

UNIVERSIDADE DE PASSO FUNDO – Engenharia Mecânica
Disciplina MEC041 - Trabalho Final de Graduação II

PROJETO DE UM SISTEMA HIDRÁULICO PARA UM VAGÃO MISTURADOR AGROPECUÁRIO

Autor – Jocimar Padilha Dos Santos

e-mail: 61778@upf.br

Professor Orientador – Prof. Me. Jairo Machado

e-mail: jairo@upf.br

Comissão Examinadora – Prof. Me. Auro Marcolan, Prof. Dr. Fabio Goedel

RESUMO

Os implementos utilizados na agropecuária, destacando-se entre eles os vagões misturadores, que possuem grande aplicabilidade, auxiliam os produtores na realização de suas atividades que, na grande maioria das vezes, eram desenvolvidas manualmente, porém nos dias atuais passaram a ser substituídas por sistemas mecânicos e hidráulicos, diminuindo a mão-de-obra, realizando diversas tarefas simultaneamente em curto espaço de tempo. Esta evolução é de extrema necessidade, tendo em vista que para uma boa rentabilidade e sustentabilidade das propriedades é necessário um planejamento e manejo correto das dietas dos animais, para que com isso se alcance uma maior média leiteira diária, ou peso do animal se tratando de confinamento de corte. Para que estes equipamentos tenham durabilidade, eficiência e atendam as necessidades diárias, devem estar dimensionados corretamente. O principal objetivo deste trabalho é o dimensionamento do sistema hidráulico para um vagão misturador agropecuário. No decorrer da revisão bibliográfica serão abordados temas que permitem o desenvolvimento e conhecimento das informações técnicas a respeito do vagão misturador, o conhecimento da função de cada componente hidráulico utilizado no projeto, bem como os respectivos equacionamentos usados para o dimensionamento.

Palavras chave: Vagão misturador; Dimensionamento; Sistema hidráulico;

1 INTRODUÇÃO

Com a constante evolução tecnológica, há no mercado uma intensa necessidade de se desenvolver técnicas de trabalho, que possibilitem ao homem o aprimoramento nos processos produtivos e a busca de qualidade dos produtos e implementos. Amplas áreas de automatização foram possíveis com a introdução de sistemas hidráulicos para o controle de movimentos. Os equipamentos dos sistemas hidráulicos, em geral, divididos em sistemas de geração (bomba hidráulica), distribuição (mangueiras), controle (válvulas de controle) e aplicação de energia (motores hidráulicos), necessitam um dimensionamento adequado, para manter um funcionamento seguro.

A realização deste trabalho justifica-se pelo fato de todos os componentes serem corretamente dimensionados para que não ocorram problemas futuros. Assim, neste trabalho será projetado o sistema hidráulico de um vagão misturador agropecuário, a partir de uma literatura adequada referida aos sistemas hidráulicos, a fim de possibilitar conhecimento dos componentes que serão dimensionados, informando e identificando o equacionamento que compõe o dimensionamento proposto, bem como as informações de onde será aplicado o projeto do sistema hidráulico proposto, podendo relatar as seguintes informações.

O vagão misturador é um implemento que realiza o corte da silagem no silo, através de um dispositivo giratório chamado de fresa de corte. Ela trabalha em alta rotação e é acionada por um motor hidráulico. Após o carregamento são inseridos demais ingredientes, como farelados e concentrados, dando, em seguida, início na mistura dos ingredientes. Essa mistura é realizada por um misturador em formato de helicóide, acionado por uma caixa de redução localizada no centro do implemento. Possui comportas situadas nas laterais do implemento, acionadas por cilindros hidráulicos, e descarga por esteira, sendo essa acionada por motor hidráulico.

Para que o implemento tenha condições de realizar várias tarefas simultaneamente é imprescindível o dimensionamento correto de cada componente hidráulico, para que não ocorram problemas no sistema, como por exemplo, perda de eficiência, superaquecimento, diminuição da vida útil dos componentes, vazamentos e rompimento de mangueiras hidráulicas.

1.1 Objetivo geral e específico

Este trabalho tem como objetivo desenvolver o projeto de um sistema hidráulico para um vagão misturador agropecuário, bem como suas aplicações, equacionamentos e análise dos resultados, a fim de possibilitar a escolha dos componentes hidráulicos.

- Aplicar os conhecimentos de engenharia para desenvolver o dimensionamento dos componentes que irão compor o sistema hidráulico;
- Executar os equacionamentos para atingir o objetivo geral deste trabalho;
- Apresentar os resultados após a realização dos cálculos;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, será apresentado o referencial teórico a partir de uma literatura adequada referente ao desenvolvimento deste trabalho. Com o intuito de compreender e embasar os assuntos principais relacionados aos componentes hidráulicos, bem como suas aplicações e informações do implemento que fez parte do projeto proposto neste trabalho.

2.1 Vagão misturador agropecuário

Os vagões misturadores são equipamentos que têm a finalidade de auto carregar os produtos, pesar, misturar e distribuir alimentos que compõem uma ração formulada, de acordo com a Figura 1. A avaliação adequada dos misturadores, para animais em produção, é uma ferramenta importante para maximizar o desempenho dos animais e minimizar efeitos adversos causados pelas más misturas.

A qualidade da dieta é um fator que pode influenciar no ganho de peso e na eficiência alimentar minimizando a ocorrência de distúrbios metabólicos. Dessa forma, a mistura dos ingredientes constitui-se em uma das etapas mais importantes em um confinamento ou leiteira, uma vez que pode afetar o atendimento das exigências nutricionais dos animais.

Figura 1 – Vagão misturador agropecuário.



Fonte: Roster (2023)

As principais características relacionadas à função dos vagões misturadores são:

- Melhorar a qualidade da dieta fornecida aos animais, ou seja, garantir que aquilo que foi formulado, para um determinado ganho de peso ou produção de leite, é aquilo que está sendo fornecido.
- Controlar o consumo de Matéria Seca em diferentes lotes. O vagão misturador garante que o animal consuma a proporção adequada de forragem e concentrado, sem que ocorra a seleção de ingredientes.
- Controle preciso da quantidade de cada ingrediente fornecido aos animais, bem como, do que está sendo fornecido no cocho.
- Permite um melhor controle das sobras nos cochos, uma vez que mais de 90% dos problemas de acidose em confinamento são provenientes de sobra no cocho.
- Melhor adequação da mão-de-obra. Com a utilização de vagões misturadores uma pessoa consegue ser responsável pelo trato de um número maior de animais, quando comparado com confinamentos alimentados com vagão forrageiro convencional.

2.1.1 Modelo existente no mercado

Realizando uma pesquisa de mercado para verificar a existência de produtos similares ao em desenvolvimento, constataram-se alguns modelos de vagões misturadores semelhantes ao estudo proposto. Porém cada marca possui seus diferenciais e conceitos específicos de aplicação. Um exemplo é o equipamento denominado “Tratomix” da marca Ipacol¹, de acordo com a Figura 2. Trata-se de um vagão misturador vertical, com sistema de auto carregamento. Porém ele possui duas fresas de carregamento, isso devido à altura expressiva do equipamento.

Figura 2 – Vagão misturador Tratomix.



Fonte: Ipacol (2023).

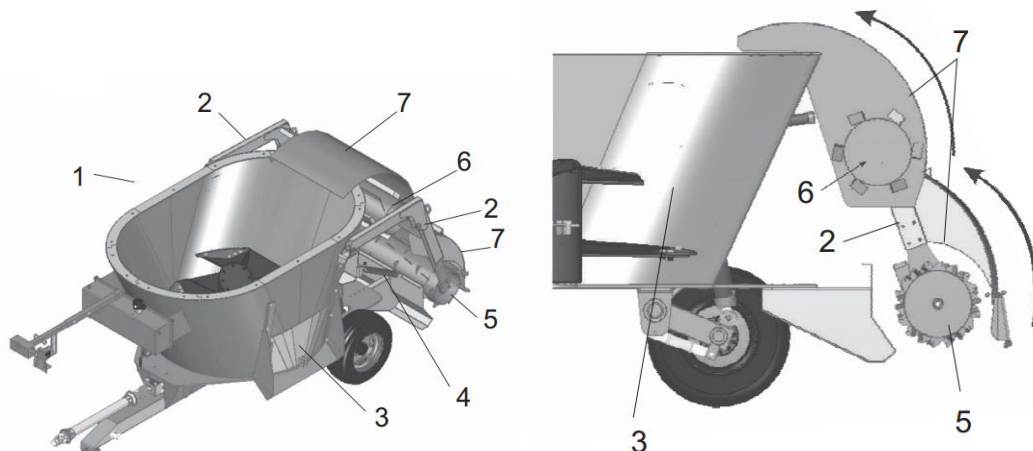
¹ Ipacol é uma fábrica de máquinas e implementos agrícolas localizada em Veranópolis – RS.

2.2 Busca por patentes

Para a devida proteção dos direitos de terceiros, faz-se necessária uma busca em bancos de patentes por produtos similares, princípios de funcionamento e disposições construtivas que não poderão ser utilizados no produto em desenvolvimento sem a devida autorização. O órgão consultado é o INPI, responsável por conceder direitos sobre os inventos de empresas e inventores independentes. Realizando-se uma busca pelos termos “Misturadores com agitadores rotativos” a maioria dos resultados correspondem a projetos que servem para a mesma aplicação, porém possuem sistemas construtivos e sistemas hidráulicos diferentes ao aplicado nesse projeto.

Observa-se na Figura 3, o modelo inventado por Marildo Parise (2016) **BR 202016009106-9**. O inventor defende que seu invento “**disposição em mecanismo de carga aperfeiçoado para misturador e distribuidor de ração**” refere-se a um mecanismo de carga aperfeiçoado que pode ser instalado em vagões misturadores e distribuidores de ração horizontais e verticais, acionado por sistema hidráulico convencional, composto por tanque, mangueiras, motores e bomba acionada pela tomada de força do trator, ou acionado pelo comando hidráulico remoto do trator. Apresentando braços articulados (2), montados na caixa de carga (3), do vagão (1), associados a cilindros hidráulicos (4), de movimentação caracterizada por ditos braços articulados (2), ser provido em sua extremidade livre de um rolo desensilador e lançador (5), de um segundo rolo lançador (6), movimentados por motores hidráulicos em série e associados a dois anteparos de proteção (7).

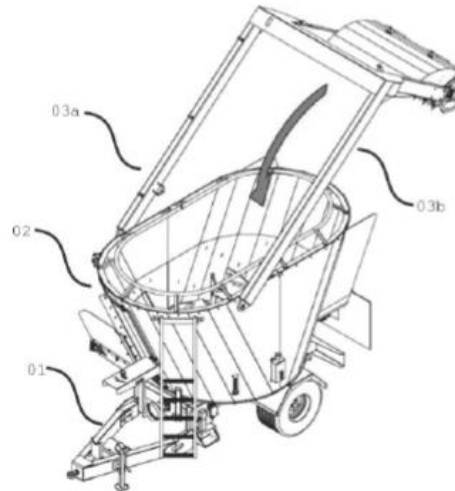
Figura 3 – Disposição em mecanismo de carga para misturador.



Fonte: INPI (2023).

Diferente do anterior, observa-se na Figura 4, o modelo inventado por Casale Equipamentos (2017), **BR 102017010850-3**. O inventor defende que seu invento “**implemento agrícola misturador vertical auto carregável e distribuidor de compostos nutricionais para alimentação animal com sistema de admissão por uma ou mais roscas sem-fim ou verruma e também esteira transportadora**”, refere-se a um equipamento que compreende um chassi (01), construído em vigas ou tubos de aço, acoplado em uma unidade tratora (não representada) através de sistemas de simples arrasto ou terceiro ponto, sendo que o dito chassi (01) suporta superiormente um reservatório ou caixa de carga (02), sendo caracterizado pelo fato do reservatório ou caixa de carga (02) possuir uma abertura em qualquer uma de suas porções laterais de forma a receber pelo menos uma rosca sem fim ou verruma (05) assentada de maneira fixamente móvel em um suporte (06) cujo sentido de giro se projeta de fora para dentro.

Figura 4 – Misturador com sistema de admissão por uma ou mais roscas sem fim.



Fonte: INPI (2023).

2.3 Sistemas Hidráulicos

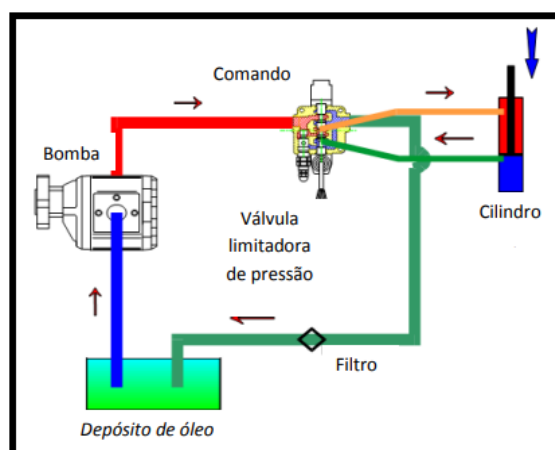
Segundo Linsingen (2003), um sistema hidráulico é um conjunto de elementos físicos convenientemente associados que, utilizando um fluido como meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimentos. Portanto, é o meio pela qual uma forma de energia de entrada é convertida e condicionada de modo a ter como saída energia mecânica útil.

Os sistemas hidráulicos podem ser divididos em três partes principais:

- Sistema de geração, constituído por reservatório, filtros, bombas, motores, acumuladores, intensificadores de pressão e outros acessórios.
- Sistema de Distribuição e Controle, constituído por válvulas controladoras de pressão, vazão e válvulas direcionais.
- Sistema de Aplicação de Energia, constituído por motores, cilindros e osciladores.

A denominação “Circuito Hidráulico” de acordo com a Figura 5, é usado geralmente para indicar o conjunto de elementos de transmissão através da “Força Fluída”, surgiu do caminho percorrido pelo fluido que saindo inicialmente do reservatório, passa através de todos os elementos e retorna ao reservatório.

Figura 5 – Circuito hidráulico básico.



Fonte: Hydra Company (2023)

2.4 Componentes do Circuito Hidráulico de um Vagão Misturador Agropecuário

Para o correto dimensionamento dos componentes de qualquer equipamento hidráulico é necessário entender a finalidade daquele equipamento e a sua condição de trabalho.

Os componentes hidráulicos de um Vagão Misturador Agropecuário devem sempre ser dimensionados, considerando as condições severas de uso. Conforme estas condições os itens abaixo explicam os principais componentes utilizados que compõem circuito hidráulico.

2.4.1 Bomba Hidráulica

Segundo Fialho (2002) a bomba é, sem dúvida, o componente mais importante e menos compreendido no sistema hidráulico. Sua função é a de converter a energia mecânica em energia hidráulica, empurrando o fluido hidráulico no sistema. As bombas são fabricadas em vários tamanhos e formas, mecânicas e manuais com diversos e complexos mecanismos de bombeamento e para diversas aplicações.

2.4.2 Bomba de Engrenagens

É constituída por um par de engrenagens acopladas, que desenvolve o fluxo transportando o fluido entre seus dentes. Na bomba, uma das engrenagens é a motriz acionada pelo eixo a qual gira a outra, montadas numa carcaça com placas laterais, chamadas de placas de desgaste ou pressão.

As engrenagens giram em sentidos opostos criando um vácuo parcial na câmara de entrada da bomba. O fluido é introduzido no vão dos dentes e é transportado junto á carcaça até a câmara de saída. Ao se engrenarem novamente, os dentes forçam o fluido para a abertura de saída. A alta pressão na abertura de saída impõe uma carga radial nas engrenagens e nos rolamentos. Esse tipo de bomba é geralmente usado para pressões de até 210 bar e vazão de até 660 l/min. Vemos então, que a bomba de engrenagens é mais bem utilizada em circuitos que requeiram baixa ou média vazão e pressão relativamente alta (FIALHO, 2002).

O cálculo para sabermos a vazão da bomba hidráulica que será aplicada para o sistema, é fornecido pela Rexroth bosch (2013) na Equação (1):

$$Q = \frac{V \times n \times \eta_{vol}}{1000} \quad (1)$$

Onde:

Q = vazão em (l/min);

v = volume em (cm³/rev);

n = rotação da bomba em (rpm);

η_{vol} = Rendimento volumétrico (0.9 – 0.95);

Posteriormente, conforme Rexroth bosch (2013) obtém-se a Equação (2), que irá determinar a potência de acionamento da bomba hidráulica:

$$Pan = \frac{p \times Q}{600 \times \eta_{ges}} \quad (2)$$

Onde:

Pan = Potência de acionamento em (kW);

p = Pressão operacional em (bar);

Q = Vazão em (l/min);

η_{ges} = Rendimento total (0.8 – 0.85);

O cálculo para sabermos o torque de acionamento da bomba hidráulica é fornecido por Rexroth bosch (2013) na Equação (3):

$$M = \frac{1,59 \times V \times \Delta p}{100 \times \eta_{mh}} \quad (3)$$

Onde:

M = Torque de acionamento em (Nm);

V = Volume nominal em (cm³);

Δp = Diferencial de pressão entre a entrada e a saída em (bar);

η_{mh} = Rendimento hidráulico mecânico (0.9 – 0.95);

Posteriormente, conforme Rexroth bosch (2013) obtém-se a Equação (4), que irá determinar o rendimento total da bomba hidráulica:

$$\eta_{ges} = \eta_{vol} \times \eta_{mh} \quad (4)$$

Onde:

η_{ges} = Rendimento total (0.8 – 0.85);

η_{vol} = Rendimento volumétrico (0.9 – 0.95);

η_{mh} = Rendimento mecânico hidráulico (0,90 – 0,95);

2.4.3 Comando Hidráulico

O comando hidráulico não é propriamente uma válvula, mas um aglomerado de outras válvulas. Máquinas agrícolas em geral utilizam-se largamente de tecnologias hidráulicas, como elevação de cilindros, direção, giro com o uso de motores hidráulicos e outros. Conforme Palmieri (1997), esses implementos agrícolas necessitam de um equipamento compacto, de fácil manutenção e com simplicidade de acionamento, para comandar esses sistemas hidráulicos. Por ter essas características, os comandos são amplamente utilizados.

Os comandos hidráulicos são elaborados com um corpo para entrada de óleo, um corpo para saída de óleo e um ou mais corpos entre a entrada e saída. O catálogo Parker (2007) especifica que os corpos centrais funcionam como válvulas de controle direcional, e que podem ser fabricados com diversas combinações, para operar em diversos circuitos hidráulicos. Para o projeto será aplicado uma pressão de segurança de 180 bar, na válvula de alívio do comando, sendo a mesma adequada para o bom funcionamento do circuito.

Conforme descrito na Figura 6, será aplicado um comando hidráulico a cabo, necessário devido á distância do acionamento mecânico do trator, e o comando hidráulico.

Figura 6 – Representação de comando hidráulico a cabo



Fonte: Indemar do Brasil (2023)

2.4.4 Válvula controladora redutora de vazão com retorno livre simples

Conforme descrito na Figura 7, essa válvula permite livre passagem do fluido em um sentido. No sentido inverso, a esfera (válvula de retenção) bloqueia o fluido, forçando sua passagem pela restrição e controlando, assim, a vazão.

Figura 7 – Válvula controladora redutora de vazão com retorno livre simples.



Fonte: Vista Hydraulics (2023).

2.5 Reservatório Hidráulico

O reservatório parece ser o elemento mais trivial de um circuito hidráulico, porém, na realidade, por não estar sujeito a nenhum critério prévio de unificação, pode causar ao projetista inexperiente algumas dificuldades quanto ao seu dimensionamento e ao posicionamento de elementos e acessórios (FIALHO, 2019).

As dimensões do reservatório são determinadas pelo volume do fluido no sistema. A capacidade do reservatório para circuitos hidráulicos é desejável cerca de 3 vezes o volume bombeado por minuto, conforme descrito na Equação (5). Se isso for difícil convém que tenha, então, a maior capacidade possível. O reservatório deve ser fixado o mais alto possível.

$$V = 3 \times Q \quad (5)$$

Onde;

V = Volume do reservatório em (l);

Q = Vazão da bomba em (l/min);

2.5.1 Componentes do Reservatório Hidráulico

Os reservatórios hidráulicos consistem em quatro paredes (geralmente de aço), uma base abaulada, um topo plano com uma placa de apoio, quatro pés, linhas de sucção, retorno e drenos, indicador de nível de óleo, tampa para respiradouro e enchimento, tampa para limpeza e placa defletora (Chicana).

2.5.2 Filtros

Filtro é um dispositivo que tem como principal função reter todo e qualquer tipo de contaminante insolúvel no fluido. Existem dois tipos: o filtro químico e o mecânico. O filtro mecânico é de vital importância em todo sistema hidráulico, pois ele é diretamente responsável por sua vida útil. Estudos recentes indicam que mesmo partículas muito pequenas

têm efeitos degradantes, causando falhas no sistema e acelerando a deterioração do óleo em muitos casos. O filtro mecânico é constituído por uma série de “malhas” ou poros. Denomina-se mesh a quantidade de malha existente por polegada linear de filtro. Os filtros são classificados conforme o tamanho dos poros, e sua unidade é o micro. Um micro (1μ) é equivalente a um milionésimo ($1/1.000.000$) de um metro. A menor partícula que o olho humano pode ver tem aproximadamente 40 micrômetros.

Em um sistema hidráulico, o filtro pode estar localizado em três áreas distintas: na linha de sucção, na linha de pressão ou na linha de retorno (FIALHO, 2019).

2.6 Atuadores Hidráulicos

Os atuadores hidráulicos convertem a energia hidráulica em energia mecânica. Eles são localizados nas extremidades dos circuitos hidráulicos e são os pontos onde toda a atividade visível ocorre. Os atuadores estão entre os primeiros itens a serem dimensionados em um circuito hidráulico, podendo ser divididos basicamente em dois tipos: lineares (cilindros) e rotativos (motores), (PARKER HANNIFIN, 1999).

2.6.1 Atuadores Lineares (Cilindros Hidráulicos)

Os atuadores hidráulicos lineares são dimensionados a partir do conhecimento ou da estimativa da força de avanço necessária para produzir o trabalho desejado. Essa força de avanço, a qual representamos por (F_a), é função da seção transversal interna da camisa do atuador, representada por (A_p), bem como da variável (P_{tb}), que representa a pressão de trabalho do sistema.

Conforme descrito na Equação (6), Fialho (2019) nos traz o cálculo da área do pistão:

$$A_p = \frac{\pi}{4} D_p^2 \quad (6)$$

Onde:

A_p = Área do pistão em (cm^2)

D_p = Diâmetro do pistão em (cm)

Para o correto dimensionamento de um cilindro hidráulico são necessários alguns equacionamentos preliminares, que se baseiam na força que se deseja obter e na pressão disponível no circuito hidráulico. Esta informação tem influência direta no diâmetro do cilindro.

Uma vez conhecidas a força de avanço almejada e a pressão de trabalho do sistema, considera-se que a pressão disponível no cilindro será a do sistema, reduzida de 15%, em consequência das perdas.

O cálculo usado para se determinar a pressão de trabalho e perda de carga, é descrito por Fialho (2019), na Equação (7):

$$P_{tb} = PN - 0,15 \times PN \quad (7)$$

Onde:

P_{tb} = Pressão (hidrostática) de trabalho em (bar);

PN = Pressão nominal em (bar);

Na Equação (8), Fialho (2019), também nos traz o cálculo da força (F_a) que os cilindros vão desenvolver:

$$F_a = P_{tb} \times A_p \quad (8)$$

Onde:

F_a = Força de avanço em (N);

A_p = Área do pistão (mm^2);

P_{tb} = Pressão (hidrostática) de trabalho em (N/mm^2);

Posteriormente, conforme Fialho (2019) obtém-se a Equação (9), pelo critério de Euler por flambagem da haste, para o diâmetro mínimo admissível da haste em cm:

$$dh = 4 \sqrt{\frac{64 \times S \times \lambda^2 \times F_{ap}}{\pi^3 \times E}} \quad (9)$$

Onde:

dh = Diâmetro da haste em (cm);

λ = Comprimento livre de flambagem;

F_{ap} = Força de avanço de projeto em (N);

E = Módulo de elasticidade em (N/cm^2);

Na Equação (10), Fialho (2019), também nos traz o cálculo da pressão de trabalho (P_{tb}) que os cilindros vão desenvolver:

$$P_{tb} = \frac{4 \times F_a \times (0.85)}{\pi \times D_p^2} \quad (10)$$

Onde:

F_a = Força de avanço em (N);

D_p = Diâmetro do pistão em (mm);

P_{tb} = Pressão (hidrostática) de trabalho em (N/mm^2);

2.6.2 Dimensionamento pelo critério de Euler por flambagem da haste

De acordo com Fialho (2019), a flambagem, ou encurvatura, é um fenômeno que ocorre em peças esbeltas (peças cuja área de seção transversal é pequena em relação ao seu comprimento), quando submetidas a um esforço de compressão axial. A flambagem é considerada uma instabilidade elástica, assim, a peça pode perder sua estabilidade sem que o material já tenha alcançado sua tensão de escoamento. Esse colapso ocorrerá sempre na direção do eixo de menor momento de inércia de sua seção transversal. A tensão crítica que leva à flambagem não depende da tensão de escoamento do material, mas de seu módulo de elasticidade (módulo de Young).

A utilização do critério de Euler para o dimensionamento da haste do pistão é altamente recomendada, pois dá ao projetista a certeza do diâmetro mínimo necessário e seguro para o tipo de aplicação em função da fixação escolhida para o pistão. Diferentemente do atuador pneumático, o dimensionamento do atuador hidráulico inicia-se pelo dimensionamento do diâmetro (dh) da haste a partir do conhecimento, ou estimativa com boa aproximação, da força de avanço (F_a) obtida por análise em função da aplicação desejada. Conhecido, então, o diâmetro da haste, deve-se buscar, no catálogo dos fabricantes, aquele que oferece diâmetro (dh) comercial igual ou ligeiramente superior àquele calculado. (dh comercial \times dh calculado)

Para o correto dimensionamento do atuador linear, devemos, ainda, levar em consideração sua configuração de fixação no projeto, de extrema importância no

dimensionamento de sua haste, pois é a partir dela que será determinado o diâmetro mínimo de haste, uma vez que os cilindros hidráulicos são projetados para suportar unicamente elevadas cargas de compressão, embora suportem bem, até certo ponto, carga de tração (FIALHO, 2019).

2.6.3 Cilindro de dupla ação

O cilindro de dupla ação é capaz de receber a pressão do fluido em ambos os lados do pistão. É necessário lembrar que, por possuírem áreas diferentes, tanto a força de retorno quanto a velocidade serão diferentes das de avanço. A área da parte frontal do cilindro é chamada de coroa, devido ao seu formato, é correspondente à área do embolo menos a da haste do cilindro.

2.6.4 Cilindro de simples ação

O cilindro de simples ação é capaz de receber pressão do fluido apenas de um lado. O movimento de recuo do cilindro é dado por uma força externa, que pode ser uma carga aplicada, uma mola ou mesmo a força de gravidade do conjunto acionado.

2.6.5 Atuadores rotativos (Motores Hidráulicos)

O motor é um atuador rotativo, que tem a função básica de converter a energia hidráulica em energia mecânica rotativa, onde a energia fornecida para um motor hidráulico é convertida em energia mecânica sob a forma de torque e rotação. Os motores podem ser unidirecionais ou bidirecionais, e ainda podem ter variação fixa ou variável (FIALHO, 2019).

Ao se iniciar o dimensionamento de um motor hidráulico, a primeira variável a ser buscada é o torque (momento de torção), necessário para efetuar a operação desejada. Normalmente, aplicamos motores hidráulicos onde há necessidade de elevados torque e potência com rotações relativamente baixas ou, ainda, necessidade de reversões rápidas no sentido de rotação, ou controle apurado de velocidade (FIALHO, 2019).

O cálculo para sabermos o torque de saída do motor hidráulico é fornecido por Rexroth bosch (2013) na Equação (11):

$$M_{ab} = \frac{\Delta p \times V \times \eta_{mh}}{200 \times \pi} \quad (11)$$

Onde:

M_{ab} = Torque de saída do motor (Nm);

Δp = Diferencial de pressão entre a entrada e a saída do motor em (bar);

V = Volume nominal em (cm³);

η_{mh} = Rendimento mecânico hidráulico (0,90 – 0,95);

Posteriormente, conforme Rexroth bosch (2013) obtém-se a Equação (12), que irá determinar a potência de trabalho do motor hidráulico:

$$P_{ab} = \frac{\Delta p \times Q \times \eta_{ges}}{600} \quad (12)$$

Onde:

P_{ab} = Potência de saída do motor em (kW);

Δp = Diferencial de pressão entre a entrada e a saída do motor em (bar);

Q = Vazão em (l/min);

η_{ges} = Rendimento total (0.8 – 0.85);

Na Equação (13), Rexroth bosch (2013) também nos traz o cálculo que vamos aplicar para desenvolver em que rpm o motor hidráulico irá trabalhar:

$$n = \frac{Q \times \eta_{vol} \times 1000}{V} \quad (13)$$

Onde:

n = Rotação em (rpm);

Q = Vazão em (l/min);

η_{vol} = Rendimento volumétrico (0.9 – 0.95);

V = Volume nominal em (cm³);

Posteriormente, conforme Rexroth bosch (2013) obtém-se a Equação (14), que irá determinar qual será a vazão de trabalho do motor hidráulico;

$$Q = \frac{V \times n}{1000 \times \eta_{vol}} \quad (14)$$

Onde:

Q = Vazão em (l/min);

V = Volume nominal em (cm³);

n = Rotação em (rpm);

η_{vol} = Rendimento volumétrico (0.9 – 0.95);

2.6.6 Tubulações e perda de cargas

Tão importante quanto o dimensionamento correto e seguro dos atuadores em um projeto de circuito hidráulico é o dimensionamento correto das tubulações, para que o fluido possa se desenvolver com a velocidade adequada na região da sucção, da pressão e da descarga, assim como o conhecimento da perda de carga ou perda de pressão devido às válvulas e singularidades como joelhos, curvas e tês (FIALHO, 2019).

Para estabelecer o diâmetro mínimo necessário para as tubulações, Fialho (2019) fornece a seguinte Equação (15):

$$di = \sqrt[2]{\frac{Q}{0.015 \times \pi \times v}} \quad (15)$$

Onde:

Q = Vazão máxima do sistema (l/min);

v = Velocidade recomendada para a tubulação (cm/s);

di = Diâmetro interno do tubo (cm);

A fim de obter a menor perda de carga possível e garantir um regime laminar no escoamento do fluido, são aplicados alguns critérios empíricos amplamente indicados. Um desses critérios é o da velocidade, que está descrito na Figura 8.

Figura 8 – Tabela de 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 (2019).

Para determinar a velocidade do fluido na linha de sucção, pressão e retorno, Fialho (2019) fornece a seguinte Equação (16):

$$Veloc. = 121.65 \times P^{0.303} \quad (16)$$

Onde:

$Veloc.$ = Velocidade do fluido em (cm/s);

P = Pressão em (bar);

Para determinar a velocidade de avanço na linha de pressão dos cilindros hidráulicos, Fialho (2019) fornece a seguinte Equação (17):

$$Va = \frac{Lh}{\Delta ta} \quad (17)$$

Onde:

Lh = Curso do cilindro em (cm);

Va = Velocidade de avanço (cm/s);

Δta = tempo de trabalho em (s) ;

Para calcular a perda de carga na tubulação, Fialho (2019) fornece a seguinte Equação (18):

$$\Delta P = \frac{\psi \times 5 \times (L1 + L2) \times \rho \times v^2}{d \times 10^{10}} \quad (18)$$

Onde:

ΔP = Perda de carga na tubulação em (bar);

Ψ = Fator de atrito (adimensional);

$L1$ = Comprimento retilíneo da tubulação em (cm);

$L2$ = Comprimento equivalente dos acessórios em (cm);

ρ = Massa específica do fluido em (Kg/m³);

v = Velocidade do fluido na tubulação em (cm/s);

d = Diâmetro interno da tubulação em (cm).

Para calcular a perda de carga total, Fialho (2019) fornece a seguinte Equação (19):

$$\Delta p_t = \Delta p + dp \quad (19)$$

Onde:

Δp_t = Perda de carga total em (bar)

ΔP = Perda de carga na tubulação em (bar);

dp = Perda de carga nas válvulas da linha de pressão em (bar);

2.6.7 Mangueiras hidráulicas

As mangueiras hidráulicas são elementos flexíveis entre dois pontos para transporte de material. As mangueiras foram desenvolvidas para suportar altas pressões e são muito utilizadas por apresentarem grandes vantagens como flexibilidade, absorvem vibrações, resistem á corrosão, facilitam montagem, e estão disponíveis em várias bitolas e comprimentos para diversas aplicações.

Como serão usados tubos flexíveis, a Equação (20) para o cálculo do fator de atrito é fornecido por (FIALHO, 2019):

$$\Psi = \frac{90}{Re} \quad (20)$$

2.7 Fluido Hidráulico

A escolha por uma alta ou baixa viscosidade do fluido hidráulico depende, em geral, da temperatura que o circuito hidráulico poderá alcançar. A elevada temperatura do óleo tende a diminuir a sua viscosidade e isto pode impactar diretamente na estanqueidade do sistema, gerando vazamentos internos não desejáveis (BOSCH REXROTH CORPORATION, 2020).

2.7.1 Número de Reynolds

De acordo com Fialho (2011), a relação estudada por Osborne Reynolds, ao analisar os perfis de velocidade desenvolvidos pelos fluidos, quando em escoamento pelas tubulações, identificou claramente parâmetros numéricos que reconheciam limites de comportamento do fluido, os quais ele denominou de escoamento laminar, escoamento indeterminado ou intermediário e escoamento turbulento.

Carvalho e Silva (2011), afirmam que não é só a velocidade do fluido, como fator importante para caracterizar o regime de escoamento, mas também o diâmetro da tubulação e do fluido escoante. Tendo em vista que os valores apropriados para o bom escoamento do fluido, deve ficar em menos de 2000 Re.

Assim, os mesmos autores fornecem a Equação (21) para o cálculo que caracteriza o regime do escoamento:

$$Re = \frac{V \times d}{\nu} \quad (21)$$

Onde:

Re = Número de Reynolds (adimensional);

V = Velocidade do fluido na tubulação em (cm/s);

d = Diâmetro interno da tubulação em (cm);

ν = Viscosidade cinética do fluido em (cm²/s).

3 METODOLOGIA

Neste capítulo serão apresentadas as etapas do desenvolvimento do projeto proposto. A partir do conteúdo estudado e pesquisado na revisão bibliográfica, temos a base para que juntamente com as demais informações coletadas, torne-se possível aplicar os conhecimentos e dimensionar o projeto.

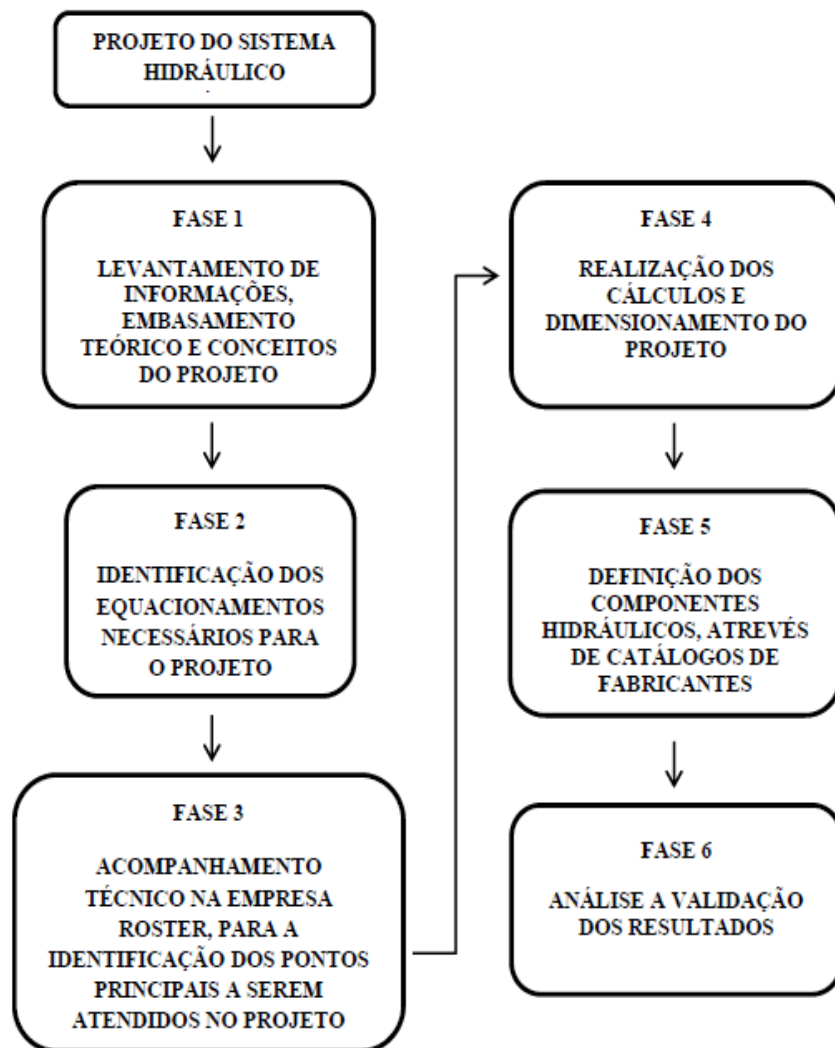
Desta maneira, os critérios metodológicos desenvolvidos, estão organizados em um fluxograma de projeto o qual pode ser visto na Figura 9.

Com base no referido fluxograma, serão feitas 3 análises nesta primeira etapa do projeto. Para um correto dimensionamento, iniciou-se com um levantamento de informações e embasamento teórico dos componentes e os conceitos a serem aplicados para o estudo.

Em seguida, realizou-se um levantamento de informações para identificar os equacionamentos necessários para o dimensionamento do projeto.

Em seguida, procedeu-se um acompanhamento técnico, junto à empresa Roster indústria de máquinas e equipamentos, localizada na cidade de Não Me Toque, para a identificação dos pontos principais a serem atendidos no projeto e coleta de informações pertinentes para o dimensionamento.

Figura 9 – Fluxograma da metodologia.



Fonte: O Autor (2022).

3.1 Levantamento de informações, embasamento teórico e conceitos do projeto

Nessa primeira etapa, desenvolve-se um levantamento de informações e embasamento teórico para conceitualizar o implemento requerido, bem como descrever, resumidamente, seu princípio de funcionamento, como pode ser visto na Figura 10.

Figura 10 – Vagão misturador com sistema hidráulico



Fonte: Roster (2023)

Para o correto dimensionamento dos componentes de qualquer equipamento hidráulico é necessário entender a finalidade daquele equipamento e a sua condição de trabalho.

Os vagões misturadores de ração verticais são modelos versáteis que possibilitam o trabalho com uma grande variedade de produtos, desde fardos inteiros de feno ou pré-secado a fibras finas, como silagens, farináceos, grãos e líquidos.

Um indicativo de robustez nesses modelos é a presença de um sistema de corte agressivo capaz de triturar fardos rapidamente, logo após serem carregados. Nos misturadores, isso é possível pela presença de uma caixa de redução ortogonal exclusiva e sobre dimensionada. O formato do helicóide de mistura com inclinação progressiva acelera a movimentação vertical dos ingredientes, favorecendo a homogeneidade da mistura. Este sistema de mistura, aliado a um sistema eficiente de carregamento, juntamente com um dimensionamento hidráulico seguro e bem dimensionado torna a máquina uma grande aliada do produtor, pois facilita os trabalhos diários da propriedade, o qual pode ser visto na Figura 11.

Figura 11 – Vagão misturador em trabalho a campo



Fonte: Roster (2023)

Os componentes hidráulicos de um Vagão Misturador Agropecuário devem sempre ser dimensionados considerando as condições severas de uso. Para buscar um melhor entendimento do projeto proposto, relata-se um breve embasamento teórico de sistemas hidráulicos, de modo a familiarizar-se com todos os elementos utilizados neste dimensionamento, estabelecendo um conhecimento prévio para o assunto.

O projeto se inicia já com um fluido definido, pois é o mais aplicado em circuitos hidráulicos. O óleo aplicado é o AW68, que é um fluido ideal para o circuito do projeto.

Em seguida se determinou a rotação em que o implemento irá trabalhar. Rotação de entrada de 540 rpm fornecida pela TDP (tomada de potência de saída do trator), para o desenvolvimento do trabalho proposto, sendo um dos padrões para projeto de implementos rebocados por tratores.

Posteriormente se determinou qual a forma de fixação e alimentação da bomba hidráulica. Para o acionamento da mesma, foi aplicado um multiplicador de velocidade 1:3. Este mesmo para multiplicar a velocidade em 3 vezes, das atuais 540 rpm fornecida pelo trator, pra 1620 rpm de rotação de trabalho. Este equipamento de acordo com a Figura 12 é acoplado via cardan na tomada de força do trator, e nele sendo montada a bomba hidráulica, assim tendo sua rotação determinada. Essa disposição de montagem é aplicada para que a bomba hidráulica possa trabalhar em uma faixa de rotação adequada, tendo um ótimo rendimento e eficiência de trabalho, atendendo, assim, às necessidades do sistema.

Figura 12 – Multiplicador de velocidade.



Fonte: Roster (2023).

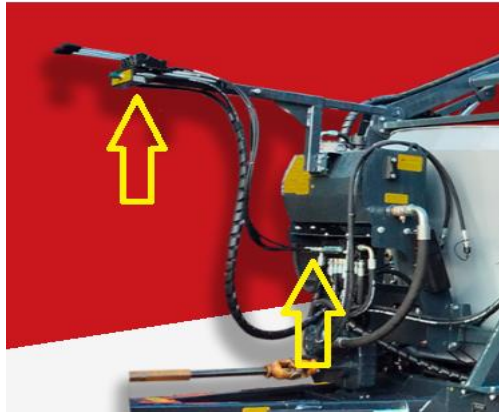
3.2 Identificação dos equacionamentos necessários para o projeto

A demonstração dos principais equacionamentos utilizados neste dimensionamento hidráulico, bem como as unidades utilizadas, é de fundamental importância para um projeto seguro e eficiente.

O dimensionamento proposto é determinado primeiramente pelo cálculo da vazão da bomba hidráulica do vagão, utilizando a Equação (1). Posteriormente se determina a potência de acionamento da bomba hidráulica, utilizando a Equação (2). Em seguida se determinou o torque de acionamento da bomba hidráulica utilizando a Equação (3). Após obtém-se a Equação (4), que irá determinar o rendimento total da bomba hidráulica.

Após conhecermos a real vazão da bomba, podemos desenvolver qual modelo de comando hidráulico será aplicado para o projeto, de acordo com a Figura 13.

Figura 13 – Imagem de aplicação do comando hidráulico a cabo



Fonte: Roster (2023).

Do mesmo modo, calculou-se o volume do reservatório, utilizando o equacionamento (5) para determinar qual é a capacidade máxima de óleo armazenado dentro do reservatório. Em seguida, tendo as informações de quantidade de óleo do reservatório hidráulico, puderam-se desenvolver os modelos de filtros de sucção e retorno que devem ser aplicados para o projeto.

O próximo passo é determinar e dimensionar os dois cilindros hidráulicos que levantarão a fresa, responsável pela coleta de silagem para dentro do reservatório do vagão misturador e, também, os demais cilindros que serão aplicados, para levantar do implemento e abertura da comporta lateral de descarga. Conforme descrito Figura 14, podemos ver um exemplo dos cilindros em aplicação.

Figura 14 – Cilindros hidráulicos em aplicação.



Fonte: Roster (2023)

Realizou-se o equacionamento (6), para o cálculo da área do pistão. Em seguida se determinou o equacionamento (7), para se determinar a pressão de trabalho e perda de carga. Em seguida realizou-se o equacionamento (8), para descobrir qual é a força mínima de trabalho para os cilindros propostos. Finalizando esta parte, realizou-se a equação (9), com isso obteve-se pelo critério de Euler por flambagem da haste, o diâmetro mínimo admissível da haste.

Após utilizou-se a mesma equação (1), para sabermos o volume de óleo recebido pelo motor através da bomba de engrenagem, então iniciando a escolha do motor hidráulico que será utilizados no implemento requerido. Em seguida utilizou-se a equação (11), para sabermos o torque de saída do motor hidráulico. Posteriormente utilizou-se a equação (12), que irá deterinar a potência de trabalho do motor hidráulico. Em seguida utilizou-se a equação (13), que nos traz o rpm em que o motor hidráulico irá trabalhar. Finalizando a parte de atuadores, utilizou-se a equação (14), que irá determinar qual será a vazão de trabalho do

motor hidráulico. Conforme descrito Figura 15, podemos ver a aplicação do motor hidráulico junto a fresa de carregamento.

Figura 15 – Aplicação do motor hidráulico.



Fonte: Roster (2023)

Referente às mangueiras hidráulicas e tubulações aplicadas, utilizou-se a equação (15), para o cálculo do fator de atrito. Em seguida utilizou-se a equação (16), para calcular a perda de carga na tubulação.

Finalizando a parte de equacionamentos utilizou-se a equação (17), para o cálculo que caracteriza o regime do escoamento (Número de Reynolds).

3.3 Acompanhamento técnico na empresa Roster, para a identificação dos pontos principais a serem atendidos no projeto


Para dar início ao desenvolvimento do projeto, a tarefa deverá ser esclarecida em seus detalhes permitindo a obtenção de todas as informações necessárias. Com isso se desenvolveu um acompanhamento técnico na empresa Roster para coletar as informações necessárias do implemento requerido e conhecer as principais características estruturais e funcionais do mesmo. A primeira questão a ser debatida de forma clara é: “Qual a função do projeto em desenvolvimento?”.

O projeto em desenvolvimento é o dimensionamento de um sistema hidráulico para um vagão agropecuário. Logo se espera que ele seja eficiente, seguro de forma a ser um grande diferencial do implemento. Esta é a função básica do projeto e, partindo disso, verificaram-se as características que o mesmo deve apresentar.

A atividade principal do acompanhamento proposto é a elaboração da lista de requisitos. A lista deve ser elaborada de forma organizada e precisa contemplar o máximo de requisitos exigidos para o projeto. O descritivo da lista desenvolvida para o projeto em questão pode ser visto no Quadro (1).

Os requisitos marcados como exigência (A) deverão ser atendidos em qualquer hipótese, sendo que o não atendimento deles pode inviabilizar o projeto e resultar no não atendimento às expectativas do produto. Requisitos marcados como exigência (B), por sua vez, não são indispensáveis e o não atendimento de alguns deles não implicariam no desenvolvimento do produto.

Quadro 1 – Identificação dos pontos principais a serem atendidos no projeto

		Lista de requisitos principais a serem atendidos no projeto do sistema hidráulico
Data de elaboração	A/B	Requisitos
12/11/2022	A A A A B A A B A A A A	Sistema de acionamento via cardan do trator Possuir sistema de multiplicação de Rotação Possuir filtro nas linhas de sucção e retorno Possuir comandos a cabo Possuir esteira de descarga Possuir cilindros de dupla ação nas comportas e basculamento Possuir cilindros de simples ação no braço de levante Possuir comporta bi-lateral Exigência de rotação entre 650 a 700 rpm na fresa de carregamento Possuir comando hidráulico fatiado Possuir válvula reguladora de fluxo no braço de levante

Fonte: O autor (2023).

O requisito de possuir ou não esteira de descarga para o projeto do equipamento proposto, tendo em vista que já existe exemplificação de aplicação de motor hidráulico no decorrer do projeto não é levado em consideração, neste momento, pois será aplicado comporta de descarga unilateral. Com isso não tendo a necessidade de aplicar o requisito de comporta bilateral, para o vagão.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Com informações obtidas no decorrer do embasamento teórico, pode-se iniciar os cálculos necessários para dimensionar o sistema hidráulico do vagão misturador agropecuário, onde os componentes serão escolhidos através de catálogos de fabricantes dos componentes a serem utilizados. Nesta etapa, o resultado de todo o trabalho desenvolvido foi a escolha de uma combinação de soluções dentre várias combinações geradas durante a etapa. Esta escolha foi baseada em vários critérios e na lista de requisitos, para que, ao final, a combinação escolhida fosse a que melhor representasse os objetivos e requisitos impostos na etapa de esclarecimento.

4.1 Cálculo para a escolha da Bomba Hidráulica

Consideramos a rotação de saída da tomada de força do trator de 540 rpm, utilizou-se um multiplicador de relação 1:3 e a rotação de entrada da bomba será de 1620 rpm para que a bomba consiga gerar a pressão requerida no sistema hidráulico do implemento a ser dimensionado. Essa disposição de montagem é aplicada para que a bomba hidráulica também possa trabalhar em uma faixa de rotação adequada, tendo um ótimo rendimento e eficiência de trabalho.

Assim, utilizou-se a Equação (1) para obter a vazão do sistema hidráulico, sendo essa aplicada uma bomba hidráulica bi-direcional de engrenagens de 51,83 cm³/rev.

$$Q = \frac{V \times n \times \eta_{vol}}{1000} \quad (1)$$

$$Q = \frac{51.83 \text{cm}^3/\text{rev} \times 1620 \text{rpm} \times 0.90}{1000}$$

$$Q = 75,56 \text{ l / min}$$

Com esta vazão, escolheu-se a bomba de engrenagens da Casappa modelo KP 30.51, pois esta bomba possui uma excelente eficiência de trabalho, podendo trabalhar em altas condições de pressão de trabalho.

O cálculo usado para se determinar a pressão de trabalho e perda de carga, é descrito por Fialho (2019), na Equação (7), reduzida de 15%, em consequência das perdas.

$$P_{tb} = PN - 0,15 \times PN \quad (7)$$

$$P_{tb} = 180 \text{bar} - 0,15 \times 180 \text{bar}$$

$$P_{tb} = 180 \text{bar} - 27 \text{bar}$$

$$P_{tb} = 153 \text{Bar}$$

Posteriormente, conforme Rexroth bosch (2013) obtém-se a Equação (2), que irá determinar a potência de acionamento da bomba hidráulica:

$$P_{an} = \frac{p \times Q}{600 \times \eta_{ges}} \quad (2)$$

$$P_{an} = \frac{153 \text{bar} \times 79.76 \text{ l / min}}{600 \times 0.85}$$

$$P_{an} = 23.928 \text{KW}$$

O cálculo para sabermos o torque de acionamento da bomba hidráulica é fornecido por Rexroth bosch (2013) na Equação (3):

$$M = \frac{1,59 \times V \times \Delta p}{100 \times \eta_{mh}} \quad (3)$$

$$M = \frac{1,59 \times 51.83 \text{cm}^3 / \text{rev} \times 153 \text{bar}}{100 \times 0.95}$$

$$M = 132.72 \text{Nm}$$

Posteriormente, conforme Rexroth bosch (2013) obtém-se a Equação (4), que irá determinar o rendimento total da bomba hidráulica:

$$\eta_{ges} = \eta_{vol} \times \eta_{mh} \quad (4)$$

$$\eta_{ges} = 0.92 \times 0.92$$

$$\eta_{ges} = 0.846$$

4.2 Comando Hidráulico

Para a escolha do comando hidráulico, levamos em consideração a sua capacidade de trabalho em l/min. Para o mesmo foi aplicado o modelo DNC 100 da marca Bondioli e Pavesi, possuindo capacidade para até 100 l/min.

4.3 Válvula controladora redutora de vazão com retorno livre simples

A válvula reguladora de vazão foi escolhida através de catálogo de fabricante, modelo Vista VDRV-12 conforme descrito na Figura 16.

Figura 16 – Modelo de válvula reguladora.

VDRV
Válvula de retenção reguladora de vazão

EDIÇÃO 003/02.2022
Substitui todas as versões anteriores.

CARACTERÍSTICAS
As válvulas reguladoras de vazão são utilizadas para regular a velocidade de atuadores de forma simples e precisa.

SIMBOLOGIA

INFORMAÇÕES TÉCNICAS

Tamanhos	6	8	10	12	16	20	25	30
Vazão máxima (L/min)	14	40	60	85	175	200	300	400

Fonte: Vista Hydraulics (2023).

4.4 Reservatório Hidráulico

Para o dimensionamento do reservatório precisamos saber a sua vazão. Em condições estáticas é recomendado o cálculo conforme o equacionamento proposto na metodologia. Como a vazão máxima já foi calculada acima, onde a mesma é de 75.56 l/min, então através da Equação (5), pode-se fazer o cálculo para o reservatório:

$$V = 3 \times Q \quad (5)$$

$$V = 3 \times 75.56 \text{ l/min}$$

$$V = 226.68 \text{ l}$$

Através deste cálculo sabe-se o volume total que o reservatório em condições estáticas, deverá ter 226.68 lts, para atender a demanda da vazão requerida para o seu bom funcionamento. Como não é uma máquina que trabalha em sentido estacionário, sempre estará em movimento, este volume do reservatório poderá ser reduzido para uma vazão que atenda a necessidade, pois o trabalho do equipamento é em condições dinâmicas e em condições arejadas não trabalhando constantemente e sim de forma intermitente. Desta forma o volume do reservatório aplicado no projeto será de 100 lts.

4.4.1 Filtros de retorno e sucção

Para o filtro aplicado na linha de sucção, escolheu-se o filtro HS090FN da marca Newtec, conforme descrito na Figura 17. O mesmo atende para uma vazão de até 90 l/min.

Figura 17 – Modelo de filtro de sucção.

Filtros de Sucção
IMERSO - HS

CARACTERÍSTICAS E ESPECIFICAÇÕES:

- Perda de carga máxima admissível para o elemento limpo: 0,03bar
- Deve-se observar que estes filtros estejam instalados abaixo do nível mínimo de óleo
- Construído com tecido metálico de 149 micra

MODELO	A	B	C	L	ROSCA	VAZÃO (L/MIN)
HS010CN	44	30	14	72	1/2"NPT	10
HS015CN	44	30	14	102	1/2"NPT	15
HS020DN	64	44	14	112	3/4"NPT	20
HS050EN	64	44	14	147	1"NPT	50
HS090FN	88	68	16	159	1 1/4"NPT	90
HS090GN	88	68	16	159	1 1/2"NPT	90
HS100FN	88	68	16	196	1 1/4"NPT	100
HS120FN	88	68	16	223	1 1/4"NPT	120
HS120GN	88	68	16	223	1 1/2"NPT	120
HS130GN	88	68	16	267	1 1/2"NPT	130
HS140HN	88	68	16	267	2"NPT	140
HS200HN	130	104	17	173	2"NPT	200
HS340JN	130	104	17	226	2 1/2"NPT	340
HS400KN	130	104	17	300	3"NPT	400
HS500KN	130	104	17	356	3"NPT	500

- Tampa Roscada em nylon 6.6+fibra
- Resistência a temperatura: 120°C

Fonte: Newtec (2023)

Para o filtro aplicado na linha de retorno, escolheu-se o filtro da marca Newtec, modelo HRT 16A para até 180 l/min, conforme descrito na Figura 18.

Figura 18 – Modelo de filtro de retorno.

Filtros de Retorno
EM TANQUE - HRT09A/HRT16A

CARACTERÍSTICAS E ESPECIFICAÇÕES:

- Carcaça em Alumínio
- Pressão máxima de trabalho: 150psi (estático)
- Colapso do elemento: 150psid

Filtro: HRT

MODELO	A	TOMADA	MEIO FILTRANTE	BY-PASS	ACESSÓRIOS
09A	110				N-Sem
16A	203	DB - 3/4"BSP	10P	2-2 bar	Acessório
		EB - 1"BSP	10A		M-Manômetro
		FB - 1 1/4"BSP	03A		P-Pressostato Simples

Elementos opcionais sob consulta em tecido metálico de: 25µ, 40µ, 74µ e 149µ

Fonte: Newtec (2023)

4.5 Cálculo para a escolha do Motor Hidráulico

Posteriormente obtendo-se a vazão do sistema hidráulico, pode-se dimensionar o motor que acionará a fresa (ponto crítico do sistema).

Na Equação (12), nos traz o cálculo que vamos aplicar para desenvolver em que rpm o motor hidráulico irá trabalhar:

$$n = \frac{Q \times \eta_{vol} \times 1000}{V} \quad (12)$$

$$n = \frac{75,56l / \text{min} \times 0,9 \times 1000}{100,8\text{cm}^3 / \text{rev}}$$

$$n = 674,64\text{rpm}$$

Conforme descrito na Figura 19, podemos mostrar a tabela de características técnicas do modelo de motor hidráulico que será aplicado no projeto.

Figura 19 – Informações técnicas do motor hidráulico.

		VOMS 80	VOMS 100	VOMS 125	VOMS 160	VOMS 200	VOMS 250	VOMS 315	VOMS 400	VOMS 475
Tipo										
Deslocamento (cm³/rev.)		80.6	100.8	125	154	194	243	311	394	475
Velocidade máxima (rpm)	contínua	800	748	600	470	375	300	240	185	155
	intermitente	988	900	720	560	450	360	280	225	185
Torque máximo (N·m)	contínua	235	290	365	485	586	708	880	880	910
	intermitente	305	390	480	590	705	860	1000	980	990
Potência máxima (kW)	contínua	16	18	18	18.1	18.1	18	17	11	9
	intermitente	20	22	23	25	24	23.8	20.2	12	11
Pressão máxima (MPa)	contínua	20.5	20.5	20.5	21	21	20	20	16	14
	intermitente	27.5	27.5	27.5	26	25	25	24	19	15
	pico	29.5	29.5	29.5	28	27	27	26	21	17.5
Vazão máxima (L/min)	contínua	65	75	75	75	75	75	75	75	75
	intermitente	80	90	90	90	90	90	90	90	90
Pressão máxima de entrada (MPa)	contínua	25	25	25	25	25	25	25	25	25
	intermitente	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Peso (kg)		9.8	10	10.3	10.7	11.1	11.6	12.3	13.2	14.3

Fonte: Vista Hydraulics (2023).

O cálculo para sabermos o torque de saída do motor hidráulico é fornecido por Rexroth bosch (2013) na Equação (10):

$$M_{ab} = \frac{\Delta p \times V \times \eta_{mh}}{200 \times \pi} \quad (10)$$

$$M_{ab} = \frac{153\text{bar} \times 100.8\text{cm}^3/\text{rev} \times 0.9}{200 \times \pi}$$

$$M_{ab} = 22.090\text{Nm}$$

Posteriormente, conforme Rexroth bosch (2013) obtém-se a Equação (11), que irá determinar a potência de trabalho do motor hidráulico:

$$P_{ab} = \frac{\Delta p \times Q \times \eta_{ges}}{600} \quad (11)$$

$$P_{ab} = \frac{153bar \times 75.56l / min \times 0.85}{600}$$

$$P_{ab} = 17.287KW$$

Posteriormente, conforme Rexroth bosch (2013) obtém-se a Equação (13), que irá determinar qual será a vazão de trabalho do motor hidráulico;

$$Q = \frac{V \times n}{1000 \times \eta_{vol}} \quad (13)$$

$$Q = \frac{100.8cm^3 / rev \times 674.64rpm}{1000 \times 0.9}$$

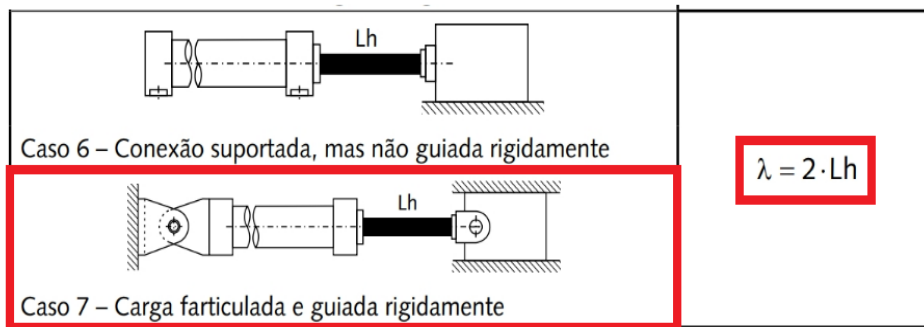
$$Q = 75,56l / min$$

4.5.1 Cálculo para a escolha do Cilindro Hidráulico da comporta de descarga

Para o correto dimensionamento de um cilindro hidráulico são necessários alguns equacionamentos preliminares, que se baseiam na força que se deseja obter. Esta informação tem influência direta no diâmetro do cilindro. Uma vez conhecida esta força, que é de 9000N para realizar a operação, podemos dar sequencia nos cálculos.

Conforme descrito na Figura 20, podemos identificar o comprimento livre de flambagem escolhido, identificando o caso solicitado.

Figura 20 – Comprimento livre de flambagem.



Fonte: Fialho (2019).

$$\lambda = 2 \times Lh$$

$$\lambda = 2 \times 555mm$$

$$\lambda = 1110mm$$

$$\lambda = 111cm$$

Posteriormente, conforme Fialho (2019) obtém-se a Equação (9), pelo critério de Euler por flambagem da haste, para o diâmetro mínimo admissível da haste em cm:

$$dh = 4 \sqrt{\frac{64 \times S \times \lambda^2 \times Fap}{\pi^3 \times E}} \quad (9)$$

$$dh = 4 \sqrt{\frac{64 \times 3.5 \times 111^2 \times 9000N}{\pi^3 \times 2.1 \times 10^7}}$$

$$dh = 2.48cm$$

$$dh = 24.85mm$$

Conforme descrito na Equação (6), Fialho (2019) nos traz o cálculo da área do pistão:

$$Ap = \frac{\pi}{4} (Dp)^2 \quad (6)$$

$$Ap = \frac{\pi}{4} (40)^2$$

$$Ap = 1256.637mm^2$$

Após determinados os cálculos de Força de avanço (Fa), pressão de trabalho (Ptb), área do pistão (Ap) e posteriormente o mínimo diâmetro admissível da haste (dh), se escolhe o cilindro que atenda as necessidades de projeto e escolhidos seguindo critérios técnicos e tabelas normatizadas. Os diâmetros comerciais podem ser encontrados em tabelas de catálogos de fabricantes, conforme Figura 21 (dh comercial \geq dh calculado).

Figura 21 – Tabela de normatização de cilindros.

Rel. sup. r	dh (mm)	Dp (mm)	Ap (cm ²)	Pressão de trabalho recomendada - Ptb (bar)								
				10	25	50	75	100	125	150	175	210
1,25	18	40	12,6	1131,0	2827,4	5654,87	8482,90	11.309,79	14.922,57	16.364,60	19.792,03	23.750,44
1,64	25			1131,0	2827,4	5654,87	8482,90	11.309,79	14.922,57	16.364,60	19.792,03	23.750,44
1,24	22	50	19,6	1767,1	4417,9	8835,73	13.253,59	17.671,46	23.316,51	26.507,19	30.925,05	37.110,06
2,08	86			1767,1	4417,9	8835,73	13.253,59	17.671,46	23.316,51	26.507,19	30.925,05	37.110,06
1,25	28	63	31,2	2805,5	7013,8	14.027,60	21.041,41	28.055,21	37.017,29	42.082,81	49.096,61	58.915,94
2,04	45			2805,5	7013,8	14.027,60	21.041,41	28.055,21	37.017,29	42.082,81	49.096,61	58.915,94
1,25	36	80	50,3	4523,9	11.309,7	22.613,47	33.929,20	45.298,99	59.630,26	67.858,40	79.168,13	95.001,76
1,96	56			4523,9	11.309,7	22.613,47	33.929,20	45.298,99	59.630,26	67.858,40	79.168,13	95.001,76
1,25	45	100	78,5	7068,6	17.671,5	35.342,92	53.014,38	70.685,83	93.266,03	106.028,75	123.700,21	148.440,25
1,96	70			7068,6	17.671,5	35.342,92	53.014,38	70.685,83	93.266,03	106.028,75	123.700,21	148.440,25
1,25	56	125	122,7	11.044,7	27.611,7	55.223,31	82.834,96	110.446,62	145.728,17	165.669,93	193.281,58	231.937,90
2,08	90			11.044,7	27.611,7	55.223,31	82.834,96	110.446,62	145.728,17	165.669,93	193.281,58	231.937,90
1,28	70	150	176,7	15.904,3	39.760,8	79.521,56	119.282,35	159.043,13	209.848,57	238.564,69	278.325,47	333.990,57
1,80	100			15.904,3	39.760,8	79.521,56	119.282,35	159.043,13	209.848,57	238.564,69	278.325,47	333.990,57
1,33	90	180	254,5	22.902,2	57.255,5	114.511,05	171.766,58	229.022,10	302.181,94	343.533,16	400.788,68	480.946,42
1,99	125			22.902,2	57.255,5	114.511,05	171.766,58	229.022,10	302.181,94	343.533,16	400.788,68	480.946,42
1,25	90	200	314,2	28.274,3	70.685,8	141.371,67	212.057,50	282.743,34	373.064,13	424.115,01	494.800,84	593.761,01
1,04	40			28.274,3	70.685,8	141.371,67	212.057,50	282.743,34	373.064,13	424.115,01	494.800,84	593.761,01

Fonte: Fialho (2019).

Finalizando a escolha do cilindro da comporta, citamos os respectivos dimensionais citados na tabela acima, relativamente á medida da haste e da camisa do cilindro aplicadas no projeto (25mm/40mm).

Na Equação (10), Fialho (2019), também nos traz o cálculo da pressão de trabalho (Ptb) que os cilindros vão desenvolver:

$$P_{tb} = \frac{4 \times F_{a.} \times (0.85)}{\pi \times D_p^2} \quad (10)$$

$$P_{tb} = \frac{4 \times 9000N. \times (0.85)}{\pi \times 40^2}$$

$$P_{tb} = 6.08N / mm^2$$

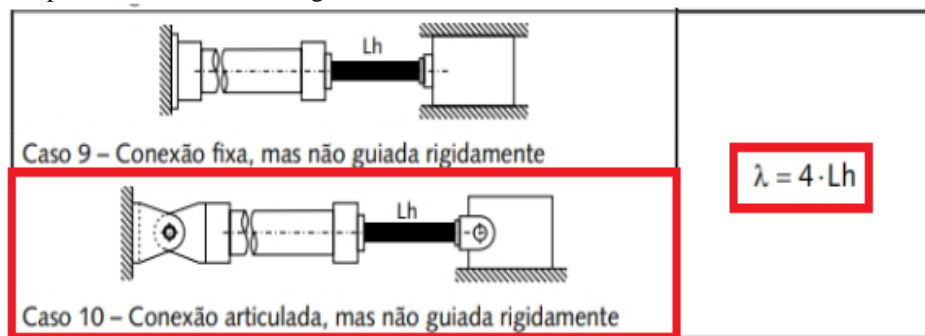
$$P_{tb} = 60.87bar$$

4.5.2 Cálculo para a escolha do Cilindro Hidráulico de levante da máquina

Para o correto dimensionamento de um cilindro hidráulico são necessários alguns equacionamentos preliminares, que se baseiam na força que se deseja obter. Esta informação tem influência direta no diâmetro do cilindro. Uma vez conhecida esta força, que é de 45000N para realizar a operação, podemos dar sequência nos cálculos. Levando em consideração que este valor já está discriminado para um cilindro, pois aplicamos dois cilindros no levante do equipamento. Outra variável que devemos levar em consideração, é que estes valores estão superdimensionados, pois os cilindros trabalham de forma a ser parte da suspensão rígida do equipamento em transporte.

Conforme descrito na Figura 22, podemos identificar o comprimento livre de flambagem escolhido, identificando o caso solicitado.

Figura 22 – Comprimento livre de flambagem.



Fonte: Fialho (2019).

$$\lambda = 4 \times Lh$$

$$\lambda = 4 \times 177.5mm$$

$$\lambda = 710mm$$

$$\lambda = 71cm$$

Posteriormente, conforme Fialho (2019) obtém-se a Equação (9), pelo critério de Euler por flambagem da haste, para o diâmetro mínimo admissível da haste em cm:

$$dh = 4 \sqrt{\frac{64 \times S \times \lambda^2 \times F_{ap}}{\pi^3 \times E}} \quad (9)$$

$$dh = 4 \sqrt{\frac{64 \times 3.5 \times 71^2 \times 45000N}{\pi^3 \times 2.1 \times 10^7}}$$

$$dh = 2.972cm$$

$$dh = 29.72mm$$

Conforme descrito na Equação (6), Fialho (2019) nos traz o cálculo da área do pistão:

$$Ap = \frac{\pi}{4}(Dp)^2 \quad (6)$$

$$Ap = \frac{\pi}{4}(80)^2$$

$$Ap = 5026.54mm^2$$

Após determinados os cálculos de Força de avanço (Fa), pressão de trabalho (Ptb), área do pistão (Ap) e posteriormente o mínimo diâmetro admissível da haste (dh), se escolhe o cilindro que atenda as necessidades de projeto e escolhidos seguindo critérios técnicos e tabelas normatizadas. Os diâmetros comerciais podem ser encontrados em tabelas de catálogos de fabricantes, conforme Figura 23 (dh comercial \geq dh calculado).

Figura 23 – Tabela de normatização de cilindros.

Rel. sup. r	dh (mm)	Dp (mm)	Ap (cm ²)	Pressão de trabalho recomendada - Ptb (bar)								
				10	25	50	75	100	125	150	175	210
1,25	18	40	12,6	1131,0	2827,4	5654,87	8482,90	11.309,79	14.922,57	16.364,60	19.792,03	23.750,44
1,64	25			1767,1	4417,9	8835,73	13.253,59	17.671,46	23.316,51	26.507,19	30.925,05	37.110,06
1,24	22	50	19,6	1767,1	4417,9	8835,73	13.253,59	17.671,46	23.316,51	26.507,19	30.925,05	37.110,06
2,08	86			2805,5	7013,8	14.027,60	21.041,41	28.055,21	37.017,29	42.082,81	49.096,61	58.915,94
1,25	28	63	31,2	2805,5	7013,8	14.027,60	21.041,41	28.055,21	37.017,29	42.082,81	49.096,61	58.915,94
2,04	45			4523,9	11.309,7	22.613,47	33.929,20	45.298,99	59.630,26	67.858,40	79.168,13	95.001,76
1,25	36	80	50,3	4523,9	11.309,7	22.613,47	33.929,20	45.298,99	59.630,26	67.858,40	79.168,13	95.001,76
1,96	56			7068,6	17.671,5	35.342,92	53.014,38	70.685,83	93.266,03	106.028,75	123.700,21	148.440,25
1,25	45	100	78,5	7068,6	17.671,5	35.342,92	53.014,38	70.685,83	93.266,03	106.028,75	123.700,21	148.440,25
1,96	70			11.041,7	27.611,7	55.223,31	82.834,96	110.416,62	145.728,17	165.669,93	193.281,58	231.937,90
1,25	56	125	122,7	11.041,7	27.611,7	55.223,31	82.834,96	110.416,62	145.728,17	165.669,93	193.281,58	231.937,90
2,08	90			15.904,3	39.760,8	79.521,56	119.282,35	159.043,13	209.848,57	238.564,69	278.325,47	333.990,57
1,28	70	150	176,7	15.904,3	39.760,8	79.521,56	119.282,35	159.043,13	209.848,57	238.564,69	278.325,47	333.990,57
1,80	100			22.902,2	57.255,5	114.511,05	171.766,58	229.022,10	302.181,94	343.533,16	400.788,68	480.946,42
1,33	90	180	254,5	22.902,2	57.255,5	114.511,05	171.766,58	229.022,10	302.181,94	343.533,16	400.788,68	480.946,42
1,99	125			28.274,3	70.685,8	141.371,67	212.057,50	282.743,34	373.064,13	424.115,01	494.800,84	593.761,01
1,25	90	200	314,2	28.274,3	70.685,8	141.371,67	212.057,50	282.743,34	373.064,13	424.115,01	494.800,84	593.761,01
1,04	40											

Fonte: Fialho (2019).

Finalizando a escolha do cilindro de levante da máquina, citamos os respectivos dimensionais na tabela acima, relativamente á medida da haste e da camisa do cilindro aplicadas no projeto (36mm/80mm). Porem nosso fornecedor irá aplicar o mesmo que possui de linha nos dimensionais próximos, (35mm/76.2mm) que atende também as especificações de medida mínima de haste.

Na Equação (10), Fialho (2019), também nos traz o cálculo da pressão de trabalho (Ptb) que os cilindros vão desenvolver:

$$Ptb = \frac{4 \times Fa \times (0.85)}{\pi \times Dp^2} \quad (10)$$

$$P_{tb} = \frac{4 \times 45000N. \times (0.85)}{\pi \times 76.2^2}$$

$$P_{tb} = 8.387N / mm^2$$

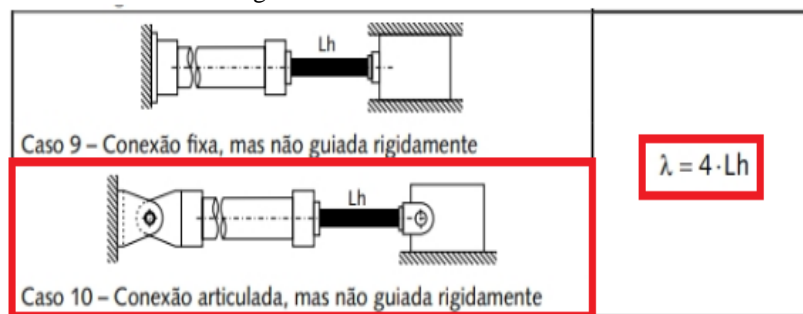
$$P_{tb} = 83.87bar$$

4.5.3 Cálculo para a escolha do Cilindro Hidráulico de levante do braço da fresa

Para o correto dimensionamento de um cilindro hidráulico são necessários alguns equacionamentos preliminares, que se baseiam na força que se deseja obter. Esta informação tem influência direta no diâmetro do cilindro. Uma vez conhecida esta força, que é de 17500N para realizar a operação, podemos dar sequência nos cálculos. Levando em consideração que este valor já está discriminado para um cilindro, pois aplicamos dois cilindros no levante do braço da fresa.

Conforme descrito na Figura 24, podemos identificar o comprimento livre de flambagem escolhido, identificando o caso solicitado.

Figura 24 – Comprimento livre de flambagem.



Fonte: Fialho (2019).

$$\lambda = 4 \times Lh$$

$$\lambda = 4 \times 450mm$$

$$\lambda = 1800mm$$

$$\lambda = 180cm$$

Posteriormente, conforme Fialho (2019) obtém-se a Equação (9), pelo critério de Euler por flambagem da haste, para o diâmetro mínimo admissível da haste em cm:

$$dh = 4 \sqrt{\frac{64 \times S \times \lambda^2 \times F_{ap}}{\pi^3 \times E}} \quad (9)$$

$$dh = 4 \sqrt{\frac{64 \times 3.5 \times 180^2 \times 17500N}{\pi^3 \times 2.1 \times 10^7}}$$

$$dh = 3.737cm$$

$$dh = 37.37mm$$

Conforme descrito na Equação (6), Fialho (2019) nos traz o cálculo da área do pistão:

$$A_p = \frac{\pi}{4} (D_p)^2 \quad (6)$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} (50.8)^2$$

$$A_p = 2026.82 \text{ mm}^2$$

Após determinados os cálculos de Força de avanço (F_a), pressão de trabalho (P_{tb}), área do pistão (A_p) e posteriormente o mínimo diâmetro admissível da haste (d_h), se escolhe o cilindro que atenda as necessidades de projeto e escolhidos seguindo critérios técnicos e tabelas normatizadas. Os diâmetros comerciais podem ser encontrados em tabelas de catálogos de fabricantes, conforme Figura 25 ($d_h \text{ comercial} \geq d_h \text{ calculado}$).

Figura 25 – Tabela de normatização de cilindros.

Rel. sup. r	d_h (mm)	D_p (mm)	A_p (cm ²)	Pressão de trabalho recomendada - P_{tb} (bar)								
				10	25	50	75	100	125	150	175	210
1,25	18	40	12,6	1131,0	2827,4	5654,87	8482,90	11.309,79	14.922,57	16.364,60	19.792,03	23.750,44
1,64	25			1767,1	4417,9	8835,73	13.253,59	17.671,46	23.316,51	26.507,19	30.925,05	37.110,06
1,24	22	50	19,6	1767,1	4417,9	8835,73	13.253,59	17.671,46	23.316,51	26.507,19	30.925,05	37.110,06
2,08	86			1767,1	4417,9	8835,73	13.253,59	17.671,46	23.316,51	26.507,19	30.925,05	37.110,06
1,25	28	63	31,2	2805,5	7013,8	14.027,60	21.041,41	28.055,21	37.017,29	42.082,81	49.096,61	58.915,94
2,04	45			2805,5	7013,8	14.027,60	21.041,41	28.055,21	37.017,29	42.082,81	49.096,61	58.915,94
1,25	36	80	50,3	4523,9	11.309,7	22.613,47	33.929,20	45.298,99	59.630,26	67.858,40	79.168,13	95.001,76
1,96	56			4523,9	11.309,7	22.613,47	33.929,20	45.298,99	59.630,26	67.858,40	79.168,13	95.001,76
1,25	45	100	78,5	7068,6	17.671,5	35.342,92	53.014,38	70.685,83	93.266,03	106.028,75	123.700,21	148.440,25
1,96	70			7068,6	17.671,5	35.342,92	53.014,38	70.685,83	93.266,03	106.028,75	123.700,21	148.440,25
1,25	56	125	122,7	11.044,7	27.611,7	55.223,31	82.834,96	110.446,62	145.728,17	165.669,93	193.281,58	231.937,90
2,08	90			11.044,7	27.611,7	55.223,31	82.834,96	110.446,62	145.728,17	165.669,93	193.281,58	231.937,90
1,28	70	150	176,7	15.904,3	39.760,8	79.521,56	119.282,35	159.043,13	209.848,57	238.564,69	278.325,47	333.990,57
1,80	100			15.904,3	39.760,8	79.521,56	119.282,35	159.043,13	209.848,57	238.564,69	278.325,47	333.990,57
1,33	90	180	254,5	22.902,2	57.255,5	114.511,05	171.766,58	229.022,10	302.181,94	343.533,16	400.788,68	480.946,42
1,99	125			22.902,2	57.255,5	114.511,05	171.766,58	229.022,10	302.181,94	343.533,16	400.788,68	480.946,42
1,25	90	200	314,2	28.274,3	70.685,8	141.371,67	212.057,50	282.743,34	373.064,13	424.115,01	494.800,84	593.761,01
1,04	40			28.274,3	70.685,8	141.371,67	212.057,50	282.743,34	373.064,13	424.115,01	494.800,84	593.761,01

Fonte: Fialho (2019).

Finalizando a escolha do cilindro de levante da fresa, citamos os respectivos dimensionais na tabela acima, relativamente á medida da haste e da camisa do cilindro aplicadas no projeto (45mm/63mm). Porém nosso fornecedor irá aplicar o mesmo que possui de linha nos dimensionais próximos, (44.45mm/50.8mm) que atende também as especificações de medida mínima de haste. Outro detalhe do projeto que levamos em consideração na escolha deste cilindro, é que o mesmo é de simples ação. Tendo seu retorno por gravidade. O mesmo também possui características construtivas um pouco diferente, sendo o modelo “BUZZO”. Esta característica retrata que o mesmo não possui o embolo do cilindro em sua haste, sendo que a força exercida para subida, leva em consideração a medida total da haste. Desta forma, este sistema trabalha de forma em que sempre o óleo irá estar trabalhando em toda sua câmara interna. Isso é o ideal para quando se trabalha com cilindros de simples ação.

Na Equação (10), Fialho (2019), também nos traz o cálculo da pressão de trabalho (P_{tb}) que os cilindros vão desenvolver:

$$P_{tb} = \frac{4 \times F_a \times (0.85)}{\pi \times D_p^2} \quad (10)$$

$$Ptb = \frac{4 \times 17500N \cdot (0.85)}{\pi \times 50.8^2}$$

$$Ptb = 7.339N / mm^2$$

$$Ptb = 73.39bar$$

4.6 Cálculo do dimensionamento das mangueiras hidráulicas

Para estabelecer o diâmetro mínimo necessário para a mangueira de sucção, Fialho (2019) fornece a seguinte Equação (15):

$$di = \sqrt[2]{\frac{Q}{0.015 \times \pi \times v}}$$

(15)

$$di = \sqrt[2]{\frac{75.56l / min}{0.015 \times \pi \times 100cm / s}}$$

$$di = 4.00cm$$

$$di = 40mm$$

O diâmetro comercial a ser utilizado deve ser, no mínimo, igual ou ligeiramente superior ao valor calculado. Os diâmetros comerciais podem ser encontrados em tabelas de catálogos de fabricantes, conforme Figura 26.

(dh comercial \geq dh calculado)

Figura 26 – Tabela de diâmetro de mangueiras comerciais.

Diâmetro interno em pol.			
Pol.	mm	Pol.	mm
3/16	5	-	-
1/4	6,3	3/16	5
5/16	8	1/4	6,3
3/8	10	5/16	8
1/2	12,5	13/32	10
5/8	16	1/2	12,5
3/4	19	5/8	16
1	25	7/8	22
1-1/4	31,5	1-1/8	29
1-1/2	38	1-3/8	35
2	51	1-13/16	46
2-1/2	63	2-3/8	60
-	-	3	76

Fonte: Parker (2001).

Para estabelecer o diâmetro mínimo necessário para a mangueira de retorno, Fialho (2019) fornece a seguinte Equação (15):

$$di = \sqrt[2]{\frac{Q}{0.015 \times \pi \times v}}$$

(15)

$$di = \sqrt[2]{\frac{75.56l / \text{min}}{0.015 \times \pi \times 300cm / s}}$$

$$di = 2.31cm$$

$$di = 23.1mm$$

O diâmetro comercial a ser utilizado deve ser, no mínimo, igual ou ligeiramente superior ao valor calculado. Os diâmetros comerciais podem ser encontrados em tabelas de catálogos de fabricantes, conforme Figura 27.

(dh comercial \geq dh calculado)

Figura 27 – Tabela de diâmetro de mangueiras comerciais.

Diâmetro interno em pol.			
Pol.	mm	Pol.	mm
3/16	5	-	-
1/4	6,3	3/16	5
5/16	8	1/4	6,3
3/8	10	5/16	8
1/2	12,5	13/32	10
5/8	16	1/2	12,5
3/4	19	5/8	16
1	25	7/8	22
1-1/4	31,5	1-1/8	29
1-1/2	38	1-3/8	35
2	51	1-13/16	46
2-1/2	63	2-3/8	60
-	-	3	76

Fonte: Parker (2001).

Para determinar a velocidade do fluido na linha de pressão do motor hidráulico, Fialho (2019) fornece a seguinte Equação (16):

$$Veloc. = 121.65 \times P^{0.303} \quad (16)$$

$$Veloc. = 121.65 \times 153bar^{0.303}$$

$$Veloc. = 558.56cm / s$$

Para estabelecer o diâmetro mínimo necessário para a mangueira de pressão do motor hidráulico, Fialho (2019) fornece a seguinte Equação (15):

$$di = \sqrt[2]{\frac{Q}{0.015 \times \pi \times v}} \quad (15)$$

$$di = \sqrt[2]{\frac{75.56l / \text{min}}{0.015 \times \pi \times 558.56cm / s}}$$

$$di = 1.69cm$$

$$di = 16.9mm$$

O diâmetro comercial a ser utilizado deve ser, no mínimo, igual ou ligeiramente superior ao valor calculado. Os diâmetros comerciais podem ser encontrados em tabelas de catálogos de fabricantes, conforme Figura 28.

(dh comercial \geq dh calculado)

Figura 28 – Tabela de diâmetro de mangueiras comerciais.

Diâmetro interno em pol.			
Pol.	mm	Pol.	mm
3/16	5	-	-
1/4	6,3	3/16	5
5/16	8	1/4	6,3
3/8	10	5/16	8
1/2	12,5	13/32	10
5/8	16	1/2	12,5
3/4	19	5/8	16
1	25	7/8	22
1-1/4	31,5	1-1/8	29
1-1/2	38	1-3/8	35
2	51	1-13/16	46
2-1/2	63	2-3/8	60
-	-	3	76

Fonte: Parker (2001).

Para determinar a velocidade de avanço do fluido na linha de pressão dos cilindros hidráulicos, Fialho (2019) fornece a seguinte Equação (16):

$$Va = \frac{Lh}{\Delta ta} \quad (16)$$

$$Va = \frac{55.5cm}{0.05s}$$

$$Va = 1110cm / s$$

Para estabelecer o diâmetro mínimo necessário para a mangueira de pressão dos cilindros hidráulicos, Fialho (2019) fornece a seguinte Equação (15):

$$di = \sqrt[2]{\frac{Q}{0.015 \times \pi \times v}}$$

(15)

$$di = \sqrt[2]{\frac{75.56l / \text{min}}{0.015 \times \pi \times 1110cm / s}}$$

$$di = 1.20cm$$

$$di = 12mm$$

O diâmetro comercial a ser utilizado deve ser, no mínimo, igual ou ligeiramente superior ao valor calculado. Os diâmetros comerciais podem ser encontrados em tabelas de catálogos de fabricantes, conforme Figura 29.

(dh comercial \geq dh calculado)

Figura 29 – Tabela de diâmetro de mangueiras comerciais.

Diâmetro interno em pol.			
Pol.	mm	Pol.	mm
3/16	5	-	-
1/4	6,3	3/16	5
5/16	8	1/4	6,3
3/8	10	5/16	8
1/2	12,5	13/32	10
5/8	16	1/2	12,5
3/4	19	5/8	16
1	25	7/8	22
1-1/4	31,5	1-1/8	29

Fonte: Parker (2001).

4.7 Cálculo das perdas de carga no circuito hidráulico

Como serão usados tubos flexíveis, a Equação (20) para o cálculo do fator de atrito é fornecido por (FIALHO, 2019):

$$\Psi = \frac{90}{Re} \quad (20)$$

$$\Psi = \frac{90}{1560.68}$$

$$\Psi = 0.0576$$

Para calcular a perda de carga na tubulação, Fialho (2019) fornece a seguinte Equação (18):

$$\Delta P = \psi \times \frac{5 \times (L1 + L2) \times \rho \times v^2}{d \times 10^{10}} \quad (18)$$

$$\Delta P = 0.0576 \times \frac{5 \times (500\text{cm} + 100.02\text{cm}) \times 881.1\text{Kg/m}^3 \times 558.56^2}{1.9\text{cm} \times 10^{10}}$$

$$\Delta P = 2.5 \text{ bar}$$

Para calcular a perda de carga total, Fialho (2019) fornece a seguinte Equação (19):

$$\Delta p_t = \Delta p + dp \quad (19)$$

$$\Delta p_t = 2.5\text{bar} + 11.6\text{bar}$$

$$\Delta p_t = 14.1\text{bar}$$

4.8 Número de Reynolds

Assim, Fialho (2019) fornece a Equação (21) para o cálculo que caracteriza o regime do escoamento na linha de sucção:

$$\text{Re} = \frac{V \times d}{\nu} \quad (21)$$

$$\text{Re} = \frac{100\text{cm/s} \times 4.6\text{cm}}{0.68}$$

$$\text{Re} = 676.47$$

Assim, Fialho (2019) fornece a Equação (21) para o cálculo que caracteriza o regime do escoamento na linha de retorno:

$$\text{Re} = \frac{V \times d}{\nu} \quad (21)$$

$$\text{Re} = \frac{300\text{cm/s} \times 2.5\text{cm}}{0.68}$$

$$\text{Re} = 1102.94$$

Assim, Fialho (2019) fornece a Equação (21) para o cálculo que caracteriza o regime do escoamento na linha de pressão:

$$\text{Re} = \frac{V \times d}{\nu} \quad (21)$$

$$\text{Re} = \frac{558.56\text{cm/s} \times 1.9\text{cm}}{0.68}$$

$$\text{Re} = 1560.68$$

Tendo em vista que os valores apropriados para o bom escoamento do fluido, deve ficar em menos de 2000 Re.

$$\text{Re} = 1560.68 < 2000 \text{ (caracteriza o escoamento Laminar)}$$

4.9 Levantamento de custo aproximado para o projeto

Abaixo conforme o Quadro 2, segue as informações detalhadas referente aos custos dos componentes, bem como o custo final aproximado do projeto hidráulico.

Quadro 2 – Custo dos componentes aplicados no projeto e custo final.

Modelo do item	Quantidade	Valor
Bomba Hidráulica KP 30.51	1	R\$ 1.493,94
Comando Hidráulico DNC100	1	R\$ 2.212,31
Multiplicador Velocidade	1	R\$ 2.174,26
Válvula reg. de vazão VDRV-12	1	R\$ 90,75
Reservatório Hidráulico	1	R\$ 1.398,00
Filtro de sucção HS090FN	1	R\$ 63,15
Filtro de retorno HRT 16A	1	R\$ 179,34
Motor Hidráulico VOMS 100	1	R\$ 794,53
Cilindro Hidráulico da Comporta	1	R\$ 559,35
Cilindro Hidráulico de Levante da Máquina	2	R\$ 1.449,00
Cilindro Hidráulico de Levante do Braço	2	R\$ 1.614,40
Mangueiras Hidráulicas	17	R\$ 1.894,02
Total		R\$ 13.923,05

Fonte: O autor (2023).

5 CONCLUSÕES

Na revisão bibliográfica, relatou-se os equacionamentos utilizados no dimensionamento do sistema hidráulico do implemento requerido, bem como as unidades utilizadas, assim atingindo os objetivos do trabalho.

Com base nos objetivos propostos, foi possível realizar o dimensionamento do implemento requerido, o qual pode-se concluir:

- Realizou-se os cálculos necessários para o dimensionamento de todos os componentes do sistema hidráulico, através de dados iniciais pertinentes ao projeto;
- Outros componentes hidráulicos como válvula, filtros e comando, foram selecionados através de catálogos sem necessidades de desenvolver equações. Analisou-se de acordo com a pressão e vazão do sistema;
- Após os cálculos, foram determinados os componentes que possuem o melhor rendimento e especificação de acordo com os cálculos obtidos. Os componentes selecionados são aqueles que fornecem maior durabilidade com baixo custo de manutenção;
- Utilizou-se uma bomba de engrenagem, por ser uma bomba que opera em alta pressão e por ter baixa manutenção;
- Escolheu-se o motor da classe orbital, pois são motores que apresentam maior torque e ótima durabilidade em relação a outros motores hidráulicos;
- Apresentou-se os modelos e dimensionais de cada cilindro bem como a escolha das mangueiras utilizadas.
- Finalizou-se com a parte do fluído, evidenciando o seu escoamento laminar que atende as normas exigidas.

Portanto, este dimensionamento proposto é válido, pois atendeu a todas as solicitações e aos equacionamentos propostos, seguidas por análises de catálogos de componentes que irão garantir o bom funcionamento do sistema hidráulico do implemento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] BOSCH REXROTH. **Coletânea de Fórmulas Hidráulicas**. 2013. Disponível em: <http://www.boschrexroth.com/business_units/bri/de/downloads/hyd_formelsammlung.pdf>. Acesso em: 24 set. 2022.
- [2] BOSCH REXROTH CORPORATION. **Using Industrial Hydraulics**. [S.l.]: [s.n.], 2020.
- [3] CARVALHO, D. F.; SILVA, L. D. B. 2011 **Fundamentos de Hidráulica**. Disponível em: <<http://www.ufrj.br/institutos/it/deng/leonardo/downloads/IT503%20cap%207%20-%202011p.pdf>>. Acesso em: 05 nov. 2022.
- [4] FIALHO, Arivelto Bustamante. **Automação Hidráulica Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos**. 6. ed. São Paulo: Érica, 2011
- [5] FIALHO, Arivelto Bustamante. **Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. 7. ed. rev. São Paulo: Érica, 2019.
- [6] FIALHO, Arivelto Bustamante. **Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. São Paulo: Érica, 2002.
- [7] GRUPO PIRACICABA ELETRODIESEL. Disponível em: <https://www.vistahydraulics.com.br/pdf/VDRV.pdf>. Acesso em: 01 out. 2022.
- [8] HYDRA COMPANY. Disponível em: <http://www.hydracompany.com.br/wp-content/uploads/2012/06/Curso-de-Hidr%C3%A1ulica-B%C3%A1sica-HYDRA-COMPANY.pdf>. Acesso em: 17 set. 2022.
- [9] INDEMAR DO BRASIL SISTEMAS DE COMANDO LTDA. Disponível em: <https://indemardobrasil.com/produtos/>. Acesso em: 01 out. 2022.

[10] INSTITUTO NACIONAL DA PROPRIEDADE INDUSTRIAL (INPI). Disponível em: <https://www.gov.br/inpi/pt-br> Acesso em: 12 set. 2022

[11] IPACOL MÁQUINAS AGRICOLAS LTDA. Disponível em: <https://www.ipacol.com.br/produto.php?permalink=vagao-forrageiro-vertical-com-e-sem-carregador->. Acesso em: 09 set. 2022.

[12] LINSINGEN, I. V. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 2. ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 2003.

[13] PALMIERI, A. C. **Manual de Hidráulica Básica**. 10. ed. Porto Alegre: Albarus Sistemas Hidráulicos Ltda, 1997.

[14] PARKER HANNIFIN. **Tecnologia Hidráulica Industrial**. Jacareí: [s.n.], 1999.

[15] ROSTER INDÚSTRIA DE MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS LTDA. Disponível em: <https://www.rosterbrasil.ind.br/produto/48/agropecuaria/vagoes-misturadores-verticais/linha-vorttix-v-autocarregavel/rostermix-vorttix-52ac>. Acesso em: 09 set. 2022.

[16] FILTROS NEWTEC. Disponível em: https://filtrosnewtec.com.br/wp-content/uploads/2023/02/Catalogo_Newtec_2023_WEB.pdf. Acesso em: 14 mai. 2023

[17] PARER . Disponível em: <https://discover.parker.com/catalogos>. Acesso em: 14 mai. 2023