | | | | | | | |
| 35 | 0,34 | 0,34 | 0,36 | 0,38 | 0,39 | 0,39 | | | | | |
| 55 | 0,34 | 0,4 | 0,37 | 0,41 | 0,4 | 0,42 | 0,43 | 0,43 | | | |
| 135 | 0,35 | 0,43 | 0,38 | 0,44 | 0,41 | 0,45 | 0,45 | 0,47 | 0,49 | | 0,49 |

Fonte: Fonte: Adaptado de (NORTON, 2007)

Onde P é o valor do fator para pinhão e G para coroa. Há necessidade de duas interpolações para um número de dentes de 75 e 43 para engrenagem e pinhão, respectivamente. Os resultados são mostrados nas tabelas 15 e 16.

Tabela 15 – Primeira interpolação

| Dentes da coroa | Dentes do Pinhão | | | |
|-----------------|------------------|------|-------|--------|
| | 35 | | 55 | |
| | P | G | P | G |
| 55 | 0,4 | 0,42 | 0,43 | 0,43 |
| 75 | 0,3967 | 0,41 | 0,423 | 0,4167 |
| 135 | 0,41 | 0,45 | 0,45 | 0,47 |

Fonte: Adaptado de (NORTON, 2007)

Tabela 16 – Segunda interpolação

| Dentes da coroa | Dentes do pinhão | |
|-----------------|------------------|---------|
| | 43 | |
| | P | G |
| 75 | 0,40722 | 0,41268 |

Fonte: Adaptado de (NORTON, 2007)

Obtêm-se o valor de 0,40722 para o pinhão e 0,41268 para a cremalheira. K_t , refere-se ao fator de ciclo de carga, definido como 1,42 para engrenagem intermediária e 1 para engrenagens não intermediárias. Nesse caso é 1 para os dois componentes. K_a refere-se ao fator de aplicação, podendo ser retirado da tabela 17.

Tabela 17 – Fatores de aplicação

| Maquina motora | Maquina movida | | |
|-----------------------|-----------------------|-----------------|---------------|
| | Uniforme | Choque moderado | Choque severo |
| Uniforme | 1 | 1,25 | 1,27 |
| Choque leve | 1,25 | 1,5 | 2 |
| Choque médio | 1,5 | 1,75 | 2,25 |

Fonte: Adaptado de (NORTON, 2007)

Têm-se 1,25 para ambos os casos, considerando que existam choques moderados. K_m , o fator de distribuição de carga, está relacionado a desalinhamentos axiais ou desvios na forma do dente que fazem com que a carga transmitida seja distribuída desigualmente sobre a largura da face. Esse fator pode ser retirado da tabela 18.

Tabela 18 – Fator de distribuição de carga

| Largura de face (in) | Fator de distribuição de carga |
|-----------------------------|---------------------------------------|
| <2 | 1,6 |
| 6 | 1,7 |
| 9 | 1,8 |
| ≥20 | 2 |

Fonte: Adaptado de (NORTON, 2007)

Para uma largura de face menor que 2", o valor é de 1,6. K_v , o fator dinâmico, leva em consideração as cargas de vibração geradas internamente pelos impactos de dente contra dente, induzidos pelo engrenamento não conjugado dos dentes de engrenagem, pode ser calculado com a equação 12. [14]

$$K_v = \left(\frac{U}{A + \sqrt{200V_t}} \right)^B \quad (12)$$

O fator U é definido pela equação 13. [14]

$$U = 50 + 56(1 - B) \quad (13)$$

E o fator B é definido pela equação 14. [14]

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}}{4} \quad (14)$$

Onde Q_v é o índice de qualidade na fabricação, variando de 6 a 11, considera-se 7 para o caso. O que fornece 0,731 para B e 65,06 para U.

Há ainda a necessidade do cálculo da velocidade tangencial para os dois componentes. Esta pode ser calculada pela equação 15. [14]

$$V_t = \omega r \quad (15)$$

Onde ω é a velocidade angular, cujo valor é de 2rpm, o que equivale a 0,1047rad/s e r é o raio que se refere ao raio primitivo. Para o caso do pinhão, pode ser facilmente calculado pela equação 9, o que fornece um valor de 0,086m de diâmetro e 0,043m de raio. No caso da cremalheira, por ter um diâmetro infinito, com a equação 8, de acordo com o número de dentes que é 75 e o módulo de 2, aproxima-se o diâmetro primitivo por 150mm, e o raio 0,075m [14].

As velocidades tangenciais, portanto, são de 0,0045021m/s e 0,0078525m/s e, o fator dinâmico é 0,99 e 0,98 para pinhão e cremalheira, respectivamente. K_s , refere-se ao fator de tamanho, recomenda-se o uso de 1, a não ser que o projetista deseje aumentar seu valor para levar em conta situações particulares, tais como

dentes muito grandes. K_b , refere-se ao fator de espessura de borda, para levar em conta situações em que uma engrenagem tem uma profundidade de borda fina em comparação com a profundidade do disco. É determinado como 1 para engrenagens de disco sólido. ^[14]

A tabela 19, mostrada a seguir, resume os resultados para uma largura de face de 30mm.

Tabela 19 – Resultados para largura de face de 30mm

| | Pinhão | Cremalheira |
|----------|---------------|--------------------|
| W_t | 2825.00 | 2825.00 |
| F_m | 30.00 | 30.00 |
| J | 0.4059 | 0.412345 |
| K_l | 1.00 | 1.00 |
| K_a | 1.25 | 1.25 |
| K_m | 1.60 | 1.60 |
| K_v | 0.99 | 0.98 |
| K_s | 1.00 | 1.00 |
| K_b | 1.00 | 1.00 |
| σ | 468.67 | 466.06 |

Fonte: Autoria Própria

A tensão calculada é de 468,67 e 466,06MPa, para pinhão e cremalheira, respectivamente. Para que os componentes não apresentem defeito prematuramente, deve-se escolher um material que apresente resistência à fadiga de flexão superior à tensão calculada. A tabela 20 resume valores para resistência à fadiga de flexão de alguns materiais submetidos a tratamento térmico.

Tabela 20 – Resistência a fadiga de flexão para alguns materiais

| Material | Resistência a fadiga de flexão (MPa) |
|------------------------------------|--|
| Aço com endurecimento completo | 170-230 |
| Aço AISI 4340 Nitretado | 250-325 |
| Aço com 2,5% de cromo nitretado | 380-450 |
| Ferro nodular revenido e temperado | 180-280 |

Fonte: Adaptado de (NORTON, 2007)

Como dificilmente algum material irá resistir ao fenômeno de fadiga de flexão, há necessidade de alterar os fatores de modo que a tensão seja limitada a valores toleráveis. Dificilmente consegue-se a alteração dos fatores relacionados à fabricação e montagem. A possibilidade de reduzir a tensão é alterando as dimensões dos componentes. Nesse caso, o parâmetro que mais exerce influencia sobre a tensão é a largura de face, como era de se esperar.

Dobrando a largura de face para ambos os componentes, ou seja, com 60mm, os novos valores de tensão são de 234,34 e 233,03MPa, para pinhão e cremalheira, respectivamente. Nesse caso, já há possibilidade de fabricação com os materiais, de preferência os dois primeiros mostrados na tabela 20. Usando 90mm de largura de face, as tensões são de 156,23 e 155,35MPa para pinhão e cremalheira, respectivamente, havendo possibilidade de fabricação com um aço comum tratado termicamente.

Ainda há a necessidade de investigar os valores das tensões superficiais, verificando se a resistência à fadiga de superfície não é ultrapassada. Caso seja fornecido um lubrificante apropriado, limpo e em quantidade suficiente, evitando abrasão, adesão ou corrosão, o modo de falha será por crateração e lascamento devido à fadiga de superfícies. A crateração é a falha com remoção de pequenas porções de material da superfície, devido o crescimento das trincas. No lascamento, ocorre perda de porções maiores de material da superfície, devido ao início do processo de crateração, onde o acabamento da superfície é comprometido. A equação 16 verifica a resistência a crateração, sendo considerada uma fórmula geral para tensão na superfície do dente. ^[14]

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t K_a K_m K_s C_f}{FID' K_v}} \quad (16)$$

Muitos dos fatores que a equação leva em conta já foram apresentados. I é um fator geométrico de superfície adimensional para resistência à crateração. C_p , um coeficiente elástico, retirado da tabela 21, cujo valor é de $191\text{Mpa}^{0,5}$, quando ambos os componentes são de aço. D' , o diâmetro primitivo da menor engrenagem e, C_f , ao acabamento superficial (valendo 1 para métodos convencionais).

Tabela 21 – Coeficiente elástico

| Material do pinhão | Material da engrenagem | | | | | |
|--------------------|------------------------|----------------|---------------|---------------|----------|---------|
| | Aço | Ferro Maleável | Ferro nodular | Ferro fundido | Alumínio | Estanho |
| Aço | 191 | 181 | 179 | 174 | 162 | 158 |
| Ferro Maleável | 181 | 174 | 172 | 168 | 158 | 154 |
| Ferro nodular | 179 | 172 | 170 | 166 | 156 | 152 |
| Ferro fundido | 174 | 168 | 166 | 163 | 154 | 149 |
| Alumínio | 162 | 158 | 156 | 154 | 145 | 141 |
| Estanho | 158 | 154 | 152 | 149 | 141 | 137 |

Fonte: Adaptado de (NORTON, 2007)

I , o fator geométrico de superfície pode ser calculado pela equação 17.

$$I = \frac{\cos\varphi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right)D_p} \quad (17)$$

Onde ρ_p e ρ_g , são os raios de curvatura dos dentes do pinhão e engrenagem respectivamente e, são calculados pelas equações 18 e 19. D_p é o diâmetro de referência do pinhão, ou seja 86mm.

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1 + x_p}{p_d}\right)^2 - (r_p \cos\varphi)^2} - \frac{\pi}{p_d} \cos\varphi \quad (18)$$

$$\rho_g = C \sin\varphi - \rho_p \quad (19)$$

Onde P é o passo diametral, r_p é o raio de referência do pinhão, C é a distância entre os centros do pinhão e engrenagem. x_p é o coeficiente do adendo do pinhão, igual a porcentagem decimal do alongamento do adendo para dentes de adendos desiguais. Para dentes padronizados de profundidade completa, é igual a 0. Com isso, a equação 18 pode ser reduzida a equação 20. Os valores necessários para o cálculo do raio de curvatura do dente do pinhão estão mostrados na tabela 22.

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1}{P}\right)^2 - (r_p \cos\phi)^2} - \frac{\pi}{p_d} \cos\phi \quad (20)$$

Tabela 22 – Cálculo do raio de curvatura do dente do pinhão

| r_p | p_d | ϕ | ρ_p |
|-------|-------|--------|----------|
| 43 | 6,28 | 20 | 14,7 |

Para o cálculo do raio de curvatura da coroa, que na verdade é uma aproximação para a cremalheira, há necessidade do cálculo da distância entre centros. Para isso, basta somar os raios primitivos. Para o pinhão, o raio tem o valor de 43mm. A cremalheira, tendo um comprimento de 470mm, pode ter o seu raio aproximado por 235mm. Nesse caso, a distância entre centros é de 278mm. Portanto, o raio de curvatura da cremalheira, de acordo com a equação 19 é 80,38mm. Nesse momento, pode-se recorrer a equação 17 para calcular o fator geométrico de superfície, resultando em $I = 0,1358$.

A tabela 23 resume os valores necessários a serem usados na equação 16.

Tabela 23 – Cálculo da largura de face

| $C_p \text{ Mpa}^{0,5}$ | $W_t(N)$ | C_a | C_m | C_s | C_f | I | $d(mm)$ | C_v |
|-------------------------|----------|-------|-------|-------|-------|--------|---------|-------|
| 191 | 2825 | 1,25 | 1,6 | 1 | 1 | 0,1358 | 86 | 0,98 |

A tabela 24 mostra o resultado do cálculo de tensões na superfície para diferentes larguras de face, caso os componentes sejam feitos de aço.

Tabela 24 – Tensões de superfície em função da largura de face

| Largura de Face (mm) | Tensão de Superfície (Mpa) |
|-----------------------------|-----------------------------------|
| 30 | 774,79 |
| 60 | 547,86 |
| 90 | 447,33 |

A tabela 25 apresenta os valores das resistências à fadiga de superfície para diferentes materiais.

Tabela 25 – Resistências a fadiga de superfície

| Material | Resistência a fadiga de superfície (MPa) |
|------------------------------------|--|
| Aço com endurecimento completo | 590-660 |
| Aço AISI 4340 Nitretado | 1170-1350 |
| Aço com 2,5% de cromo nitretado | 1100-1200 |
| Ferro nodular revenido e temperado | 630-770 |

Fonte: Adaptado de (NORTON, 2007)

Observa-se uma certa coerência com os resultados relacionados à fadiga de flexão. Isso porque a tensão se eleva, mas com ela, a resistência ao fenômeno de fadiga.

A tabela 26 resume os resultados, mostrando quais as possibilidades de fabricação.

Tabela 26 – Resumo dos cálculos de fadiga por flexão e fadiga na superfície

| Largura de Face (mm) | Tensão de fadiga por flexão (MPa) | Tensão de fadiga de superfície (MPa) | Material | Resistência a fadiga por flexão | Resistência a fadiga de Superfície | Situação |
|----------------------|-----------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|------------------------------------|----------|
| 30 | 468,67/466,06 | 774,79 | Aço com endurecimento completo | 170-230 | 590-660 | X |
| | | | Aço AISI 4340 Nitretado | 250-325 | 1170-1350 | X |
| | | | Aço com 2,5% de cromo nitretado | 380-450 | 1100-1200 | X |
| 60 | 234,34/233,03 | 547,86 | Aço com endurecimento completo | 170-230 | 590-660 | X |
| | | | Aço AISI 4340 Nitretado | 250-325 | 1170-1350 | OK |
| | | | Aço com 2,5% de cromo nitretado | 380-450 | 1100-1200 | OK |
| 90 | 156,23/155,35 | 447,33 | Aço com endurecimento completo | 170-230 | 590-660 | OK |
| | | | Aço AISI 4340 Nitretado | 250-325 | 1170-1350 | OK |
| | | | Aço com 2,5% de cromo nitretado | 380-450 | 1100-1200 | OK |

Fonte: Autoria Própria

12 REDIMENSIONAMENTO DO RESTANTE DO SISTEMA HIDRÁULICO

12.1 Cilindros Hidráulicos

Inicialmente, confere-se os diâmetros necessários dos cilindros hidráulicos, verificando se os anteriormente calculados atendem as novas reações. Também há necessidade de lembrar que, para um cálculo primário, os diâmetros foram dimensionados de acordo com a pressão entregue pela bomba. Porém, sabe-se da existência de uma perda de carga, o que aumenta o diâmetro necessário. No novo

cálculo estima-se que haja uma queda de pressão de 1/3 no sistema. Nesse momento, há a necessidade de especificar uma pressão de trabalho que possa ser entregue por uma bomba comercial. A pressão inicial de 200 bar representa uma estimativa.

A bomba usada para esse tipo de equipamento é do tipo de engrenagens. Far-se-á uma sugestão de bomba, caso o projetista utilize outro modelo, pode haver uma alteração nas características operacionais do equipamento.

Recorre-se ao catálogo de bombas de engrenagens da Parker, verificando as pressões comerciais existentes. Dentre os modelos existentes, escolhe-se as da série H, que podem entregar de 11,45 a 125,45cm³/rot, tendo pressões de trabalho de 6,9 a 172bar. Maiores detalhes da bomba serão deixados para o final da próxima subseção. ^[16]

Considerando-se inicialmente a perda de carga de 1/3, a pressão efetiva nos cilindros será de 114,67bar, utilizando uma bomba com 172bar O procedimento para o cálculo do diâmetro é o mesmo, a tabela 27 apresenta os resultados.

Tabela 27 – Verificação dos novos diâmetros

| Cilindro | Carga Máxima (kg) | Pressão de Operação (bar) | Eficiência | Diâmetro do êmbolo (mm) | Diâmetro comercial do êmbolo (mm) | Diâmetro da Haste (mm) |
|-------------|-------------------|---------------------------|------------|-------------------------|-----------------------------------|------------------------|
| A | 12410.09 | 114.60 | 0.90 | 123.81 | 125.00 | 90.00 |
| B | 10635.78 | 114.60 | 0.90 | 114.61 | 125.00 | 90.00 |
| Cremalheira | 288.00 | 114.60 | 0.90 | 18.86 | 40.00 | 28.00 |
| Sapata | 682.38 | 114.60 | 0.90 | 29.03 | 40.00 | 28.00 |

Nota-se uma alteração nos diâmetros comerciais dos cilindros.

Como ilustração, os cilindros hidráulicos utilizados, seriam do tipo Milltype, cujas dimensões correspondem à norma DIN ISO 3320. Nesse caso, para especificação final, há necessidade do cálculo do curso. Após as alterações, a figura 74, fornece os comprimentos dos cilindros recolhidos e esticados, para o cálculo do curso necessário. ^[17]

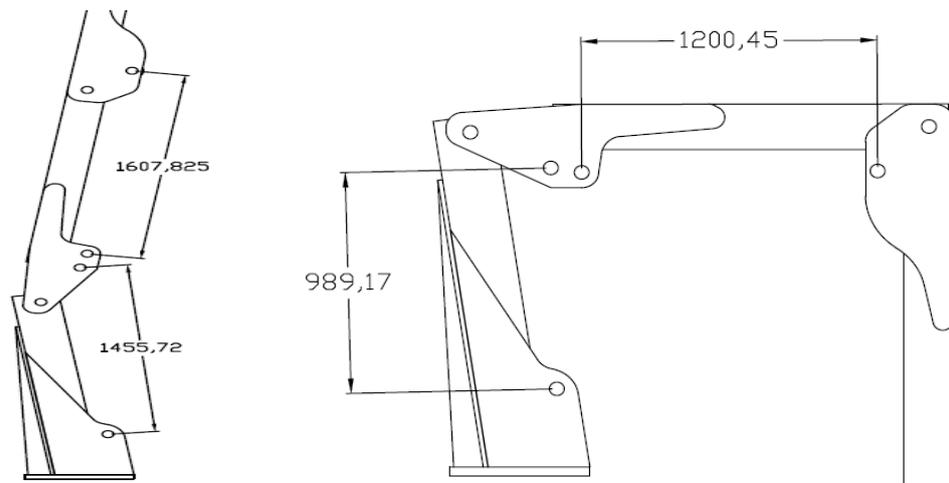


Figura 74 – Posição vertical e recolhida

A tabela 28 mostra os cursos necessários para execução dos movimentos do guindaste.

Tabela 28 – Cursos Necessários

| Cilindro | Comprimento Esticado (mm) | Comprimento recolhido (mm) | Curso (mm) |
|-------------|---------------------------|----------------------------|------------|
| A | 1455.72 | 989.17 | 466.55 |
| B | 1607.825 | 1200.25 | 407.575 |
| Cremalheira | 300 | 0 | 300 |
| Sapata | 264 | 0 | 264 |

A tabela 29 fornece os dados necessários para o pedido dos cilindros.

Tabela 29 – Descrição final dos cilindros hidráulicos

| Cilindro | Diâmetro do êmbolo (mm) | Diâmetro da haste (mm) | Curso (mm) | Tipo de fixação |
|-------------|-------------------------|------------------------|------------|-----------------|
| A | 125.00 | 90.00 | 466.55 | CDH1 MP3 |
| B | 125.00 | 90.00 | 407.58 | CDH1 MP4 |
| Cremalheira | 40.00 | 28.00 | 300.00 | CDH1 MS2 |
| Sapata | 40.00 | 28.00 | 264.00 | CDH1 MF4 |

Fonte: Adaptado de REXROTH

12.2 Bomba

Para especificação da bomba, há necessidade do conhecimento da vazão máxima a ser entregue. Devido a isso, procede-se com o cálculo das vazões para os cilindros hidráulicos, verificando aquele que apresenta maior vazão.

A vazão teórica pode ser calculada em l/min com a equação 22. ^[17]

$$Q = 0,06A_1V_{max} \quad (22)$$

Onde A_1 refere-se à área do êmbolo em cm^2 e V_{max} à velocidade máxima em cm/s . Os valores das áreas e vazões são mostrados na tabela 30, para um deslocamento máximo de 5cm/s .

Tabela 30 – Vazões nominais

| Cilindro | Área do embolo (cm^2) | Vazão (l/min) |
|-------------|----------------------------------|---------------|
| A | 122.66 | 36.80 |
| B | 122.66 | 36.80 |
| Cremalheira | 12.56 | 3.77 |
| Sapata | 12.56 | 3.77 |

Essa porém, é a vazão teórica. Há necessidade do cálculo da vazão nominal, dada pela equação 23. ^[17]

$$Q_n = Q \sqrt{\frac{35}{p_s - p_1}} \quad (23)$$

Onde p_s e p_1 são as pressões entregues pela bomba e a da entrada do atuador, respectivamente. O primeiro é um dado comercial da bomba e a segunda foi estimada anteriormente. Contudo, a equação 24 pode fornecer uma aproximação maior. ^[16]

$$p_1 = \frac{p_s A_2 + \Omega^2 [F + (p_t A_2)]}{A_2 (1 + \Omega^3)} \quad (24)$$

Dada em bar, onde A_2 é a área da coroa circular (em cm^2), Ω é relação entre a área do êmbolo e a da coroa circular, F é a reação sobre o cilindro hidráulico (em dN) e, p_t , a pressão no tanque. Todos os dados necessários ao cálculo estão disponíveis, com exceção da pressão no tanque. Essa é uma pressão baixa. A sugestão é a de que se use 3,5bar. ^[17]

A tabela 31 fornece o cálculo das pressões e das vazões nominais.

Tabela 31 – Cálculo das vazões nominais dos cilindros hidráulicos

| Cilindro | Área da Haste (cm^2) | Área da coroa circular (cm^2) | Relação de áreas | p_1 (bar) | Vazão nominal (l/min) |
|-------------|---------------------------------|--|------------------|-------------|-----------------------|
| A | 63.59 | 59.07 | 2.08 | 108.08 | 27.23 |
| B | 63.59 | 59.07 | 2.08 | 95.32 | 24.86 |
| Cremalheira | 6.15 | 6.41 | 1.96 | 41.58 | 1.95 |
| Sapata | 6.15 | 6.41 | 1.96 | 68.78 | 2.19 |

A maior vazão portanto, é a do cilindro A, com 27,23l/min. A bomba utilizada seria da série H, com pressão de 172bar, os dados de performance desse modelo de bomba estão mostrados na figura 75. ^[16]

Vazões em Litros por Minuto - l/min
Dados baseados em um óleo com viscosidade de 100 SSU, a 49°C (120°F).

| Série da Bomba | Deslocamento (cm^3/rot) | rpm | 6.9 bar | 69 bar | 103 bar | 138 bar | 172 bar |
|----------------|---|------|---------|--------|---------|---------|---------|
| H25 | 9.88 | 1200 | 11.45 | 10.76 | 10.42 | 10.08 | 9.04 |
| | | 1800 | 17.21 | 16.49 | 16.15 | 15.80 | 15.50 |
| | | 3600 | 34.38 | 33.84 | 33.54 | 33.28 | 32.97 |
| H31 | 12.35 | 1200 | 14.33 | 13.57 | 13.23 | 12.89 | 12.50 |
| | | 1800 | 21.49 | 20.77 | 20.39 | 20.01 | 19.67 |
| | | 3600 | 42.98 | 42.41 | 42.11 | 41.80 | 41.54 |
| H39 | 15.44 | 1200 | 17.89 | 17.09 | 16.71 | 16.30 | 15.92 |
| | | 1800 | 26.83 | 26.04 | 25.66 | 25.24 | 24.86 |
| | | 3600 | 53.82 | 53.06 | 52.68 | 52.30 | 51.92 |
| H49 | 19.30 | 1200 | 22.36 | 21.49 | 21.07 | 20.61 | 20.20 |
| | | 1800 | 33.54 | 32.67 | 32.25 | 31.80 | 31.88 |
| | | 3600 | 67.08 | 66.33 | 65.95 | 65.57 | 65.19 |
| H62 | 24.14 | 1200 | 28.01 | 27.02 | 26.53 | 26.08 | 25.58 |
| | | 1800 | 42.07 | 40.97 | 40.55 | 40.17 | 39.42 |
| | | 3600 | 84.14 | 83.38 | 83.00 | 82.62 | 82.24 |
| H77 | 30.18 | 1200 | 34.98 | 33.92 | 33.39 | 32.86 | - |
| | | 1800 | 52.88 | 51.54 | 50.79 | 50.41 | - |
| | | 3600 | 104.98 | 104.23 | 103.85 | 103.09 | - |
| H90 | 36.50 | 1200 | 42.45 | 41.31 | 41.93 | - | - |
| | | 1800 | 63.29 | 62.54 | 61.78 | - | - |
| | | 3600 | 126.97 | 125.83 | 125.45 | - | - |

Figura 75 – Dados das bombas da série H
Fonte: REXROTH

Para não trabalhar com uma rotação excessiva, a bomba utilizada, seria a H49, com deslocamento de $19,3\text{cm}^3/\text{rot}$, podendo entregar $31,88\text{l}/\text{min}$ a 1800rpm , o suficiente para o caso. [16]

As curvas de PotênciaXRotação e VazãoXRotação estão mostradas nas figuras 76 e 77.

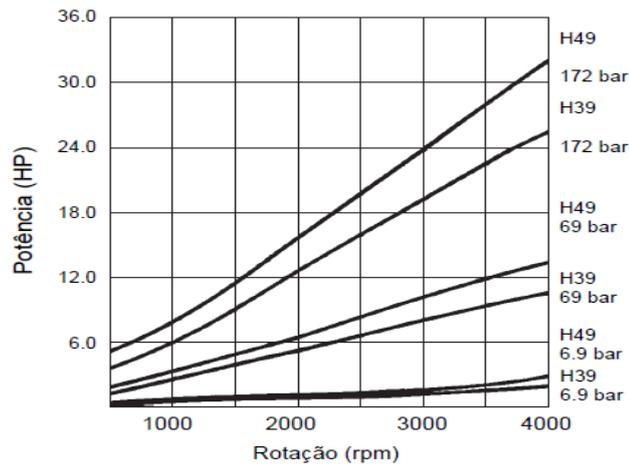


Figura 76 – Potência X Rotação (bomba H49)
Fonte: REXROTH

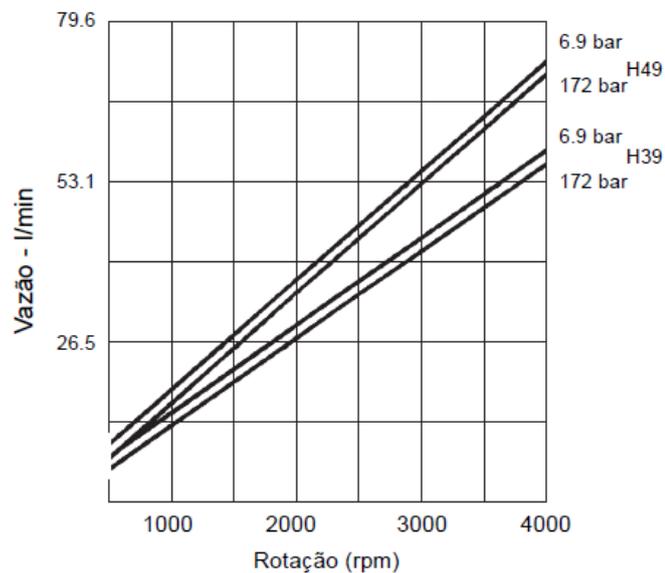


Figura 77 – Vazão X Rotação (bomba H49)
Fonte: REXROTH

Uma vez definida a bomba hidráulica, há possibilidade de se estabelecer se há ou não possibilidade de flambagem da haste. Para isso recorre-se a tabela 32, que mostra os cursos máximos admissíveis em função dos diâmetros de êmbolo e haste, e da pressão de operação.

Tabela 32 – Cursos admissíveis

| Tipo de fixação | Diâmetro do êmbolo (mm) | Diâmetro da haste (mm) | Curso admissível com (mm) | | | | | | | | |
|-----------------|-------------------------|------------------------|---------------------------|------|------|--------|------|------|--------|-----|-----|
| | | | 100bar | | | 160bar | | | 250bar | | |
| | | | 0° | 45° | 90° | 0° | 45° | 90° | 0° | 45° | 90° |
| MP3 | 125 | 90 | 1295 | 1360 | 1670 | 1095 | 1130 | 1265 | 885 | 900 | 955 |
| MS2 | 40 | 28 | 1305 | 1350 | 1535 | 1085 | 1110 | 1180 | 875 | 885 | 910 |
| MF4 | 40 | 28 | 565 | 590 | 695 | 465 | 475 | 520 | 365 | 370 | 385 |

Fonte: Adaptado de REXROTH

Pela tabela 32 e, sabendo-se que a pressão do sistema está entre 100 e 160bar, observa-se que em nenhuma situação o curso máximo é atingido. Portanto, os cilindros hidráulicos estão livres da possibilidade de flambagem.

12.3 Mangueiras

As mangueiras devem ter pressão compatível com a do sistema e diâmetro interno compatível com o de entrada dos cilindros hidráulicos. A pressão máxima para o sistema é a mesma, 172 bar. Porém, as entradas nos cilindros são diferentes. A dimensão de entrada dos cilindros é mostrada na tabela 33.

Tabela 33 – Diâmetro da entrada dos cilindros

| Cilindro | Diâmetro de entrada (pol) |
|------------|---------------------------|
| A | 1-1/4" |
| B | 1-1/4" |
| Cremlheira | 1/2" |
| Sapata | 1/2" |

Fonte: REXROTH

As mangueiras portanto, para os cilindros da parte estrutural terão diâmetro de 1-1/4” e para os demais, terão 1/2”. Recorre-se ao catálogo das mangueiras da Parker para especificação.

De acordo com a especificação da Parker, o diâmetro de entrada dos cilindros A e B, corresponde à uma mangueira com traço 20 e os demais, traço 8. Com isso, recorre-se à figura 78 para seleção de mangueira através da pressão de trabalho. ^[18]

| Código mangueira Parker | Bitola da mangueira | | | | | | | | | | | | |
|-------------------------|---------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|-----|
| | -3 | -4 | -5 | -6 | -8 | -10 | -12 | -16 | -20 | -24 | -32 | -40 | -48 |
| 801 | | 250 | | 250 | 250 | 250 | 250 | | | | | | |
| 831/JIFFY | | 350 | | 300 | 300 | 300 | 300 | | | | | | |
| 837BM | | 300 | | 300 | 300 | 300 | 300 | | | | | | |
| 836 | | 250 | | 250 | 250 | 250 | | | | | | | |
| 821FR | | 350 | | 300 | 300 | | 250 | | | | | | |
| 601 | | 1250 | | 1125 | 1000 | | 750 | 565 | | | | | |
| 881 | | | | | | | 300 | 250 | 200 | 150 | 100 | | |
| 201 | | 3000 | 3000 | 2250 | 2000 | 1750 | 1500 | 800 | 625 | 500 | 350 | 350 | 200 |
| 206 | | 3000 | 3000 | 2250 | 2000 | 1750 | 1500 | 800 | 625 | 500 | 350 | 350 | |
| 421SN | | 2750 | 2500 | 2250 | 2000 | 1500 | 1250 | 1000 | 625 | 500 | 375 | | |
| 481 | | 3250 | 3250 | 3000 | 2500 | 2000 | 1750 | 1275 | | | | | |
| 426 | | 2750 | | 2250 | 2000 | 1500 | 1250 | 1000 | 625 | 500 | 375 | | |
| 421WC | | 2750 | | 2250 | 2000 | | 1250 | 1000 | | | | | |
| 431 | | 5000 | | 4000 | 3500 | 2750 | 2250 | 2000 | | | | | |
| 301SN | 5000 | 5000 | | 4000 | 3500 | 2750 | 2250 | 2000 | 1625 | 1250 | 1125 | | |
| 381 | | 5800 | 5075 | 5000 | 4250 | 3600 | 3100 | 2500 | 2250 | 1750 | 1250 | | |
| 451TC | | 3000 | | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | | | | | |
| 304 | | 5000 | | 4000 | 3500 | | 2250 | 2000 | | | | | |
| 341 | | | | 4500 | 4000 | | 3000 | 3000 | 2500 | | | | |
| 77C/721TC | | | | 4000 | 4000 | 4000 | 4000 | 4000 | 3000 | 2500 | 2500 | | |
| 772TC | | | | 4000 | 4000 | 4000 | 4000 | 4000 | 3000 | 2500 | 2500 | | |
| 78C/781/P35 | | | | | | | 5000 | 5000 | 5000 | 5000 | 5000 | | |
| 782TC | | | | | | | 5000 | 5000 | 5000 | 5000 | 5000 | | |
| 701 | | | | 6500 | 6000 | 5000 | | | | | | | |
| 731 | | | | | | | 6000 | 5500 | 4700 | 4200 | 3600 | | |
| 791TC/792TC | | | | | | | 6000 | 6000 | 6000 | | | | |
| 244 | | | | | 350 | | 350 | 350 | 350 | | | | |
| 285 | | 400 | | 400 | 400 | 400 | 400 | | | | | | |
| 213 | | 2000 | 1500 | 1500 | 1250 | 1000 | 750 | 400 | 300 | 250 | 200 | 175 | 150 |
| SS25UL | | 350 | 350 | 350 | 350 | 350 | 350 | | | | | | |

Figura 78– Mangueiras Parker
Fonte: PARKER

A pressão do sistema, 172 bar, corresponde a aproximadamente 2495PSI. Pode-se selecionar uma mangueira de 4000PSI, obtendo um fator de segurança de 1,6.

A tabela 34 mostra quais mangueiras podem ser utilizadas e a tabela 35, as características principais.

Tabela 34 – Possíveis mangueiras a serem utilizadas

| Cilindro | Traço | Pressão máxima da mangueira (PSI) | Código |
|-------------|-------|-----------------------------------|-----------|
| A | 20.00 | 4700 | 731 |
| B | 20.00 | | 731 |
| Cremalheira | 8.00 | 4000 | 77C/721TC |
| Sapata | 8.00 | | 77C/721TC |

Fonte: PARKER

Tabela 35 – Características das mangueiras

| Código | Aplicação | Norma | Reforço | Cobertura |
|-----------|--------------------------|--------------|------------------------|-----------|
| 731 | Extra super alta pressão | DIN 20023-4S | Quatro espirais de aço | Borracha |
| 77C/721TC | Super Alta Pressão | SAE 100R12 | Quatro espirais de aço | Borracha |

Fonte: PARKER

Respeitando a norma, uma mangueira de outra marca pode ser utilizada. Não há possibilidade de usar a mangueira do código 731 para as demais situações, devido à não existência de bitolas menores. Assim como não há possibilidade de usar as mangueiras de código 77C721TC para bitolas maiores, por apresentarem uma queda de pressão máxima.

12.4 Reservatório

O reservatório de óleo está em baixa pressão e, devido a isso, não há grandes preocupações. A principal característica a ser determinada é seu volume. A determinação dessa característica pode ser feita através da equação empírica 25.^[19]

$$C_r = (3 a 5)Q_b + V_h \quad (25)$$

Onde, C_r é o volume do reservatório em litros, Q_b é a vazão máxima de trabalho em l/min e V_h é o volume da haste dos cilindros hidráulicos. O volume da haste pode ser calculado aproximadamente com o curso do cilindro hidráulico, a tabela 36 mostra os resultados.

Tabela 36 – Volume das hastes dos cilindros hidráulicos

| Cilindro | Diâmetro da Haste (mm) | Área da secção transversal (cm ²) | Curso (mm) | Volume (l) |
|-------------|------------------------|---|------------|------------|
| A | 90.00 | 63.59 | 466.55 | 2.97 |
| B | 90.00 | 63.59 | 407.58 | 2.59 |
| Cremalheira | 28.00 | 6.15 | 300.00 | 0.18 |
| Sapata | 28.00 | 6.15 | 264.00 | 0.16 |
| Total | | | | 5.91 |

Fonte: Autoria Própria

O valor do curso máximo é de 27,23l/min. Utilizando 3 como fator de multiplicação, o reservatório terá 87,6l. O fabricante que desenvolveu a equação empírica anterior (Fluipress) apresenta reservatórios padronizados. O que melhor se encaixaria nessa condição possui volume de 100L com dimensões de 60X60X22cm.^[19]

12.5 Válvulas

A movimentação de fluido pelo circuito hidráulico é responsável pela realização dos movimentos do equipamento. Há necessidade de válvulas que controlem essa movimentação. Elas são acionadas manualmente e devem ter um retorno por mola dos dois lados para que, quando o operador tire a mão da alavanca, o movimento de fluido cesse, entrando a válvula em uma posição neutra.

Além das posições de uso, deve-se especificar a válvula de acordo com a pressão e vazão do sistema. A pressão admissível deve ser tal que suporte a pressão do sistema com uma margem de segurança. O mesmo vale para a vazão. Não há sugestões de fatores de segurança para pressão. Com relação à vazão, sugere-se que tenha 10% adicionais a vazão do sistema, ou seja, aproximadamente 30l/min.^[17]

Como sugestão, recorre-se às válvulas direcionais da Rexroth. A válvula é o modelo RP 22 320/04.05 descrita na tabela 37 e mostrada na figura 79. Essa válvula apresenta a vantagem de poder ser montada em placa.^[20]

Tabela 37 – Válvula Direcional RP 320/04.05

| Válvula Direcional 4/3 | |
|----------------------------------|--------|
| Acionamento | Manual |
| Tipo | WMM 10 |
| Tamanho nominal | 10 |
| Pressão máxima de operação (bar) | 315 |
| Vazão máxima (l/min) | 100 |

Fonte: REXROTH



Figura 79– Válvula RP 320/04.05
Fonte: REXROTH

Há uma grande folga com relação a pressão e vazão, portanto, a válvula é adequada, suportando as vazões máximas de todas as linhas. A simbologia é mostrada na figura 80.

Figura 80 – Simbologia das válvulas utilizadas



Fonte: REXROTH

12.6 Óleo

Podem ser utilizados os fluidos HL, HLP, HFD-R. Com faixa de viscosidade: 2,8 a 380 mm²/s. A classe de contaminação máxima admissível no fluido hidráulico, deve estar conforme ISO 4406, classe 20/18/15.

13 DIMENSIONAMENTO/ESPECIFICAÇÃO: SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE FORÇA

Nesse tipo de equipamento, a bomba hidráulica é acionada por uma tomada de força acoplada à caixa de transmissão. A bomba hidráulica é montada diretamente na tomada. O modelo de tomada de força é selecionado basicamente pela compatibilidade com o sistema de transmissão e de modo que o seu torque máximo não seja ultrapassado.

O veículo do estudo utiliza na transmissão uma caixa de mudanças Eaton - FSO 4405C. Com relação a nomenclatura, o primeiro algarismo refere-se a capacidade nominal de torque em librasXforçaXpé multiplicada por 100. Ou seja, 4000 lbf.ft, essa é a capacidade a ser respeitada.

A equação 20 define o torque exigido pela bomba da tomada de força.^[21]

$$T = \frac{dxP}{63} \quad (20)$$

Onde T é o torque, dado em Nm. d é o volume de fluido deslocado pela bomba em cm³ a cada rotação, cujo valor de 19,3cm³ foi definido na seção anterior. P é a potência do sistema em bar, no caso, 172bar. O torque calculado, é de 52,69 Nm.

Sugere-se uma possível tomada de força, da própria *Eaton*, compatível com a caixa de transmissão. As características estão mostradas na tabela 38. ^[22]

Tabela 38 – Tomada de força EATON

| Relação de rotação | Código Eaton | Tipo de acionamento | Torque máx (N.m) |
|--------------------|--------------|---------------------|------------------|
| 0,612 | 3003736 | A cabo | 339 |

Fonte: EATON

A tabela 39 resume os resultados.

Tabela 39 – Verificação da tomada de força

| Torque exigido pela bomba (Nm) | Torque máximo da caixa de transmissão (Nm) | Torque máximo da tomada de força (Nm) |
|--------------------------------|--|---------------------------------------|
| 52,69 | 5423,28 | 339 |
| Situação | OK | OK |

Fonte: EATON

A bomba desloca 0,0193l/min, sendo que o fluxo máximo é de 27,23l/min. A velocidade da bomba para atender esse fluxo é de 1410,88rpm. Dividindo pela relação de rotação da tomada de força, obtemos 2305,36rpm, isto é, a rotação necessária para o motor atender à vazão máxima.

14 CARACTERÍSTICAS FINAIS

A figura 81 mostra algumas características do equipamento.

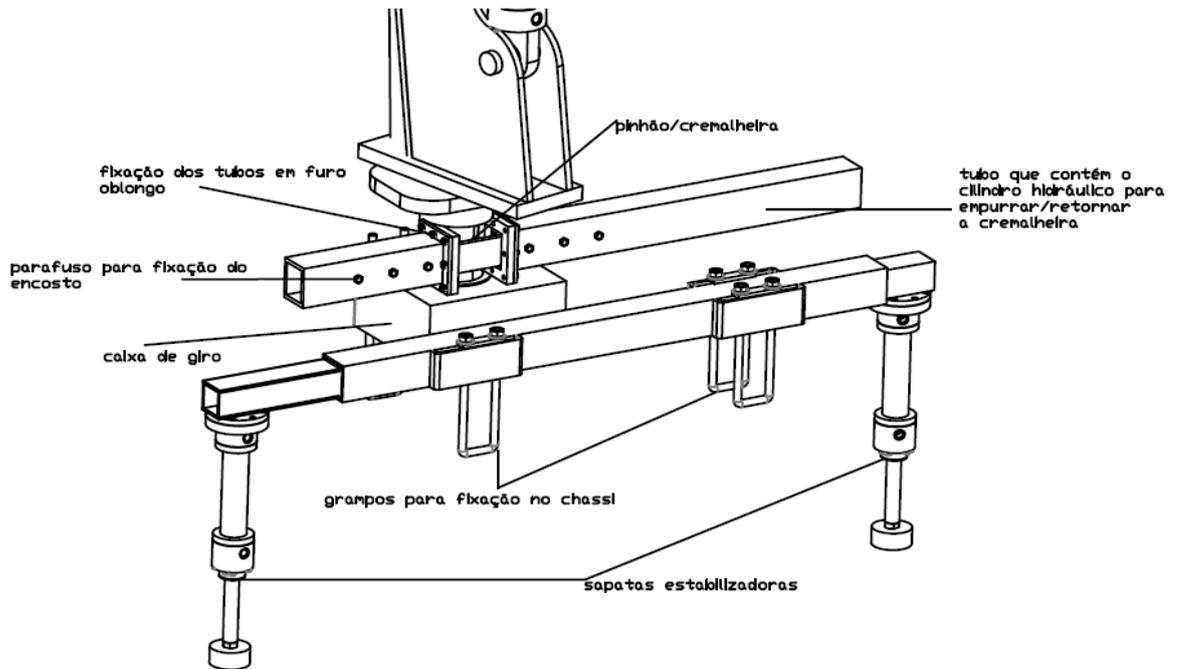


Figura 81 - Características
Fonte: Autoria Própria

A figura 82 apresenta uma vista geral do equipamento

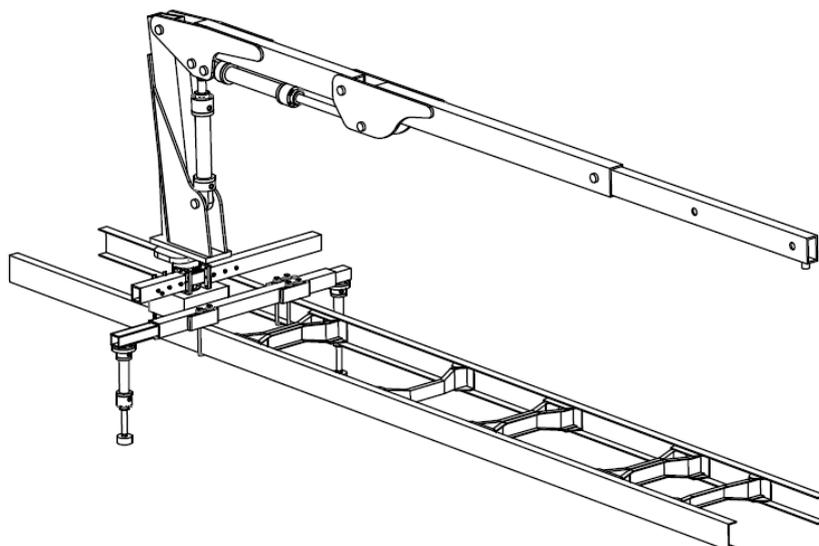


Figura 82 – Vista geral
Fonte: Autoria Própria

A figura 83 apresenta uma vista lateral.

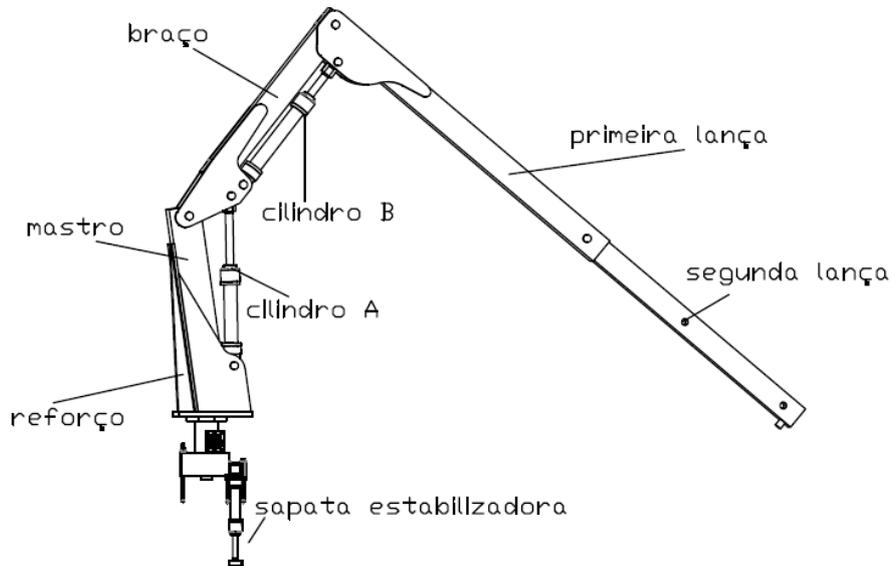


Figura 83 – Vista lateral
Fonte: Autoria Própria

A figura 84 apresenta o gráfico de carga do equipamento

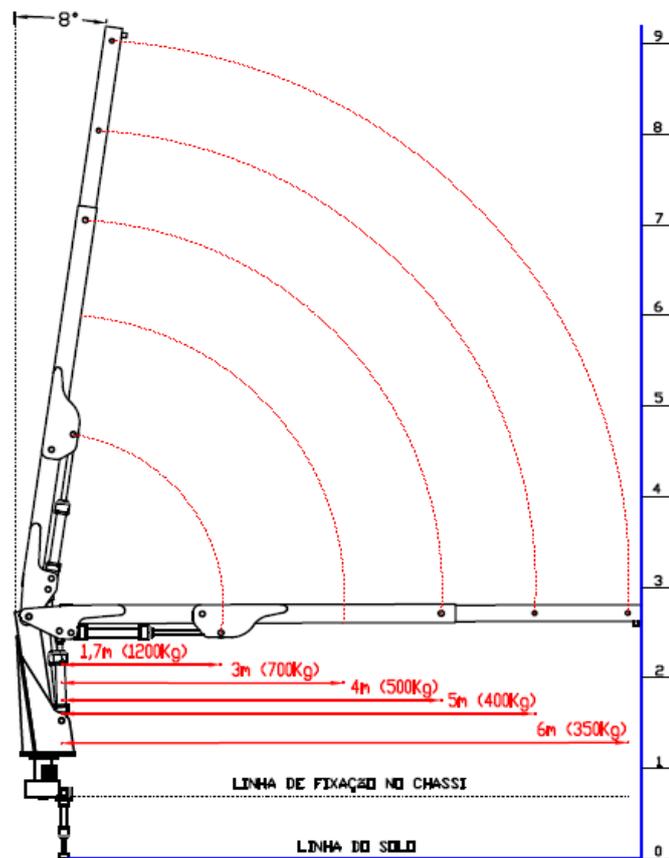


Figura 84 – Gráfico de Carga
Fonte: Autoria Própria

A figura 85 apresenta a vista explodida do equipamento.

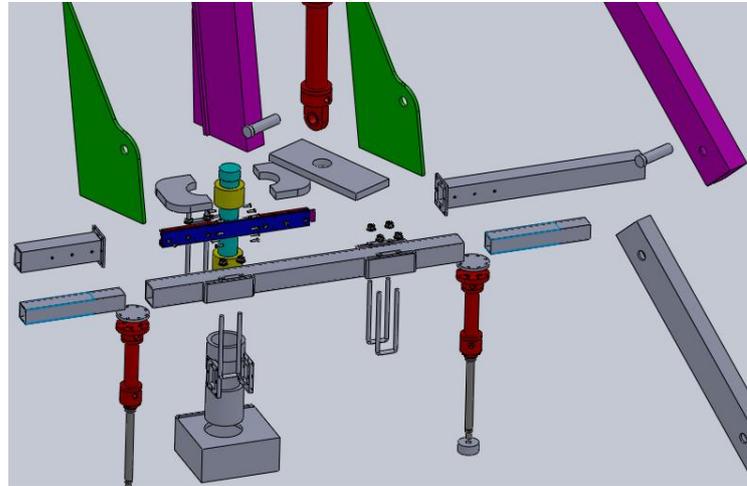


Figura 85 – Vista Explodida
Fonte: Autoria Própria

A tabela 40 apresenta as características principais do equipamento.

Tabela 40 – Características principais

| | |
|---------------------------------------|------------|
| Momento de carga útil | 2000Kgf.m |
| Alcance máximo vertical | 9m |
| Alcance máximo horizontal | 6m |
| Ângulo de elevação da lança | -90° a 82° |
| Ângulo de giro | 360° |
| Capacidade de carga máxima | 1250Kg |
| Pressão de trabalho | 172bar |
| Capacidade do reservatório hidráulico | 100L |
| Peso do equipamento | 326Kg |
| Largura em posição de transporte | 2,4m |
| Raio mínimo de içamento | 1,6m |

Fonte: Autoria Própria

A tabela 41 lista algumas das possíveis aplicações:

Tabela 41 – Possíveis aplicações

| Descrição | Peso (Kg) | Distância máxima de içamento |
|--|-----------|------------------------------|
| Poste de concreto Duplo T com 9m de comprimento | 480 | 4,17 |
| Poste de concreto circular com 9m de comprimento | 800 | 2,5 |
| Automóvel VW Saveiro 1.6 CS | 1020 | 1,96 |
| Motor MWM 6.1 TCA | 520 | 3,85 |
| Compressor rotativo de parafuso 10Hp | 255 | 6 |
| Compressor de parafuso 60Hp | 1050 | 1,9 |
| Container de entulhos 4m ³ | 250 | 6 |

Fonte: Adaptado de VW VEÍCULOS, POSTES INDAIAL, FUJICOMP, MWM

15 CONCLUSÃO

O trabalho poderia ter sido facilitado se tivéssemos desprendido uma maior quantidade de tempo com *benchmarking* e, aprendendo a usar os recursos do software. Mas, nesse caso provavelmente alguns assuntos abordados pelo estudo poderiam ter sido deixados de lado.

No equipamento final, caso opte-se pela fabricação utilizando as grandes dimensões de mancal e base do mastro, não haveria possibilidade de usar os processos da região devido à limitação dos recursos para o trabalho com grandes espessuras. O sistema de giro pode ser fabricado, caso opte-se pelo método em que se tem um apoio maior. Porém, nesse caso, há necessidade de estudar uma forma construtiva para isso.

As simulações permitiram verificar que a posição horizontal é mais crítica, principalmente para o dimensionamento dos cilindros hidráulicos. Porém, deve-se ficar atento na execução de um projeto a componentes que devem ser dimensionados a partir da posição vertical, como o pino do furo 5, o que pode ser visto na tabela 9.

No desenvolvimento do trabalho, percebe-se o gasto de tempo repetindo etapas. Isso ocorreu por não se ter tido acesso a nenhum projeto semelhante. O estudo permitiu a elaboração de um fluxograma que mostra as etapas a serem seguidas na execução do projeto de um equipamento semelhante. O fluxograma é mostrado na figura 86.

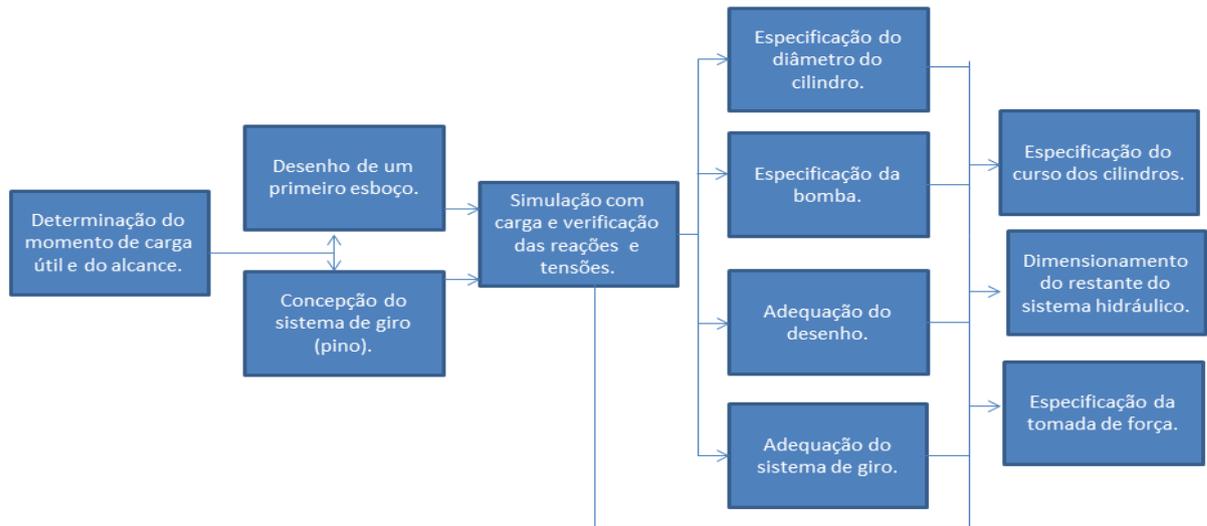


Figura 86 - Estratégia de projeto
Fonte: Autoria Própria

Quando as alterações dimensionais, percebe-se que os raios, feitos para permitir o posicionamento dos cilindros hidráulicos, ocasionaram o surgimento de locais concentradores de tensão. Inicialmente podem não apresentar defeito, ocorrendo um escoamento localizado. Mas com o passar do tempo, pode-se ter uma trinca e propagação, levando à falha do equipamento.

Em um momento percebeu-se que a reação na solda do mastro com a base seria grande e do modo com que o equipamento estava sendo previsto, a solda dificilmente iria aguentar. A alteração do desenho, inclinando o mastro e colocando “pés” na chapa de fixação do cilindro hidráulico A, fez com que se reduzisse o valor de tensões no braço e lanças, porém, ao mesmo tempo, que se aumentasse muito as reações nos cilindros hidráulicos. Essa mudança foi necessária e positiva, em partes. Quando se observa o alto preço dos cilindros hidráulicos, vê-se que ela iria encarecer o equipamento, tanto pelo uso de cilindros hidráulicos maiores, como pelo aumento do reforço na solda. Nesse caso, para reduzir o custo, seria vantajoso manter a configuração original, o que tornaria necessário um maior estudo nas

regiões de solda para, ao mesmo tempo, manter baixas as reações nos cilindros e garantir a resistência na solda.

A grande necessidade de uma solda que garanta a integridade do equipamento mostra a necessidade da qualidade e experiência do soldador. As simulações consideram as partes como unidas, mas sabe-se que não é o que acontece quando os componentes são unidos por solda e muito menos quando a solda não é adequada.

Quando se alterou o sistema de giro, verificou-se uma queda considerável nas tensões, porém, o alívio na base, que era necessário, gerou um grande aumento de tensões no mastro, o que não era verificado anteriormente. Depois disso, o mastro, um componente que até então não apresentava problema, teve de ser alterado para manter as tensões em valores seguros. Foram feitas muitas alterações, o que desprende uma grande quantidade de tempo e, no final, verificou-se que alterações nas medidas do mastro foram as menos satisfatórias. A melhor alternativa foi a de fazer uma estrutura para descarregar as tensões na base. Mas essa última mudança acabou por elevar as tensões no sistema de giro novamente.

O problema do mastro foi resolvido, porém houve a necessidade de, novamente, alterar o sistema de giro. Duas mudanças básicas foram feitas, apenas como sugestão para reduzir o nível das tensões. O grande aumento das espessuras das chapas do mancal e base do mastro e uma maior área de suporte para o mancal. Ambas as mudanças mostraram-se satisfatórias, contudo a segunda, por apresentar um menor gasto de material e tensões ainda mais baixas, mostrou-se mais favorável. Haveria necessidade de um melhoramento da mesma, pois percebeu-se uma pequena concentração de tensão nas extremidades, sendo que todo o resto apresentou baixíssimas tensões.

O fato de um maior apoio mostrar-se mais favorável mesmo com espessuras de chapa muito menores, como no mastro e no sistema de giro, nos leva a perceber que a carga deve ser descarregada e regiões sem apoio são muito críticas.

Ainda com relação ao sistema de giro, a análise dos fatores presentes no pinhão e cremalheira mostrou que uma simples simulação poderia mascarar os resultados e, componentes que até então não eram críticos, têm as tensões aumentadas consideravelmente pelas imperfeições de fabricação e montagem. Apesar da pequena força exercida nesses componentes, eles mostraram-se críticos

com um grande aumento de tensões mesmo para cargas baixas, o que levou a um aumento grande da largura de face.

Com relação a outros componentes como os de transmissão de força e os restantes do sistema hidráulico, não foram alvo de um estudo profundo, devido à limitação de tempo e por, na maioria das vezes, serem adquiridos pelos fabricantes dos equipamentos.

O trabalho foi proveitoso no sentido de analisar questões de manutenção, uma vez que, quando os componentes foram montados, sempre levou-se em conta a manutenção dos mesmos, como os mecânicos poderiam acessar os componentes internos, principalmente do sistema de giro. Só um protótipo irá comprovar essa expectativa. Porém, a princípio, o equipamento apresentaria grande facilidade de manutenção, o que é extremamente favorável à região, uma vez que existe a grande carência de mão de obra especializada, principalmente na parte hidráulica.

Mais do que isso, tem-se a esperança de ter demonstrado, através deste trabalho, como funciona a montagem e manutenção de guindastes de uma forma relativamente didática. A decomposição do guindaste em suas partes ajudou a demonstrar como são inúmeras as variáveis que podem representar fatores de risco e devem ser cuidadosamente calculadas. Em outras palavras, espera-se ter possibilitado uma compreensão abrangente, no que diz respeito à limitação de um trabalho de graduação, sobre uma possibilidade de fabricação e manutenção desse tipo de equipamento.

REFERÊNCIAS

- [1] Perfis – Laminados a Quente. Disponível em: http://www.comercialfernandes.com/catalogo_perfis_quente_vigasUlam.asp. Acesso em: 07/11/2011
- [2] VW 8-150 é o caminhão mais vendido do Brasil. Disponível em: <http://www.omecanico.com.br/news.php?recid=3705>. Acesso em 07/11/2011. Acesso em: 07/11/2011
- [3] Especificações Técnicas: Delivery 8-150. Disponível em: http://www.vwcaminhoeseonibus.com.br/site/bra/_media/vehicles/pdf/3_3_8150.pdf. Acesso em: 07/11/2011
- [4] Resolução N° 12/98 (Conselho Nacional de Trânsito): Limites de peso e dimensões para veículos que transitem por vias terrestres.
- [5] HB 27 – Especificações Técnicas. Disponível em: <http://www.brasil.hyvacrane.com/hyva/it/homepage.do?command=ListaModello&serie=HB>. Acesso em: 07/11/2011
- [6] NBR 14768: Guindaste Articulado Hidráulico – Requisitos.
- [7] Apêndice C – Propriedades Mecânicas de alguns materiais. Disponível em: <http://www.uff.br/petmec/downloads/resmat/W%20-%20Apendice%20C%20Materiais.pdf>. Acesso em: 07/11/2011
- [8] Critérios de Resistência – Unisanta. Disponível em: <http://cursos.unisanta.br/mecanica/ciclo6/criterios-resistencia.pdf>. Acesso em: 13/11/2011
- [9] Manual de hidráulica básica. Racine Hidráulica LTDA.
- [10] O atrito por deslizamento. Everton Santana. Disponível em : <http://www.fisica.ufs.br/egsantana/dinamica/rozamiento/general/rozamiento.htm> Acesso em: 13/11/2011
- [11] S.H.E. Guindastes Hidráulico S.H.E. (CATÁLOGO)
- [12] Motocana – Manual de Operação e Catálogo de Peças
- [13] Rexroth (Bosch Group) - Cilindro Hidráulico Mill Type
- [14] NORTON, Robert L. Projeto de Máquinas. São Paulo: Bookman, 2007.

- [15] Fundamentos de resistência dos materiais Daniela A. Bento. Florianópolis, 2003.
- [16] Parker – Bombas de Engrenagens, 1999
- [17] HATAMI, Houman. Coletânea de equações hidráulicas. Rexroth Bosch Group (2007) 43p.
- [18] Parker – Mangueiras e conexões – (São Paulo)
- [19] Fluipress automação industrial – Manual de hidráulica
- [20] Rexroth – Válvula RP 22 320/04.05
- [21] Scania. Tomada de força. (1996). 18p.
- [22] Eaton. Tomada de força. Disponível em:
http://www.eaton.com.br/truck/mercados_truck_mercados_reposicao_tomadas_forca.asp. Acesso em: 07/11/2011
- [23] AISI 1045 Steel, hot rolled, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round. Disponível em:
<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4b0553daf9c245e684f2199a48179d89>Acesso em: 07/11/2011
- [24] HIBBELER, R.C. Resistência dos Materiais. São Paulo: Pearson, 2009.
- [25] FIALHO, Arivelto Bustamante. Cosmos – Plataforma CAE do Solid Works. São Paulo: Erica, 2008.
- [26] Compressor CPC 60HP. Disponível em: <http://www.fujicom.com.br/compressores-chicago/compressores-eletricos-de-parafuso-cpc/compressor-cpc-60-hp.php>. Acesso em: 25/11/2011
- [27] Tabela de pesos. Disponível em: http://www.postes.com.br/tecnico_pesos.php. Acesso em: 25/11/2011
- [28] Ficha Técnica Saveiro 1.6. Disponível em:
http://www.volkswagen.com/br/pt/carros/Saveiro/technical_specifications.html. Acesso em: 25/11/2011
- [29] MWM SÉRIE 10. MWM Motores Diesel Ltda. São Paulo – SP
- [30] Hecke, Mildred B. Aplicações do Método dos Elementos Finitos Utilizando o Software Ansys-ED 9.0. PPGMNE-CESER/UFPR
- [31] Azevedo, Álvaro F. M. Método dos Elementos Finitos. Faculdade de Engenharia da Universidade de Portugal.