



Márcio Schulz

DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO PARA UMA DESENSILADEIRA

Horizontina - RS

2018

Márcio Schulz

DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO PARA UMA DESENSILADEIRA

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica na Faculdade Horizontina, sob a orientação do Prof. Mestre Luís Carlos Wachholz.

Horizontina - RS

2018

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTALINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova o trabalho final de curso

“Dimensionamento Hidráulico para uma desensiladeira”

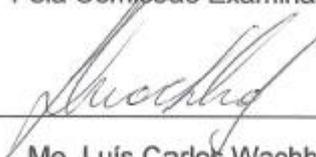
Elaborada por:

Márcio Schulz

Como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica

Aprovado em: 08/12/2018

Pela Comissão Examinadora



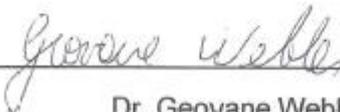
Me. Luís Carlos Wachholz

Presidente da Comissão Examinadora - Orientador



Me. Jonathan Felipe Camargo

FAHOR – Faculdade Horizontalina



Dr. Geovane Webler

FAHOR – Faculdade Horizontalina

FAHOR – Faculdade Horizontalina

Horizontalina - RS

2018

Dedicatória

À minha família, em especial aos meus pais Elemar e Ivone, que acreditaram e me incentivaram em todos os momentos, principalmente nas piores situações. Ao meu irmão mais velho que esteve todos os dias durante estes cinco anos, me apoiando e me auxiliando no que fosse necessário.

AGRADECIMENTO

A todos que de forma direta ou indireta fizeram parte da minha formação, e que me ajudaram crescer profissionalmente, meu muito obrigado.

Quero agradecer ao meu orientador Luís Carlos Wachholz, pelo seu apoio nas orientações, que foram fundamentais para a realização deste projeto. Também agradecer ao meu amigo e sócio proprietário da empresa Agroworks Ind. Ltda, Jonas Rafael Reiter, pelo apoio prestado neste trabalho.

Agradecer aos demais professores e colegas que de forma direta ou indireta me ajudaram durante os cinco anos da minha formação, o meu muito obrigado.

“A vida é cheia de obstáculos, mas você nunca deve abaixar a cabeça, pois se você consegue vencer um, você consegue vencer todos”

(Steeve)

RESUMO

Este trabalho foi desenvolvido através de uma coleta de dados na empresa AgroWorks Ind. Ltda, para o dimensionamento de um sistema hidráulico de uma máquina desensiladeira. Este trabalho foi desenvolvido devido a necessidade de fabricação de um novo modelo de máquina, onde terá uma alteração na parte central da estrutura da máquina desensiladeira. Este trabalho foi feito através da coleta de dados, para a escolha de um redutor de velocidade necessário para este sistema hidráulico, onde a partir desde pôde ser feita o dimensionamentos dos motores, da bomba e dos cilindros hidráulicos necessários para este modelo de máquina desensiladeira, ainda foram feitas o dimensionamento das mangueiras hidráulicas, o dimensionamento da perda de carga e as escolhas dos demais componentes para o bom funcionamento do sistema hidráulico. Com os dimensionamentos deste sistema hidráulico, chega-se a valores através de equações, onde uma máquina desensiladeira pôde construída, comprovando o dimensionamento correto deste sistema hidráulico.

Palavras-chave: Desensiladeira. Dimensionamento do sistema hidráulico. Componentes do sistema hidráulico.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Helicoide da máquina desensiladeira	10
Figura 2 - Máquina desensiladeira em funcionamento	14
Figura 3 - Desensiladeira modelo vertical.....	15
Figura 4 - Filtro de retorno	17
Figura 5 - Válvulas direcionais.....	19
Figura 6 - Acionamentos do comando com edição	20
Figura 7 – Ilustração da fresa e cilindros	23
Figura 8 - Limites de escoamento para Reynolds.....	25
Figura 9 - Escoamento laminar	26
Figura 10 - Escoamento turbulento.....	27
Figura 11 - Escoamento indeterminado	27
Figura 12 - Manômetro de pressão.....	29
Figura 13 - Cilindro escolhido	37
Figura 14 - Tabela do curso do cilindro.....	37
Figura 15 - Cilindro dupla ação.....	39
Figura 16 - Curso do cilindro.....	39
Figura 17 - Especificações do óleo	41
Figura 18 - Velocidade na tubulação	42
Figura 19 - Filtro de retorno selecionado	43
Figura 20 - Comando selecionado	44
Figura 21 - Válvula reguladora de vazão	44
Figura 22 - Válvula de alívio	44
Figura 23 – Ilustração do circuito hidráulico da máquina	45

LISTA DE SIMBOLOGIA

Simbologia	Significado	Unidade SI
A	Área	cm ²
F	Força	N
Lt	$L1 + L2 =$ Comprimento total da tubulação	cm
M	Torque	Nm
Mm	Torque máximo	Nm
P	Pressão	(bar) (Mpa)
Q	Vazão	litros/min
Re	Número de Reynolds	
V	Volume do reservatório	litros
Ve	Velocidade do fluido	cm/s
ΔP	Diferencial de pressão	bar
Δp	Perda de carga na tubulação (distribuída + localizada)	bar
d	Diâmetro do cilindro	(mm) (cm)
dc	Diâmetro interno da tubulação	cm
di	Diâmetro interno comercial	cm
i	Relação de transmissão	15:1
n	Rotação	rpm
η_{get}	Rendimento da transmissão	%
η_{mh}	Rendimento hidráulico mecânico	%
η_{vol}	Rendimento Volumétrico	
v	Volume nominal	cm ³ /rev
vi	Viscosidade na tubulação	
ψ	Fator de atrito	

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	10
1.1 TEMA	11
1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA.....	11
1.3 PROBLEMA DE PESQUISA	11
1.4 HIPÓTESES.....	12
1.5 JUSTIFICATIVA	12
1.6.2 Objetivos específicos.....	13
2 REVISÃO DA LITERATURA	14
2.1 DESENSILADEIRA	14
2.1.1 Produtos utilizados na máquina desensiladeira	14
2.2 SISTEMAS HIDRÁULICOS.....	15
2.2.1 Reservatório.....	16
2.2.2 Filtros.....	16
2.2.2.1 Filtro na linha de retorno.....	17
2.2.2.2 Filtro na linha de sucção.....	17
2.2.2.3 Filtro na linha de pressão	18
2.2.3 Bomba Hidráulica	18
2.2.3.1 Bomba de Engrenagens.....	19
2.2.4 Válvulas de Controle Direcional	19
2.2.4.1 Bloco de válvulas	20
2.2.4.2 Válvulas de alívio	21
2.2.4.3 Válvula reguladora de vazão	21
2.2.5 Motores Hidráulicos.....	21
2.2.6 Cilindros Hidráulicos.....	23
2.3.1 Número de Reynolds.....	25
2.3.2 Escoamento Laminar.....	26
2.3.3 Escoamento Turbulento	27
2.3.4 Escoamento Indeterminado.....	27
2.3.5 Mangueiras hidráulicas.....	27
2.3.6 Perda de carga.....	28
2.4 MANÔMETROS	28
2.5 REDUTOR DE VELOCIDADE.....	29
3 METODOLOGIA	30
3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS.....	30
3.2 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS	31
4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	32
4.1 MEMORIAL DOS CÁLCULOS	33
4.1.1 Cálculos para a escolha dos motores Hidráulicos	33
4.1.2 Cálculo para a escolha da Bomba Hidráulica.....	35
4.1.3 Cálculos para a escolha dos cilindros Hidráulicos.....	36
4.1.4 Cálculo do reservatório.....	40
4.1.5 Escolha do Óleo Hidráulico	40
4.1.6 Cálculos das mangueiras Hidráulicas.....	41
4.1.7 Escolha do filtro de retorno.....	43
4.1.8 Escolha do comando de válvulas	43
CONCLUSÃO	46
REFERÊNCIAS	47

ANEXO A – Dados técnico dos Motores	49
ANEXO B – Dados técnico da Bomba	50
ANEXO C – Dados técnicos do Redutor.....	51
ANEXO D – Catalogo de Mangueiras Hidráulicas	52
ANEXO E – Carta Monográfica.....	53
ANEXO F – Diâmetros equivalentes	54
ANEXO G – Catálogo de acessório.....	55
ANEXO H – Catálogo de acessório.....	56
ANEXO I – Comprimentos da tubulação	58

1 INTRODUÇÃO

No cenário atual com o crescimento da produtividade, a tecnologia no campo tenderá aumentar a cada ano. Com isso necessita-se de novas tecnologias para aprimorar os equipamentos utilizados no processo de produção dos produtos e serviços.

Com a necessidade de adequação das indústrias para o acompanhamento da demanda de necessidades dos clientes, é preciso investir em novas tecnologias e a melhoria na qualidade dos produtos. Sendo assim se busca desenvolver equipamentos e máquinas para estarem competindo em alto nível entre as indústrias do mesmo mercado.

Nesse contexto também está a produção de leite e de gado de corte, onde a desensiladeira ajuda no trato dos animais, que faz a mistura de grãos e forragens para o alimento dos animais.

O projeto surge a partir de modelos de máquina já existente, onde será desenvolvida uma máquina com a alteração no posicionamento do misturador helicóide, onde faz o maior esforço de toda a estrutura da máquina.

Os modelos já existentes fazem a mistura no sentido horizontal e a nova máquina fará a mistura no sentido vertical ganhando mais uma função que será o corte e mistura do feno. O feno (Figura 1) que já está pré-secado e armazenado em fardos. Seguindo essa ideia, serão desenvolvidos os cálculos para as funções que ela desempenhará, onde engloba velocidade, força e tração.

Figura 1 – Helicóide da máquina desensiladeira



Fonte: MFW Máquinas, 2018.

A Figura 3 mostra um helicóide no misturador que fará o descompactamento e corte do feno dentro da máquina desensiladeira, onde o feno é posto no interior da mesma, através de outro equipamento específico para este fim.

1.1 TEMA

O tema do projeto está ligado ao dimensionamento de um sistema hidráulico para uma máquina desensiladeira para fazer a retirada de grãos ou forragens de um depósito (específico para cada produto), e também a descarga em lugares específicos para os animais, utilizando somente componentes comerciais disponíveis em catálogos de fabricantes.

1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA

Este trabalho delimita-se na coleta de dados, geração de informações em um dimensionamento de um sistema hidráulico para máquina desensiladeira.

O sistema hidráulico da máquina não utilizará a potência hidráulica do trator para o seu funcionamento, a máquina tem o seu próprio circuito hidráulico.

O dimensionamento da máquina envolve somente dimensionamento hidráulico, não envolvendo nenhum dimensionamento mecânico estrutural da máquina. Todos os componentes hidráulicos que serão utilizados, são comerciais, escolhidos a partir de catálogo de fabricantes para cada item usado.

O trabalho foi desenvolvido através de dados de uma empresa. Como os dados são específicos, o trabalho não apresentará circuito hidráulico detalhado, por questões de sigilo da empresa.

1.3 PROBLEMA DE PESQUISA

Uma máquina desensiladeira tem todos os seus comandos feitos a partir de um sistema hidráulico, onde terá uma bomba hidráulica acoplada ao cardam do trator, que transmitirá potência hidráulica para o comando da máquina de onde o aplicador irá acionar cilindros e motores hidráulicos.

O problema do projeto está relacionado ao dimensionamento hidráulico ideal para a máquina desensiladeira. Para o início do projeto é necessário saber todas as

funções que a máquina irá desempenhar no seu funcionamento, onde se calcula as cargas e forças da parte hidráulica que irá ser analisada pelo projeto.

Como já se tem máquinas semelhantes, o projeto focará no dimensionamento de um novo modelo de máquina. Esta mudança está relacionada a necessidade de adequação para função que ela irá desempenhar.

Este projeto de dimensionamento do sistema hidráulico da máquina desensiladeira, a partir de cálculos e dados de pesquisa, terá uma aplicabilidade se uma máquina for construída a partir destes dimensionamentos e itens selecionados a partir de catálogos?

1.4 HIPÓTESES

- a) O sistema hidráulico atenderá as necessidades das funções que a máquina irá desempenhar;
- b) O dimensionamento correto do sistema hidráulico servirá para a fabricação deste modelo de máquina desensiladeira;
- c) O dimensionamento do sistema hidráulico não chegará a valores corretos para serem utilizados na fabricação de uma máquina desensiladeira.

1.5 JUSTIFICATIVA

Devido à necessidade de fabricação de um novo modelo de máquina desensiladeira pelas funções que irá desempenhar, se teve a necessidade de realizar um dimensionamento de um sistema hidráulico para esta máquina desensiladeira.

Esta máquina terá cilindros e motores hidráulicos, que fará o acionamentos de todos os acessórios para as funções da mesma, e para isso terá que ter uma bomba hidráulica que fornece o potência e vazão para ambos, também tendo a necessidade de ter filtro de retorno, pelas impurezas que se criam no circuito, as válvulas necessárias para o bom funcionamento, ainda as mangueiras hidráulicas e a perda de carga nas mesmas, e não menos importante a escolha do fluido necessário neste circuito hidráulico. Com estas necessidades se teve a necessidade de desenvolvimento deste trabalho, que é o dimensionamento do sistema hidráulico.

1.6 OBJETIVOS

1.6.1 Objetivo geral

Dimensionar um sistema hidráulico para um misturador de grãos e forragens que exige a aplicação de torque e velocidade, desenvolvido por motores hidráulicos e cilindros hidráulicos.

1.6.2 Objetivos específicos

- Encontrar no mercado os componentes do sistema hidráulico mais acessíveis em termo de capacidade e custo;
- Dimensionar o redutor ideal para acionar o helicoide central da máquina;
- Dimensionar os motores, bomba e cilindros hidráulicos usados na máquina;
- Dimensionar as mangueiras hidráulicas e o reservatório;
- Escolher o filtro, as válvulas através de catálogos.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 DESENSILADEIRA

A desensiladeira é uma máquina destinada ao trato de animais, onde faz a retirada (de um depósito específico), mistura e descarrega o trato com precisão e agilidade. O sistema hidráulico da máquina é acionado por uma bomba hidráulica com multiplicador de velocidade, tendo motores hidráulicos, pistões hidráulicos e um redutor de velocidade, que devem ser bem dimensionados para o seu bom funcionamento, sendo assim descrita esta teoria por MFRURAL (2017). A Figura 1 retrata um modelo de máquina desensiladeira.

Figura 2 - Máquina desensiladeira em funcionamento



Fonte: Roster, 2018

Esta Figura 2 demonstra uma máquina desensiladeira de um fabricante, podendo ser observados os componentes da mesma.

2.1.1 Produtos utilizados na máquina desensiladeira

Agroceres (2018) cita que a silagem é o produto oriundo da conservação de forragens úmidas ou de grãos de cereais com alta umidade através da fermentação em meio anaeróbico, ambiente isento de oxigênio, em locais denominados silos.

A silagem de planta inteira é um alimento distinto da silagem de grão úmido (concentrado energético). Portanto, são alimentos complementares e não substitutivos. Na alimentação de ruminantes, a silagem de grãos úmidos, por ser uma alternativa de um alimento com concentrado energético, complementando a

silagem de planta inteira, que é o volumoso, resulta em uma dieta eficiente e de menor custo segundo AGROCERES (2018).

O feno é uma mistura de plantas ceifadas e secas, geralmente gramíneas e leguminosas, usada como forragem para o gado. Mesmo estando sujeito a desidratação, estas plantas não perdem seus valores nutritivos. Utilizam-se para a desidratação a energia do sol e do vento e, em alguns casos, máquinas secadoras. Com isso, a armazenagem do feno é garantida e dura muito tempo sem ocasionar nenhum dano à nutrição do animal, assim explica STABRA (2013).

Figura 3 - Desensiladeira modelo vertical



Fonte: Schemaq, 2018.

A Figura 3 mostra a mistura e o corte do feno, através de um helicóide vertical projetado para este fim. O feno é colocado no interior da estrutura da máquina desensiladeira através de outro equipamento.

2.2 SISTEMAS HIDRÁULICOS

Segundo Palmieri (1997), sistemas hidráulicos são sistemas transmissores de potência ou movimento, que utiliza o óleo como elemento transmissor, sob alta pressão, sendo praticamente incompressível.

Um sistema hidráulico é um conjunto de elementos físicos associados, que utiliza um líquido como forma de transferência de energia, onde se permite a transmissão e controle de forças e movimentos. LINSINGEM (2003) explica que

num sistema hidráulico, se tem as energias de entrada que são convertidas em energia condicionada, que resulta numa saída de energia mecânica útil.

Normalmente a entrada de energia se dá pela conversão de energia elétrica ou térmica em energia mecânica. A energia de entrada é convertida pelos motores em energia mecânica, que é transferida para um fluido hidráulico a partir de válvulas, onde é transferida a uma unidade de transmissão secundária, a qual se transforma a energia do fluido em energia mecânica por meio de componentes do sistema hidráulico sendo assim descrita pela teoria de LINSINGEN (2003).

2.2.1 Reservatório

Para Fialho (2011) o reservatório parece ser o elemento mais trivial de um circuito hidráulico, mas na verdade não está sujeito a nenhum critério prévio de unificação, pois pode causar ao projetista dificuldades no seu dimensionamento e posicionamento de elementos e acessórios.

O fluido hidráulico armazenado nunca pode ser insuficiente ou excessivo. Deve suprir todas as necessidades mínimas como máximas do sistema hidráulico, explicado assim na teoria de PALMIERI (1997).

O volume mínimo do reservatório em litros ou galões deve ser no mínimo igual a três vezes a vazão da bomba em m³/s, isto em condições estáticas, demonstrada pela Equação 1, de FIALHO (2011):

$$V = 3 \times Q \quad (1)$$

Onde;

V = Volume do reservatório em litros;

Q = Vazão da bomba em litros/min;

2.2.2 Filtros

A função do filtro é livrar o fluido de impurezas para que o circuito tenha um bom funcionamento. PALMIERI (1997) explica que há dois tipos de filtros, o químico e o mecânico. O químico é utilizado quando se requer uma limpeza absoluta do fluido.

Palmieri (1997) explica que em um sistema hidráulico novo, após 50 horas de uso, os filtros devem ser limpos ou trocados. Após 500 horas, repetir o

procedimento, e após 1000 horas, sob condições normais de trabalho, nunca excedendo a 2000 horas. E em serviços mais pesados a troca deve ser feita com 500 horas de uso ou 90 dias.

Os filtros podem ser divididos em três áreas distintas, sendo na linha retorno, linha de sucção e linha de pressão, sendo assim classificados por FIALHO (2011). Nos próximos tópicos explicaremos as características de cada um.

2.2.2.1 Filtro na linha de retorno

Palmieri (1997) afirma que o filtro de retorno, conforme a Figura 4, é responsável pela filtragem do fluido que volta ao reservatório, carregado de impurezas que foram absorvidas no ciclo de trabalho.

Figura 4 - Filtro de retorno



Fonte: Parker, 2002

A Figura 4 acima retrata o formato do filtro de retorno, onde observa-se as malhas de filtragem do filtro.

O fluido que passar pelo elemento filtrante condicionado a partir de um papel poroso especial de 10 micrômetros de abertura de poro, fazendo que assim se tenha resultados excelentes no processo de filtragem, sendo assim descrita pela teoria de FIALHO (2011).

2.2.2.2 Filtro na linha de sucção

Este filtro tem a função de determinar, quando colocado na linha de sucção, a resistência hidráulica, fazendo assim a perda de pressão num ponto delicado do

circuito. Para FIALHO (2011) este tipo de filtro é indispensável em alguns tipos de bomba, como por exemplo, a bomba de pistões radiais e axiais.

Para Palmieri (1997) estes tipos de filtros tem a função de impedir que corpos sólidos sejam succionados pela bomba. Estes filtros devem ter as suas malhas maiores do que os filtros de retorno e de pressão, pois não pode haver problemas na sucção.

2.2.2.3 Filtro na linha de pressão

Os filtros na linha de pressão, como pelo próprio nome já se diz que é utilizado numa linha de pressão. Este filtro deve ser utilizado para a limpeza perfeita do fluido que é introduzido em certo componente no sistema assim descrito por PALMIERI (1997).

Este tipo de filtro é capaz de suportar altas pressões, trabalha com malhas menores sendo assim menor perigoso. Para FIALHO (2011) as suas malhas podem ser entupidas, comprovando assim uma alta eficácia, onde deve ser substituído nesse caso.

2.2.3 Bomba Hidráulica

Palmieri (1997) diz que a bomba é responsável pela geração de vazão dentro de um sistema hidráulico, onde as bombas são utilizadas para converter energia mecânica em energia hidráulica.

O cálculo para a vazão da bomba para o sistema hidráulico da desensiladeira é o seguinte, descrita pela equação 2 de FIALHO (2011):

$$Q = \frac{v \times n \times \eta \text{ vol}}{1000} \quad (2)$$

Onde:

Q = vazão em l/min;

v = volume em cm³/rev;

n = rotação da bomba em rpm;

$\eta \text{ vol}$ = rendimento volumétrico.

2.2.3.1 Bomba de Engrenagens

Palmieri (1997) descreve a bomba dizendo que ela cria uma determinada vazão devido ao constante engrenamento e desengrenamento de duas ou mais rodas dentadas.

O constante desengrenamento dos dentes cria uma descompensação na câmara de sucção fazendo com que o fluido seja succionado do reservatório. Para PALMIERI (1997) o fluido é conduzido perifericamente pelos vãos dos dentes que formam uma câmara fechada entre a carcaça da bomba e as vedações laterais, onde o engrenamento constante expulsa o fluido dos vãos e a força para fora da bomba.

2.2.4 Válvulas de Controle Direcional

Na grande maioria das vezes, os sistemas hidráulicos necessitam meios de controlar a direção e sentido do fluxo do fluido. Através desse controle pode-se obter movimentos desejados dos atuadores de tal forma que seja possível efetuar o trabalho exigido, descrito assim por PALMIERI (1997).

Para Linsingen (2003) a flexibilidade de direcionar o fluido a diferentes pontos do sistema hidráulico, promover desvios ou interromper o escoamento quando necessário, que constituem as características fundamentais do controle direcional clássico e são conseguidas por meio de válvulas que são tratadas como se possuíssem apenas comportamento discreto (Figura 5).

Figura 5 - Válvulas direcionais



Fonte: Hypromin, 2018

A figura 5 ilustra vários modelos de válvulas direcionais e seus tipos de acionamentos diferentes, a partir de necessidades do sistema hidráulico.

Moreira (2012) comenta algumas formas de acionamento de válvulas direcionais, dentre elas temos:

- Através da ação muscular, onde é feita através de pedais, botões, alavancas e manoplas;
- Hidráulica ou pneumaticamente, através de pressão de pilotagem;
- Mecanicamente, por gatilhos, molas, cames e por meio de roletes;
- Eletricamente, por meio de eletroímãs ou solenoides;
- Ainda pela combinação de dois ou mais métodos de acionamento.

2.2.4.1 Bloco de válvulas

Com o pensamento de facilitar a montagem e manutenção introduziu um bloco “manifold”, que interligado por ligações internas em sequência, substituem grande parte das canalizações, descrito assim por PALMIERI (1997).

Para se entender melhor o funcionamento da desensiladeira através do acionamento de um comando hidráulico no circuito, se fez uma ilustração a partir da Figura 6.

Figura 6 - Acionamentos do comando com edição



Fonte: Adaptado Hidropress, 2018

Esta Figura 6 traz as descrições de cada acionamento para o funcionamento correto deste sistema hidráulico que será trabalho neste projeto.

2.2.4.2 Válvulas de alívio

Para Palmieri (1997) as válvulas de alívio e segurança têm duas funções no circuito hidráulico, limitar a pressão no circuito ou em parte dele, e proteger o sistema e os diversos elementos que o compõe, contra sobrecargas.

Válvulas têm duas funções, uma delas funciona como válvula de segurança, onde permanecem fechadas, sendo ajustadas para abrir numa pressão limite de segurança contra danos sérios ao sistema e ao meio exterior. A outra consiste em controlar a pressão no sistema como um todo ou em parte do sistema, descrito assim por LINSINGEN (2003).

2.2.4.3 Válvula reguladora de vazão

O controle de vazão pode ser feito em qualquer parte do circuito hidráulico, tanto nas linhas de transmissão principal para controlar diretamente a velocidade de motores lineares ou rotativos, para controlar ou limitar a vazão de algum componente do sistema, como para o controle de velocidade nas válvulas de grande porte ou a velocidade de resposta da bomba de deslocamento variável, ou seja nos controles secundário, explicado assim por LINSINGEN (2003).

2.2.5 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, explicado assim pela teoria de FIALHO (2011).

Os motores podem ser unidirecionais ou bidirecionais, e ainda podem ter variação fixa ou variável. FIALHO (2011) diz que os motores estão separados em tipos, dentre eles estão motores de vazão fixa que se encaixam os de engrenagens; palhetas e pistões (radiais e axiais), e motores de vazão variável se encaixam os de palhetas e pistões (radiais e axiais).

Podemos calcular o torque do motor necessário, a partir da Equação 3 de REXROTH (2013):

$$M = \frac{Mm}{i \times \eta_{get}} \quad (3)$$

Onde:

M = Torque (Nm);

Mm = Torque máximo (Nm);

i = Relação de transmissão;

η_{get} = Rendimento da transmissão.

A partir da Equação 4 de REXROTH (2007), podemos calcular o deslocamento volumétrico do motor hidráulico necessário:

$$v = \frac{100 \times M}{1,59 \times \Delta P \times \eta} \quad (4)$$

Onde:

v = Volume nominal (cm³);

M = Torque do motor (Nm);

ΔP = Pressão (bar);

η = Rendimento hidráulico mecânico.

A vazão dos motores hidráulicos é calculada pela Equação 5, onde FIALHO (2011) define:

$$Q = \frac{v \times n}{1000 \times \eta_{vol}} \quad (5)$$

Onde:

Q = vazão em l/min;

v = volume em cm³/rev;

n = rotação da bomba em rpm;

η_{vol} = rendimento volumétrico.

2.2.6 Cilindros Hidráulicos

O cilindro hidráulico é um atuador linear, isto é, o movimento e força que ele executa são transmitidos retilineamente. Para Palmieri (1997), por ser atuador a sua função básica é transformar força, potência ou energia hidráulica em força, potência ou energia mecânica.

Palmieri (1997) nos traz uma Equação 6, para o cálculo da força que os cilindros farão para o levantamento da fresa.

$$F = P \times A \quad (6)$$

Onde:

F = Força em N;

A = Área em cm^2 ;

P = Pressão em N/cm^2 .

Figura 7 – Ilustração da fresa e cilindros



Fonte: Adaptado SCHENAQ,2018.

A Figura 7 adaptada representa a fresa da máquina (número 1), e o cilindro de levante da fresa (número 2).

Bosch Rexroth (2013) nos traz a Equação 7 para calcular o diâmetro do cilindro:

$$d = \frac{\sqrt{A \times 4}}{\pi} \quad (7)$$

Onde:

d = Diâmetro do cilindro (mm);

A = Área do embolo do cilindro (mm²);

Rexroth (2013) também nos traz uma Equação 8 para o cálculo da área do cilindro:

$$A = \frac{d^2 \times \pi}{4} \quad (8)$$

Onde:

A = Área do cilindro (mm²);

d^2 = Diâmetro do cilindro (mm);

2.3 FLUIDOS HIDRÁULICOS

O óleo hidráulico é responsável de fazer a transmissão de energia nos sistemas hidráulicos. Ele também diz que para ter um bom rendimento e pouca manutenção, e necessária fazer a escolha correta do fluido hidráulico, onde deve satisfazer finalidades básicas, como transmitir com eficiência a potência oferecida e lubrificar de forma satisfatória, os componentes internos do sistema, descrito assim por PALMIERI (1997).

Linsingen (2003) diz que fluidos hidráulicos são responsáveis de fazer a transferência de energia em qualquer sistema hidráulico, devendo apresentar características apropriadas para o uso em operações sob diversas circunstâncias como ambientes agressivos ou sujeito a grandes variações de temperatura, ou ainda em sistemas com mudança de elevadas e rápidas variações de pressão.

A vantagem de uso de altas pressões no sistema é a redução do volume do fluido utilizado, do tamanho e do peso dos componentes para cargas elevadas. Isso exige uma alta capacidade de lubrificação, pois motores hidráulicos e bombas exigem alta lubrificação, para evitar o desgaste e a perda de desempenho, complementado por LINSINGEN (2003).

A viscosidade do fluido é a medida da resistência que ele oferece ao escoamento, e também evita o contato metal com metal, fazendo uma boa

lubrificação. Para PALMIERI (1997) a variação na viscosidade do fluido influencia diretamente na resistência ao escoamento.

2.3.1 Número de Reynolds

De acordo com Fialho (2011), o cientista Osborne Reynolds, publicou um trabalho que analisava os perfis de velocidades desenvolvidos pelos fluidos, por dutos lineares de secção geométrica constante. Com uma tabela identificou parâmetros numéricos que reconheçam os limites de comportamento de fluido, onde os denominou como escoamento laminar, escoamento indeterminado e escoamento turbulento. Na Figura 8 segue uma imagem com a tabela dos limites de escoamento:

Figura 8 - Limites de escoamento para Reynolds

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

Fonte: Fialho, 2011, p. 83

O cálculo da velocidade do fluido na tubulação é calculado pela Equação 9 de FIALHO (2011):

$$ve = 121,65 \times P^{1+3,3} \quad (9)$$

Onde:

ve = Velocidade do fluido (cm/s);

P = Pressão (bar).

Para poder calcular o diâmetro interno das mangueiras, precisa-se fazer o cálculo e através da Equação 10 de FIALHO (2011):

$$dc = \sqrt{\frac{Q}{0,015 \times \pi \times ve}} \quad (10)$$

Onde:

ve = Velocidade do fluido (cm/s);

Q = Vazão máxima (l/min);

dc = Diâmetro interno do tubo (cm).

Para Fialho (2011) as forças viscosas e forças de inércia influenciam no escoamento e pode ser percebido pelo número de Reynolds, definido pela Equação 11:

$$Re = \frac{ve * dc}{\nu} \quad (11)$$

Onde:

Re = Número de Reynolds

ve = Velocidade do fluido para a tubulação

dc = Diâmetro interno da tubulação (cm)

ν = Viscosidade do fluido

2.3.2 Escoamento Laminar

O escoamento cujas linhas de fluxo são paralelas, representadas por **Re** menor, que corresponde a uma maior influenciada da viscosidade do fluido, conforme a Figura 9 de FIALHO (2011):

Figura 9 - Escoamento laminar

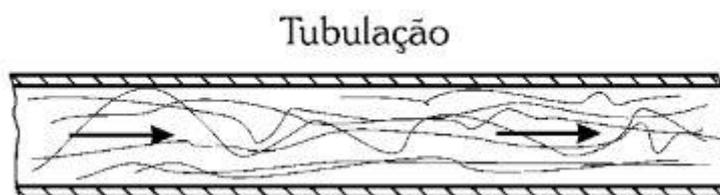


Fonte: Fialho, 2011, p. 83

2.3.3 Escoamento Turbulento

O escoamento onde as linhas estão desordenadas, com movimentos aleatórios, onde tem números de Re elevados, onde indica a prevalência das forças de inércia e maior perda de carga Figura 10 de FIALHO (2011):

Figura 10 - Escoamento turbulento

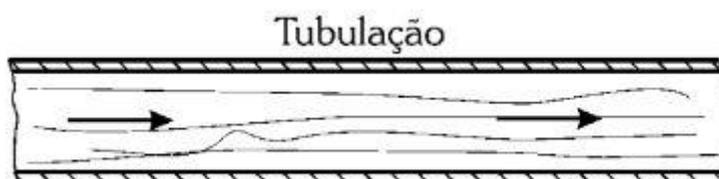


Fonte: Fialho 2011, p. 83

2.3.4 Escoamento Indeterminado

Fialho (2011) explica que neste momento ele é o limite crítico do escoamento, onde é impossível determinar o comportamento do fluido, pois em momentos ele tem comportamento laminar e outras vezes turbulento Figura 11.

Figura 11 - Escoamento indeterminado



Fonte: Fialho 2011, p. 83

2.3.5 Mangueiras hidráulicas

Segundo ABRASCORT (2018), as mangueiras hidráulicas são elementos flexíveis entre dois pontos para transporte de material, as mangueiras foram desenvolvidas para suportar altas pressões e são utilizadas pois apresentam vantagens como flexibilidade, absorvem vibrações, resistem a corrosão, facilitam montagem, e estão disponíveis em várias bitolas e comprimentos para diversas aplicações.

Como serão usados tubos flexíveis, FIALHO (2011) fornece a seguinte Equação 12 para o fator de atrito:

$$\psi = \frac{90}{Re} \quad (12)$$

Onde:

ψ = Fator de atrito

Re = Número de Reynolds

2.3.6 Perda de carga

Para FIALHO (2011) as perdas de carga aparecem em determinados pontos da tubulação. São exemplos de singularidades todos os tipos de conexão (luvas, joelhos, registros, reduções, etc.), que são necessários e incorporados na tubulação.

Para calcular a perda de carga em tubulações, FIALHO (2011) fornece a Equação 13 abaixo:

$$\Delta P = \frac{\psi \times 5 \times (L1 + L2) \times \rho \times ve^2}{di \times 10^{10}} \quad (13)$$

Onde:

ΔP = Perda de carga na tubulação (distribuída + localizada) [bar]

ψ = Fator de atrito em (Kg/m³) que é (881,1)

$Lt = L1 + L2$ = Comprimento total da tubulação [cm]

$L1$ = Comprimento da tubulação retilínea [cm]

$L2$ = Comprimento equivalente das singularidades [cm]

di = Diâmetro interno do tubo comercial [cm]

$\frac{5}{10^{10}}$ = Fator de conversão

ve = Velocidade do fluido para a tubulação

2.4 MANÔMETROS

Os manômetros conforme a Figura 12, são usados para indicar a pressão no interior de uma determinada tubulação. Há vários tipos de manômetros, mas os utilizados em sistemas hidráulicos, são os de mostrador circular e ponteiro. Em sua

maioria das vezes o mostrador abrange um arco de 270°, e tem as suas unidades de pressão em kg/cm² ou psi, assim descrito por PALMIERI (1997).

Figura 12 - Manômetro de pressão



Fonte: Famabras, 2018

2.5 REDUTOR DE VELOCIDADE

Segundo a KALATEC Automação (2018), um redutor planetário é um dispositivo que é capaz de reduzir a velocidade rotacional de um sistema de acionamento de um determinado tipo de equipamento. Tem a função reduzir a velocidade e elevar o torque transmitido, tendo assim como os componentes principais a carcaça, engrenagem solar, engrenagens planetárias e o anel de engrenagem, ou seja, coroa com parafuso sem fim. O dispositivo é utilizado para adequar a rotação do acionador para rotação adequada ao que será acionado, podendo assumir diferentes formas como caixas de engrenagens, deslocadores de engrenagem ou transmissões simples. Eles são primordiais para oferecer segurança mecânica, uma vez que quando reduz a velocidade de rotação do equipamento, oferece essa segurança para a máquina.

3 METODOLOGIA

3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

Conforme Gil, 2008, o método de pesquisa a ser seguido será uma pesquisa e ação. Este método foi escolhido pois a pesquisa segue a partir de um problema que será o dimensionamento do sistema hidráulico, depois vem as hipóteses, e os resultados do projeto.

Será feita uma pesquisa experimental para o dimensionamento do sistema hidráulico. Onde será dimensionada a partir de cálculos e hipóteses para a solução do problema.

A pesquisa será realizada a partir de uma visita para coleta de dados realizados junto a empresa AgroWorks, nessa coleta de dados foi necessário conhecer todas as características estruturais e funcionais para se ter uma noção básica do funcionamento da máquina para o dimensionamento do sistema desejado.

Para se ter um melhor entendimento do dimensionamento se procurou saber mais sobre sistemas hidráulicos, para familiarizar-se com todos os elementos utilizados, onde se obteve conhecimentos mais prévios do assunto.

A pesquisa se inicia já com um fluido definido, pois já é o mais usado nos circuitos das outras máquinas desse tipo. O óleo usado é o AW68, que um fluido ideal para o circuito desejado.

Esta máquina que irá trabalhar com uma rotação de entrada entre 400 a 600 rpm fornecida pela TDP (tomada de potência de saída do trator), onde será utilizado 540 rpm para o desenvolvimento do trabalho proposto, pois é a faixa que mais é utilizada para o trabalho da máquina no dia a dia.

O dimensionamento se inicia pelo redutor de velocidade, que tem um torque final necessário, trabalhando com uma taxa de redução para ter a velocidade e torque no motor hidráulico, sendo-se este pela Equação 3.

A partir do torque necessário e rotação necessária, pode-se fazer a escolha e o dimensionamento do redutor de velocidade, a partir deste calcula-se o motor necessário através da Equação 4 para o deslocamento volumétrico e a Equação 5 para a vazão do mesmo. Podendo ser escolhidos através de catálogos que atendam estas exigências calculadas.

O próximo passo é calcular o deslocamento volumétrico da bomba hidráulica usada no circuito, que é feita a partir da Equação 2. Após isto podemos fazer a escolha através de catálogos industriais que atendam aos dimensionamentos.

O outro passo será o dimensionamento dos cilindros hidráulicos para levar a fresa da máquina, com as Equações 6, 7 e 8, que faz a coleta da silagem para dentro da caçamba da máquina. Nesta parte do dimensionamento de pistões entra o pistão que fará a abertura da boca de descarregamento da silagem pela lateral da máquina e também o pistão que abaixa e levanta a esteira da máquina na descarga das forragens. A equação serve para se saber as forças que estes cilindros fazem no funcionamento de cada função, onde serão escolhidos através de catálogos.

Seguindo a ideia do dimensionamento se faz os cálculos para o volume do reservatório da máquina. Onde a partir da Equação 1, se obteve a capacidade máxima de óleo armazenado dentro do reservatório.

A partir de dados necessários também se faz a escolha do filtro de retorno, as válvulas que serão necessárias, que serão escolhidos e definidos a partir de catálogos de fabricantes.

Depois de se saber todos os dados de vazão da bomba os motores e cilindros que serão utilizados, calcula-se a perda de carga, que engloba a velocidade, fator de atrito e, número de Reynolds, a partir das Equações 9, 10, 11, 12 e 13 para chegarmos a perda de carga no circuito hidráulico da desensiladeira.

3.2 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

Para o desenvolvimento deste trabalho foram utilizados vários tipos de equipamentos de pesquisa, como livros, catálogos de fabricantes, artigos, materiais citados e disponíveis na internet, alguns softwares como Word, Excel, PowerPoint e Paint, afim de facilitar os cálculos e ajustes de imagens. Foram pegos dados necessários na empresa AgroWorks para o início do dimensionamento e também foi feita uma análise nas máquinas já existentes no mercado.

4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Com informações obtidas no decorrer do embasamento teórico, pode-se iniciar os cálculos necessários para dimensionar o sistema hidráulico da desensiladeira, onde os componentes serão escolhidos através de catálogos de fabricantes dos componentes a serem utilizados. No Quadro 1 apresenta-se os parâmetros iniciais do projeto fornecidos pela empresa AgroWorks:

Quadro 1 – Parâmetros do Projeto

DADOS DE ENTRADA			
N°	Descrição	Símbolo	Valor/unidades
1	Diferencial de Pressão	ΔP	186 bar 18,6 MPa
2	Rotação final do misturador	n_m	13 rpm
3	Relação de transmissão	i	15:1
4	Torque final do redutor	M_{mis}	10000 N
5	Rendimento mecânico do redutor	η_{mr}	0,95
6	Rotação de entrada da TDP do trator	n_t	540 rpm
7	Rendimento mecânico-hidráulico do motor do misturador	η_{mis}	0,95
8	Rendimento volumétrico dos motores	η_{vol}	0,86
9	Rendimento mecânico-hidráulico do motor da fresa	η_f	0,9
10	Rendimento mecânico-hidráulico do motor da esteira	η_{est}	0,9
11	Torque do motor da fresa	M_f	266 Nm
12	Rotação na fresa	n_f	500 rpm
13	Torque na esteira	M_{est}	330 Nm
14	Rotação da esteira	n_{est}	380 rpm
15	Força necessária nos cilindros na fresa	F	50000 N
16	Força necessária nos cilindros da comporta e esteira	F	20000 N

Fonte: Autor, 2018.

4.1 MEMORIAL DOS CÁLCULOS

O ponto de partida do dimensionamento hidráulico deve ser feito a partir de um ponto crítico da máquina, a partir de alguns cálculos mecânicos, chegamos a dados iniciais para o início do dimensionamento.

4.1.1 Cálculos para a escolha dos motores Hidráulicos

Com parâmetros indicados do projeto, a rotação final desejada do misturador deve ser de 13 rpm para seu bom funcionamento. Como a rotação é muito baixa para um motor e o torque alto, foi utilizada uma taxa de redução de 15:1, onde a rotação desejada para o motor hidráulico será em torno de 195 rpm, como parâmetro inicial do projeto, o misturador será projetado para um torque de 10000 Nm, onde a partir destes dados podemos calcular o torque do motor necessário, com um rendimento mecânico-hidráulico de 0,95, a partir da Equação 3:

$$M = \frac{M_{mis}}{i \times \eta_{mr}}$$

$$M = \frac{10000 \text{ Nm}}{15 \times 0,95}$$

$$M = 701,75 \text{ Nm}$$

Logo após se saber o torque do motor, pode-se calcular o deslocamento volumétrico do mesmo, através da Equação (4), utilizando um valor de 186 bar de pressão para ter um valor de deslocamento de um motor comercial. Tendo um rendimento mecânico-hidráulico do motor de 0,95.

$$V = \frac{100 \times M_{mis}}{1,59 \times \Delta P \times \eta_{mis}}$$

$$V = \frac{100 \times 701,75}{1,59 \times 186 \times 0,95}$$

$$V = 249,78 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Após é calculada a vazão necessária para o motor do misturador, através da Equação (5), tendo um rendimento volumétrico de 0,86.

$$Q = \frac{V_{mist} \times n_{mis}}{1000 \times \eta_{vol}}$$

$$Q = \frac{249,78 \times 195}{1000 \times 0,86}$$

$$Q = 56,64 \text{ l/min}$$

Com este volume 249,78 cm³/rev, escolheu-se o motor de modelo da empresa Piracicaba VOMP de 250 cm³/rev, conforme Anexo A.

Seguindo calcula-se os parâmetros do motor utilizado na fresa da máquina desensiladeira, que trabalha na faixa de 500 rpm e com um torque de 266 Nm, com um rendimento mecânico hidráulico do motor de 0,9. Através da Equação (4), dimensionou-se o deslocamento volumétrico do motor.

$$V = \frac{100 \times Mf}{1,59 \times \Delta P \times \eta f}$$

$$V = \frac{100 \times 266}{1,59 \times 186 \times 0,9}$$

$$V = 99,93 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Com o cálculo da vazão volumétrica, pode-se calcular a vazão necessária para o motor hidráulico, através da Equação (5), tendo um rendimento volumétrico de 0,86.

$$Q = \frac{Vfresa \times n f}{1000 \times \eta vol}$$

$$Q = \frac{99,93 \times 500}{1000 \times 0,86}$$

$$Q = 58,10 \text{ l/min}$$

Com o volume de 99,93 cm³/rev, escolheu-se um motor hidráulico da empresa Piracicaba, de modelo VOMP 100cm³/rev, conforme Anexo A.

Seguindo os cálculos, precisa-se calcular o motor hidráulico da esteira que trabalha com 380 rpm, com 333 Nm de torque e um rendimento mecânico hidráulico do motor de 0,9. Com a Equação (4), pode-se fazer o dimensionamento do deslocamento volumétrico do motor.

$$V = \frac{100 \times Mest}{1,59 \times \Delta P \times \eta est}$$

$$V = \frac{100 \times 333}{1,59 \times 186 \times 0,9}$$

$$V = 125,11 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Através do cálculo da vazão volumétrica pode-se calcular a vazão do motor hidráulico, com um rendimento volumétrico de 0,86, onde através da Equação (5) chega-se ao valor da vazão.

$$Q = \frac{V_{est} \times n_{est}}{1000 \times \eta_{vol}}$$

$$Q = \frac{125,11 \times 380}{1000 \times 0,86}$$

$$Q = 55,28 \text{ l/min}$$

Com o cálculo do deslocamento volumétrico de 125,11 cm³/rev, escolheu-se um motor da empresa Piracicaba, modelo VOMP 125 cm³/ver, conforme Anexo A.

4.1.2 Cálculo para a escolha da Bomba Hidráulica

Com o acionamento individual do motor do misturador, necessita-se de 56,6 l/min. Caso fosse acionado o motor do misturador e da fresa juntos e em paralelo, a necessidade de vazão hidráulica será em torno de 115,1 l/min, exigindo uma bomba com vazão muito grande. Porém, o acionamento de ambos os motores pode ser em série e com isso utilizar somente o valor da maior vazão e direcioná-lo para os dois motores, iniciando pelo motor do misturador e em seguida para o motor da fresa, desta forma a vazão de 58,2 l/min será suficiente para acionar os dois motores em série. Tendo uma rotação na saída do trator da TDP de 540 rpm e com um rendimento volumétrico de 0,86, pode-se calcular o deslocamento volumétrico da bomba necessária para o sistema nestas condições, através da Equação 2:

$$V = \frac{Q \times 1000}{nt \times \eta_{vol}}$$

$$V = \frac{58,10 \times 1000}{540 \times 0,86}$$

$$V = 125,11 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$$

Através dos cálculos chega-se a uma vazão de 125,11 cm³/rev, que através de pesquisa em catálogos, foi escolhida uma bomba de modelo VH-ISSO-30-125, da empresa Piracicaba (2017), conforme Anexo B.

Para a comprovação de que a bomba escolhida será de vazão suficiente, pois ela tem um rendimento volumétrico da bomba de 127,50 cm³/rev, então se faz a prova real de acordo com a Equação 2:

$$Q = \frac{V \times n \times \eta_{vol}}{1000}$$

$$Q = \frac{127,50 \times 540 \times 0,86}{1000}$$

$$Q = 59,21 \text{ l/min}$$

4.1.3 Cálculos para a escolha dos cilindros Hidráulicos

Para o cálculo da escolha dos cilindros hidráulicos necessários para levantar a fresa, sabemos a sua força necessária que é de 50000 N, e também sabemos que são dois cilindros na mesma posição, um em cada ponto de apoio dos postos projetados na máquina. Sabemos que é usada uma pressão de 186 bar, que para estes cálculos terá que ser usada em Mpa, que se tornará 18,60 Mpa. Tendo estes dados iniciais podemos calcular a área do êmbolo deste cilindro através da Equação 6:

$$A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{50000}{18,60 \times 2}$$

$$A = 1344 \text{ mm}^2$$

Tendo o cálculo do êmbolo do cilindro da fresa, pode-se calcular o diâmetro necessário para atender a necessidade da máquina, através da Equação 7:

$$d = \frac{\sqrt{A \times 4}}{\pi}$$

$$d = \frac{\sqrt{1344 \times 4}}{\pi}$$

$$d = 41,37 \text{ mm}$$

Com o cálculo deste diâmetro mínimo necessário para o acionamento do cilindro que é de 41,37 mm, consultou-se em catálogos de fabricantes e chegou-se ao modelo superior mais próximo que é da Parker, serie 2H de 50,8 mm que atende à demanda dos cálculos. Conforme a Figura 13, se tem um cilindro escolhido para atender as necessidades calculadas.

Figura 13 - Cilindro escolhido



Fonte: Parker, 2005, p. 4

A Figura 14 representa o curso do cilindro hidráulico de acordo com o diâmetro necessário:

Figura 14 - Tabela do curso do cilindro

Cursos especiais - consultar a fábrica

Diâmetro do cilindro	Curso
38,1 mm (1 1/2")	0 a 1500 mm
50,8 mm (2")	0 a 1500 mm
63,5 mm (2 1/2")	0 a 1500 mm
82,6 mm (3 1/4")	0 a 2000 mm
101,6 mm (4")	0 a 2000 mm
127,0 mm (5")	0 a 2000 mm
152,4 mm (6")	0 a 2000 mm

Fonte: Parker, 2005, p. 4

A Figura 14 demonstra uma tabela, contendo os cursos máximos de cada cilindro, conforme o seu diâmetro.

Com a escolha do cilindro através do catálogo que será o de diâmetro 50,8 mm, podendo calcular a sua nova área do êmbolo e em seguida calcular a força exercida pelo mesmo, começando pela área através da Equação 8:

$$A = \frac{d^2 \times \pi}{4}$$

$$A = \frac{50,8^2 \times \pi}{4}$$

$$A = 2027 \text{ mm}^2$$

Através da área do êmbolo calcula-se a força final exercida no cilindro pela Equação 6:

$$F = P \times A \times 2$$

$$F = 18,6 \times 2,027 \times 2$$

$$F = 75398 \text{ N}$$

Esta será a força exercida pelo cilindro escolhido que atenderá a força solicitada no início do dimensionamento.

Os próximos dois cilindros iguais utilizados estão ligados em série, que trabalharão com as mesmas variáveis, que é para a abertura da boca de descarga e para levantar a baixar a esteira de descarga. Então o cálculo será feito somente uma das vezes. Sabe-se que terá um esforço de 20000 N, através deste valor pode-se calcular a área do embolo do cilindro hidráulico, através da Equação (2) de Palmieri, (1997):

$$A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{20000}{18,60}$$

$$A = 1075 \text{ mm}^2$$

Tendo o cálculo do embolo do cilindro da esteira, podemos calcular o diâmetro necessário para atender a necessidade da máquina, através da Equação 7:

$$d = \sqrt{\frac{A \times 4}{\pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{1075 \times 4}{\pi}}$$

$$d = 37 \text{ mm}$$

Através deste cálculo pode-se fazer a escolha do cilindro com valor superior aos 37 mm de diâmetro necessário no cálculo acima. Consultando catálogos de fabricantes e chegou-se ao modelo superior mais próximo que é da Parker, (2003), serie 3L de 38,1 mm que atende à demanda dos cálculos. Conforme a Figura 15, temos um cilindro escolhido para atender as necessidades calculadas:

Figura 15 - Cilindro dupla ação



Fonte: Parker, 2003, p. 3

Também a seguir na figura 16, temos alguns dados que mostram o diâmetro com o curso do cilindro:

Figura 16 - Curso do cilindro

Cursos do Cilindro	
Diâmetro do Cilindro:	25,4 (1") - 0 a 1000 mm
	38,1 (1 1/2") - 0 a 1500 mm
	50,8 (2") - 0 a 1500 mm
	63,5 (2 1/2") - 0 a 1500 mm
	82,6 (3 1/4") - 0 a 2000 mm
	101,6 (4") - 0 a 2000 mm

Fonte: Parker, 2003, p. 3

A Figura 16 demonstra uma tabela, contendo os cursos máximos de cada cilindro, conforme o seu diâmetro.

Com a escolha do cilindro através do catálogo que será o de diâmetro 38,1 mm, pode-se calcular a sua nova área do embolo e em seguida calcular a força exercida pelo mesmo, começando pela área através da Equação 8:

$$A = \frac{d^2 \times \pi}{4}$$

$$A = \frac{38,1^2 \times \pi}{4}$$

$$A = 1140\text{mm}^2$$

Com esta área pode-se calcular a força final exercida no cilindro pela Equação 6:

$$F = P \times A$$

$$F = 18,6 \times 1140$$

$$F = 21206 \text{ N}$$

Esta será a força exercida pelo cilindro escolhido que atenderá a força solicitada no início do dimensionamento.

4.1.4 Cálculo do reservatório

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, sabe-se que a mesma é de 59,21 l/min, então através da Equação (1). pode-se fazer o cálculo para o reservatório:

$$V = 3 \times Q$$

$$V = 3 \times 59,21 \text{ l/min}$$

$$V = 177,63 \text{ l}$$

Através deste cálculo sabe-se o volume total que o reservatório em condições estáticas, deverá ter 177,63 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 a vazão da bomba, que trabalha em condições dinâmicas e em condições arejadas não trabalhando constantemente. Desta forma o volume estará limitado a 60 lts, visto que a vazão calculada foi de 59,21 l/min.

4.1.5 Escolha do Óleo Hidráulico

O óleo hidráulico escolhido para este sistema será o AW 68 HLP, da marca Mobil. É um óleo hidráulico com aditivação antidesgaste de qualidade Premium, desenvolvido para aplicações industriais, automotivas e agrícolas. Conforme será observado na Figura 17

Figura 17 - Especificações do óleo

Mobil Hidráulico AW 68 HLP	
Viscosidade ISO VG	68
Viscosidade, ASTM D 445	
cSt à 40°C	68
cSt à 100°C	8,38
Índice de viscosidade, ASTM D 2270	90
Ponto de fluidez °C, ASTM D 97	-12
Ponto de fulgor °C, ASTM D 92	218
Densidade à 15° C kg/L, ASTM D 1298	0,883
Proteção contra a ferrugem, ASTM D 665B	Aprovado
Corrosão em lâmina de cobre, ASTM D 130	1A
Tempo de demulsibilidade para 3 ml de emulsão a 54°C, min, ASTM 1401	30
Teste de Espuma, Estabilidade/Tendência, Seq. I, ml/ml, ASTM D892	0/100

Fonte: Mobil, 2017

4.1.6 Cálculos das mangueiras Hidráulicas

Partindo de catálogos escolheu-se uma mangueira hidráulica Norma SAE 100R17 da empresa Gates do Brasil, com um diâmetro interno de 12,7 mm, conforme o Anexo (D). O cálculo foi feito a partir da Equação (9) de Fialho, (2011):

$$ve = 121,65 \times P^{(1 \div 3,3)}$$

$$ve = 121,65 \times 186^{(1 \div 3,3)}$$

$$ve = 592,71 \text{ cm/s}$$

A partir da velocidade calculada pode-se calcular o diâmetro interno das mangueiras através da Equação (10) de Fialho, (2011):

$$d = \sqrt{\frac{Q}{0,015 \times \pi \times ve}}$$

$$d = \sqrt{\frac{59,21}{0,015 \times \pi \times 592,71}}$$

$$d = 1,456 \text{ cm}$$

Com este cálculo comprova-se a partir do Anexo (D) com a tabela de ajuste, que a mangueira a ser utilizada será a de 12,7 mm de diâmetro interno.

Com o cálculo da velocidade do fluido que é de 592,71 cm/s podendo-se calcular o tipo de escoamento, a partir da Equação (11) de Fialho, (2011) e com uma viscosidade de 0,68:

$$Re = \frac{ve \times dc}{vi}$$

$$Re = \frac{592,71 \times 1,27}{0,68}$$

$$Re = 1106,97$$

De acordo com a Figura 8, que ilustra o tipo de escoamento, o escoamento é Laminar.

As tubulações de sucção e retorno são escolhidas através de uma tabela que Fialho, (2011), nos fornece, onde se determina a velocidade de sucção será de 100 cm/s e a velocidade de retorno será de 300 cm/s, conforme a Figura 18:

Figura 18 - Velocidade na tubulação

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, 2011. p. 84

Com a necessidade de utilizar mangueiras hidráulicas e conexões no circuito hidráulico, faz-se a listagem dos acessórios utilizados no circuito hidráulico da desensiladeira que serão, curvas de raio curto e raio longo, a partir do Anexo (F), fornecido por Fialho, (2011), observa-se os comprimentos dos componentes a serem utilizados, podendo se calcular o fator de atrito pela Equação (12) de Fialho (2011):

$$\psi = \frac{90}{Re}$$

$$\psi = \frac{90}{1106,97}$$

$$\psi = 0,081$$

Com os parâmetros calculados acima pode-se enfim calcular a perda de carga na tubulação, pela Equação (13) de Fialho (2011), utilizando o Anexo (I) para se saber os comprimentos da tubulação no sistema hidráulico:

$$\Delta P = \frac{\psi \times 5 \times (L1 + L2) \times \rho \times ve^2}{di \times 10^{10}}$$

$$\Delta P = \frac{0,081 \times 5 \times (2490 + 499,99) \times 881,1 \times 592,71^2}{1,27 \times 10^{10}}$$

$$\Delta P = 29,51 \text{ bar}$$

4.1.7 Escolha do filtro de retorno

Escolheu-se um filtro de serie 30P/30PD, com pressão máxima de 206,9 bar de pressão conforme Figura 19.

Figura 19 - Filtro de retorno selecionado

Especificações: 30P/30PD

Valores de Pressão:

Máxima Pressão de Operação: 3000 psi (206.9 bar)
 Valor da Pressão de Fadiga: 2000 psi (138 bar)
 Fator de Segurança do Projeto: 3:1

Temperaturas de Operação:

Buna: -40°C a 107°C
 Viton: -26°C a 135°C

Índice de Colapso do Elemento:

Padrão: 350 psid (24.1 bar)
 Opção "H": 2000 psid (138 bar)

Materiais:

Copo: alumínio de impactado (anodizado 6061-T6)
 Cabeçote: alumínio extrudado (anodizado 6061-T6)
 Válvula de alívio: nylon

Indicadores da Condição dos Elementos:

Visual (opcional) 360° verde/vermelho
 Elétrico/Visual (opcional) 5 A @ 240VAC, 3 A @28VDC

Codificação de Cores:

Branco (comum)
 Preto (normalmente aberto)
 Azul (normalmente fechado)

Pesos (Aproximados):

30P-1	2,9 Kg
30PD-1	16,3 Kg
30P-2	3,9 Kg
30PD-2	18,1 Kg



Fonte: Adaptado Parker, 2002, p. 65

4.1.8 Escolha do comando de válvulas

Na Figura 20 se tem as especificações do comando selecionado, sendo ele de 4 acionamentos necessários para este circuito hidráulico, constando suas especificações:

Figura 20 - Comando selecionado

**DESCRIÇÃO DO PRODUTO**

Vazão nominal 80 l/min
 Pressão máxima de trabalho até 250 bar
 Acionamento Manual e hidráulico
 Centro aberto

INFORMAÇÕES DO PRODUTO

Comando Hidráulico
 Vazão Máxima: 80 l/min
 Secções: 04 Estágios (Alavancas)
 Pórtico de Pressão (P): 7/8" UNF
 Pórtico de Retorno Tanque (T): 1.1/16" UNF
 Pórtico de Autadores (A) e (B): 7/8" UNF
 Centro aberto

Fonte: Adaptado Hidropress, 2018

A válvula reguladora de vazão foi escolhida através de fabricantes nessa área, conforme a necessidade visto na Figura 21:

Figura 21 - Válvula reguladora de vazão

Válvulas Colorflow

- Válvulas para montagem em linha, disponíveis nas versões: controle de fluxo, de retenção, de agulha, isoladora de manômetro e de amortecimento
- Controles de vazão disponíveis nos modelos com compensação de pressão
- Dimensões nominais de 1/8" a 2"
- Pórticos conforme especificações NPTF, SAE, BSPP e ISO 6149 (Dimensões métricas)
- Pressão máxima de operação de até 345 bar (5000 psi)
- Vazões de até 568 lpm (150 gpm)
- Corpos em aço. Alguns modelos disponíveis em latão ou aço inoxidável



Fonte: Parker, 2002, p. 36

A válvula de alívio foi escolhida conforme a Figura 22, que trabalha até uma pressão de 207 bar:

Figura 22 - Válvula de alívio

Válvulas de Controle de Pressão

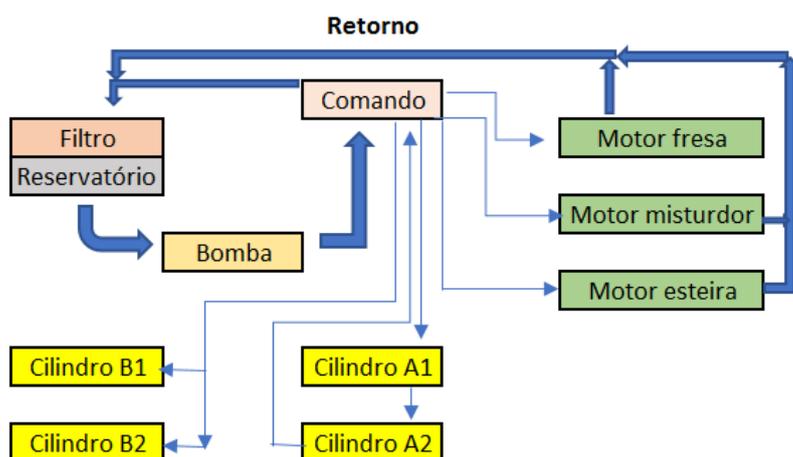
- Montadas em linha ou em sub-placas (NFPA P03, P06 e P10)
- 207 bar (3000 psi) nos tamanhos 1/4" (somente alívio), 3/8", 3/4" e 1 1/4"
- 345 bar (5000 psi) nos tamanhos 3/4" e 1 1/4"
- Opções de válvulas disponíveis: de alívio, redutora e sequencial em ambas faixas de pressão operacional; contrabalanço e descarga para 207 bar



Fonte: Parker, 2002, p. 34

Para se entender melhor o funcionamento do circuito hidráulico da máquina desensiladeira, foi feita a ilustração conforme a Figura 23 abaixo de cada item presente no projeto.

Figura 23 – Ilustração do circuito hidráulico da máquina



Fonte: Autor, 2018.

Foi feita uma ilustração de um circuito hidráulico conforme a Figura 22. Não sendo feito o circuito dimensionado, por ser um trabalho de pesquisa em uma empresa e ser sigiloso.

CONCLUSÃO

O dimensionamento de um sistema hidráulico para uma máquina desensiladeira, a partir da revisão bibliográfica e os dados fornecidos pela empresa AgroWorks. Utilizou-se das várias equações para se poder definir os componentes hidráulicos requeridos para a máquina, as quais cita-se as equações para os cálculos dos motores hidráulicos, da bomba hidráulica, dos cilindros hidráulicos, do reservatório e perda de carga.

Partindo dos cálculos para o dimensionamento, equacionou-se os motores necessários, sendo eles os motores do misturador, da fresa e do esteira, chegando a motores necessários de modelo VOMP de 250 cm³/ver, VOMP 100cm³/ver e VOMP 125 cm³/ver, que através dos cálculos atenderão aos requisitos do projeto no sistema hidráulico da máquina desensiladeira.

Tendo calculado a vazão necessária para o bom funcionamento dos motores hidráulicos, pode-se calcular a vazão da bomba hidráulica, onde chegou-se a uma vazão na bomba de 59,21 l/min. Foi escolhida uma bomba com deslocamento volumétrico de 127, cm³/ver no modelo de VH-ISSO-30-125, que atenderá a demanda necessária dos componentes dependentes dela.

Após se dimensionou os cilindros necessários a partir dos dados de entrada, onde chegou-se ao modelo da Parker, serie 2H de 50,8 mm e da Parker, serie 3L de 38,1 mm que atendem à demanda dos cálculos.

Ainda se fez o equacionamento do reservatório necessário para o sistema hidráulico da máquina desensiladeira, chegando-se a 177,63l, mas como a máquina não trabalha em regime estacionário, terá um reservatório da mesma vazão da bomba, sendo definido em 60 litros.

A escolha do óleo hidráulico, das válvulas necessárias e do filtro, se fez a partir de catálogos que trouxeram os dados de cada item proposto no projeto.

Pode se concluir que o trabalho foi de grande relevância para o resultado esperado no desenvolvimento do projeto, pois esta máquina desensiladeira foi construída a partir dos dimensionamentos desenvolvidos, comprovando-se que com a demonstração dos equacionamentos, o trabalho trouxe os resultados esperados para garantir o bom funcionamento da máquina desensiladeira proposta neste projeto.

REFERÊNCIAS

- AGROCERES SEMENTES. **O que é silagem?** 2018. Disponível em: <<http://www.sementesagroceres.com.br/pages/Silagem.aspx>>. Acessado em 01 abr. 2018.
- BONFIGLIOLI RIDUTORI. **Serie 300 Industrial**, 2018. Disponível em: <<http://www.atibrasil.com.br/img/cms/Catalogos/300.pdf>>. Acessado em: 01 nov. 2018.
- BOSCH REXROTH. **Coletânea de Fórmulas Hidráulicas**. 2007. Disponível em: <<ftp://mecanica.ufu.br/LIVRE/SCHP/arquivos/f%F3rmulas.pdf>>. Acessado em: 01 nov. 2018.
- BOSCH REXROTH. **Coletânea de Fórmulas Hidráulicas**. 2013. Disponível em: <http://www.boschrexroth.com/business_units/bri/de/downloads/hyd_formelsammlung.pdf>. Acesso em: 02 abr. 2018.
- FAMABRAS. **Catálogo Produtos- Pressão**. 2018. Disponível em: <<https://www.famabras.com.br/pdf/catalogo-pressao.pdf>>. Acessado em: 01 nov. 2018.
- FIALHO, Arivelto Bustamante. **Automação Hidráulica Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos**. 6. ed. São Paulo: Érica, 2011.
- GATES DO BRASIL. **Linha hidráulica, mangueiras, terminais e conexões**. 2018. Disponível em: <https://www.gatesbrasil.com.br/upload/catalogos/catalogo_hidraulica_2018_web-3.pdf>. Acesso em: 01 nov. 2018.
- GIL, Antônio Carlos. **Introdução à metodologia do trabalho científico: elaboração de trabalhos na graduação**. São Paulo: Atlas, 2008.
- HIDROPRESS. **Comando Hidráulico**. 2018. Disponível em: <<https://www.hidropress.com.br/comandos-hidraulicos/80l/comando-hidraulico-80l-4-alavancas-p>>. Acessado em 01 nov. 2018.
- HIPROMIN, Perú S.C.G. Válvulas Hidráulicas y Electroválvulas Hidráulicas. Disponível em: <<http://hypromin.com/valvulas-hidraulicas-y-electrovalvulas-hidraulicas/>>. Acessado em: 01 nov. 2018.
- KALATEC AUTOMAÇÃO. **Afinal, o que é um redutor planetário?** 2018. Disponível em: <<http://www.kalatec.com.br/afinal-o-que-e-um-redutor-planetario/>>. Acessado em: 05 jul. 2018.
- LINSINGEN, Irlan. Von. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 2. ed. Florianópolis: UFSC, 2003.
- MFRURAL. **Vagão misturador, desensilador e descarregador**. 2017. Disponível em: <<http://www.mfrural.com.br/detalhe/vagao-misturador-desensilador-e-descarregador-122323.aspx>>. Acessado em 01 nov.2018.

MFW. Máquinas. **Vagão Misturador Vertical Mixer**. Disponível em <<https://mfwmaquinas.com.br/web/produtos/vagao-misturador/#!/vertical>>. Acessado em: 10 dez. 2018.

MOBIL. **Mobil Hidráulico AW 68 HLP**. 2017. Disponível em: <http://mobil.moovelub.com/sites/default/files/produtos/mobil_hidraulico_aw_68_hlp_pds_2017.pdf>. Acessado em: 01/11/2018.

PALMIERI, Antônio Carlos. **Manual de Hidráulica Básica**. 10. ed. Porto Alegre: Pallotti, 1997.

PARKER. **Cilindros hidráulicos Serie 3L**. 2003. Disponível em: <http://www.parker.com/parkerimages/br/download/hydraulics/pdf/2102h_br.pdf>. Acessado em: 01 nov. 2018.

PARKER. **Cilindros hidráulicos**. 2005. Disponível em: <http://www.parker.com/parkerimages/br/download/hydraulics/pdf/hy_2017_br.pdf>. Acessado em: 01 nov. 2018.

PARKER. **Catálogo de Produtos de Filtragem para Sistemas hidráulicos e de lubrificação**. 2002. Disponível em: <https://www.parker.com/literature/Brazil/2300_11.pdf>. Acessado em: 01 abr. 2018.

PARKER. **Produtos de Filtragem para Sistemas Hidráulicos e de Lubrificação**. 2002. Disponível em: <<http://www.hipress.com.br/upload/catalogo/23011BR.pdf>>. Acessado em: 01 nov. 2018.

PIRACICABA ELETRODIESEL. **Motor Orbital VOMP**. 2017. Disponível em: <<https://www.piracicabaeletrodiesel.com.br/pdf/vomp-2017.pdf>>. Acessado em: 01 nov. 2018.

PRODUFORT. **Vagões**. 2017. Disponível em: <https://www.produfort.ind.br/pt_BR/produtos/3/1/produmixer-hd-1-8>.

Acessado em: 01 nov. 2018.

ROSTER. **Vagão misturador**. 2018. Disponível em: <<https://i.ytimg.com/vi/5JfMuYoguWI/maxresdefault.jpg>>. Acessado em: 10 dez. 2018.

SCHEMAQ. **TORNADO 3.5 misturador vertical auto carregável**. Disponível em <http://www.schemaq.com.br/produto_detalhes/13/tornado-35-misturador-vertical-auto-carregvel> Acessado em: 10 dez. 2018.

STABRA. **O Feno**. 2013. Disponível em: <<http://www.stabra.com.br/heno.html>>. Acessado em: 01abr. 2018.

ANEXO A – DADOS TÉCNICO DOS MOTORES

ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

TIPO		VOMP	VOMP	VOMP	VOMP	VOMP	VOMP	VOMP	VOMP	VOMP	VOMP	VOMP	VOMP	
		25	32/40	50	80	100	125	160	200	250	315	400	500	
DESLOCAMENTO	(cm ³ /rev.)	26,6	36	51,7	77,7	96,2	120,2	157,2	194,5	240,3	314,5	389,5	486,5	
VELOCIDADE MÁXIMA	(rpm)	Contínua	1465	1500	1150	770	615	490	383	310	250	192	155	120
		Intermitente	1655	1650	1450	960	770	615	475	385	310	240	190	150
TORQUE MÁXIMO	(N·m)	Contínua	35	55	100	146	182	236	302	360	380	375	360	385
		Intermitente	50	76	128	186	227	290	370	440	460	555	525	560
		Pico	70	96	148	218	264	360	434	540	550	650	680	680
POTÊNCIA MÁXIMA	(kW)	Contínua	6,0	8,0	10,0	10,0	11,0	10,0	10,0	10,0	8,5	7,0	6,0	5,0
		Intermitente	8,0	11,5	12,0	12,0	13,0	12,0	12,0	12,0	10,5	8,5	7,0	6,0
PRESSÃO MÁXIMA	(bar)	Contínua	100	125	140	140	140	140	140	140	110	90	70	6
		Intermitente	140	165	175	175	175	175	175	175	140	140	105	90
		Pico	225	225	225	225	225	225	225	225	180	160	140	120
VAZÃO MÁXIMA	(L/min)	Contínua	40	55	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
		Intermitente	45	60	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75
PESO	(kg)	5,6	5,6	6	5,7	5,9	6,0	6,2	6,4	7	6,9	7,4	8	

Fonte: Piracicaba, 2017.,p.1

ANEXO B – DADOS TÉCNICO DA BOMBA

Dados técnicos

Código	ISO-30-17	ISO-30-27	ISO-30-34	ISO-30-43	ISO-30-51	ISO-30-61	ISO-30-82	ISO-30-100	ISO-30-125
Deslocamento (cm ³ /rev)	17,2	27,3	33,8	43,8	51,73	61,95	82,13	102,5	127,5
Dimensões a (mm)	124,5	129,5	130,5	135,5	135,5	142	145	160	164
Dimensões b (mm)	171,5	177,5	182,5	188,5	193,5	201,5	212,5	225,5	241,5
Entrada (sucção)	G 1/2"	G 1/2"	G 3/4"	G 3/4"	G 3/4"	G 1"	G 1 1/4"	G 1 1/4"	G 1 1/4"
Saída (pressão)	G 1/2"	G 1/2"	G 3/4"	G 3/4"	G 3/4"	G 1"	G 1 1/4"	G 1 1/4"	G 1 1/4"
Peso (kg)	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14,5	14,5	17,5
Pressão máx. contínua (bar)	300	290	285	280	230	225	200	200	170
Pressão máx. intermitente (bar)(20s máx.)	310	300	295	290	260	240	210	210	190
Pressão de pico (6s máx.)	320	310	305	300	280	260	220	220	200
Rotação máxima contínua	2600	2600	2300	2100	2100	2000	1700	1700	1600
Rotação máxima intermitente	3000	3000	2900	2600	2600	2100	1900	1900	1900
Rotação mínima	300	300	300	300	300	300	300	300	300

Fonte: Piracicaba, 2017, p. 2

ANEXO C – DADOS TÉCNICOS DO REDUTOR

306 L							300	10840 Nm						
n_1 min ⁻¹		i	n_2 min ⁻¹	M_{n2} Nm	P_{n1} kW	P_1 kW	P (IEC) - 	R_{n2} [N]					$M_{2 \max}$ Nm	
								MC	MZ	HC/PC	HZ/PZ	FZ		
1500	306 L1	3.60	417	3760	75	18.0	180-180-200-225-250	6240	7070	18800	19500	4680	14900	
	306 L1	4.25	353	3890	75	18.0	180-180-200-225-250	6590	7470	17800	20500	4950	14900	
	306 L1	5.33	281	4060	75	18.0	180-180-200-225-250	7110	8060	18900	22000	5340	14900	
	306 L1	6.20	242	4200	75	18.0	180-180-200-225-250	7480	8470	19700	23000	5620	14900	
	306 L1	7.50	200	4090	75	18.0	180-180-200-225-250	7970	9030	20900	24300	5980	14900	
	306 L2	13.0	116	4820	40	13.0	132-160-180-200	9560	10800	24600	28700	7180	14900	
	306 L2	15.3	98	4990	40	13.0	132-160-180-200	10100	11400	25900	30100	7580	14900	
	306 L2	18.1	83	5890	40	13.0	132-160-180-200	10700	12100	27200	31700	8020	14900	
	306 L2	22.7	66	6140	40	13.0	132-160-180-200	11500	13000	29100	33900	8650	14900	
	306 L2	26.4	57	6370	40	13.0	132-160-180-200	12100	13700	30500	35500	9100	14900	
	306 L2	28.4	53	6700	39	13.0	132-160-180-200	12400	14100	31200	36300	9330	14900	
	306 L2	33.1	45	6870	35	13.0	132-160-180-200	13100	14800	32600	38000	9810	14900	
	306 L2	38.4	39	6470	28	13.0	132-160-180-200	13700	15800	34100	39700	10300	14900	
	306 L2	46.5	32	6470	23	13.0	132-160-180-200	14800	16800	36100	42100	11000	14900	
	306 L2	56.3	26.7	5210	15.5	13.0	132-160-180-200	15800	17700	38300	44500	11700	14900	
	306 L2	72.5	20.7	5290	12.2	13.0	132-160-180-200	17000	19200	41300	48100	12700	14900	
	306 L3	53.2	28.2	7100	20.0	7.5	71-80-90-100-112-132-160	15300	17300	37600	43800	11500	14900	
	306 L3	65.2	23.0	7480	19.7	7.5	71-80-90-100-112-132-160	16400	18800	40000	46800	12300	14900	
	306 L3	77.0	19.5	8360	18.7	7.5	71-80-90-100-112-132-160	17300	19800	42000	49900	13000	14900	
	306 L3	81.9	18.3	6890	14.5	7.5	71-80-90-100-112-132-160	17700	20000	42800	49900	13300	14900	
306 L3	88.3	17.0	8550	16.7	7.5	71-80-90-100-112-132-160	18100	20500	43800	51000	13600	14900		
306 L3	104	14.4	8900	14.7	7.5	71-80-90-100-112-132-160	19200	21700	48000	53800	14400	14900		
306 L3	112	13.4	7410	11.3	7.5	71-80-90-100-112-132-160	19800	22200	47100	54800	14800	14900		
306 L3	121	12.4	7790	11.1	7.5	71-80-90-100-112-132-160	20100	22800	48200	56100	15100	14900		
306 L3	141	10.8	7900	9.8	7.5	71-80-90-100-112-132-160	21200	24000	50400	58700	15900	14900		
306 L3	152	9.9	7590	8.8	7.5	71-80-90-100-112-132-160	21700	24800	51600	60000	16300	14900		
306 L3	190	7.9	8510	5.9	7.5	71-80-90-100-112-132-160	23400	26500	55100	64200	17600	14900		
306 L3	205	7.3	8110	6.8	7.5	71-80-90-100-112-132-160	24000	27200	56400	65800	18000	14900		
306 L3	222	6.8	8520	5.1	7.5	71-80-90-100-112-132-160	24800	27900	57700	67200	18500	14900		
306 L3	238	6.3	8180	5.9	7.5	71-80-90-100-112-132-160	25200	28600	59000	68700	19000	14900		
306 L3	268	5.8	5500	3.5	7.5	71-80-90-100-112-132-160	26200	29700	61100	71200	19700	14900		
306 L3	288	5.2	5500	3.3	7.5	71-80-90-100-112-132-160	26900	30500	62400	72700	20200	14900		
306 L3	325	4.8	5540	2.9	7.5	71-80-90-100-112-132-160	28000	31700	64700	75400	21000	14900		
306 L3	405	3.7	5670	2.4	7.5	71-80-90-100-112-132-160	30100	34100	69200	80500	22600	14900		

Fonte: Bonfiglioli, 2017, p.149

ANEXO D – CATALOGO DE MANGUEIRAS HIDRÁULICAS

M3K

Excede SAE 100R17

Port

Tubo Interno: Borracha sintética NBR.

Reforço: Um trançado de fios de aço de alta resistência nos diâmetros 1/4", 3/8" e 1/2" e dois trançados nos diâmetros 5/8", 3/4" e 1"

Cobertura: Borracha sintética NBR modificada.

XtraTuff™ é até 25 vezes mais resistente à abrasão que uma mangueira convencional quando ensalada conforme a norma ISO 6945.

MegaTuff® é até 300 vezes mais resistente à abrasão que uma mangueira convencional quando ensalada conforme a norma ISO 6945.

Aplicação: Circuitos hidráulicos de alta pressão. Excede os requisitos da norma SAE 100R17 e aos requisitos de performance da EN 857 1 SC. A mangueira M3K é do tipo compacta excedendo aos requisitos da norma SAE 100R1AT nas bitolas -4, -6 e -8 e SAE 100R2AT nas bitolas -10, -12 e -16.

Temperatura de Operação: de -40°C à +100°C para óleo.

Terminais: Prensáveis MegaCrimp®

Esp

Tubo Interno: Goma sintética NBR..

Refuerzo: Un trenzado de hilo de acero en los diámetros 1/4", 3/8" y 1/2" y dos trenzados en los diámetros 5/8", 3/4" y 1".

Cubierta: Goma sintética NBR modificada.

XtraTuff™ es 25 veces más resistente a la abrasión que la cubierta estándar de la manguera M3K, según la norma ISO 6945, así como una resistencia excelente al ozono y a la intemperie.

MegaTuff® es 300 veces más resistente a la abrasión que la cubierta estándar de la manguera M3K, según la norma ISO 6945, así como una resistencia excelente al ozono y a la intemperie.

Aplicación: Líneas hidráulicas de alta presión. Excede a los requerimientos de la norma SAE 100R17 y a los requerimientos de desempeño de la norma EN 857 1SC. La manguera M3K es del tipo compacta excediendo a los requerimientos de la norma SAE 100R1AT en los diámetros -4, -6 y -8 y SAE 100R2AT en los diámetros -10, -12 y -16.

Temperatura de Operación: de -40°C à +100°C para aceite.

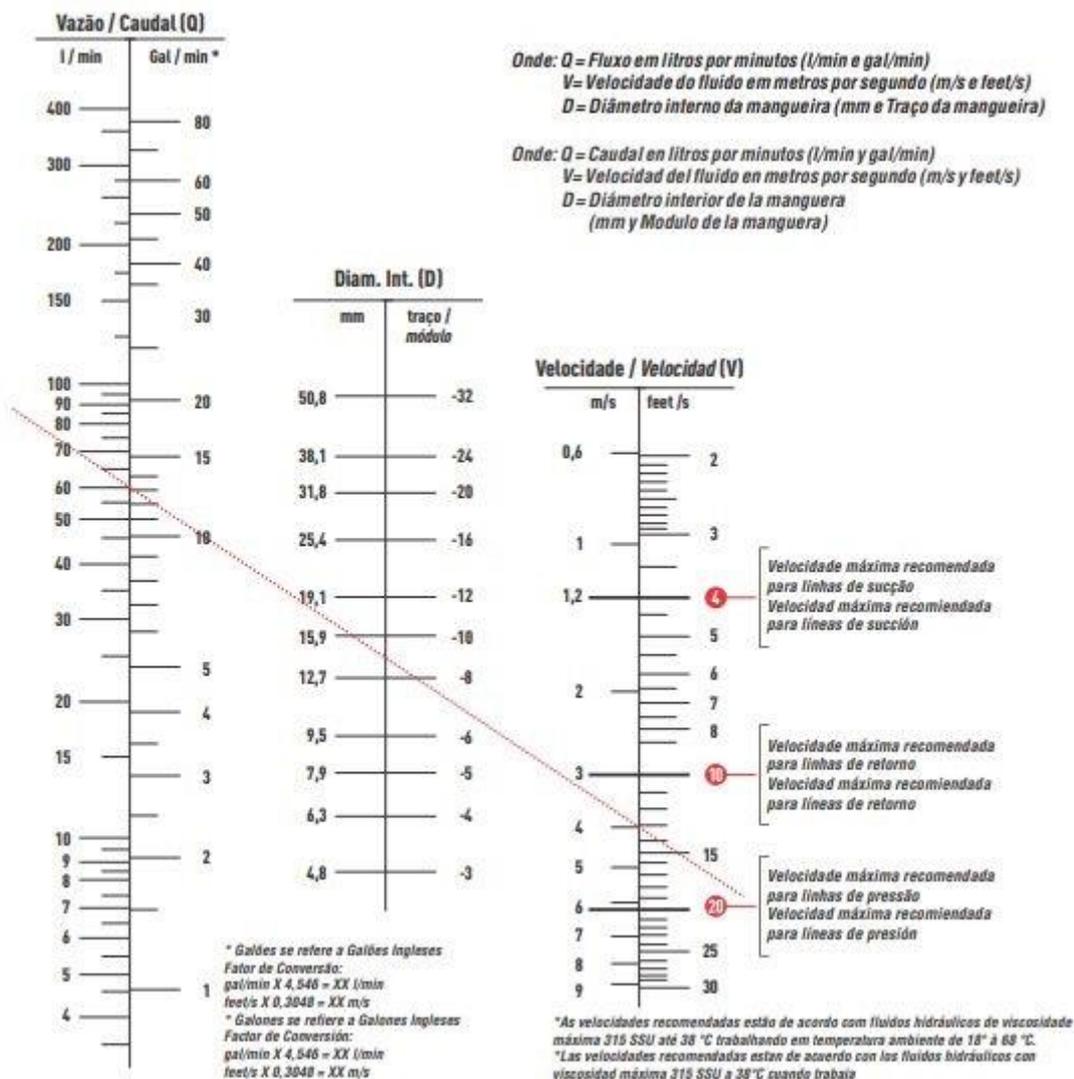
Conexiones: Prensables Mega Crimp®

Descrições Descripción			Pol	mm	Psi	Kg/cm ²	Psi	Kg/cm ²	mm	Peso
Convencional	XtraTuff™	MegaTuff®	↺	↻	↻	↻	↻	↻	↻	↻
3M3K	3M3K-XTF	-	3/16"	10,9	3.250	228	13.000	910	33	0,15
4M3K	4M3K-XTF	4M3K-MTF	1/4"	12,2	3.250	228	13.000	910	38	0,18
5M3K	5M3K-XTF	-	5/16"	15,2	3.250	228	13.000	910	46	0,28
6M3K	6M3K-XTF	6M3K-MTF	3/8"	16,0	3.250	228	13.000	910	51	0,30
8M3K	8M3K-XTF	8M3K-MTF	1/2"	20,3	3.250	228	13.000	910	71	0,45
10M3K	10M3K-XTF	10M3K-MTF	5/8"	25,1	3.250	228	13.000	910	76	0,80
12M3K	12M3K-XTF	12M3K-MTF	3/4"	29,2	3.250	228	13.000	910	97	0,98
16M3K	16M3K-XTF	16M3K-MTF	1"	37,6	3.250	228	13.000	910	114	1,55

Nota: Consulte também a mangueira M3KT para temperaturas de até 121°C. / **Nota:** Consulte también la manguera M3KT para altas temperaturas hasta 121°C.



ANEXO E – CARTA MONOGRÁFICA



Fonte: Gates do Brasil, 2018, p. 27

ANEXO F – DIÂMETROS EQUIVALENTES

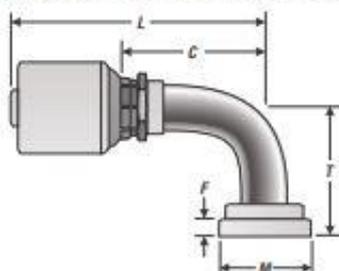
Diâmetro Externo		Espessura da Parede (cm)	Diâmetro interno (cm)	Pressão Máxima (bar)	Peso por 100m (kg)
cm	in				
0,40		0,10	0,20	601,35	7,0
0,50		0,10	0,30	400,24	10,0
0,60		0,10	0,40	300,18	12,0
0,60		0,15	0,30	601,35	17,0
0,64	1/4	0,11	0,42	294,30	12,0
0,64	1/4	0,15	0,34	588,60	17,0
0,80	5/16	0,10	0,60	294,30	15,0
0,80	5/16	0,15	0,50	412,02	24,0
0,95	3/8	0,16	0,63	319,81	28,0
0,95	3/8	0,20	0,55	490,50	37,0
1,00		0,15	0,70	294,30	31,0
1,00		0,20	0,60	458,13	40,0
1,20		0,15	0,90	228,57	39,0
1,20		0,20	0,80	343,35	49,0
1,27	1/2	0,20	0,87	343,35	52,0
1,27	1/2	0,15	0,97	228,57	41,0
1,40		0,15	1,10	209,93	46,0
1,40		0,20	1,00	306,01	59,0
1,50		0,15	1,00	192,28	50,0
1,50		0,20	1,10	280,57	64,0
1,60	5/8	0,15	1,30	177,56	54,0
1,60	5/8	0,25	1,10	331,58	83,0
1,80		0,15	1,50	154,02	61,0
1,80		0,25	1,30	280,57	96,0
1,90	3/4	0,15	1,60	137,34	64,0
1,90	3/4	0,25	1,40	264,87	100,0

Fonte: Fialho, 2011, p. 89

ANEXO G – CATÁLOGO DE ACESSÓRIO

Flange SAE Cód. 61 - Curva 90° (FL90)

Brida SAE com junta tórica. Código 61. Codo a 90°.



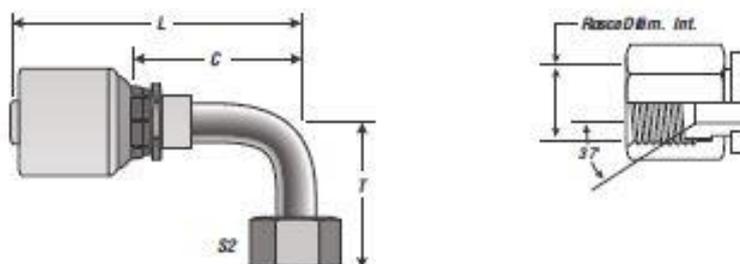
Descr.	⊖		M		T		L		C		F	
	"	mm	"	mm	"	mm	"	mm	"	mm	"	mm
8G-8FL90M	1/2	12.7	1.19	30.2	1.57	40.0	3.59	91.2	2.11	53.7	.27	6.9
8G-12FL90M	1/2	12.7	1.50	38.1	2.28	58.0	3.60	91.5	2.13	54.0	.27	6.9
10G-10FL90	5/8	15.9	1.34	34.1	2.16	55.0	3.90	99.0	2.42	61.5	.26	?
10G-12FL90M	5/8	15.9	1.50	38.1	2.28	58.0	3.94	100.0	2.46	62.5	.27	6.9
12G-12FL90M	3/4	19.1	1.50	38.1	2.28	58.0	4.54	115.3	2.53	64.3	.27	6.9
12G-16FL90S	3/4	19.1	1.75	44.5	2.40	61.0	4.72	119.8	2.71	68.8	.32	8.1
16G-12FL90M	1	25.4	1.50	38.1	2.28	58.0	5.09	129.3	2.85	72.5	.27	6.9
16G-16FL90S	1	25.4	1.75	44.5	2.40	61.0	5.48	139.3	3.25	82.5	.32	8.1
16G-20FL90S	1	25.4	2.00	50.8	2.68	68.0	5.48	139.3	3.25	82.5	.32	8.1
16G-24FL90S-081	1	25.4	2.38	60.5	3.19	81.0	5.57	141.6	3.34	84.8	.32	8.1
20G-20FL90-102	1 1/4	31.8	2.00	50.8	4.00	101.6	5.43	138.0	3.11	79.0	.32	8.1
20G-20FL90M	1 1/4	31.8	2.00	50.8	3.54	90.0	5.31	135.0	2.99	76.0	.32	8.1
20G-20FL90S	1 1/4	31.8	2.00	50.8	2.68	68.0	6.22	158.1	3.90	99.1	.32	8.1
20G-24FL90S	1 1/4	31.8	2.38	60.5	3.19	81.0	6.22	158.1	3.90	99.1	.32	8.1

Fonte: Gates do Brasil, 2018, p. 59

ANEXO H – CATÁLOGO DE ACESSÓRIO

Fêmea Giratória JIC 37° - curva 90° (FJX 90)

Hembra JIC giratoria. Cono invertido de 37°. Codo a 90°.



Descr.	⊖		🌀	S1		S2		T		L		C	
	"	mm		"	mm	"	mm	"	mm	"	mm	"	mm
4G-4FJX90L	1/4	6.4	7/16-20	-	-	-	14.0	1.81	46.0	2.48	63.1	1.46	37.1
4G-4FJX90M	1/4	6.4	7/16-20	-	-	-	14.0	1.26	32.0	2.48	63.1	1.46	37.1
4G-4FJX90S	1/4	6.4	7/16-20	-	-	-	14.0	.83	21.0	2.48	63.1	1.46	37.1
4G-5FJX90-023	1/4	6.4	1/2-20	-	-	-	17.0	.91	23.0	2.45	62.2	1.43	36.2
4G-5FJX90S	1/4	6.4	1/2-20	-	-	-	15.8	.77	19.0	2.32	59.0	1.30	33.0
4G-5FJX90L	1/4	6.4	1/2-20	-	-	-	17.0	1.81	46.0	2.25	57.2	1.23	31.2
4G-5FJX90M	1/4	6.4	1/2-20	-	-	-	17.0	1.26	32.0	2.25	57.2	1.23	31.2

Fonte: Gates do Brasil, 2018, p. 53

ANEXO H – CATÁLOGO DE ACESSÓRIO (CONT.)

Descr.	⊖			S1	S1	S2	S2	T		L		C	
	"	mm		"	mm	"	mm	"	mm	"	mm	"	mm
4G-6FJX90L	1/4	6.4	9/16-18	-	-	-	19.0	2.13	54.0	2.73	69.3	1.70	43.2
4G-6FJX90M	1/4	6.4	9/16-18	-	-	-	19.0	1.50	38.0	2.56	64.9	1.53	38.9
4G-6FJX90S	1/4	6.4	9/16-18	-	-	-	19.0	.91	23.0	2.80	71.2	1.78	45.1
5G-6FJX90S	5/16	7.9	9/16-18	-	-	-	19.0	.91	23.0	2.96	75.2	1.86	47.2
6G-4FJX90L	3/8	9.5	7/16-20	-	-	-	14.0	1.81	46.0	2.37	60.2	1.27	32.3
6G-4FJX90S	3/8	9.5	7/16-20	-	-	-	14.0	.83	21.0	2.60	66.1	1.50	38.2
6G-6FJX90L	3/8	9.5	9/16-18	-	-	-	19.0	2.13	54.0	2.78	70.6	1.68	42.7
6G-6FJX90M	3/8	9.5	9/16-18	-	-	-	19.0	1.50	38.0	3.01	76.5	1.91	48.5
6G-6FJX90S	3/8	9.5	9/16-18	-	-	-	19.0	.91	23.0	3.09	78.6	1.99	50.7
6G-8FJX90L	3/8	9.5	3/4-16	-	-	-	24.0	2.52	64.0	3.33	84.5	2.23	56.6
6G-8FJX90M	3/8	9.5	3/4-16	-	-	-	24.0	1.61	41.0	3.31	84.1	2.21	56.2
6G-8FJX90S	3/8	9.5	3/4-16	-	-	-	24.0	1.14	29.0	3.18	80.7	2.08	52.8
6G-10FJX90M	3/8	9.5	7/8-14	-	-	-	27.0	1.85	47.0	3.25	82.5	2.15	54.6
8G-6FJX90S	1/2	12.7	9/16-19	-	-	-	17.4	.85	21.6	2.70	68.5	1.22	31.0
8G-8FJX90L	1/2	12.7	3/4-16	-	-	-	24.0	2.52	64.0	3.04	77.3	1.57	39.9
8G-8FJX90M	1/2	12.7	3/4-16	-	-	-	24.0	1.61	41.0	3.04	77.3	1.30	32.9
8G-8FJX90S	1/2	12.7	3/4-16	-	-	-	24.0	1.14	29.0	3.19	81.0	1.71	43.6
8G-10FJX90L	1/2	12.7	7/8-14	-	-	-	27.0	2.76	70.0	3.67	93.3	2.20	55.8
8G-10FJX90M	1/2	12.7	7/8-14	-	-	-	27.0	1.85	47.0	3.67	93.3	2.20	55.8
8G-10FJX90S	1/2	12.7	7/8-14	-	-	-	27.0	1.26	32.0	3.67	93.3	2.20	55.8
8G-12FJX90S	1/2	12.7	1 1/16-12	-	-	-	32.0	1.22	48.0	2.73	107.5	1.78	70.0
10G-10FJX90-036	5/8	15.9	7/8-14	-	-	-	27.0	1.42	36.0	3.50	89.0	2.03	51.5
10G-10FJX90S	5/8	15.8	7/8-14	-	-	-	25.4	1.23	31.2	3.42	85.5	1.89	48.0
10G-10FJX90L	5/8	15.9	7/8-14	-	-	-	27.0	2.76	70.0	3.38	85.9	1.91	48.4
10G-10FJX90M	5/8	15.9	7/8-14	-	-	-	27.0	1.85	47.0	3.68	93.4	2.20	55.9
12G-10FJX90M	3/4	19.1	7/8-14	-	-	-	27.0	1.85	47.0	4.49	114.1	2.48	63.1
12G-12FJX90L	3/4	19.1	1 1/16-12	-	-	-	32.0	3.78	96.0	4.82	122.4	2.81	71.4
12G-12FJX90M	3/4	19.1	1 1/16-12	-	-	-	32.0	2.28	58.0	4.82	122.4	2.81	71.4
12G-12FJX90S	3/4	19.1	1 1/16-12	-	-	-	32.0	1.89	48.0	4.82	122.4	2.81	71.4
12G-14FJX90-100	3/4	19.1	1 3/16-12	-	-	-	36.0	3.94	100.0	4.23	107.4	2.22	56.4
12G-14FJX90S	3/4	19.0	1 3/16-12	-	-	-	34.9	2.00	50.8	4.88	124.0	2.87	73.0
12G-14FJX90L	3/4	19.0	1 3/16-12	-	-	-	34.9	3.93	99.8	4.13	105.0	2.12	54.0
12G-16FJX90M	3/4	19.1	1 5/16-12	-	-	-	41.0	2.80	71.0	4.78	121.3	2.77	70.3
12G-16FJX90S	3/4	19.1	1 5/16-12	-	-	-	41.0	2.20	56.0	5.22	132.7	3.22	81.7
16G-16FJX90L	1	25.4	1 5/16-12	-	-	-	41.0	4.49	114.0	4.74	120.3	2.50	63.5
16G-16FJX90M	1	25.4	1 5/16-12	-	-	-	41.0	2.80	71.0	4.73	120.2	2.50	63.4
16G-16FJX90S	1	25.4	1 5/16-12	-	-	-	41.0	2.20	56.0	5.73	145.6	3.50	88.8
16G-20FJX90S	1	25.4	1 5/8-12	-	-	-	50.0	2.52	64.0	6.18	157.0	3.94	100.2
20G-20FJX90L	1 1/4	31.8	1 5/8-12	-	-	2	-	5.08	129.0	6.22	158.0	3.90	99.0

Fonte: Gates do Brasil, 2018, p. 54

ANEXO I – COMPRIMENTOS DA TUBULAÇÃO

Diâmetro		Cotovelo 90° R. Longo	Cotovelo 90° R. Médio	Cotovelo 90° R. Curto	Cotovelo 45°	Curva 90° R. Longo	Curva 90° R. Curto	Curva 45°
Cm	Pol.							
Comprimento equivalente - L ₂ (Cm)								
0,32	1/8	10,01	10,01	10,01	10,01	10,01	10,01	10,01
0,64	1/4	19,99	20,24	30,00	10,01	10,01	19,99	10,01
0,95	3/8	19,99	30,00	40,01	19,99	19,99	19,99	19,99
1,27	1/2	30,00	40,01	50,01	19,99	19,99	30,00	19,99
1,59	5/8	30,00	50,01	59,99	19,99	19,99	30,00	19,99
1,91	3/4	40,01	59,99	70,00	30,00	30,00	40,01	19,99
2,22	7/8	40,01	59,99	70,00	30,00	30,00	40,01	40,01
2,54	1	50,01	70,00	80,01	40,01	30,00	50,01	19,99
2,86	1.1/8	60,02	80,01	100,00	50,01	40,01	59,99	30,00
3,18	1.1/4	70,00	89,99	110,01	50,01	40,01	59,99	30,00
3,49	1.3/8	80,01	100,00	119,99	59,99	50,01	69,85	30,00
3,81	1.1/2	88,58	110,01	181,18	59,99	50,01	69,85	30,00
4,13	1.5/8	100,00	119,99	140,00	70,00	50,01	80,01	30,00
4,45	1.3/4	108,28	130,00	150,01	70,00	59,99	80,01	40,01
4,76	1.7/8	110,01	130,00	159,99	83,16	59,99	89,99	40,01
5,08	2	108,28	140,00	170,00	83,16	59,99	84,91	40,01
0,32	1/8	10,01	30,00	30,00	10,01	80,01	70,00	89,99
0,64	1/4	10,01	50,01	50,01	10,01	240,00	130,00	180,01
0,95	3/8	19,99	80,01	80,01	10,01	370,00	200,00	270,00
1,27	1/2	30,00	100,00	100,00	10,01	489,99	259,99	359,99
1,59	5/8	30,00	119,99	119,99	10,01	580,01	310,01	459,99
1,91	3/4	40,01	140,00	140,00	10,01	670,00	436,19	559,99

Fonte: Fialho, 2011, p.89