

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ

EVANDRO LIZOTI

**PROJETO DE UM RACHADOR DE MADEIRA HIDRÁULICO ACIONADO POR
TRATORES AGRÍCOLAS**

**CASCABEL
2018**

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ

EVANDRO LIZOTI

**PROJETO DE UM RACHADOR DE MADEIRA HIDRÁULICO ACIONADO POR
TRATORES AGRÍCOLAS**

Trabalho apresentado à disciplina TCC – Projeto
como requisito parcial para obtenção da aprovação
semestral no Curso de Engenharia Mecânica pelo
Centro Universitário Assis Gurgacz.

Professor Orientador : Carlos Alberto Breda

CASCADEL

2018

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ

EVANDRO LIZOTI

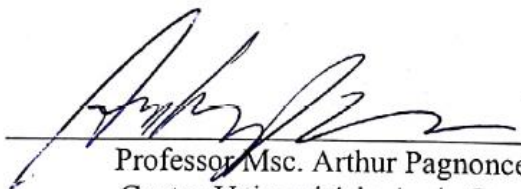
**PROJETO DE UM RACHADOR DE MADEIRA HIDRÁULICO ACIONADO POR
TRATORES AGRÍCOLAS**

Trabalho apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso como requisito parcial para obtenção de aprovação semestral no Curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário Assis Gurgacz

BANCA EXAMINADORA



Orientador Prof^a. Msc. Carlos Alberto Breda
Centro Universitário Assis Gurgacz – FAG
Engenharia Mecânica



Professor Msc. Arthur Pagnoncelli Galbiatti
Centro Universitário Assis Gurgacz – FAG
Engenharia Mecânica

Cascavel, 2018

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus familiares e amigos, pelo incentivo durante o curso de graduação em engenharia mecânica, especialmente a minha mãe pela luta que está enfrentado e mesmo assim me apoiando.

Aos professores do Centro Universitário FAG pelo conhecimento compartilhado durante este período, em especial ao Prof. Carlos Alberto Breda pela orientação deste trabalho.

MUITO OBRIGADO!

RESUMO

O projeto de pesquisa será desenvolvido no Centro Universitário FAG, onde o assunto abordado se baseia no desenvolvimento de um rachador hidráulico de madeira, estudo relevante para toda sociedade, pois aborda um equipamento capaz de processar uma matéria-prima convertendo-a em um combustível com dimensões suficientes para se utilizar em equipamentos que convertem esse tipo de combustível em energia térmica, podendo ser adotado para uso residencial como para industrial, o assunto é importante, pois está ligado com o processamento de um combustível renovável que não é tão poluente quanto combustível fóssil, incentivando o seu uso. Outro ponto considerável foi com relação ao desenvolvimento de um equipamento com a ausência de esforços físicos por parte do usuário para operar o equipamento. O objetivo do trabalho é a verificação das características mecânicas necessárias para suportar os esforços oriundos da operação de corte da madeira, tal equipamento será utilizado acoplado a um trator que fornecerá fluido sob pressão, por seguinte força para realizar o trabalho. Será necessária a consideração de algumas variáveis que afetam nos esforços necessários para realizar a operação, a pesquisa será feita em cima de dados já coletados, sendo assim haverá a busca de dados em normas e catálogos úteis para o desenvolvimento da pesquisa.

PALAVRAS CHAVE: Características Mecânicas, Esforços e Rachamento de Madeira.

ABSTRACT

The research project will be developed in college center FAG, where the subject approached is based on development of one log splitter, the study is relevant for all society, because covers a equipment able to process an raw material converting it to an fuel if dimensions sufficient for the use in equipments that convert this type of fuel in termal energy, and may adopted for residential as for industrial, the subject is important, because is connected with the processing of a renewable fuel that is not as pollutant as fossil fuel, encouraging your use. Another considerable point is in relation the development of equipment with the absence of physical efforts part by the user for operate the equipment. The goal of this work is the verification of mechanical features for support the efforts from of wood cut operation, such equipment is will be used coupled in the tractor that will provide fluid under pressure, following the strength for perform the work. Will be necessary the consideration of some variables that effects in the efforts required for performe the operation, the research will be made on top of data already collected, so will be the search of datas in standards and useful catalogs for the development of this research.

KEYWORDS: mechanical features, efforts and cracking wood.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Oferta Interna de Energia baseado no ano de 2016.....	5
Figura 2 - Consumo no setor agropecuário.....	5
Figura 3 - Planos de corte.....	10
Figura 4 - Relação de força pela penetração da ferramenta.....	11
Figura 5 - Levante traseiro de um trator.....	13
Figura 6 - Demonstração do princípio de Pascal.....	16
Figura 7 - Fluxograma do sistema hidráulico de um trator.....	17
Figura 8 - Atuador hidráulico esquematizado.....	22
Figura 9 - Condições de fixação.....	24
Figura 10 - Diagrama hidráulico do rachador.....	36
Figura 11 - Modelo da estrutura.....	39
Figura 12 - Elemento de atuação.....	40
Figura 13 - Fixação do atuador.....	41
Figura 14 - Ferramenta de corte.....	42
Figura 15 - Modelo 3D do rachador.....	44
Figura 16 - Modelo 3D do rachador.....	44

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Classificação das solicitações.....	12
Tabela 2 - Propriedades de algumas espécies de eucalipto.....	14
Tabela 3 - Classificação dos tratores perante a norma.....	21
Tabela 4 - Classificação dos tratores.....	22
Tabela 5 - Classificação quanto ao número de Reynolds.....	25
Tabela 6 - Velocidades recomendadas.....	25
Tabela 7 – Simbologia hidráulica.....	36

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1.....	4
1.1 ASSUNTO / TEMA	4
1.2 JUSTIFICATIVA	4
1.3 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA.....	6
1.4 OBJETIVOS DA PESQUISA.....	6
1.4.1 objetivo geral.....	7
1.4.2 objetivos específicos.....	7
CAPÍTULO 2.....	8
2.1 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	8
2.2 RACHAMENTO DA MADEIRA.....	9
2.2.1 PLANO DE CORTE DA MADEIRA.....	9
2.2.2 ÂNGULO DE CORTE DA FERRAMENTA.....	10
2.2.3 FORÇA NECESSÁRIA PARA REALIZAR A OPERAÇÃO.....	11
2.3 PARTICULARIDADES DOS TRATORES AGRÍCOLAS.....	12
2.4 NORMA QUE ESPECÍFICA AS DIMENSÕES DO ENGATE DE TRÊS PONTOS.....	13
2.5 ESFORÇOS MECÂNICOS.....	14
2.6 SISTEMA HIDRÁULICO.....	16
2.7 PROCESSOS DE SOLDAGEM.....	18
2.8 ENCAMINHAMENTO METODOLÓGICO.....	20
2.9 DESCRIÇÃO DOS CONCEITOS DA METODOLOGIA.....	20
2.9.1 PRESSÃO FORNECIDA PELO SISTEMA HIDRÁULICO DOS TRATORES.....	21
2.9.2 DIMENSIONAMENTO DAS CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DO SISTEMA HIDRÁULICO.....	22
2.9.3 DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS QUE SUPORTARÃO AS FORÇAS DE RACHAMENTO.....	28
2.9.4 DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA QUE SERÁ ACOPLADA AO TRATOR.....	29
CAPÍTULO 3.....	31
3.1 DESENVOLVIMENTO.....	31
3.2 PLANO DE CORTE.....	31
3.3 ÂNGULO DA FERRAMENTA.....	31

3.4 FORÇA NECESSÁRIA PARA REALIZAR A OPERAÇÃO DE RACHAMENTO.....	31
3.5 DIMENSIONAMENTO DAS CARACTERÍSTICAS DOS ELEMENTOS HIDRÁULICOS.....	32
3.6 DIMENSÕES DO ELEMENTO PRINCIPAL QUE RESISTIRÁ A FORÇA SOBRE ELE INDIRETAMENTE IMPRIMIDA.....	37
3.7 DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA QUE É ACOPLADA AO TRATOR.....	39
3.8 ELEMENTOS SECUNDÁRIOS.....	40
3.9 PROJETO 3D DO RACHADOR.....	44
CAPÍTULO 4.....	45
4.1 CONCLUSÃO.....	45
4.2 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	45
REFERÊNCIAS.....	46
APÊNDICE.....	50
ANEXOS.....	51

CAPÍTULO 1

1.1 ASSUNTO / TEMA

O assunto do referido trabalho é sobre projeto detalhado de um rachador hidráulico de madeira acionado por um trator agrícola.

O tema abordará sobre o projeto de um rachador hidráulico de madeira acionado por um trator agrícola.

1.2 JUSTIFICATIVA

Como descrito por Lourenço e Branco (2012) desde o início da humanidade a madeira sempre esteve presente com o homem, tendo em vista que a sua primeira utilização foi como matéria-prima para construção de cabanas o que possibilitou deixar as cavernas e se deslocar para ambientes mais favoráveis para o seu desenvolvimento. A madeira também foi utilizada como combustível para às fogueiras, possibilitando a cocção de alimentos e o aquecimento, assim, foi possível que nossos ancestrais habitassem regiões mais frias.

Para Cortez et al.(2008) maior parte dos países estão adotando políticas de incentivo do uso de energias renováveis em suas matrizes energéticas, sendo que essa política possui o objetivo de reduzir a dependência de derivados de petróleo e, por conseguinte não depender de outros países exportadores de petróleo.

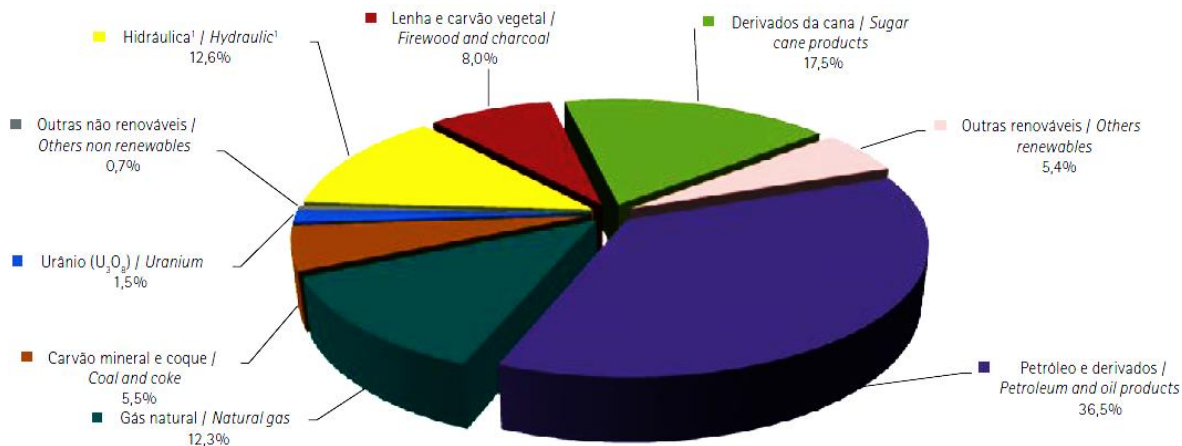
Do ponto de vista de Brito (2007), o consumo de combustíveis de origem fósseis acabou conduzindo a humanidade para uma matriz energética insegura, cara e principalmente danosa para o meio ambiente. Com isso Brito (2007) exemplifica o consumo de madeira como solução para um substituto dos combustíveis fósseis, conduzindo para o uso de uma matriz energética renovável além da diminuição dos gases de efeito estufa.

Em outras palavras Nunes (2015) afirma que o uso de combustíveis renováveis reduziriam os níveis de emissões de gases poluentes, por conseguinte melhorariam a qualidade do ar, assim reduzindo os gastos com problemas de saúde.

Segundo Ministério de Minas e Energia de 2017 a lenha representou 8 % da matriz energética brasileira no ano de 2016, sendo que o setor que mais utilizou lenha como fonte

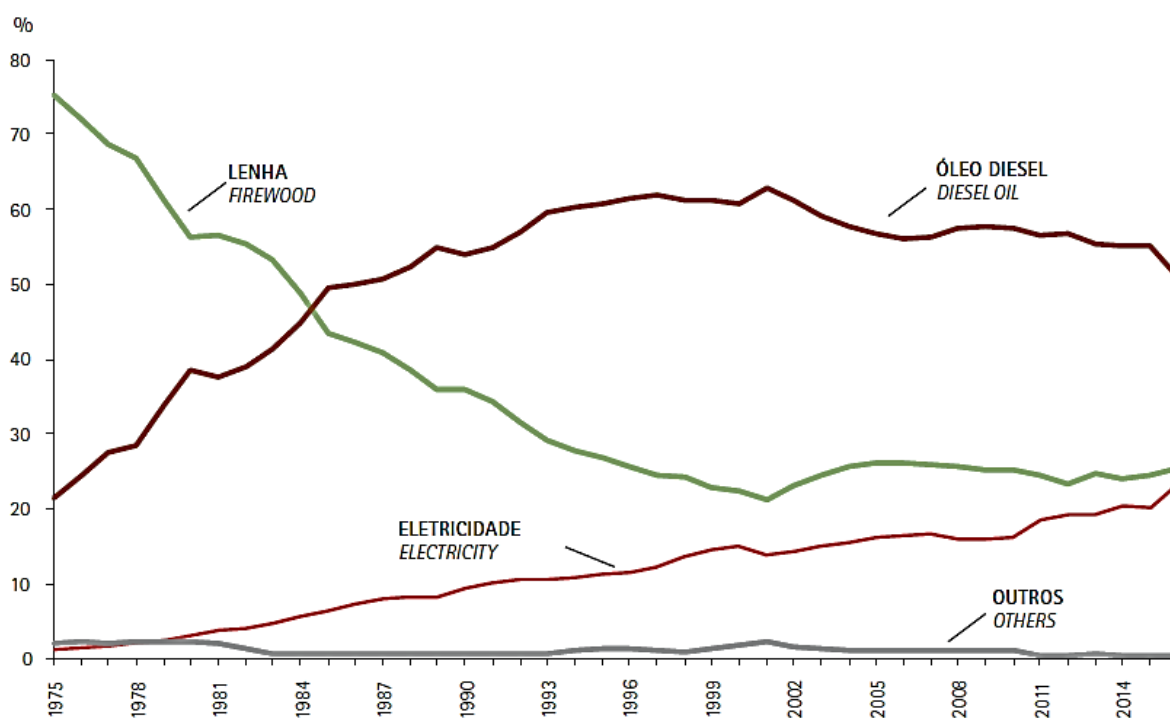
energética foi o setor agropecuário, que no ano de 2016 o consumo de lenha representou 25,4% do consumo energético.

Figura 1 - Oferta interna de energia baseado no ano de 2016



Fonte: (Ministério de Minas e Energia, 2017).

Figura 2 - Consumo no setor agropecuário no ano de 2016



Fonte: (Ministério de Minas e Energia, 2017)

Segundo Bacha(2008), grande parte das árvores plantadas em áreas de reflorestamento são das espécies eucalipto e pinus, o eucalipto tem origem na Austrália e foi introduzida no Brasil no ano de 1907 em plantios comerciais, sendo a sua principal utilização como fonte de lenha, carvão e também como dormentes em ferrovias. Já a

segunda espécie, o pinus, possui uma finalidade diferente devido as suas características físicas, como a mesma possui fibras mais longas e a densidade ser menor que do eucalipto, torna-se mais viável o seu emprego na fabricação de papel, e móveis, sendo assim, o pinus não é indicado para consumo final como lenha.

Bacha(2008) acrescenta também que as áreas de reflorestamento de eucalipto e pinus se concentram nas regiões Sul e Sudeste do Brasil devido as condições edafoclimáticas.

Como descrito por Bacha e Barros(2004), as espécies de eucalipto mais plantadas são *Eucalyptus spp híbrido*, *Eucalyptus grandis* e *Eucalyptus saligna*. Sendo que empresas siderúrgicas preferem entre as árvores plantadas, o eucalipto, por ser uma madeira mais densa quando comparada ao pinus.

Continuando Bacha e Barros(2004) dizem que as empresas possuem vários meios de incentivo ao reflorestamento, como por exemplo, fazendo a doação de mudas e insumos, prestando acompanhamento técnico e também comprando parte da produção, fazendo com que assim, pequenos produtores utilizem áreas produtivas ou áreas onde o plantio de outras culturas é mais difícil, para produção de madeira.

Segundo Quirino et. al(2011) apud Jara(1989) o poder calorífico é a quantidade de calor liberada na combustão de uma unidade de massa de combustível, onde o poder calorífico pode ser medido em termos de energia por uma unidade de massa ou volume.

Continuando Quirino et. al(2011) apud Briane & Doat(1985), o poder calorífico se divide em superior e inferior onde, o poder calorífico superior considera a parcela da água evaporada, já o poder calorífico inferior é a energia efetivamente disponível.

Quirino(2011) ainda define o poder calorífico superior de algumas espécies de eucalipto onde as mais variadas espécies de eucalipto, apresentam valores que variam de 4217Kcal/Kg a 5023Kcal/Kg.

1.3 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Quais as características mecânicas necessárias para suportar esforços oriundos da operação de rachamento de madeira?

1.4 OBJETIVOS DA PESQUISA

1.4.1 Objetivo Geral

Verificar a força necessária para rachar um tronco de madeira com parâmetros estabelecidos.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Determinar as características mecânicas do rachador de madeira através de equações oriundas materiais bibliográficos referentes a projeto de elementos de máquinas.
- Selecionar componentes hidráulicos necessários para a operação de rachamento de madeira.

CÁPITULO 2

2.1 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.2 RACHAMENTO DE MADEIRA

O rachamento da madeira consiste na separação das fibras umas das outras, causadas devido a um esforço contrário, paralelo às mesmas. (MORESCHI, 2012)

As propriedades mecânicas da madeira definem o seu comportamento quando submetidas a esforços mecânicos. Determina-se o melhor uso industrial por meio de sua classificação e definição, sendo os fatores a resistência à compressão axial (na direção às fibras), à flexão estática, resistência à tração, cisalhamento nos sentidos paralelo e normal as fibras, compressão perpendicular, resistência à flexão dinâmica, elasticidade e especialmente a resistência à penetração localizada, fator determinante no desgaste e abrasão da ferramenta de corte. (FILHO, 2004 apud KOCH, 1964)

Normalmente espécies como eucalipto requerem técnicas de corte diferentes das empregadas em coníferas, as quais requerem, geralmente, menor energia de corte. Grande parte das vezes o eucalipto é extremamente denso, consigo sendo pesados, duros e resistentes. Devido a essas características a energia de corte se torna elevada e acabam acelerando desgaste da ferramenta. Algumas das espécies de eucaliptos possuem fibras reversas. (NÉRI et al., 1999)

A determinação das forças necessárias para operação de rachamento ou o próprio ensaio de cisalhamento não são precisos devido à superposição de tensões principalmente com as de flexão e tensões como a de compressão, concentrações de tensão, além disso o desenvolvimento de rachaduras ocultam a operação de cisalhamento, dificultando assim a reprodução dos dados com uma margem confiável de precisão, devido as muitas variáveis. (MORESCHI, 2012)

A resistência ao cisalhamento da madeira é diretamente proporcional à sua densidade, mas depende principalmente da direção em que a tensão é aplicada em relação aos anéis de crescimento da madeira. No plano tangencial, existe uma grande influência da diferença inicial entre a madeira de lenho cedo e lenho tardio. No plano radial, há uma grande influência devido ao crescimento da madeira. Madeira com raios espaçados tem baixa resistência ao cisalhamento em comparação com anéis de crescimento mais estreitos.

No plano tangencial existe uma forte influência do crescimento de árvores, ou a diferença de resistência entre as madeiras novas e velhas. (HARA et al., 2014)

Normalmente a madeira apresenta resistências superiores quando submetida à esforços na direção paralela as fibras, pois as forças agem paralelamente ao comprimento de suas células que, agindo em conjunto, conferem uma grande resistência ao material. (SANTOS, 2016, apud BODIG & JAYNE, 1982)

Para Moreschi (2012), no que se refere à influência dos raios da madeira, troncos com raios mais largos apresentam baixas resistências ao cisalhamento em relação às com raios mais estreitos e em menores quantidades.

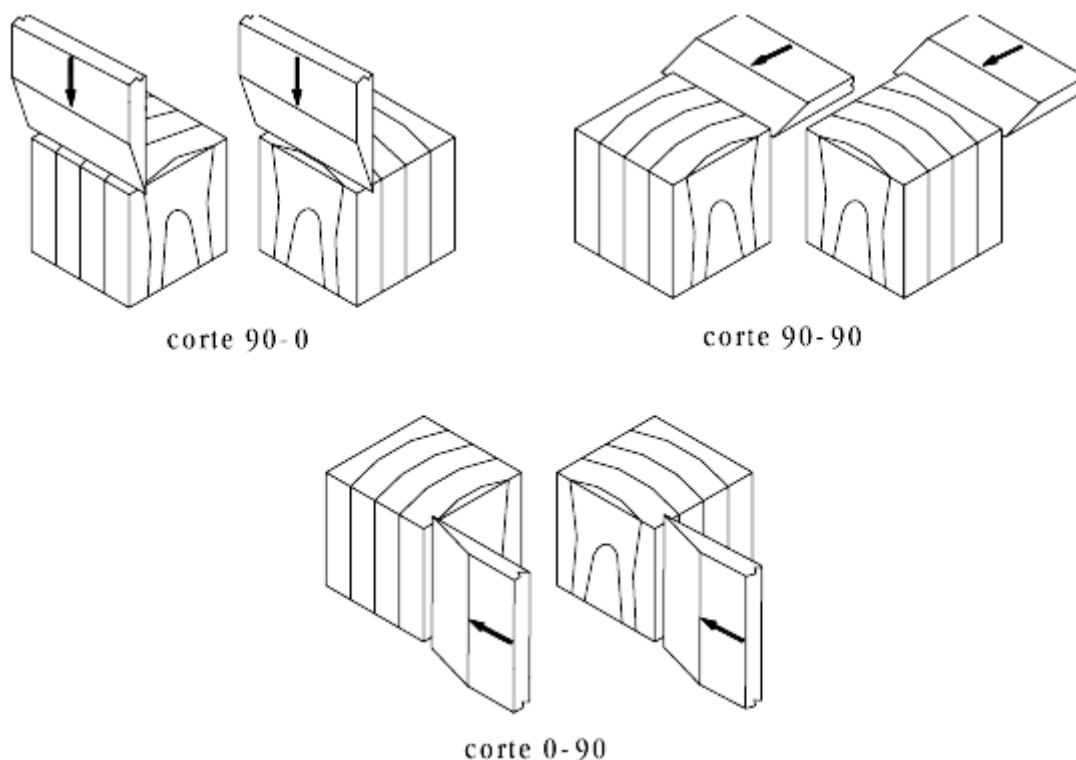
Segundo Moreschi (2012), no plano tangencial a uma grande influência do crescimento das arvores, já que a uma diferença de resistência entre os anéis tardios e os novos, assim troncos com maior quantidade de anéis tardios, se tornam mais resistentes, do mesmo modo que, quanto maior for à porcentagem de anéis novos por unidade de volume menor será sua resistência.

Conforme Santos (2016), rachamento de uma madeira podem ocorrer de três formas, a primeira ocorre quando o esforço é aplicado perpendicularmente às fibras, essa maneira de operação a madeira acaba com regiões onde é esmagado primeiramente e depois vindo a se partir, as outras duas formas os esforços são aplicados longitudinalmente às fibras e perpendicular a os anéis de crescimento, sendo que os esforços aplicados paralelamente às fibras é a condição mais crítica quando se espera resistência, porém para o rachamento da mesma, é a condição ideal, pois assim ela se rompe com menos esforço.

2.2.1 PLANO DE CORTE DA MADEIRA

Conforme Néri(1999) o processamento mecânico da madeira consiste em reduzi-la a um tamanho adequado, dependendo de onde e como a madeira será utilizada. Portanto existem vários fatores que interferem na tensão de cisalhamento de suas fibras, como umidade, densidade, fibras reversas, ângulo da ferramenta e, principalmente o plano de corte. Na figura a seguir podemos observar quais são os principais planos de corte, sendo que todas elas são definidas pela orientação da ferramenta com relação às fibras da madeira.

Figura 3- Planos de corte



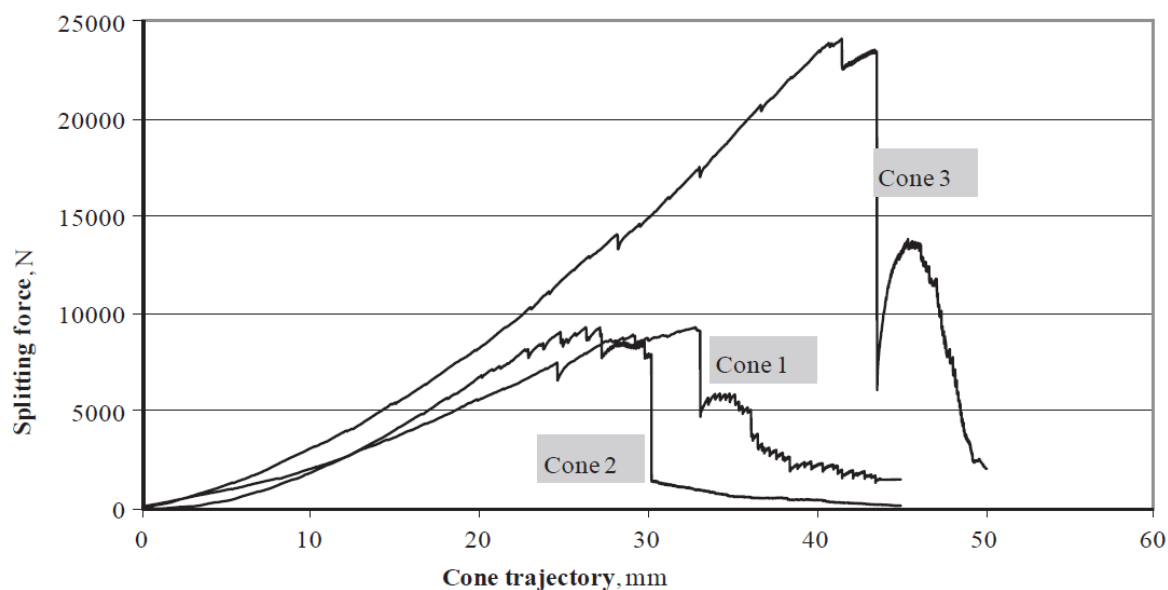
Fonte: Néri et al.,(1999) apud Hoadley,(1980)

Regularmente as maiores forças de corte são necessárias para o corte 90-90, o qual cisalha as fibras perpendicularmente e, o corte 0-90 requer menos energia para realizar a operação, assim o corte 90-0 é o intermediário com relação à força requerida (NÉRI et al,1999 apud KOCH,1985).

2.2.2 ÂNGULO DE CORTE DA FERRAMENTA

Como já citado anteriormente por Néri(1999) , a geometria da ferramenta é um fator importante no cisalhamento da madeira e na força requerida, pois o primeiro contato cisalha uma pequena área e o rompimento é ocasionado pelo crescimento gradual da espessura da ferramenta devido ao ângulo. Na figura seguir é possível observar a força necessária para romper as fibras dependendo do ângulo da ferramenta, onde o cone 1 possui 40°, o cone 2 possui 60° e o cone 3 possui 80°

Figura 4 - Relação de força pela penetração da ferramenta



Fonte: Minárik, Hricová (2015)

2.2.3 RESISTÊNCIA AO CISALHAMENTO DA MADEIRA

O fator que interfere muito na determinação da tensão de cisalhamento é a espécie da madeira. Segundo a Embrapa as espécies que mais são produzidas no Brasil são as variedades *Eucalyptus saligna*, *Eucalyptus urophylla*, *Eucalyptus viminalis*.

Silva (2013) apud Nogueira (2002) define a resistência ao cisalhamento, tensão de tração e densidade de algumas espécies de árvores, sendo que os testes realizados foram com uma umidade de 12%, conforme tabela 1.

Tabela 1 - Propriedades de algumas espécies de eucalipto

Espécies	Densidade Aparente (g/cm³)	Densidade Básica (g/cm³)	Resistência ao Cisalhamento (daN/cm²)	Resistência à Tração Normal (daN/cm²)
Microcorys	0,93	0,75	170	46
Maculata	0,95	0,73	177	47
Propínqua	0,96	0,74	164	44
Paniculata	1,09	0,83	205	45
Citriodora	1,00	0,78	180	39
Grandis	0,63	0,50	116	30
Umbra	0,89	0,70	156	30
Punctata	0,95	0,75	215	60
Tereticornis	0,90	0,69	162	46
Urophylla	0,74	0,57	139	42
Camaldulensis	0,90	0,71	153	46
Triantha	0,76	0,60	153	27
Maideni	0,92	0,74	172	48
Saligna	0,73	0,58	135	41
Cloesiana	0,92	0,64	175	40
Alba	0,71	0,56	159	39

Fonte: Silva(2013)

Sendo que tensão é igual à força sobre a área, temos:

$$F = \tau * A \quad [1]$$

Onde:

F =Força(Newton)

τ =Tensão de cisalhamento(MPa)

A =Área(m²)

2.3 PARTICULARIDADES DOS TRATORES AGRÍCOLAS

Conforme Mialhe(1980) o trator agrícola é uma máquina auto propelida, que possui a função de tracionar, transportar e fornecer energia mecânica para operar implementos

agrícolas. Acrescenta-se também a presença de alguns componentes indispensáveis para um trator, que com os mesmos são várias as possibilidades de trabalhos que o trator se torna capaz de realizar, como por exemplo, além da função de tracionar, a existência de um engate de três pontos traseiro, que é capaz de realizar a movimentação vertical do implemento a ele acoplado e um sistema de geração e transmissão de energia hidráulica, onde esse mesmo sistema hidráulico é utilizado para realizar a movimentação do engate de três pontos através de um pistão e uma série de elementos.

Segundo a norma NBR ISO 730, as dimensões dos pontos de engate são parametrizadas seguindo a classificação dos tratores que é dada pela potência, em casos onde é necessário conectar um trator a um implemento que não tenha a mesma categoria, modificações devem ser feitas para que seja possível a sua utilização.

Figura 5 – Levante traseiro de um trator



Fonte: Mfrural

2.4 NORMA QUE ESPECÍFICA AS DIMENSÕES DO ENGATE DE TRÊS PONTOS

Como já apresentado no tópico 2.3 a norma que especifica as dimensões do engate de três pontos é a NBR ISO:730, sendo que as especificações se aplicam a tratores agrícolas de rodas.

Segundo a NBR ISO:730 que leva em consideração a potência na tomada de força, em consequência, com o aumento da potência, características físicas do trator devem aumentar também para que implementos maiores sejam utilizados de forma eficiente.

As tabelas e imagens referentes à norma se encontram nos anexos.

2.5 ESFORÇOS MECÂNICOS

Dentro das categorias de esforços podemos citar os dois principais, esforços estáticos e dinâmicos, o projeto de uma estrutura onde esforços estáticos estão atuando sobre a mesma, pode-se dimensioná-la usando critérios simples como de força sobre área, porém na análise esforços dinâmicos o elemento mecânico está sempre trabalhando com uma tensão oscilatória em seu interior, fazendo com que isso altere suas propriedades com o tempo, problema esse que foi visto logo no advento das máquinas a vapor onde os eixos de trem se rompiam apresentando fratura característica de material frágil, sendo que o eixo é fabricado com aço dúctil. (NORTON, 2013)

Segundo Norton (2013) solicitações mecânicas que atuam sobre uma máquina podem ser classificadas em 4 classes, conforme tabela abaixo:

Tabela 2 - Classificação das solicitações

	Solicitações constantes	Solicitações variáveis
Elementos imóveis	Classe 1	Classe 2
Elementos móveis	Classe 3	Classe 4

Fonte: Norton(2013)

Dentro dessas classes, as mais variadas solicitações geram uma série de tensões onde Collins(2015) define como sendo as principais:

- Tensão axial pura;
- Tensão de flexão;
- Tensões cisalhantes puras e transversais;
- Tensões cisalhantes torcional;
- Tensão de contato superficial.

Segundo Dubbel(1979) as principais solicitações presentes em máquinas são definidas da seguinte maneira:

- Tração: quando uma força age no sentido axial do elemento, tendendo a esticá-lo;
- Compressão: quando uma força age no sentido axial do elemento, porém diferente da tração, comprimindo-a.
- Cambamento(flambagem): ocorre quando é aplicada um força axial em corpos esbeltos, onde a relação entre comprimento pela sua seção transversal é elevada, fazendo-o fletir.
- Cisalhamento: ocasionado quando duas forças opostas são aplicadas perpendicularmente a o eixo do elemento, com o intuito de deslocar nos sentidos opostos.
- Flexão: ocorre quando uma força atua perpendicularmente sobre seu eixo, ocasionando uma curvatura;
- Torção: ocasionado quando duas forças atuam sobre um plano perpendicular ao eixo tendo a torcer a área do plano em relação à face fixa.

Em outras palavras Collins(2015) define tensão axial pura oriunda de uma força aplicada sobre um corpo, de modo que a força seja distribuída de forma uniforme pela área de seção transversal do corpo. No caso da tensão cisalhante pura o elemento sofre um carregamento que tende a cisalhar perpendicularmente o elemento, no plano de contato entre as interfaces.

Entretanto Cunha(2005) afirma que no dimensionamento de qualquer equipamento deve haver a comparação entre as tensões atuantes, que são provocadas por um esforços qualquer e, a tensão admissível, que é equiparada a tensão de escoamento em materiais dúcteis e, tensão de ruptura no caso de materiais frágeis.

$$\sigma_{adm} \leq \sigma_{esc} \text{ ou } \sigma_{adm} \leq \sigma_{rup} \quad [2]$$

Continuando Cunha(2005), define um fator de calculo com o objetivo de projetar um equipamento com uma margem de segurança, contra eventuais cargas não previstas em operação normal, porém se ocorrer, podem levar o equipamento a falha, pois essa carga

maior ocasionaria em uma tensão maior que o material suporta, portanto Cunha(2005) adotada diferentes fatores para diferentes situações, como a seguir:

- FS = 1,5 a 2,5 quando sob condições normais de operação;
- FS = 3,0 a 4,0 em casos quando há cargas variáveis ou choques;
- FS = 4,0 a 5,0 em equipamentos que põem vida humana em risco.

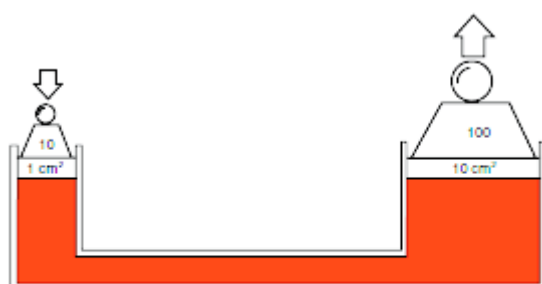
Dessa maneira Cunha(2005) define a tensão admissível da seguinte forma:

$$\sigma_{adm} \leq \frac{\sigma_{esc}}{FS} \text{ ou } \sigma_{adm} \leq \frac{\sigma_{rup}}{FS} \quad [3]$$

2.6 SISTEMA HIDRÁULICO

Segundo Fialho(2011) a palavra hidráulica vem do grego, que significa condução de um fluido, e atualmente é identificada com a ciência que estuda o comportamento dos líquidos em movimento. Continuando Fialho(2011) define pressão como uma força que age sobre uma unidade de área, no caso da hidráulica, a força que um fluido exerce sobre o reservatório que o retém.

Figura 6 - Demonstração do princípio de Pascal



$$\text{ENTRADA } \frac{10 \text{ kgf}}{1 \text{ cm}^2} = \frac{100 \text{ kgf}}{10 \text{ cm}^2} \text{ SAÍDA}$$

Fonte: Parker

Fialho(2002) define a pressão sendo:

$$P = \frac{F}{A} \quad [4]$$

Onde:

P = Pressão(MPa);

F = Força(N);

A = Área(m²);

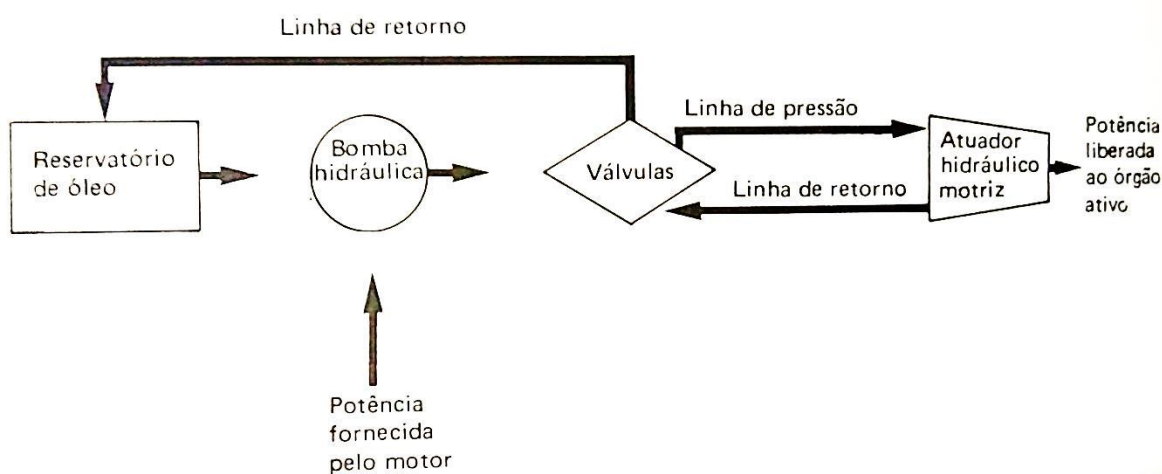
Do mesmo modo Fialho(2002) chega na seguinte igualdade:

$$\frac{F1}{A1} = \frac{F2}{A2} \quad [5]$$

Continuando Fialho(2011) determina um sistema hidráulico como sendo um sistema que gera, transmite, controla e aplica a energia hidráulica. Segundo Fialho(2011) sistemas hidráulicos são utilizados quando o emprego de sistemas elétricos ou mecânicos são impossíveis de ser empregados, ou principalmente quando é necessário a realização de um elevado esforço em um espaço reduzido, gerando assim uma relação força/espaço elevada.

Sendo assim o sistema hidráulico é um componente vital que oferece uma ampla gama de possíveis configurações de implementos, conforme Mialhe(1980) um sistema hidráulico é um sistema de transmissão de potência do qual o princípio de operação se baseia na transmissão de força e movimento através de um fluido.

Figura 7 - Fluxograma do sistema hidráulico de um trator



Fonte: Mialhe(1980)

2.7 PROCESSOS DE SOLDAGEM

Segundo Wainer et al.(2004), o processo de soldagem se consiste na união de dois componentes metálicos, utilizando uma fonte de calor, elétrica ou de uma reação exotérmica, com a aplicação de pressão ou sem.

Continuando Wainer et al.(2004) apud Houldcroft(1979) define alguns parâmetros para que um processo de soldagem deve possuir para gerar uma união de qualidade.

- Geração suficiente de energia para unir dois materiais, similares ou não;
- Superfícies a serem unidas devem ser corretamente limpas, resíduos de tinta, óleo e graxa impactam negativamente no processo;
- Isolamento da região a ser soldada do ar atmosférico, que acaba contaminando a solda;
- Controle da região de solda, e transformação de fase, para que assim a solda alcance os requisitos desejados.

Além disso Wainer et al.(2004) coloca dois aspectos que devem ser levados em conta na análise da técnica de soldagem:

- A solda é fundamentada em princípios empíricos e depende de um grande número de variáveis, desse modo tornando uma técnica de difícil formulação matemática;
- Ela depende quase que totalmente do homem, dependendo do processo e, sua verificação total é impossível, tornando assim um processo difícil desse controlar.

Em quanto Modenesi et al.(2009) afirma que a estrutura soldada deve possuir propriedades mecânicas bem definidas, sendo que soldas incapazes de atender os parâmetros definidos por normas, códigos ou pelo projetista, é necessário uma intervenção para realizar medidas corretivas. As características são normalmente determinadas através de ensaios com corpos de prova, sendo possível avaliar parâmetros de resistência à tração, limite de escoamento, dureza, resistência ao impacto e ductilidade.

Complementando Okumura e Taniguchi(1982) definem que a qualidade mais importante de uma estrutura é a sua resistência e, o melhor método para medir a resistência real de uma estrutura soldada é aplicando os esforços reais estipulados no projeto e também aquelas oriundas do meio ambiente.

Quanto ao processo de soldagem mais recomendado para unir aços de baixo carbono, Wainer et al.(2004) mostra várias opções, sendo a de aplicação mais barata e simples, processo de soldagem a arco elétrico com eletrodo revestido.

Para Okumura e Taniguchi(1982) o processo de soldagem a arco elétrico com eletrodo revestido é o mais utilizado. O eletrodo é constituído de um arame com um revestimento de um fundente. A solda é iniciada quando o arco elétrico é gerado, a partir desse momento o arame se funde ao material base, sendo que o revestimento do eletrodo é vaporizado criando uma atmosfera controlada que ajuda a estabilizar o arco elétrico, a taxa de deposição de material está relacionada com corrente elétrica empregada.

2.8 ENCAMINHAMENTO METODOLÓGICO

Este trabalho está conforme uma pesquisa descritiva, segundo Gil (2002) uma pesquisa descritiva tem como objetivo descrever todas as características de um fenômeno, para então estabelecer uma relação entre todas as variáveis.

A procura será realizada através de meios bibliográficos, levantando dados a respeito do assunto, com o objetivo de esclarecer o conhecimento, segundo Gil (2002) a coleta de dados quando realizado por meio de meios bibliográficos se desenvolve com base em materiais já elaborados, baseando-se em livros e artigos científicos.

A pesquisa que será realizada é de cunho quantitativo, segundo Marconi e Lakatos (2003) uma pesquisa de cunho quantitativo consiste nas indagações de pesquisas empíricas, com objetivo final de descrever sucintamente ou examinar as características de fatos ou fenômenos, e se necessário isolar variáveis.

Para realizar o desenvolvimento do equipamento foram seguidas as seguintes etapas:

- 1ª Etapa - Definir o plano de corte que será realizado pela ferramenta de corte;
- 2ª Etapa - Determinar o ângulo da ferramenta de corte que é mais eficaz no rachamento da madeira;
- 3ª Etapa - Estabelecer a força necessária para realizar a operação;
- 4ª Etapa - Procurar as pressões máximas fornecidas pelo sistema hidráulico de tratores;
- 5ª Etapa - Indicar características físicas dos componentes hidráulicos, como diâmetro e curso de operação do atuador, diâmetro de mangueiras, válvulas e afins;
- 6ª Etapa - Determinar características físicas dos elementos que suportarão as forças de rachamento;
- 7ª Etapa - Procurar as normas que estipulam as dimensões padronizadas do engate traseiro de tratores;
- 8ª Etapa - Dimensionar a estrutura onde será acoplada ao trator e que servirá de base para os elementos que realizarão o trabalho;

2.9 DESCRIÇÃO DOS CONCEITOS DA METODOLOGIA

2.9.1 PRESSÃO FORNECIDA PELO SISTEMA HIDRÁULICO DOS TRATORES

De acordo com Mialhe(1980), os tratores são classificados perante dois critérios básicos:

- Conforme seu rodado, pneu ou esteira;
- Conforme a construção de seu chassi, sendo subdivididos em tratores semi-agrícolas, agrícolas e florestais.

Segundo a norma NBR ISO:730 os tratores são classificados em 5 categorias, onde o critério de classificação é a potência na tomada de potência, conforme tabela a seguir:

Tabela 3 - Classificação dos tratores perante a norma

Categoria	Potência na tomada de potência (TDP) à velocidade angular nominal do motor ^a kW
1 N	Até 35
1	Até 48
2 N/2	30 a 92
3 N/3	60 a 185
4 N/4	110 a 350
^a Determinada de acordo com a ISO 789-1.	

Fonte: NBR ISO:730

A classificação perante a NBR ISO:730 determina características como dimensões dos braços de levante traseiro e terceiro ponto. O que será utilizado adiante no dimensionamento da estrutura que é acoplada ao terceiro ponto.

Entretanto Veit et al.(2015) ao realizar seu trabalho para classificar e quantificar determinadas características de 171 modelos de 11 marcas diferentes atendo-se a os tratores de pneus, Veit et al.(2015) classificou os tratores seguindo a norma NBR ISO:730, porém quantificando, como por exemplo, massa sem lastro, capacidade de levante traseiro, pressão máxima da bomba hidráulica e vazão máxima da bomba, conforme tabela abaixo.

Tabela 4 - Classificação dos tratores

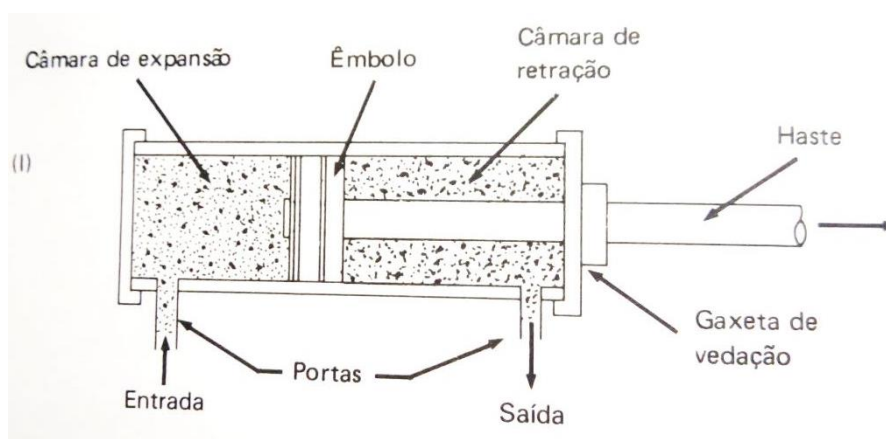
	Potência máxima motora (kW)	Massa sem lastro (kg)	Capacidade de levante (kgf)	Pressão Máxima da bomba (kgf cm ⁻²)	Vazão Máxima da bomba (l min ⁻¹)
CLASSE I					
Máximo	36,80	3.135,00	2.500,00	214,00	43,00
Média	28,06	1.822,21	990,00	148,35	27,67
Mínimo	10,80	1.065,00	440,00	120,00	17,00
CLASSE II					
Máximo	71,50	5.702,00	3.565,00	214,00	80,00
Média	53,47	3.050,12	2.381,94	195,27	42,92
Mínimo	37,00	1.565,00	850,00	180,00	17,00
CLASSE III					
Máximo	143,50	9.940,00	8.400,00	214,14	162,00
Média	105,32	6.191,50	5.294,48	196,00	82,42
Mínimo	69,87	3.630,00	2.500,00	180,00	35,00
CLASSE IV					
Máximo	492,00	19.979,00	12.000,00	219,23	428,00
Média	268,28	12.257,91	8.636,24	205,63	229,07
Mínimo	147,10	7.200,00	6.780,00	180,00	51,80

Fonte: Veit et al.(2015)

2.9.2 DIMENSIONAMENTO DAS CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DO SISTEMA HIDRÁULICO

Segundo Mialhe(1980) o atuador hidráulico é responsável por converter energia hidráulica em trabalho mecânico útil.

Figura 8 – Atuador hidráulico esquematizado



Fonte: Mialhe(1980)

Já o dimensionamento do diâmetro do êmbolo do atuador, segundo Fialho(2011) se consiste na seguinte equação:

$$De = 2 \times \sqrt{\frac{F}{\pi \times P}} \quad [6]$$

Onde:

De = Diâmetro do êmbolo do atuador(m)

F = Força(N)

P = Pressão(Pa)

Conforme Fialho(2011) o diâmetro adotado pelo catalogo deve ser maior que o calculado. Podendo haver um acréscimo de força devido ao aumento do diâmetro, será utilizado a seguinte equação:

$$Fr = \frac{P \times \pi \times De^2}{4} \quad [7]$$

Onde:

Fr = Força resultante(N)

P = Pressão(Pa)

De = Diâmetro do êmbolo do atuador pelo catalogo(m)

Segundo Fialho(2011), no desenvolvimento do trabalho é importante a consideração do efeito da flambagem, que ocorre quando um corpo está sujeito a uma carga de compressão, como será o caso do trabalho que está sendo desenvolvido. A seguinte equação estipula o diâmetro mínimo da haste para que não ocorra a flambagem.

$$Dh = \sqrt[4]{\frac{64 \times S \times \varphi^2 \times Fmáx}{\pi^3 \times E}} \quad [8]$$

Onde:

Dh = Diâmetro de haste(cm);

S = Coeficiente de segurança recomendado por Fialho(2002), que é de 3,5;

φ = Comprimento livre de flambagem(cm);

$F_{m\acute{a}x}$ = Força máxima(N);

E = Modulo de elasticidade do aço(210GPa);

Porém, antes de realizar o calculo pela equação de Fialho(2011) é necessário determinar a condição de fixação, na qual irá influenciar na flambagem, conforme a tabela abaixo é possível observar as condições de fixação e também a equações resultantes em cada caso.

Figura 9 – Condições de fixação

Cargas de Euler				
Carga de Euler	Caso 1 Uma extremidade livre e a outra fixa	Caso 2 (Caso básico) As duas extremidades articuladas	Caso 3 Uma extremidade articulada e a outra fixa	Caso 4 As duas extremidades fixas
Representação Esquemática				
Comprimento Livre de Flambagem				
Situação de Montagem para Cilindros Hidráulicos	$\lambda = 2L$	$\lambda = L$	$\lambda = L (0,5)^{0,5}$	$\lambda = L/2$
Notas			Gular a carga com cuidado, porque há possibilidade de travamento.	Inadequado, provável ocorrência de travamento.

Fonte: Fialho(2002)

Do mesmo modo que Fialho(2011) estipula o método de escolha do diâmetro do cilindro, deve ser adotado o mesmo método para selecionar o diâmetro da haste, ou seja, o diâmetro da haste deverá ser maior que o calculado.

No dimensionamento de uma tubulação segundo Fialho(2011) quando sujeita a um fluxo em seu interior ou exterior, apresentam uma resistência ao movimento causado tanto pelo fluido em questão quanto pela própria superfície da tubulação, assim causando uma perda de carga do sistema, reduzindo o rendimento. Essa perda da carga pode ser analisada pelo número de Reynolds, onde:

Tabela 5 - Classificação quanto ao número de Reynolds

Limites de Escoamento	
Escoamento Laminar	$Re \leq 2000$
Escoamento Indeterminado	$2000 < Re < 2300$
Escoamento Turbulento	$Re \geq 2300$

Fonte:Fialho(2002)

Porém Fialho(2011) estipula velocidades considerando algumas condições, para que haja a menor perda de carga possível a fim de garantir um regime laminar. Cumprindo as seguintes condições a seguir pode ser utilizada no dimensionamento da tubulação.

- Comprimento da tubulação não ser superior a dez metros;
- Vazões compreendidas entre 20 a 200 Litros/minuto;
- Variações moderadas de temperatura.

Tabela 6 - Velocidades recomendadas

Tubulação	Pressão (bar)				Velocidade (cm/s)
	20	50	100	>200	
Tubulação de Pressão	300	400	500	600	
Tubulação de Retorno	300				
Tubulação de Sucção	100				

Fonte: Fialho(2002).

De acordo com Fialho(2011), para se estabelecer os diâmetros mínimos da tubulação utiliza-se a seguinte equação:

$$di = \sqrt{\frac{Vmáx}{0,015 \times \pi \times v}} \quad [9]$$

Onde:

d_i = Diâmetro interno (cm);

$V_{m\acute{a}x}$ = Vazão de óleo máxima (Litros/min);

v = Velocidade do óleo (cm/s).

Onde da mesma maneira ao adotar o diâmetro do embolo, o diâmetro interno da tubulação deverá ser maior que o calculado.

Porém, segundo Fialho(2011) é necessário calcular a vazão induzida, que ocorre quando é fornecida uma vazão para um cilindro que realizar força tanto quando atua e quando retorna, assim podendo haver uma vazão que pode ser maior ou menor que a vazão fornecida pela bomba assim, esse fenômeno ocorre devido a diferença de volume nas câmaras ocasionado pela haste que acaba ocupando um volume considerável. As equações necessárias para definir a vazão induzida estão na sequência.

$$r = \frac{A_p}{A_c} \quad [10]$$

Onde:

r = relação entre a área do êmbolo e a área da coroa;

A_e = área do êmbolo(cm);

A_p = área do êmbolo menos a área de secção transversal da haste(cm).

Reescrevendo:

$$r = \frac{\frac{\pi \times D_e^2}{4}}{\frac{\pi \times (D_e^2 - D_h^2)}{4}} \quad [11]$$

Onde:

D_e = diâmetro do êmbolo(cm);

D_h = diâmetro da haste(cm).

A seguir Fialho(2011) define a vazão máxima sendo:

$$Vmáx = V \times r \quad [12]$$

Onde:

$Vmáx$ = vazão induzida máxima(Litros/mim);

V = vazão fornecida pelo sistema hidráulico(Litros/mim);

Por fim Fialho(2011) define a velocidade de atuação do atuador. Pelo fato de se tratar de um fluido incompressível (sem variação de volume), é usado a seguinte equação:

$$Va = \frac{V \times 1000}{\frac{60 \times \pi \times De^2}{4}} \quad [13]$$

Onde:

Va = velocidade de atuação(cm/s);

De = diâmetro do êmbolo(cm);

V = vazão de óleo(Litros/min).

2.9.3 DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS QUE SUPORTARÃO AS FORÇAS DE RACHAMENTO.

De acordo com Collins(2015) a tensão de tração como compressão é causada devido uma carga que age uniformemente na secção transversal do elemento. Podendo ser definida como:

$$\sigma = \frac{Fmáx}{A} \quad [14]$$

Onde:

σ = tensão normal(Pa);

$Fmáx$ = Força máxima(N);

A = Área(m²);

Continuando Cunha(2002) define a tensão máxima admissível como sendo:

$$\frac{\sigma e}{FS} = \frac{F}{A} \quad [15]$$

Onde:

σe = tensão de escoamento do material(Pa);

FS = fator de segurança

F = força máxima aplicada(N);

A = área resistente (m²).

Segundo Norton(2013) em um caso da tensão de cisalhamento pura um elemento está sujeito uma carga que tende a cisalhar perpendicularmente na interface de contato, como por exemplo uma junta rebitada onde o rebite tende a ser cisalhado na interface das juntas. Podendo ser determinada com a seguinte equação.

$$\frac{\tau}{FS} = \frac{Fmáx}{Ap \times Nf} \quad [16]$$

Onde:

$Fmáx$ = Força máxima(N);

FS = Fator de segurança(3,5);

Ap = Área(m²);

Nf = Número de faces sujeitos ao cisalhamento.

De acordo com Norton(2013) a tensão de cisalhamento pura equivale há 0, 577 da tensão normal de escoamento obtida em ensaio de tração, isso no caso de materiais dúcteis, como é situação desse trabalho, será assim considerado.

$$\tau = 0,577 \times \sigma \quad [17]$$

Onde:

τ = tensão de cisalhamento (MPa);

σ = tensão de escoamento do aço (MPa).

2.9.4 DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA QUE SERÁ ACOPLADA AO TRATOR

O dimensionamento da estrutura em questão será pré-estabelecido pela norma NBR ISO:730, onde parâmetros dimensionais do implemento serão definidos, cabendo apenas a determinação do perfil e área resistente necessária para suportar os esforços.

CAPÍTULO 3

3.1 DESENVOLVIMENTO

3.2 PLANO DE CORTE

Como já analisado no tópico 2.2.1 sobre o plano de corte da madeira. Tendo em vista que o rachamento da madeira na maioria das vezes é realizado no plano 90-0, esse plano será a referência. Do mesmo modo que a área a ser cisalhada é definida como sendo um plano que corta a fibra paralelamente, com 300mm de comprimento, como seu diâmetro.

3.3 ÂNGULO DA FERRAMENTA

O ângulo da ferramenta é um fator crucial na penetração da ferramenta, consequentemente vai interferir na força necessária para rachar a madeira. Com a Figura 4 podemos concluir que os ângulos das ferramentas que necessitam de menos força são os casos de 40° e 60°, porém na análise do gráfico pode-se concluir, quando o ensaio é realizado com a ferramenta de 60° a força tem um ápice e depois praticamente cessa, caso contrario da ferramenta de 40°, que mesmo depois do ápice de força a um segundo momento em que a força é novamente solicitada para realizar a operação. Com esses dados, o ângulo de 60° foi definido como o mais adequado.

3.4 FORÇA NECESSÁRIA PARA REALIZAR A OPERAÇÃO DE RACHAMENTO

Segundo Bacha e Barros(2004) as espécies mais plantadas no Brasil são as seguintes, *Eucalyptus spp híbrido*, *Eucalyptus grandis* e *Eucalyptus saligna*. Agora utilizando a tabela 1 podemos concluir que entre as espécies mais plantadas no Brasil a *Eucalyptus saligna* possui a maior tensão de cisalhamento, sendo a tensão desta a referência dos seguintes cálculos. Como já estabelecido no tópico 2.2.3 a tensão de cisalhamento será 135daN/cm².

$$\tau = 13,5 \text{ MPa}$$

Será considerado um tronco de madeira com as seguintes dimensões 300mm de diâmetro por 500mm de comprimento, o qual abrange de certa forma o uso que será destinado. Foi optado assim, pois troncos com diâmetros maiores são destinados à confecção de pranchas, móveis e etc.

Utilizando os dados já obtidos podemos determinar a força necessária para cisalhar à madeira. No tópico 2.2.2 é determinada a relação entre ângulo da ferramenta de corte com a força necessária para que o cisalhamento ocorra, porém a trajetória será definida em 30 mm com um acréscimo de 20 mm, o que por outro ponto de vista é o mesmo que considerar 66% a mais da força no caso de uma trajetória de 30 mm.

Utilizando a equação [1], é possível determinar a força de cisalhamento.

$$F = \tau \times A$$

$$F = 13,5 \times 0,05 \times 0,3$$

$$F = 202,500 \text{ KN}$$

3.5 DIMENSIONAMENTO DAS CARACTERÍSTICAS DOS ELEMENTOS HIDRÁULICOS

Por questões dos tipos dos tratores comumente utilizados em pequenas propriedades, o desenvolvimento será voltado para os tratores da classe II, que possuem uma potência de 37 Kw a 71,5 Kw, ou em unidades mais usuais quando se refere a equipamentos agrícolas a potência fica entre 50 CV a 97 CV. Sendo assim, a pressão a ser considerada será a menor que é fornecida pela classe II, com objetivo de qualquer trator ser capaz de acionar o equipamento, ou seja, qualquer trator desta classe será capaz de exercer a força mínima necessária para realizar a operação.

$$P_{max} = 180 \text{ Kg/cm}^2 = 17,658 \text{ MPa}$$

Com a força encontrada e a pressão tirada da tabela 4 podemos definir o diâmetro mínimo do atuador hidráulico, pela equação [6].

$$F = 202,50 \text{ KN}$$

$$P = 17,658 \text{ Mpa}$$

$$De = 2 \times \sqrt{\frac{F}{\pi \times P}}$$

$$De = 2 \times \sqrt{\frac{202500}{\pi \times 17,658 \times 10^6}}$$

$$De = 0,120 \text{ m} = 120 \text{ mm}$$

Pelo catálogo foi obtido um atuador da marca REXROTH modelo MP5 com o diâmetro do atuador de 125mm, diâmetro da haste 80mm, comprimento máximo quando atuado de 1397mm (comprimento livre de flambagem) . Sendo agora refeito o calculo de força final, pela equação [7].

$$Fr = \frac{P \times \pi \times De^2}{4}$$

$$Fr = \frac{17,658 \times 10^6 \times \pi \times 0,125^2}{4}$$

$$Fr = 216,69 \text{ KN}$$

Diâmetro da haste pode ser obtido pela equação [8].

$$Dh = \sqrt[4]{\frac{64 \times S \times \varphi^2 \times Fmáx}{\pi^3 \times E}}$$

Porém, antes de realizar o calculo da haste, será considerada uma situação onde o equipamento seja operado com um trator que forneça a maior pressão da classe, sendo está

214Kgf/cm² = 20,993MPa, a qual vai interferir no dimensionamento da haste e também no elemento que resistirá a carga extra. Essa carga pode ser obtida através da equação [7], que agora vai determinar a carga máxima e não o resultante devido ao acréscimo do diâmetro.

$$Fr = Fmáx = \frac{P \times \pi \times De^2}{4}$$

$$Fmáx = \frac{20,993 \times 10^6 \times \pi \times 0,125^2}{4}$$

$$Fmáx = 257,62 \text{ KN}$$

Além da força máxima que é obtida quando a pressão fornecida pelo trator for de 214Kgf/cm² = 20,993Mpa, é necessário determinar o comprimento livre de flambagem, para assim, concluir o dimensionamento da haste.

Seguindo a Figura 9, será determinada a condição de fixação como sendo biarticulada, com isso o comprimento livre de flambagem será igual ao comprimento máximo entre os olhais.

$$Dh = \sqrt[4]{\frac{64 \times S \times \varphi^2 \times Fmáx}{\pi^3 \times E}}$$

$$Dh = \sqrt[4]{\frac{64 \times 3,5 \times 1,397^2 \times 257620}{\pi^3 \times 210 \times 10^9}}$$

$$Dh = 0,0644 \text{ m} = 64,4 \text{ mm}$$

Como o diâmetro mínimo da haste é 64,4 mm e o atuador selecionado possui o diâmetro da haste de 80 mm, esse suportará a carga sem sofrer flambagem.

De antemão podemos definir alguns parâmetros para a tubulação que conduza o fluido sob pressão:

- Tubulação flexível;
- Vazão mínima de 20 L/min, atendendo a os parâmetros para se utilizar a tabela6;

- Velocidade na tubulação será na ordem de 300 cm/s.

Como a vazão máxima recomendada é menor que a vazão fornecida pelo trator será necessário colocar uma válvula de controle de vazão para diminuir o fluxo, a válvula será alocada logo depois da conexão de engate que é acoplado ao comando do trator, com isso todo o sistema terá uma vazão de 20 L/min, com o intuito de se utilizar um único modelo de mangueira será utilizada a velocidade mais baixa recomendada, assim sendo o pior caso.

A válvula de controle de vazão será da marca REXROTH NG 15, sendo escolhida por parâmetros de vazão e menor perda de carga, conforme catálogo B - 3.

No dimensionamento da tubulação será seguido o roteiro descrito no capítulo 2. Começando pela equação [11].

$$r = \frac{\frac{\pi \times De^2}{4}}{\frac{\pi \times (De^2 - Dh^2)}{4}}$$

$$r = \frac{\frac{\pi \times 12,5^2}{4}}{\frac{\pi \times (12,5^2 - 8^2)}{4}}$$

$$r = 1,6937$$

A seguir utilizando a equação [12], para descobrir a vazão máxima induzida.

$$Vmáx = V \times r$$

$$Vmáx = 20 \times 1,6937$$

$$Vmáx = 33,874 \text{ Litros /min}$$

Agora a tubulação pode ser dimensionada através da equação[9].

$$di = \sqrt{\frac{Vmáx}{0,015 \times \pi \times v}}$$

$$di = \sqrt{\frac{33,874}{0,015 \times \pi \times 300}}$$

$$di = 1,54 \text{ cm} = 15,4 \text{ mm}$$

Pelo catálogo da PARKER temos uma mangueira modelo 781-12 com um diâmetro de 19,1mm, que permite uma pressão máxima de trabalho de 351Kg/cm² ou 35MPa, com o diâmetro sendo maior que o necessário podemos concluir que a velocidade na tubulação será menor, gerando assim uma perda de carga ainda menor.

Agora calculando a velocidade de atuação através da equação [13].

$$Va = \frac{V \times 1000}{\frac{60 \times \pi \times De^2}{4}}$$

Como já foi definido que a vazão máxima do sistema se enquadra em 20 Litros por minuto, essa será a referência para o calculo. Porém a vazão mínima que os tratores da classe 2 apresentam é de 17 Litros por minuto, então está será utilizada nos cálculos, lembrando que é possível alterar a vazão de óleo através da válvula reguladora de vazão sendo assim é possível aumentar a velocidade de atuação.

$$Va = \frac{17 \times 1000}{\frac{60 \times \pi \times 12,5^2}{4}}$$

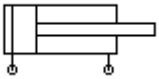
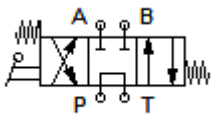
$$Va = 2,23 \text{ cm/s}$$

Finalizando o dimensionamento da parte hidráulica do equipamento, falta à seleção da válvula direcional. Pela simplicidade do equipamento, a válvula em questão será operada por acionamento manual, a válvula foi escolhida seguindo parâmetros de pressão e vazão, marca PARKER modelo VDP 12, conforme catálogo B - 4.

Essa válvula será de 4/3 vias, resumindo 2 tubulações que alimentam a válvula e duas que conduzem o fluido de volta ao trator, formando assim 4 condutos de fluxo / 3 posições.

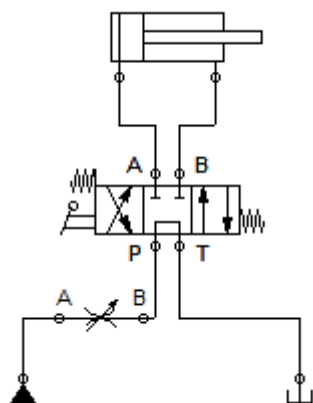
A seguir estão listadas as simbologias dos elementos utilizados no projeto do rachador.

Tabela 7 - Simbologia hidráulica

	Atuador hidráulico
	Válvula de controle direcional 4/3 vias
	Válvula de controle de vazão operada manualmente
	Bomba hidráulica
	Reservatório(retorno)

Fonte: Fialho(2011)

Figura 10 – Diagrama hidráulico do rachador



Fonte: autor

3.6 DIMENSÕES DO ELEMENTO PRINCIPAL QUE RESISTIRÁ A FORÇA SOBRE ELE INDIRETAMENTE IMPRIMIDA

Para o perfil, não será escolhido apenas por critério de área resistente, também será analisado sua forma por questões de configuração do equipamento. Onde o mesmo deverá possuir um formato que sirva como uma espécie de caminho, sendo que esse perfil possua uma geometria que possibilite apenas um movimento linear. Seguindo esse raciocínio foi chegado a dois perfis semelhantes, W e H, onde a única diferença se dá pelo fato de o perfil H possuir todas as abas do mesmo tamanho, o que não se encontra ao selecionar um perfil W.

Com esse parâmetro podemos selecionar a área necessária para suportar a carga sobre ela aplicada. Contudo será adotado um fator de segurança de 3,5 sobre o limite de escoamento do material, como é recomendado pelo Cunha(2002), com intuito de aumentar a confiabilidade do equipamento.

O material a ser utilizado no dimensionamento será escolhido entre os quais a fabricante possuir em seu catálogo. Foi escolhida a fabricante GERDAU como referência, devido ao seu amplo portfólio de produtos.

Conforme o catálogo da GERDAU, a mesma disponibiliza cinco aços com diferentes propriedades mecânicas, porém quatro são comercializados apenas sob encomenda, assim será adotado o aço ASTM A 572 Grau 50, com limite de escoamento de 345 MPa e limite de ruptura sendo 450 Mpa, sendo que o mesmo possui 0,23% de carbono em sua composição, adentrando nos aços de baixo carbono.

$$\sigma_e = 345 \text{ MPa}$$

É possível calcular a área necessária através da equação[15]:

$$\frac{\sigma_e}{FS} = \frac{F}{A}$$

$$A = \frac{F \times FS}{\sigma_e}$$

$$A = \frac{257620 \times 3,5}{345 \times 10^6}$$

$$A = 0,002613 \text{ m}^2 = 26,13 \text{ cm}^2$$

Segundo o catálogo, o perfil que mais se aproxima do desejado é o W 150x22,5(H), onde o mesmo possui todas as abas com as mesmas dimensões, e ainda possui uma área de secção transversal de 29 cm², ficando assim com um fator de segurança superior ao previamente estabelecido.

3.7 DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA QUE É ACOPLADA AO TRATOR.

Tendo em vista que o equipamento estará sujeito a cargas variáveis e também que o ambiente de operação pode impor esforços extras, como impactos com árvores, a estrutura será dimensionado com um fator de segurança elevado. Entretanto a carga que está estrutura suportará, será baixa, na faixa de 200 Kgf, com isso mesmo adotando um fator de segurança elevado a estrutura não ira parecer robusta para o nicho de mercado ao qual o implemento se destina, sendo assim será adotado um perfil robusto, como por exemplo um perfil de um escarificador, que em resumo é um descompactador de solo.

A estrutura que será acoplada ao trator, terá apenas a função de suportar a carga oriunda dos componentes essenciais para realizar o rachamento da madeira, como o perfil H, o atuador hidráulico, o componente de fixação do atuador, a ferramenta de corte, o elemento de fixação. Desse modo a carga a qual a estrutura estará submetida é relativamente baixa em comparação a força que o atuador é capaz de fornecer.

Portanto mesmo utilizando um fator de segurança muito alto, a estrutura não apresentará uma aparência de robustez, quando comparado como implementos agrícolas, devido a este motivo será adotado uma barra chata de 2" de largura por 3/8" de espessura, como perfil da estrutura.

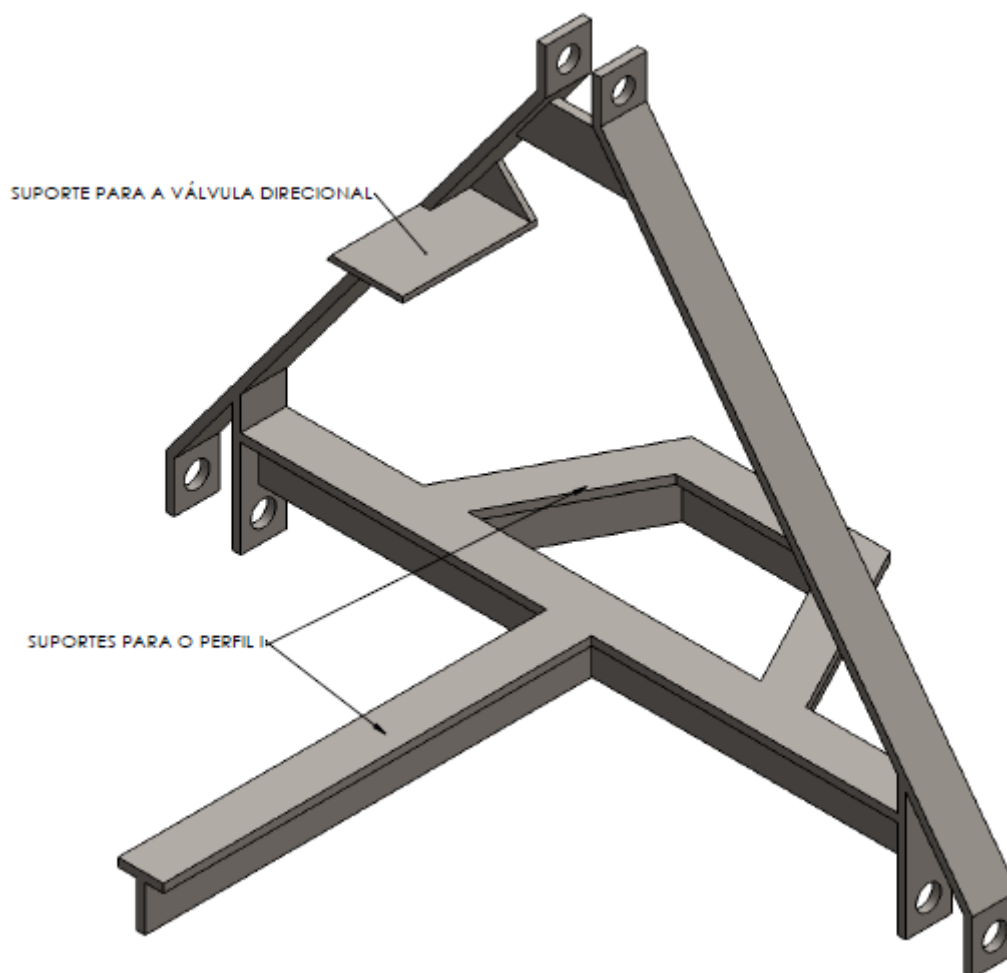
O material que será escolhido para dimensionamento do equipamento, será os que as empresas metalúrgicas terão em seu portfólio, porém será limitado a aços carbono com baixo teor de carbono, presando por características como ductibilidade. Será escolhido o aço ASTM A36 como material de construção devido a sua soldabilidade e tenacidade, também pelo fato de ser indicado para construção de implementos agrícolas, sua tensão de escoamento é de 250MPa.

Quanto a dimensões da estrutura, como foi visto no tópico 2.9.4, será estipulada pela norma NBR ISO:730. Quanto a classificação foi seguido a classe 2 N/2, a qual mais se aproxima da classificação definida no tópico 2.9.1 .

Todas as dimensões que a norma NBR ISO:730 estipula se consiste das dimensões essenciais para o projeto da estrutura. Porém a norma padroniza dois formatos de estruturas, sendo tipo plano e garfo, será escolhido o tipo garfo.

As imagens a seguir mostram de forma isométrica o resultado obtido através dos desenhos realizados, as pranchas de detalhamento estão disponíveis nos apêndices.

Figura 11 – Modelo da estrutura



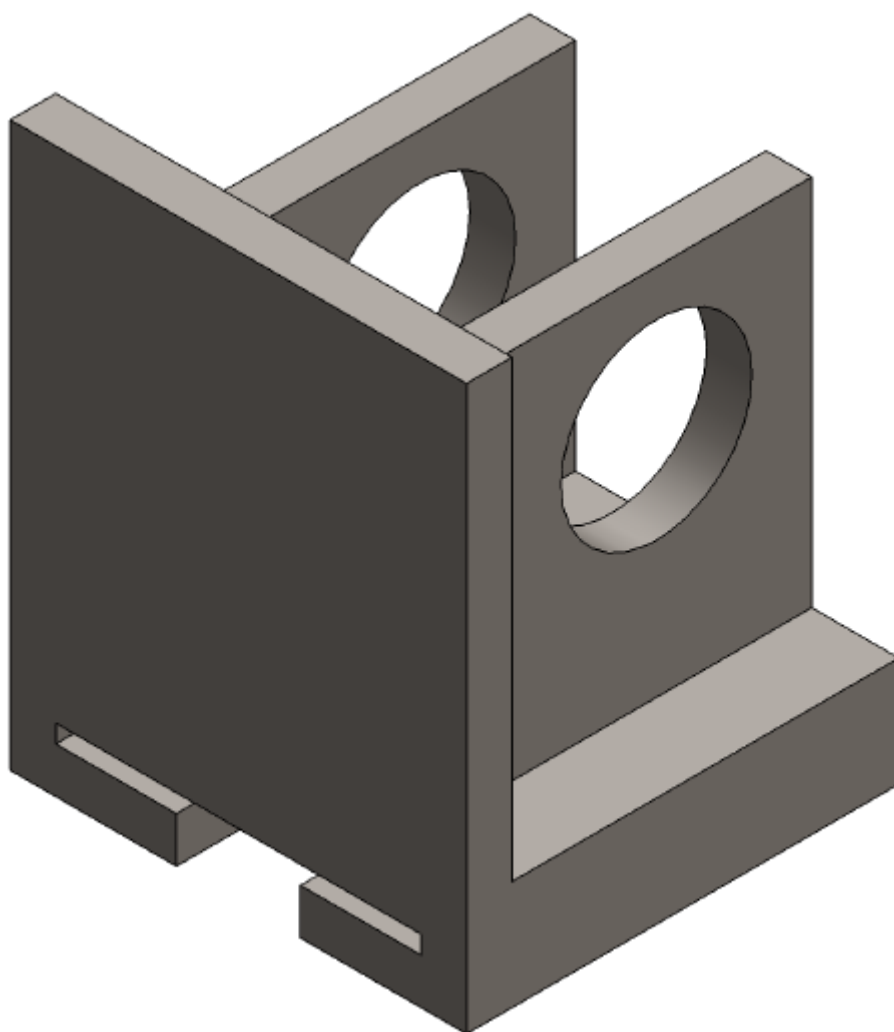
Fonte: Autor

3.8 ELEMENTOS SECUNDÁRIOS

Os seguintes elementos farão a transmissão da força entre o atuador para madeira. O primeiro elemento será fabricado com um formato que possibilite a se locomover em apenas um sentido, o da força, sem movimento nos demais planos.

Foi adotado chapa com espessura de $\frac{3}{4}$ " para construir o componente em questão, será adotado o aço ASTM A36 para os seguintes elementos. Conforme imagem abaixo.

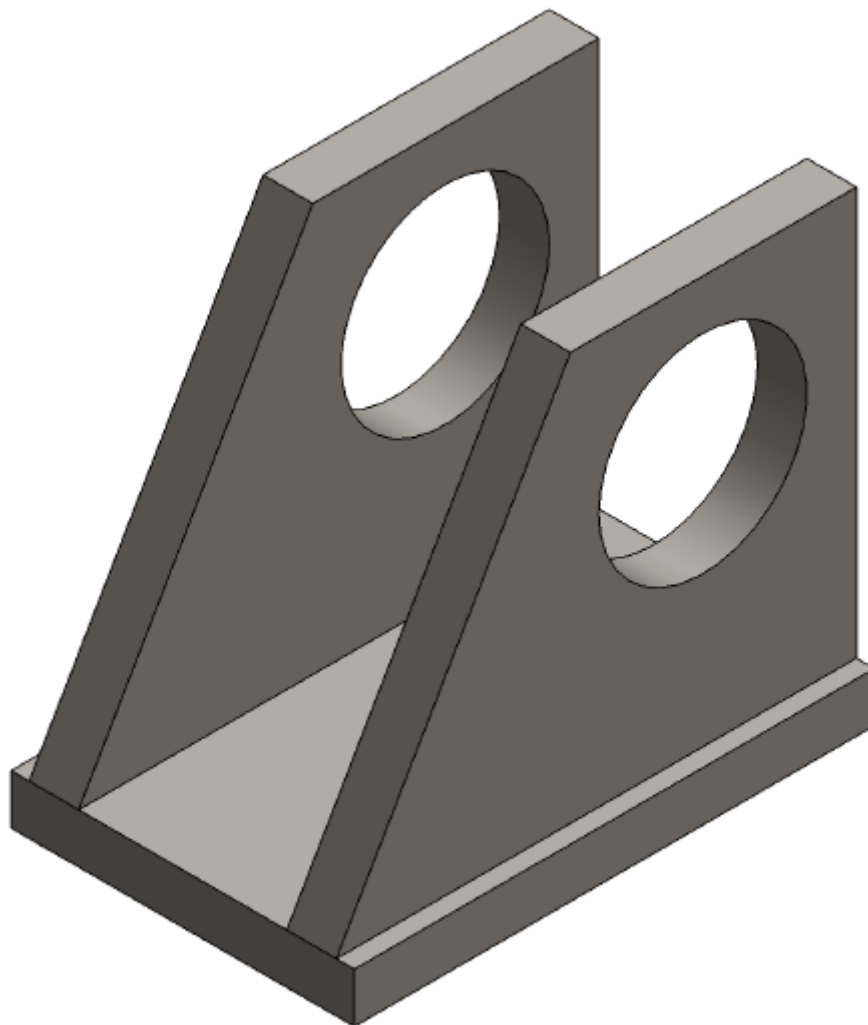
Figura 12 – Elemento de atuação



Fonte: Autor

O suporte que irá fixar o atuador no perfil, também será adotado uma chapa $\frac{3}{4}$ ". Conforme imagem abaixo.

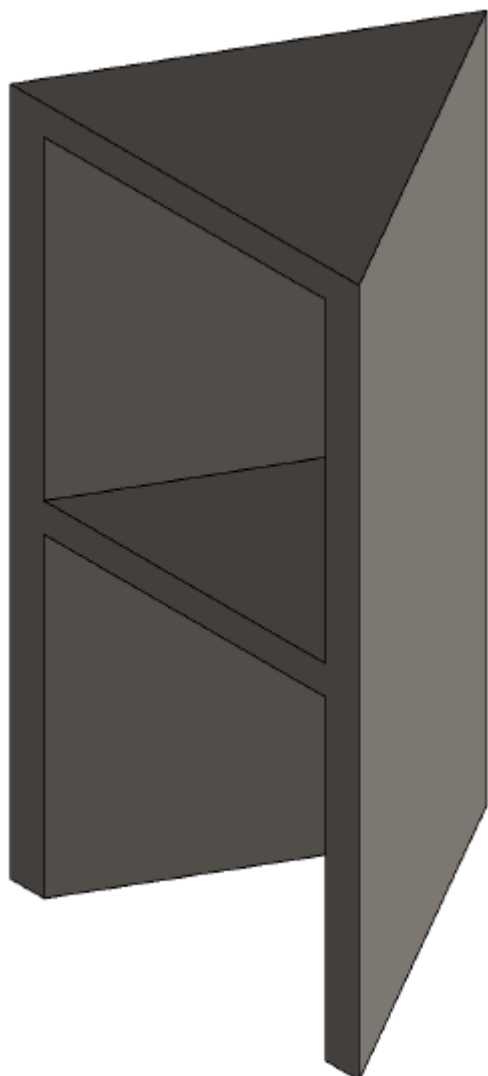
Figura 13 – Fixação do atuador



Fonte: Autor

Já a ferramenta de corte, foi adotado uma chapa de 1/2" de espessura e, acoplado ao perfil com o objetivo de resultar em um maior perímetro de cordão de solda possível, assim aumentando a confiabilidade do equipamento. Como mostra a imagem a seguir.

Figura 14 – Ferramenta de corte



Fonte:Autor

Por fim falta o dimensionamento dos pinos de fixação do atuador. E os pinos de fixação da estrutura que será acoplada ao trator não serão necessários, pelo fato de serem padronizados.

Retomando ao dimensionamento do pino do atuador, devido o atuador possuir o diâmetro do olhal de 80 mm em ambos os lados e, também pelo fato dos suportes seguirem o mesmo princípio, dois elementos que suportarão as forças, gerando assim dois planos de cisalhamento, dessa maneira um único modelo de pino atenderá a condição dos dois olhais do atuador. Lembrando que nesse caso, como o diâmetro já está definido basta apenas selecionar um material que suporte o esforço e, será utilizado um fator de segurança de 3,5 como anteriormente. O que é possível determinar a tensão de cisalhamento através de equação [16].

$$\frac{\tau}{FS} = \frac{F_{\text{máx}}}{A_p \times N_f}$$

$$\frac{\tau}{FS} = \frac{257620}{\frac{\pi \times 0.08^2}{4} \times 2}$$

$$\tau = 89,7 \text{ MPa}$$

Sabendo que a tensão de cisalhamento foi definida como sendo 0,577 vezes a tensão de escoamento, podemos assim descobri-la através da equação [17].

$$\tau = \sigma_{esc} \times 0,577$$

$$\sigma_{esc} = \frac{89,7}{0,577}$$

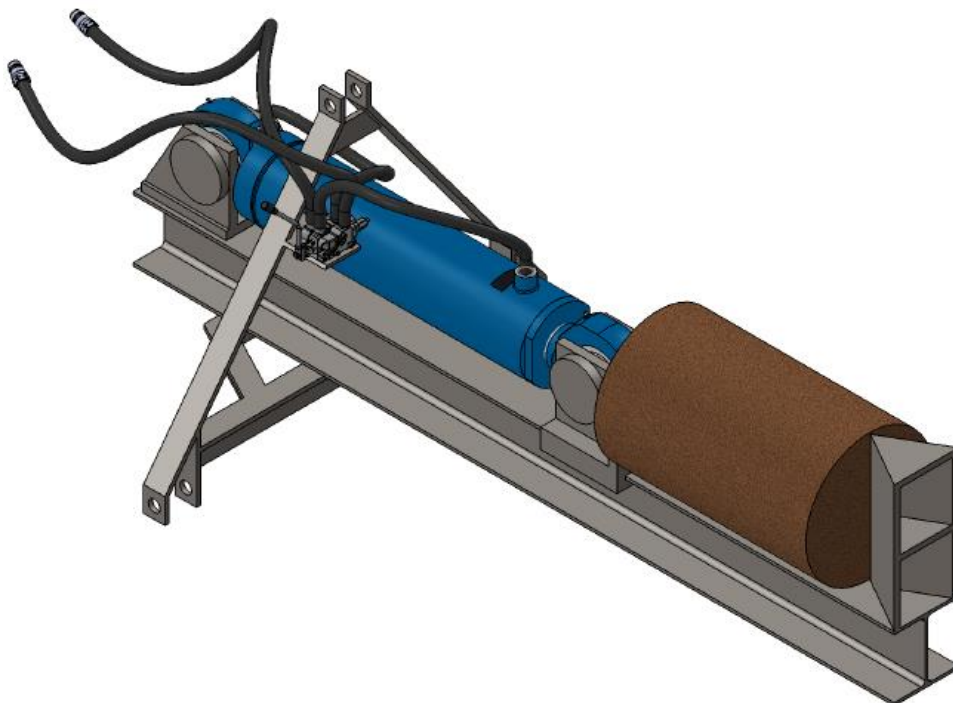
$$\sigma_{esc} = 155,45 \text{ MPa}$$

Desse modo é possível escolher um material que possua uma tensão de escoamento de no mínimo 155,45 Mpa, como o ASTM A36 que foi anteriormente utilizado possui tensão de escoamento de 250 Mpa, o aço ASTM A36 será o material escolhido para o pino.

Abaixo estão os modelos 3D do rachador, demonstrando as posições de operação do mesmo, na Figura 15 pode-se observar o equipamento com um tronco de madeira com 300 mm de diâmetro e 500 mm de comprimento, essa figura demonstra a proporcionalidade do equipamento quando comparado com o tronco. Já Figura 16 pode-se observar o atuador quando totalmente estendido, atingindo fim de curso.

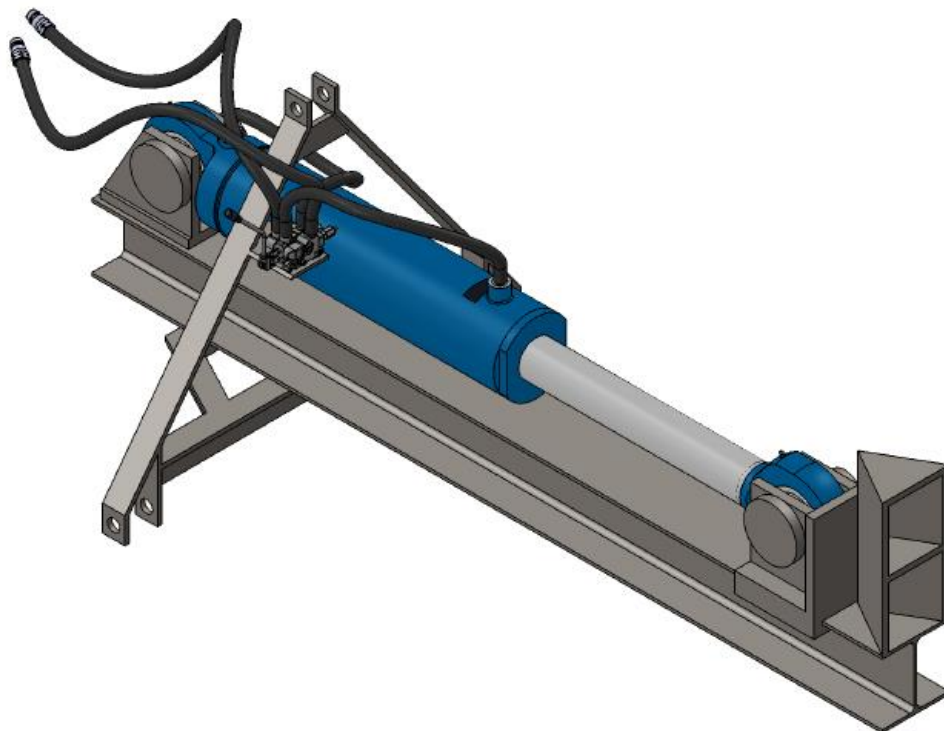
3.9 PROJETO 3D DO RACHADOR

Figura 15 – Modelo 3D do rachador



Fonte: autor

Figura 16 – Modelo 3D do atuador



Fonte: autor

CAPÍTULO 4

4.1 CONCLUSÃO

Este trabalho de conclusão de curso apresentou o projeto detalhado de um rachador hidráulico de madeira. Esse trabalho foi focado no dimensionamento de um rachador que facilita o processamento da madeira, para uso em residências no interior e no setor agropecuário, como em aviários. Ateve-se a um projeto de um equipamento robusto que se aplica a uma grande gama de tratores agrícolas, principalmente na faixa de potência que mais se encontra em residências no interior de todo o país.

O equipamento é capaz de realizar a operação a qual foi projetado devido ao estudo detalhado de cada componente.

Com o auxílio do programa de CAD SolidWorks, FluidSIM - H e através da especificação de todos os componentes foi possível verificar o acoplamento e também assim diminuir as chances de erros de projeto.

4.2 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS:

Para trabalhos futuros, sugere-se que sejam realizados testes quanto ao ângulo da ferramenta de corte, testando uma gama maior de geometrias, com uma série de espécies de madeiras presentes em nossa região, para se chegar a uma geometria mais eficaz no rachamento de madeira, assim tornando o equipamento mais eficiente.

Também é sugerido, um estudo quanto à viabilidade de se instalar um sistema de segurança para o operador, no sentido do mesmo não ter a oportunidade de entrar em contato com as regiões de corte, levando em consideração uma modificação que não impacte muito em sua produção.

E por fim, a análise quanto à configuração do equipamento, se é possível chegar a um conceito que torne a operação mais fácil para o operador, com relação a questões ergonômicas.

REFERÊNCIAS

- BACHA, C. J. C. **Análise da evolução do reflorestamento no Brasil**. Rev. de economia agrícola. São Paulo, v.55, n.2, p 5-24, jul./dez. 2008. Disponível em < http://ciflorestas.com.br/arquivos/doc_analise_brasil_5987.pdf> Acesso dia 26 de agosto de 2018.
- BACHA, C. J. C.; BARROS, A. L. M. **Reflorestamento no Brasil: evolução recente e perspectivas para o futuro**. Scientia Florestalis, Piracicaba, n. 66, p. 191-203, dez. 2004. Disponível em< <http://www.ipef.br/PUBLICACOES/scientia/nr66/cap19.pdf> >. Acesso dia 26 de agosto de 2018.
- BRITO, J. O. **O uso energético da madeira**. Estudos avançados, SBS, n. 21 v. 59, (2007). Disponível em: <<https://www.revistas.usp.br/eav/article/view/10215/11820>> . Acesso em: 23 junho 2018.
- COLLINS, J. A. **Projeto mecânico de elementos de máquinas**. Rio de Janeiro: LTC, 2006.
- CORTEZ, L. A.; LORA, E. E.; GÓMEZ, E. O. **Biomassa para energia**. Unicamp: Editora Unicamp, 2008.
- CUNHA, L. B. d. **Elementos de máquina**. Rio de Janeiro: LTC, 2005.
- DUBBEL, Heinrich. **Manual do engenheiro mecânico Vol: II**. São Paulo: Hemus, 1979.
- EMBRAPA. **ttflorestal – Transferência de tecnologia florestal**. Disponível em < <https://www.embrapa.br/florestas/transferencia-de-tecnologia/eucalipto/perguntas-e-respostas>>. Acesso dia 25 de agosto de 2018.
- FIALHO, A. B. **Automação Hidráulica – Projetos, dimensionamento e Análise de Circuitos**. 6.ed. São Paulo: Érica, 2011.
- FILHO, F.C.L., **Análise Da Usinagem Da Madeira Visando A Melhoria De Processos Em Indústrias De Móveis**. Doutorado em Engenharia de Produção – Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 38, 39 . (2004). Disponível em <<https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/87044/204100.pdf?sequence=1&isAllowed=y>> . Acesso dia 24 de junho de 2018.
- GIL, A. C. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 4. ed. São Paulo : Atlas, 2002.
- HARA, M. M.; MATOSKI, A.; MAGAJEWSKI, C.; CASALI, J. M. **Resistência ao cisalhamento paralelo às fibras de madeira mediante esforço induzido por punção**. Engenharia e Construção Civil, Curitiba, v. 1, n.2, p.40-53, jul. 2014.

LOURENÇO, P.; BRANCO, J. **Dos abrigos da pré-história aos edifícios de madeira do século XXI**. ISISE, Dept. Engenharia Civil, Universidade do Minho, Guimarães, Guimarães 2012. Disponível em:

<https://repositorium.sdum.uminho.pt/bitstream/1822/26503/1/Lourenco_Branco.pdf>.

Acesso em 23 junho 2018.

MARCONI, M. A.; LAKATOS, E. M., **Fundamentos de metodologia científica 1**. 5. ed. São Paulo : Atlas, 2003.

Mfrural. O agronegócio passa por aqui. Disponível em:<<http://www.mfrural.com.br/detalhe/trator-john-deere-6180-j-4x4-ano-12-177516.aspx>>.

Acesso dia 07 outubro de 2018.

MIALHE, L.G. **Máquinas motoras na agricultura.V: I e II**. São Paulo: Edusp, 1980.

MINÁRIK, M.; HRICOVÁ, J. **Log splitter design and construction**. Department of Mechanics and Mechanical Engineering, (2015)

Ministério De Minas E Energia. Secretária de energia. Disponível em <https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2017.pdf > . Acesso 24 junho 2018.

MODENESI, P.J; MARQUES, P.V; BRACARENSE, A.Q. **Soldagem: Fundamentos e Tecnologia**. 3ed. Belo Horizonte: Editora UFMG, 2009.

MORESCHI, J. C. **Apostila da matéria de propriedades da madeira**. Curso de Engenharia Florestal, Universidade Federal do Paraná. (2012). Disponível em <<http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasmoreschi/PROPRIEDADES%20DA%20MADEIRA.pdf> >. Acesso 23 junho 2018.

NÉRI, A.C.; GONÇALVES, R.; HERNANDEZ, R.E. **Forças de corte ortogonal 90-0 em três espécies de madeira de eucalipto**. Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental, Campina Grande, v.3, n.2, p. 239-244, 1999.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**, 4º ed. Porto Alegre. Bookman. 2013.

NUNES, L. J. R. **A utilização de biomassa como alternativa energética para a sustentabilidade e competitividade da indústria portuguesa**. Tese de Doutorado em Engenharia e Gestão Industrial, Universidade da Beira Interior, Covilhã. (2015). Disponível em: <<https://ubibliorum.ubi.pt/handle/10400.6/3969>> . Acesso dia 24 junho 2018.

OKUMURA, T.; TANIGUCHI, C. **Engenharia de Soldagem e Aplicações**. Rio de Janeiro: LTC, 1982.

PARKER, **Apresentação M2001-2 BR.** Disponível em<<https://www.parker.com/literature/Brazil/Apres%20Hidrau%2027-04.pdf>>. Acesso dia 09 de outubro de 2018.

QUIRINO, W. F.; VALE, A.T.; ANDRADE, A. P. A.; ABREU, V. L. S.; AZEVEDO, A. C. S. **Poder calorífico da madeira e de materiais ligno-celulósicos**. Revista da Madeira, n.89, p.100-106, 2005.

SANTOS, C.V.F. **Método de Ensaio para a Determinação da Resistência ao Cisalhamento em Elementos Estruturais de Madeiras de *Pinus* ssp.** Mestrado em Engenharia de Materiais – Universidade De São Paulo. São Carlos, p. 45, 46. (2016). Disponível em: <<http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/18/18158/tde-05102016-141718/en.php>> . acesso 23 junho 2018.

SILVA, R. S. **Resistência mecânica da madeira de eucalyptus saligna unidas por adesivo poliuretano para diferentes acabamentos de superfície**. 2013. 102 f. Tese (doutorado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2013. Disponível em: <<http://hdl.handle.net/11449/103727>>. Acesso dia 05 de agosto de 2018.

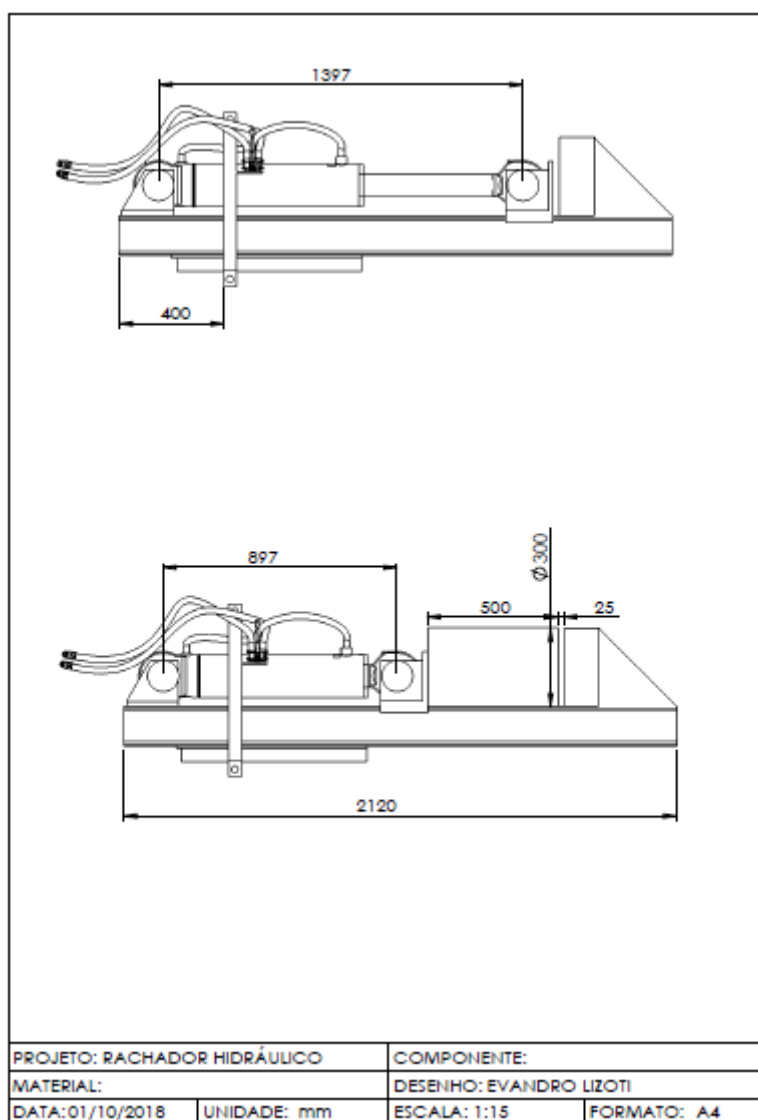
VEIT, A. A.; ALONÇO, A. D. S.; FRANCETTO, T. R.; BECKER, R. S.; BELLÉ, M. P. **Capacidade do sistema de levante hidráulico dos tratores agrícolas de pneus no Brasil**. Tecno-Lógica, Santa Cruz do Sul, v. 20, n. 1, p. 55-61, dez. 2015. ISSN 1982-6753. Disponível em: <<https://online.unisc.br/seer/index.php/tecnologica/article/view/6472>>. Acesso em: 26 de agosto de 2018.

WAINER, E.; BRANDI, S. D.; MELLO, F. D. H. **Soldagem Processo e Metalurgia**. São Paulo: Edgard Blücher Ltda., 1992.

ANEXOS E APENDICES

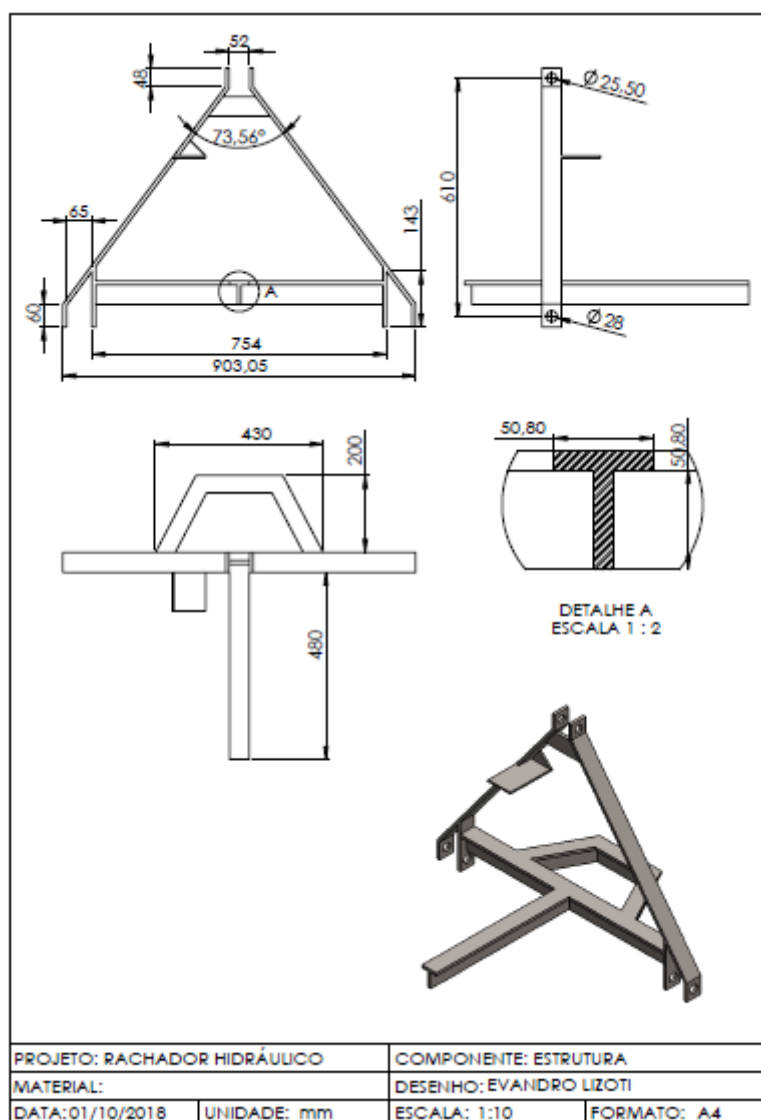
APÊNDICE

IMAGEM A-1



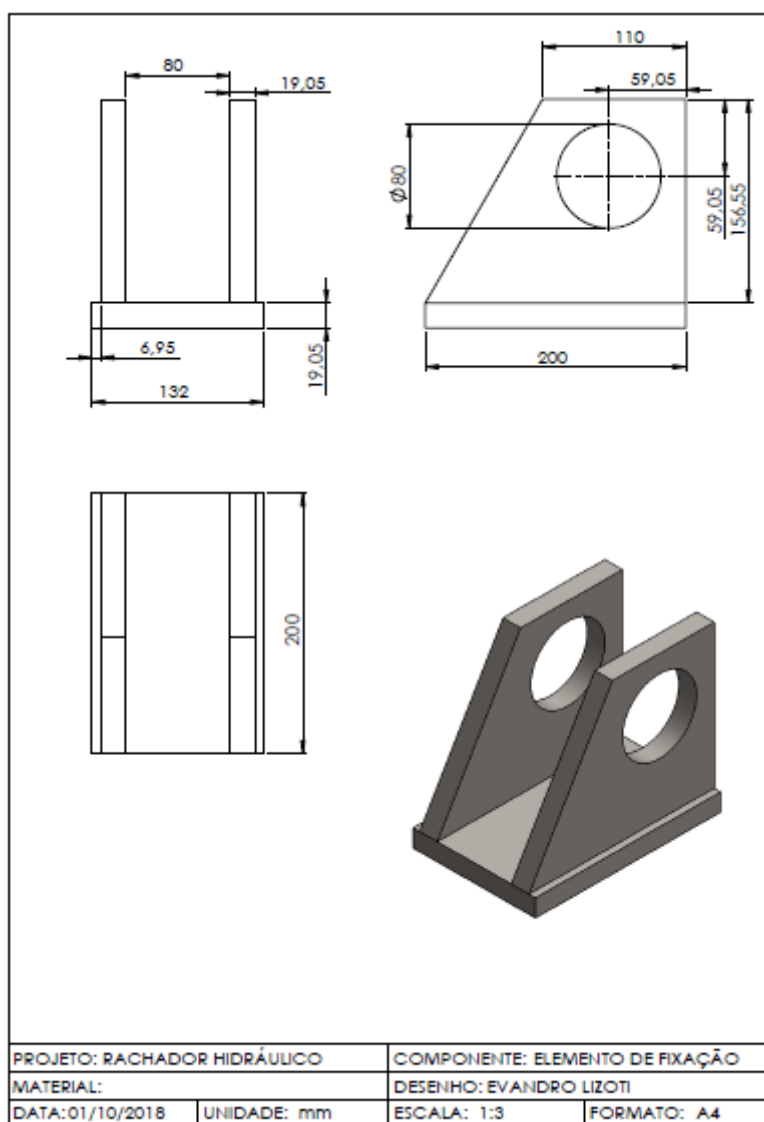
Fonte: Autor.

IMAGEM A-2



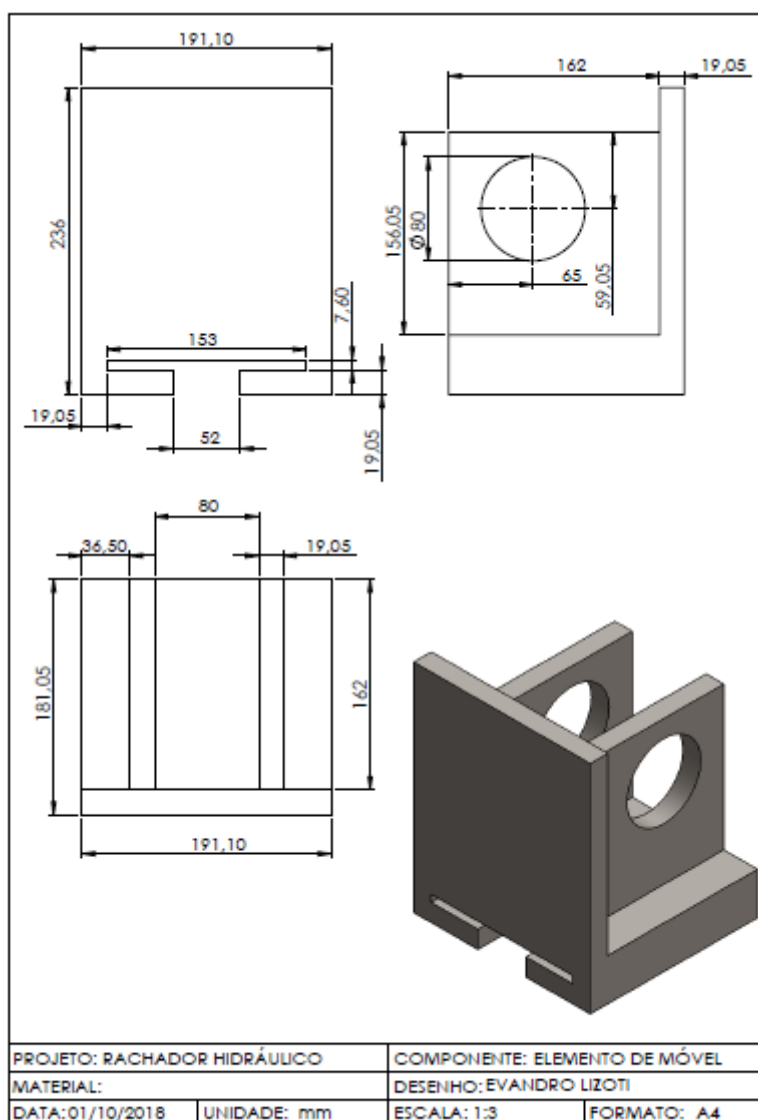
Fonte : Autor

IMAGEM A-3



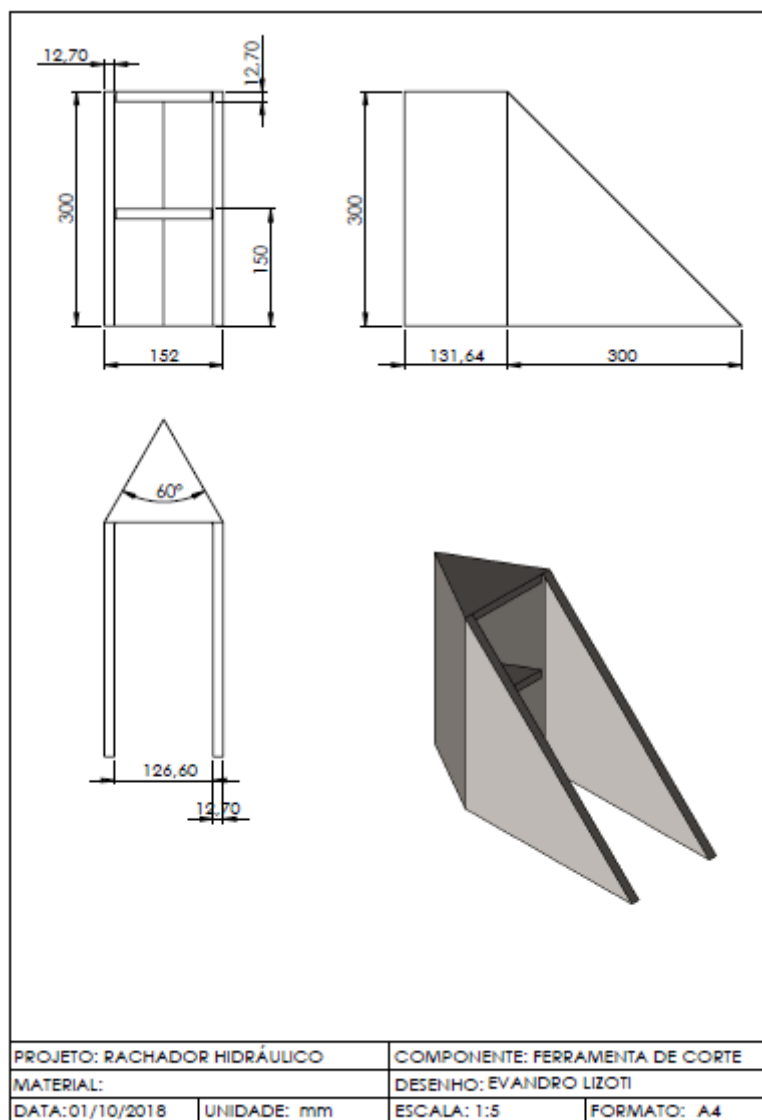
Fonte: Autor

IMAGEM A-4



Fonte: Autor

IMAGEM A-5

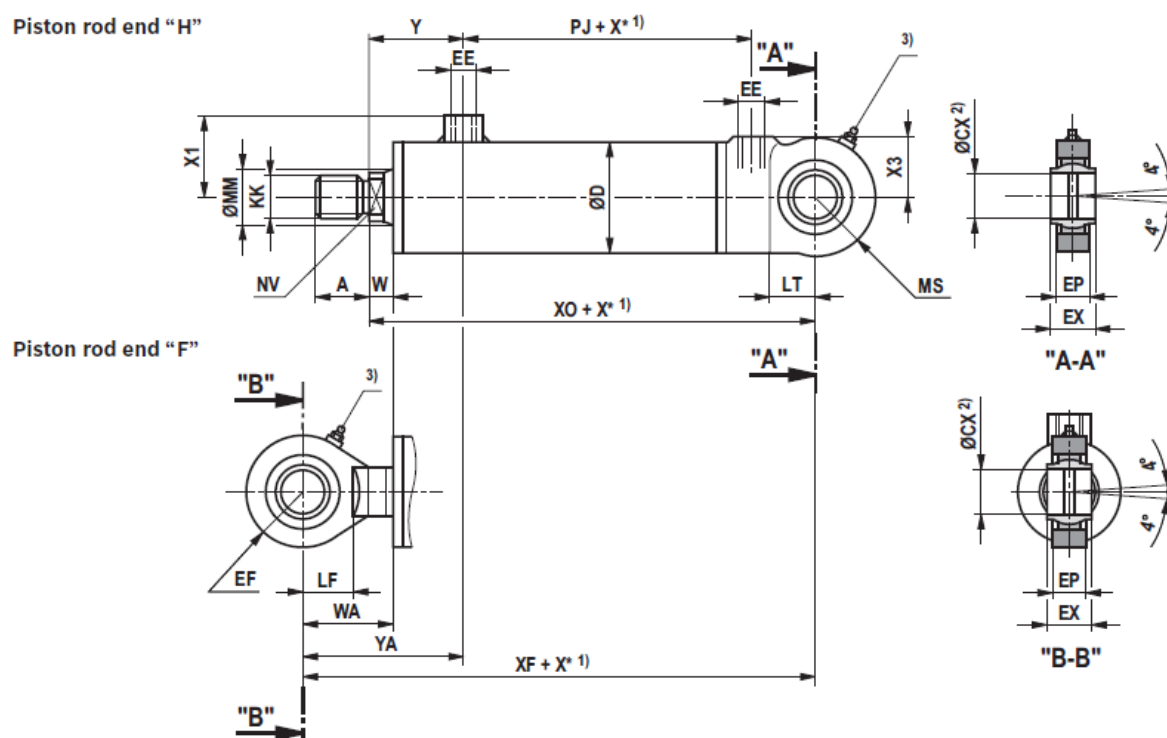


Fonte: Autor

ANEXOS

IMAGEM B-1 - Representativo de cilindros hidráulicos

Piston rod end "H"



Fonte: Rexroth

TABELA B-1 - Catálogo de cilindros hidráulicos

Dimensions: Type of mounting MP5
(dimensions in mm)

ØAL	ØMM at a nominal pressure of		K3C	A	NV	W	WA	ØD	Y	YA	PJ	XO	XF
	160 bar	250 bar											
25	14	–	M10	26	12	10	–	32	44	–	26	131	158
32	18	–	M12	28	15	11	–	40	48	–	31	148	180
40	22	–	M16x1,5	22	17	13	44	50	60	91	50	140	171
	–	25	M20x1,5	28	19	15	41	52	62	88	54	147	173
50	28	–	M20x1,5	28	22	13	50	60	62	99	57	157	194
	–	32	M27x2	36	27	15	52	62	64	101	65	167	204
63	36	–	M27x2	36	28	14	63	75	68	117	69	182	231
	–	40	M33x2	45	32	17	64	78	71	118	72	192	239
80	45	–	M33x2	45	36	16	76	95	84	144	76	208	268
	–	50	M42x2	56	41	19	74	100	84	139	81	222	277
100	56	–	M42x2	56	46	18	88	120	90	160	85	227	297
	–	63	M48x2	63	50	19	90	125	91	162	93	256	327
125	70	–	M48x2	63	60	20	106	150	99	185	93	259	345
	–	80	M64x3	85	65	22	112	160	105	195	113	307	397
160	–	100	M80x3	95	85	30	118	200	124	212	120	390	478
200	–	125	M100x3	112	110	35	143	245	139	247	124	434	542

ØAL	ØMM at a nominal pressure of		EE	X1 ±1	X3 ±1	LT	LF	MS ±2	ØCX H7	EX h12	EP max.	EF ±2	ØCN 0,008	EN h12	EU max.
	160 bar	250 bar													
25	14	–	G1/8	24,5	–	27	–	14,5	–	–	–	–	10	9	7,5
32	18	–	G1/4	33	–	32	–	17	–	–	–	–	12	10	8,5
40	22	–	G1/4	39	29	24	23	26	20	20	16	28	–	–	–
	–	25	G1/4	46	30	29	29	31	25	25	20	33	–	–	–
50	28	–	G3/8	45	33	31	29	33	25	25	20	33	–	–	–
	–	32	G3/8	52	37	37	34	39	32	32	22	42	–	–	–
63	36	–	G1/2	55	40	38	34	42	32	32	22	42	–	–	–
	–	40	G1/2	65	44	48	44	48	40	40	26	51	–	–	–
80	45	–	G1/2	65	53	46	44	51	40	40	26	51	–	–	–
	–	50	G1/2	76	57	57	50	60	50	50	34	61	–	–	–
100	56	–	G3/4	80	63	54	50	61	50	50	34	61	–	–	–
	–	63	G3/4	91	70	73	63	73	63	63	42	76	–	–	–
125	70	–	G3/4	95	78	65	63	76	63	63	42	76	–	–	–
	–	80	G3/4	109	88	90	80	92	80	80	52	92	–	–	–
160	–	100	G1	136	97	120	–	110	100	100	72	110	–	–	–
200	–	125	G1	158	120	145	–	130	125	125	92	130	–	–	–

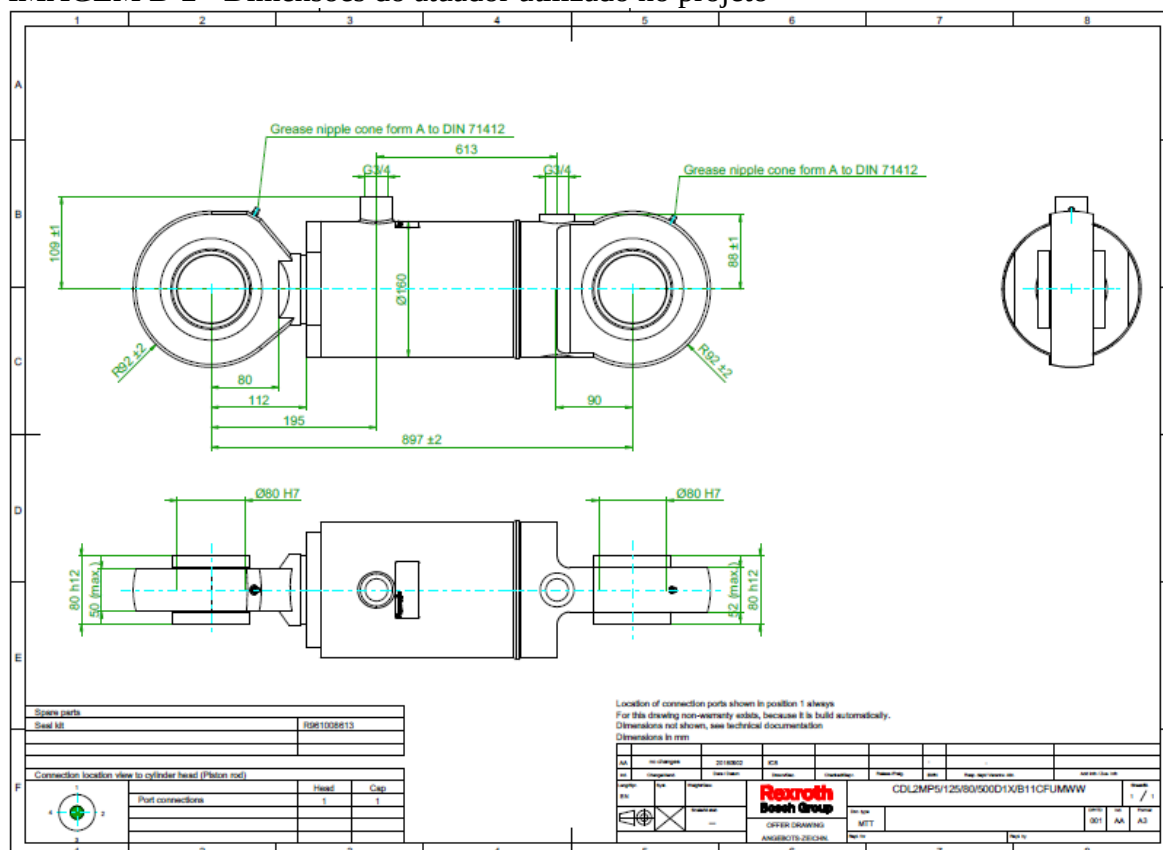
¹⁾ X* = stroke length

²⁾ Related bolts Ø J6

³⁾ Lubricating nipple, cone head form A according to DIN 71412

Fonte: Rexroth

IMAGEM B-2 - Dimensões do atuador utilizado no projeto



Fonte: Rexroth

TABELA B-2 - Catálogo de mangueiras

781 / P35 - Mangueiras de super alta pressão

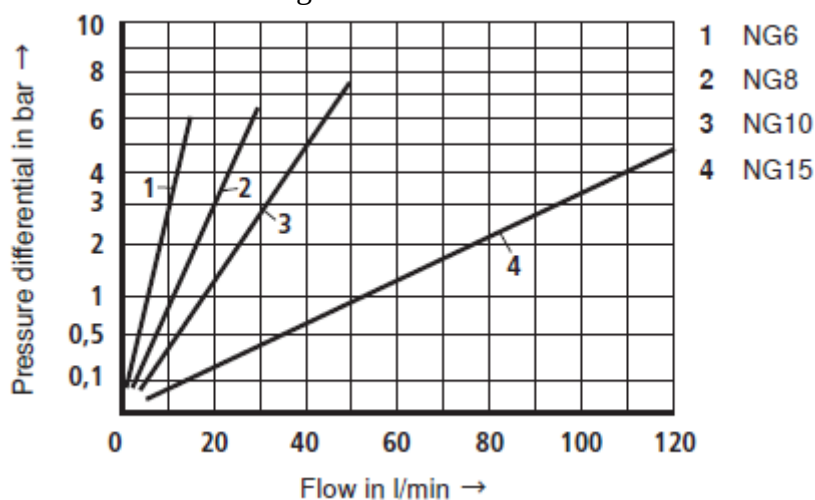
SAE 100R13, EN 856-R13 e ISO 3862-1 tipo R13



#	Diâmetro interno da mangueira		Diâmetro externo da mangueira		Pressão máxima de trabalho		Pressão mínima de ruptura		Ralo mínimo de curvatura		Peso	
Código	pol.	mm	pol.	mm	psi	MPa	psi	MPa	pol.	mm	lbs/ft	kg/m
781-12	3/4	19,1	1,26	32	5000	35,0	20000	140,0	9 1/2	240	1,07	1,59
781-16	1	25,4	1,52	39	5000	35,0	20000	140,0	12	300	1,48	2,20
781-20	1 1/4	31,8	1,96	50	5000	35,0	20000	140,0	16 1/2	420	2,48	3,69
781-24	1 1/2	38,1	2,26	57	5000	35,0	20000	140,0	20	500	3,22	4,79
P35-32	2	50,8	2,80	71	5000	35,0	20000	140,0	25	630	5,03	7,48

Fonte: Parker

TABELA B-3 - Catálogo válvula de controle de vazão



Fonte: Parker

TABELA B – 4 - Catálogo de válvulas direcionais

Válvula	Vazão da Bomba lpm (gpm)	Pressão bar (psi)	Operação			
			Manual	Pneumático	Hidráulico	Elétrico
Centro Aberto						
VY13	15 (4)	138 (2000)	X			
BV06	38 (10)	207 (3000)				X
MV3	45 (12)	207 (3000)	X			
V10	57 (15)	241 (3500)	X		X	X
V11	57 (15)	241 (3500)	X			
BV18	75 (20)	345 (5000)	X		X	X
MD06	75 (20)	207 (3000)				X
P70CF	75 (20)	317 (4600)	X	X	X	X
VDP11	75 (20)	138 (2000)	X			
V20	94 (25)	241 (3500)	X	X	X	X
VDP12	94 (25)	241 (3500)	X			
F130CF	128 (34)	317 (4600)	X	X	X	X
VA/VG20	151 (40)	241 (3500)	X	X	X	X
H170CF	170 (45)	317 (4600)	X	X	X	X
VA/VG35	264 (70)	241 (3500)	X	X	X	X
V90	377 (100)	241 (3500)	X	X	X	X

Norma: Parker

TABELA B – 5 – Catálogo de perfis gerdaui

TABELA DE BITOLAS

BITOLA mm x kg/m	Massa Linear kg/m	d mm	b mm	ESPESSURA				h mm	d' mm	Área cm²	EIXO X - X				EIXO Y - Y				r _t cm	l _t cm	ESBELTEZ		C _u cm⁴	u m²/m	BITOLA in x lb/ft
				t ₁ mm	t ₂ mm	t ₃ mm	t ₄ mm				I _x cm⁴	W _x cm³	r _x cm	Z _x cm³	I _y cm⁴	W _y cm³	r _y cm	Z _y cm³			MESA - λ ₁ b ₁ /2t ₁	ALMA - λ ₂ d'/t ₂			
W 150 x 13,0	13,0	148	100	4,3	4,9	138	118	16,6	635	85,8	6,18	96,4	82	16,4	2,22	25,5	2,60	1,72	10,20	27,49	4,181	0,67	W 6 x 8,5		
W 150 x 18,0	18,0	153	102	5,8	7,1	139	119	23,4	939	122,8	6,34	139,4	126	24,7	2,32	38,5	2,69	4,34	7,18	20,48	6,683	0,69	W 6 x 12		
W 150 x 22,5 (H)	22,5	152	152	5,8	6,6	139	119	29,0	1229	161,7	6,51	179,6	387	50,9	3,65	77,9	4,10	4,75	11,52	20,48	20,417	0,88	W 6 x 15		
W 150 x 24,0	24,0	160	102	6,6	10,3	139	115	31,5	1384	173,0	6,63	197,6	183	35,9	2,41	55,8	2,73	11,08	4,95	17,48	10,206	0,69	W 6 x 16		
W 150 x 29,8 (H)	29,8	157	153	6,6	9,3	138	118	38,5	1739	221,5	6,72	247,5	556	72,6	3,80	110,8	4,18	10,95	8,23	17,94	30,277	0,90	W 6 x 20		
W 150 x 37,1 (H)	37,1	162	154	8,1	11,6	139	119	47,8	2244	277,0	6,85	313,5	707	91,8	3,84	140,4	4,22	20,58	6,64	14,67	39,930	0,91	W 6 x 25		
W 200 x 15,0	15,0	200	100	4,3	5,2	190	170	19,4	1305	130,5	8,20	147,9	87	17,4	2,12	27,3	2,55	2,05	9,62	39,44	8,222	0,77	W 8 x 10		
W 200 x 19,3	19,3	203	102	5,8	6,5	190	170	25,1	1686	166,1	8,19	190,6	116	22,7	2,14	35,9	2,59	4,02	7,85	29,31	11,098	0,79	W 8 x 13		
W 200 x 22,5	22,5	206	102	6,2	8,0	190	170	29,0	2029	197,0	8,37	225,5	142	27,9	2,22	43,9	2,63	6,18	6,38	27,42	13,688	0,79	W 8 x 15		
W 200 x 26,6	26,6	207	133	5,8	8,4	190	170	34,2	2611	252,3	8,73	282,3	330	49,6	3,10	76,3	3,54	7,65	7,92	29,34	32,477	0,92	W 8 x 18		
W 200 x 31,3	31,3	210	134	6,4	10,2	190	170	40,3	3168	301,7	8,86	338,6	410	61,2	3,19	94,0	3,60	12,59	6,57	26,50	40,822	0,93	W 8 x 21		
W 200 x 35,9 (H)	35,9	201	165	6,2	10,2	181	161	45,7	3437	342,0	8,67	379,2	764	92,6	4,09	141,0	4,50	14,51	8,09	25,90	69,502	1,03	W 8 x 24		

Fonte: Gerdau

TABELA B – 6 - Propriedades dos materiais

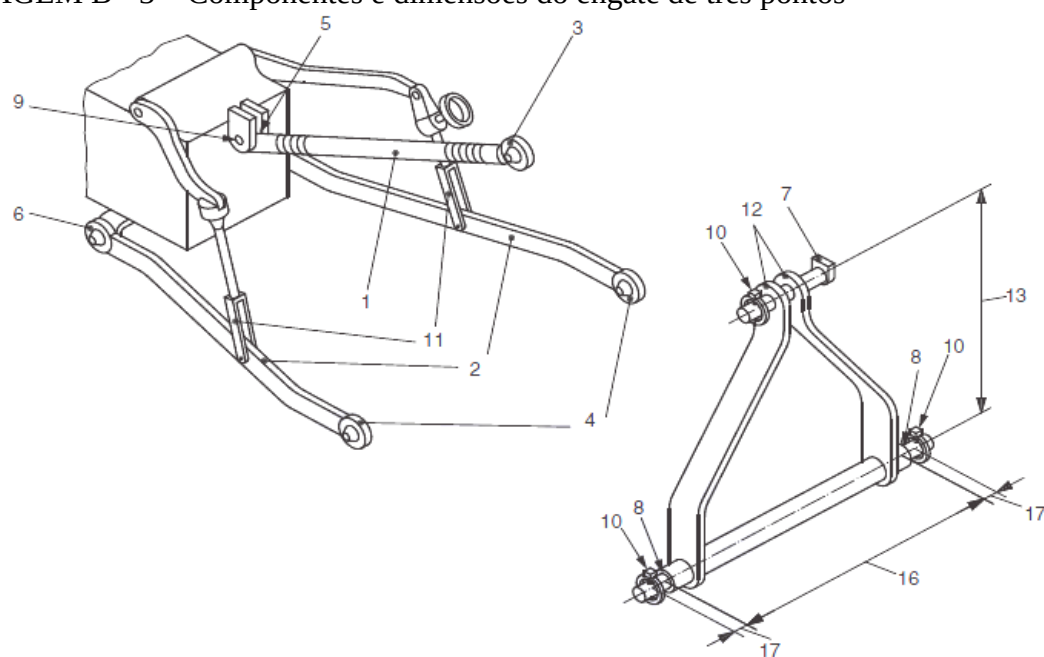
Tabela 16-3

Resistências mínimas para alguns aços estruturais ASTM

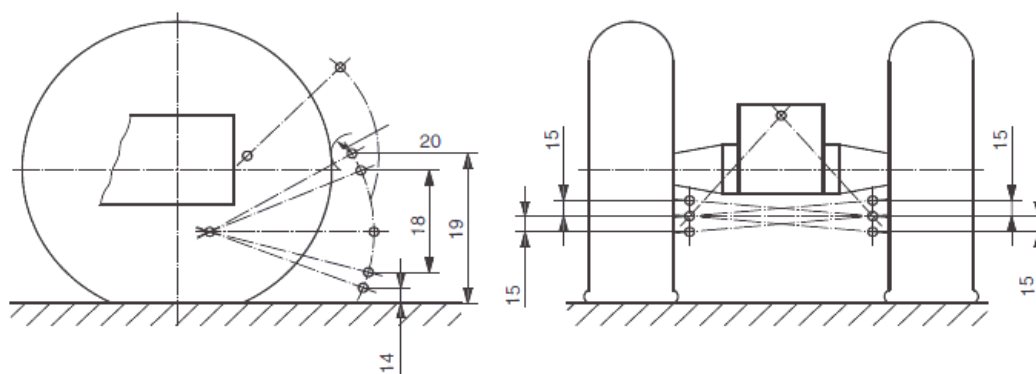
Número ASTM	S _y kpsi (MPa)	S _{ut} kpsi (MPa)
A36	36 (250)	58-80 (400-500)
A572 Gr42	42 (290)	60 (415)
A572 Gr50	50 (345)	65 (450)
A514	100 (690)	120 (828)

Fonte: Norton(2013)

IMAGEM B - 3 – Componentes e dimensões do engate de três pontos



a) Componentes



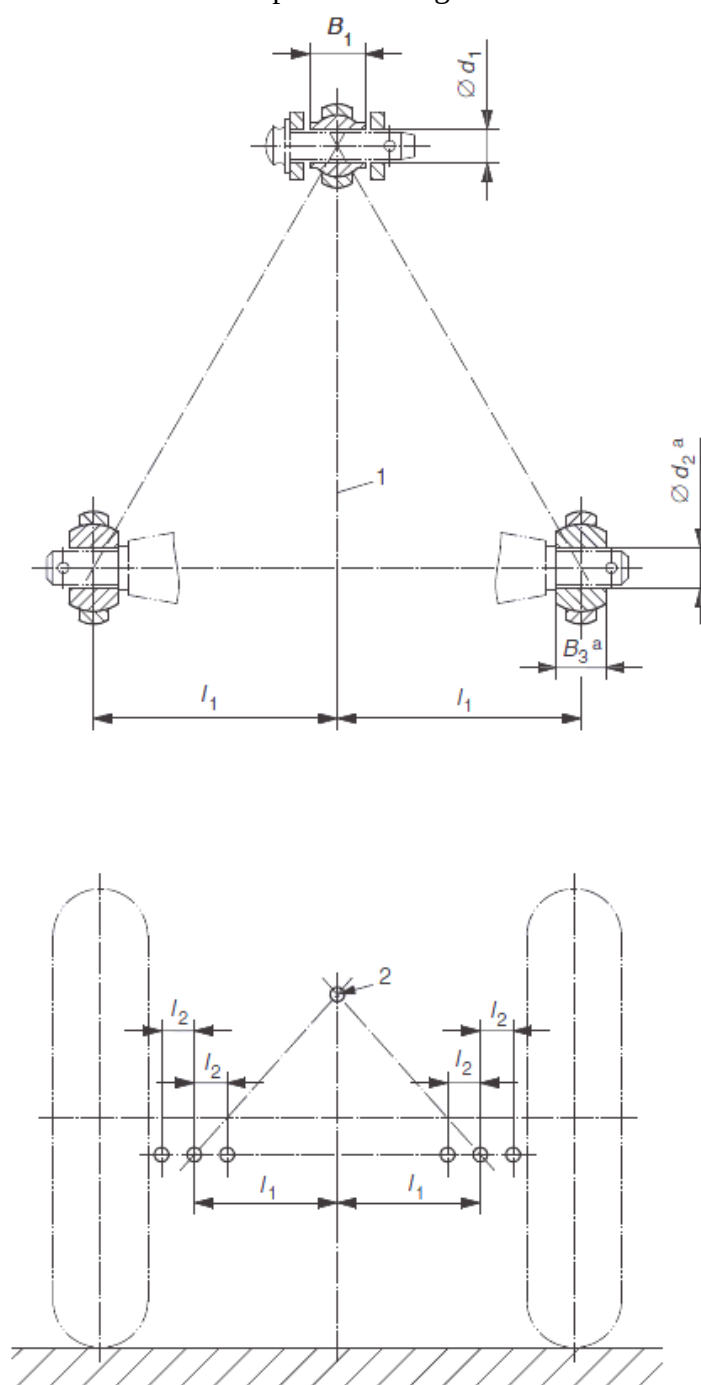
b) Dimensões

Legenda

1 braço de ligação superior	8 fixação do engate inferior	15 regulagem de nivelamento
2 braço de ligação inferior	9 fixação do braço de ligação	16 extensão do ponto de engate inferior
3 ponto de engate superior	10 pino de retenção	17 distância do furo do pino de retenção
4 ponto de engate inferior	11 hastes de levantamento	18 amplitude de movimento
5 ponto de ligação superior	12 torre	19 altura de transporte
6 ponto de ligação inferior	13 altura da torre	20 distância livre do ponto de engate inferior
7 fixação do engate superior	14 altura do ponto de engate inferior	

Fonte: NBR ISO: 730

IMAGEM B - 4 – Dimensões relativas aos pontos de engate do trator

**Legenda**

- 1 eixo do trator
- 2 triângulo do ponto de engate

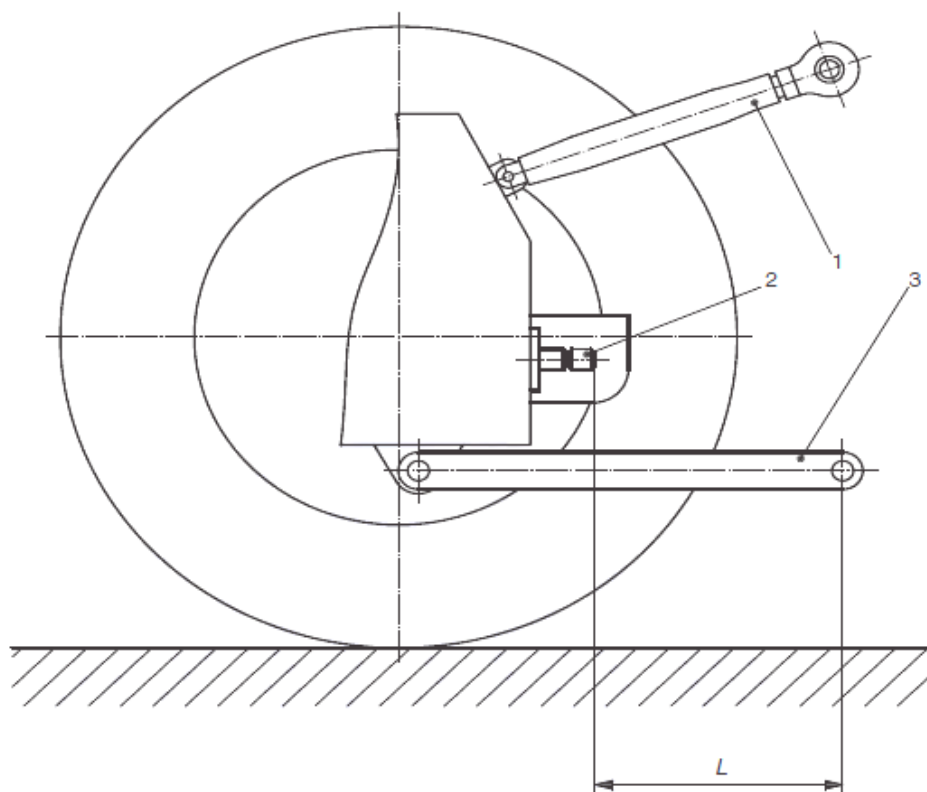
a Ambos os lados.

NOTA As dimensões são dadas na Tabela 2.

Figura 3 – Dimensões relativas aos pontos de engate do trator

Fonte: NBR ISO: 730

IMAGEM B - 5 – Distância da TPD até os pontos de ligação inferiores.



Legenda

- 1 braço de ligação superior
- 2 TDP
- 3 braços de ligação inferiores

NOTA A dimensão L é especificada na Tabela 2.

Figura 2 – Distância da TDP até os pontos de ligação inferiores

Fonte: NBR ISO: 730

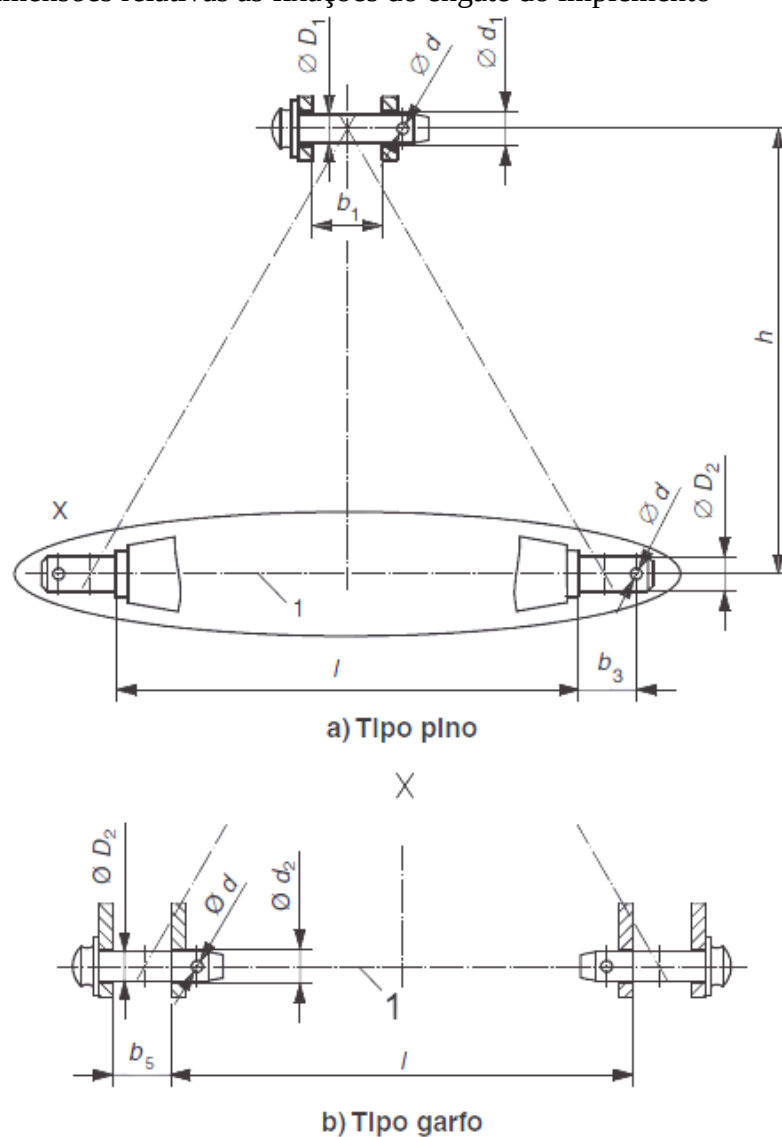
TABELA B - 7 – Dimensões relativas ao engate do trator

Dimensões em milímetros

Dimensão	Descrição	Ver Figura	Categoria							
			1N	1	2N	2	3N	3	4N	4
Pontos de engate superiores										
d_1	Diâmetro do furo do pino de engate	3	$19,3^{+0,2}_0$	$19,3^{+0,2}_0$	$25,7^{+0,2}_0$	$25,7^{+0,2}_0$	$32^{+0,25}_0$	$32^{+0,25}_0$	$45,2^{+0,3}_0$	$45,2^{+0,3}_0$
B_1	Largura da esfera	3	$44^{+0}_{-0,5}$	$44^{+0}_{-0,5}$	$51^{+0}_{-0,5}$	$51^{+0}_{-0,5}$	$51^{+0}_{-0,5}$	$51^{+0}_{-0,5}$	$64^{+0}_{-0,5}$	$64^{+0}_{-0,5}$
Pontos de engate inferiores										
d_2	Distância do furo do pino de engate	3	$22,4^{+0,25}_0$	$22,4^{+0,25}_0$	$28,7^{+0,2}_0$	$28,7^{+0,2}_0$	$37,4^{+0,35}_0$	$37,4^{+0,35}_0$	$51^{+0,5}_0$	$51^{+0,5}_0$
B_3	Largura da esfera	3	$35^{+0}_{-0,5}$	$35^{+0}_{-0,5}$	$45^{+0}_{-0,5}$	$45^{+0}_{-0,5}$	$45^{+0}_{-0,5}$	$45^{+0}_{-0,5}$	$57,5^{+0}_{-0,5}$	$57,5^{+0}_{-0,5}$
l_1	Distância lateral do ponto de engate inferior à linha de centro do trator ^a	3	218	359	364	435	435	505	505 ^b	612
l_2	Movimento lateral do ponto de engate inferior ^c	3	50 min.	100 min. ^d	100 min. ^d	125 min.	125 min.	125 min.	125 min.	125 min.
L	Distância da extremidade da TDP até o centro do ponto de engate inferior, com os braços de ligação inferiores na horizontal ^{e,f}	2	300 a 375	500 a 575	550 a 625	550 a 625	575 a 675	575 a 675	575 a 675	575 a 675

Fonte: NBR ISO: 730

IMAGEM B – 6 – Dimensões relativas às fixações do engate do implemento

**Legenda**

1 eixo das fixações

NOTA As dimensões são dadas na Tabela 2 e Tabela 4.

Figura 4 – Dimensões relativas às fixações do engate do implemento

Fonte: NBR ISO: 730

TABELA B – 8 – Dimensões reativas às fixações do engate do implemento

Dimensões em milímetros

Dimensão Ver Figura 4	Descrição	Categoria							
		1N	1	2N	2	3N	3	4N	4
Fixações do engate superior									
D_1	Diâmetro do pino de engate	$19^{+0}_{-0,08}$	$19^{+0}_{-0,08}$	$25,5^{+0}_{-0,13}$	$25,5^{+0}_{-0,13}$	$31,75^{+0}_{-0,2}$	$31,75^{+0}_{-0,2}$	$45^{+0}_{-0,8}$	$45^{+0}_{-0,8}$
b_1	Largura entre as faces internas da torre	52 mín.	52 mín.	52 mín.	52 mín.	52 mín.	52 mín.	65 mín.	65 mín.
Fixações do engate inferior									
D_2	Diâmetro do pino de engate	$22^{+0}_{-0,2}$	$22^{+0}_{-0,2}$	$28^{+0}_{-0,2}$	$28^{+0}_{-0,2}$	$36,6^{+0}_{-0,2}$	$36,6^{+0}_{-0,2}$	$50,8^{+0}_{-1,1}$	$50,8^{+0}_{-1,1}$
b_3	Distância do furo do pino de retenção	49 mín.	49 mín.	49 mín.	49 mín.	52 mín.	52 mín.	68 mín.	68 mín.
b_5	Largura do garfo	65^{+2}_{-0}	65^{+2}_{-0}	65^{+2}_{-0}	65^{+2}_{-0}	$72,5^{+2}_{-0}$	$72,5^{+2}_{-0}$	$96,5^{+2}_{-0}$	$96,5^{+2}_{-0}$
l	Extensão do ponto de engate inferior	$400 \pm 1,5$	$683 \pm 1,5$	$683 \pm 1,5$	$825 \pm 1,5$	$825 \pm 1,5$	$965 \pm 1,5$	$953 \pm 1,5$	$1166,5 \pm 1,5$
Outras dimensões									
d	Diâmetro do furo do pino de retenção								
	Para o pino de engate superior	12 mín.	12 mín.	12 mín.	12 mín.	12 mín.	12 mín.	17 mín.	17 mín.
	Para o pino de engate inferior	12 mín.	12 mín.	12 mín.	12 mín.	17 mín.	17 mín.	17 mín.	17 mín.
h	Altura da torre	$360 \pm 1,5$	$460 \pm 1,5$	$610 \pm 1,5$	$610 \pm 1,5$	$685 \pm 1,5$	$685 \pm 1,5$	$685 \pm 1,5$	$1100 \pm 1,5$

Fonte: NBR ISO: 730