

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

GUILHERME STEIMBACH CAVALLI

**PROJETO DE UM EQUIPAMENTO DE TESTE E DIAGNÓSTICO DE FALHAS EM SUSPENSÃO
AUTOMOTIVA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2018

GUILHERME STEIMBACH CAVALLI

**PROJETO DE UM EQUIPAMENTO DE TESTE E DIAGNÓSTICO DE FALHAS EM
SUSPENSÃO AUTOMOTIVA**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica da Coordenação de Engenharia Mecânica – COEME – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Rogerio Novak

Co-orientador: Prof. Dr. Robson
Gonçalves Trentin

PATO BRANCO

2018

FOLHA DE APROVAÇÃO

PROJETO DE UM EQUIPAMENTO DE TESTE E DIAGNÓSTICO DE FALHAS EM SUSPENSÃO AUTOMOTIVA

Guilherme Steimbach Cavalli

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 19/11/2018 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Jean Marc Stephane Lafay
(UTFPR)

Prof. Dr. Robson Gonçalves Trentin
(UTFPR)

Prof. Dr. Paulo Rogerio Novak
(UTFPR)
Orientador

Prof. Dr. Paulo Cezar Adamczuk
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

*A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Universidade Tecnológica Federal do Paraná por todas as oportunidades de crescimento e desenvolvimento no âmbito pessoal e profissional. Aos professores que exerceram o dom de lecionar e fizeram com que isso fosse possível, de maneira especial, Paulo Rogerio Novak e Robson Gonçalves Trentin, pela orientação neste trabalho.

EPÍGRAFE

It is good to have an end to journey toward; but is the journey that matters, in the end. (LE GUIN, Ursula, 1969).

É bom ter um fim para a jornada, mas é a jornada que importa no fim. (LE GUIN, Ursula, 1969).

RESUMO

CAVALLI, Guilherme. Projeto de um equipamento de teste e diagnóstico de falhas em suspensão automotiva. 2018. 64 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2018.

O presente trabalho consiste em um projeto de uma máquina de teste de suspensão automotiva. A falta de ferramentas especiais para diagnóstico de falhas em componentes de suspensão automotiva e relacionados dificulta o trabalho dos profissionais de reparação automotiva e traz riscos de acidentes, já que testes de rodagem em vias públicas são práticas comuns na identificação de possíveis problemas em veículos de passeio. O projeto foi desenvolvido com o objetivo de simular os esforços gerados na estrutura do veículo através de um equipamento com atuação eletropneumática, permitindo ao operador realizar o diagnóstico completo de todos os componentes de suspensão e relacionados durante a oscilação de todo o conjunto. A utilização de componentes eletropneumáticos simplificou a construção do equipamento proposto e possibilitou funcionamento satisfatório, onde a frequência máxima de operação é de 2,57 Hertz com consumo de ar comprimido de 1.520 litros por minuto.

Palavras-chave: Atuação Pneumática. Projeto de Componentes Mecânicos. Ferramentas Automotivas.

ABSTRACT

CAVALLI, Guilherme. Design of a testing equipment for automotive suspension. 2018. 64 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2018.

This paper presents a machine design of a testing equipment for automotive suspension. The lack of special tools for the diagnosis of automotive suspension components makes it difficult for automotive professionals to find any problems and also increases car accident risks considering that tests on public roads are commonly used as a way to diagnose the condition of automotive suspension components. This machine design aims to simulate the working conditions of automotive suspension with an electro-pneumatic system that allows the automotive professional to diagnose the automotive suspension components under stress. The use of electro-pneumatic components simplified the machine construction and brought satisfactory functionality with maximum working frequency of 2.57 Hertz and air consumption of 1,520 liters per minute.

Keywords: Pneumatic Actuation. Machine Design. Automotive Tools.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1 - Frota de Veículos no Brasil..... | 12 |
| Figura 2 - Principais Componentes da Suspensão Macpherson..... | 13 |
| Figura 3 - Principais componentes de uma suspensão dianteira tipo <i>Macpherson</i> | 15 |
| Figura 4 - Configuração de <i>toe-in</i> e <i>toe-out</i> nas rodas dianteiras de um veículo | 16 |
| Figura 5 - Caster Negativo e Positivo em um veículo de suspensão tipo <i>Macpherson</i> | 17 |
| Figura 6 - <i>Camber</i> Negativo e Positivo em um veículo com suspensão tipo <i>Macpherson</i> | 18 |
| Figura 7 - Modelagem do Sistema de suspensão..... | 20 |
| Figura 8 - Influência dos eventos na suspensão..... | 21 |
| Figura 9 – Atuador Pneumático de dupla ação..... | 22 |
| Figura 10 – Funcionamento da Válvula Solenóide de 5/2 vias..... | 23 |
| Figura 11 - Esboço da Máquina Osciladora e Cavalete de Apoio | 24 |
| Figura 12 – Representação de um veículo sobre o equipamento proposto | 25 |
| Figura 14 – Representação e Simbologia do Atuador Pneumático modelo DSBG..... | 28 |
| Figura 14 – Diagrama Pneumático proposto | 29 |
| Figura 15 – Diagrama Elétrico proposto | 30 |
| Figura 16 – Representação e Simbologia da Válvula Festo CPE Duplo Solenoide..... | 30 |
| Figura 17 - Representação e Simbologia da Válvula Reguladora de Fluxo Festo GRLA | 31 |
| Figura 19 – Representação e Simbologia do Regulador de Pressão MS4-LR da Festo | 33 |
| Figura 19 – Representação das conexões rápidas roscadas..... | 33 |
| Figura 21 – Representação do tubo flexível de poliuretano de diâmetro externo calibrado | 34 |
| Figura 22 – Representação e Simbologia do Silenciador U-3/8 da Festo..... | 34 |
| Figura 22 – Gráfico posição/velocidade/tempo para o movimento de avanço do cilindro pneumático..... | 36 |
| Figura 23 - Gráfico de pressão-tempo para o movimento de avanço do cilindro pneumático. | 36 |
| Figura 24 - Gráfico de aceleração-tempo para o movimento de avanço do cilindro pneumático. | 37 |
| Figura 25 - Gráfico posição/velocidade/tempo para o movimento de recuo do cilindro pneumático. ... | 37 |
| Figura 26 - Gráfico de pressão-tempo para o movimento de avanço do cilindro pneumático. | 38 |
| Figura 27 - Gráfico de aceleração-tempo para o movimento de avanço do cilindro pneumático. | 38 |
| Figura 28 - Gráfico posição/velocidade/tempo para o movimento de recuo do cilindro pneumático com válvula reguladora de fluxo ajustada em 25%. | 39 |
| Figura 29 - Gráfico posição/velocidade/tempo para o movimento para o ciclo de trabalho do cilindro pneumático..... | 39 |
| Figura 30 – Renderização do equipamento de teste de suspensão automotiva proposto..... | 40 |
| Figura 31 - Apoio do pneu do equipamento proposto..... | 42 |
| Figura 32 – Proporcionalidade dos guias..... | 43 |
| Figura 33 - Representação em corte do guia da haste deslizante | 43 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 1 - Descrição das Variáveis da Figura 7 | 20 |
| Tabela 2 – Fator de correção de força para atuadores lineares | 26 |
| Tabela 3 – Catálogo de cilindros normalizados ISO | 27 |
| Tabela 4 – Comprimento livre de flambagem do Critério de Euler | 28 |
| Tabela 5 – Especificações Técnicas da Válvula Solenoide Seleccionada | 31 |
| Tabela 6 – Especificações Técnicas da Válvula Reguladora de Fluxo | 32 |
| Tabela 7 – Parâmetros de simulação | 35 |
| Tabela 8 – Definição dos componentes do sistema para simulação..... | 35 |
| Tabela 9 - Diâmetros dos conjuntos roda e pneu mais comuns nos veículos leves em circulação..... | 41 |

SUMÁRIO

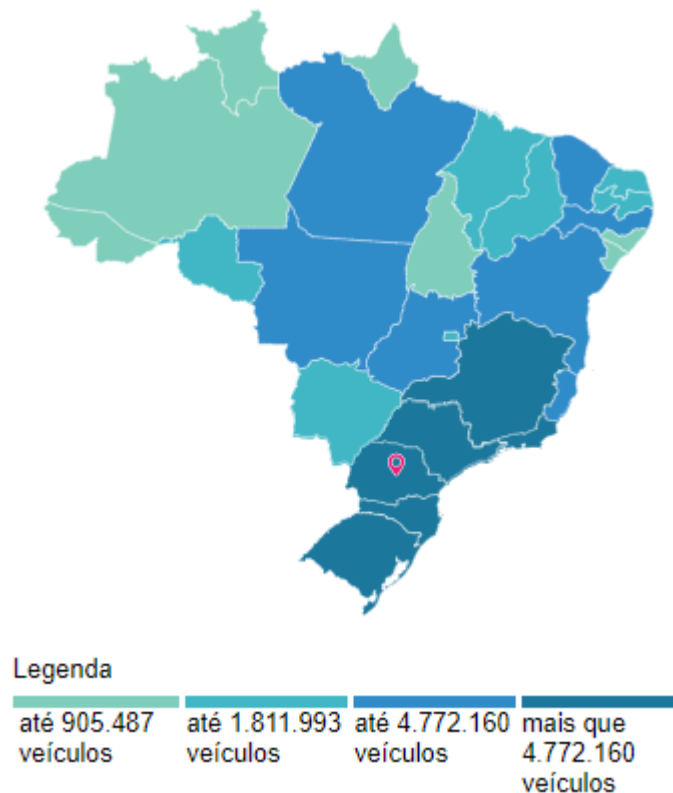
| | |
|--|-----------|
| 1 INTRODUÇÃO | 12 |
| 1.1 OBJETIVOS | 14 |
| 1.1.1 Objetivo Geral | 14 |
| 1.1.2 Objetivos Específicos | 14 |
| 1.2 JUSTIFICATIVAS | 14 |
| 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 15 |
| 2.1 SUSPENSÃO AUTOMOTIVA | 15 |
| 2.2 COMPONENTES E PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DA SUSPENSÃO | 15 |
| 2.2.1 Toe-in e Toe-out (Convergência e Divergência)..... | 16 |
| 2.2.2 Caster | 17 |
| 2.2.3 <i>Camber</i> | 17 |
| 2.3 TIPOS DE SUSPENSÃO AUTOMOTIVA..... | 18 |
| 2.3.1 Eixos Rígidos | 19 |
| 2.3.2 Suspensão Independente..... | 19 |
| 2.4 MODELAGEM MATEMÁTICA..... | 19 |
| 2.5 SISTEMA PNEUMÁTICO | 21 |
| 2.5.1 Atuador Pneumático | 21 |
| 2.5.2 Válvula Direcional Solenoide 5/2 Vias..... | 22 |
| 3 MATERIAIS E MÉTODOS | 24 |
| 3.1 DIMENSIONAMENTO DO ATUADOR PNEUMÁTICO LINEAR | 25 |
| 3.2 DIMENSIONAMENTO DAS VÁLVULAS E EQUIPAMENTOS PNEUMÁTICOS..... | 29 |
| 3.2.1 Diagrama Pneumático e Elétrico | 29 |
| 3.2.2 Válvula Solenoide 5/2 vias | 30 |
| 3.2.3 Válvula Reguladora de Vazão | 31 |
| 3.2.4 Regulador de Pressão..... | 32 |
| 3.2.5 Conexões, Mangueiras e Acessórios | 33 |

| | |
|---|-----------|
| 3.3 SIMULAÇÃO DO FUNCIONAMENTO | 34 |
| 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES | 36 |
| 4.1 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO PNEUMÁTICA | 36 |
| 4.2 PROJETO MECÂNICO | 40 |
| 4.2.1 Acessórios de fixação do cilindro pneumático | 41 |
| 4.2.2 Apoio do pneu | 41 |
| 4.2.3 Hastes deslizantes e guias lubrificados | 42 |
| 5 CONCLUSÕES | 44 |
| APÊNDICE A – LISTA DE PEÇAS DO EQUIPAMENTO | 48 |
| APÊNDICE B – LISTA DE PEÇAS DO GUIA MFGH001 | 49 |
| APÊNDICE C – MONTAGEM DO GUIA MFGH001 | 50 |
| APÊNDICE D – DESENHO TÉCNICO DO FLANGE DO GUIA BG001 | 51 |
| APÊNDICE E – DESENHO TÉCNICO DA BUCHA DE BRONZE BG002 | 52 |
| APÊNDICE F – DESENHO TÉCNICO DO FLANGE DE FIXAÇÃO DO GUIA BG003 | 53 |
| APÊNDICE G – DESENHO TÉCNICO DO CORPO DO GUIA BG004 | 54 |
| APÊNDICE H – LISTA DE PEÇAS E MONTAGEM DA ESTRUTURA DE ENCOSTO DO PNEU MFBP001 | 55 |
| APÊNDICE I – DESENHO TÉCNICO DA CHAPA LATERAL DO ENCOSTO DO PNEU BP001 | 56 |
| APÊNDICE J – DESENHO TÉCNICO DA CHAPA INFERIOR DO ENCOSTO DO PNEU BP002 | 57 |
| APÊNDICE K – DESENHO TÉCNICO DA CHAPA SUPERIOR DO ENCOSTO DO PNEU BP003 | 58 |
| APÊNDICE L – DESENHO TÉCNICO DA HASTE DESLIZANTE PFHD001 | 59 |
| APÊNDICE M – DESENHO TÉCNICO DA CHAPA CENTRAL PFCC001 | 60 |
| APÊNDICE N – DESENHO TÉCNICO DA HASTE ESTRUTURAL PFHE001 | 61 |
| APÊNDICE O – DESENHO TÉCNICO DA CHAPA INFERIOR PFCI001 | 62 |
| APÊNDICE P – LISTA DE MATERIAIS | 63 |
| APÊNDICE Q – LISTA DE PARAFUSOS E ARRUELAS | 64 |

1 INTRODUÇÃO

O elevado número de veículos em circulação no Brasil movimentava diversos setores da economia. Dentre eles se destaca o setor de manutenção e reparação automotiva. Somente no estado do Paraná, de acordo com IBGE (2016), existem 7.140.439 veículos em circulação, nos quais 4.203.635 são automóveis.

Figura 1 - Frota de Veículos no Brasil



Fonte: IBGE, (2016)

Essa frota de veículos vem crescendo ano a ano, como consequência da elevada produção da indústria automotiva no país e da importação de veículos do exterior. Os dados da Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores mostram que no ano de 2017 a produção de veículos leves em território nacional foi de 2.595.480 unidades, representando um aumento de 23,73% em relação aos dados do ano anterior (ANFAVEA, 2017).

No que diz respeito ao mercado de autopeças, o Sindicato Nacional da Indústria de Componentes para Veículos Automotores registrou no ano de 2016, através dos dados dos associados do Sindipeças e Abipeças, um faturamento nominal de R\$ 63 bilhões, onde 57,5% representam vendas para montadoras,

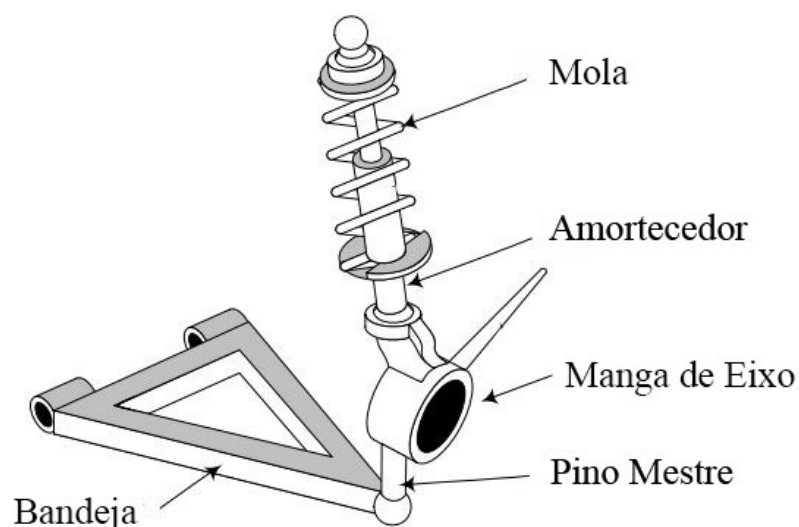
23,7% mercado de reposição, 12,9% exportações e 5,9% negócios intrassetoriais. No mesmo ano o setor foi responsável por empregar 162,2 mil trabalhadores (SINDIPEÇAS, 2017).

De acordo com os dados do Sindipeças (2016), os componentes de suspensão englobaram a exportação de 144.172.762 peças e importação de 190.467.725 peças no ano de 2016. Tais dados representam a dimensão do mercado relacionado às peças de suspensão automotiva.

Apesar dos dados expressivos, equipamentos para teste e diagnóstico de problemas em sistemas de suspensão são pouco comuns no Brasil. Apenas uma pequena parcela das oficinas dispõe de equipamentos especializados, devido ao elevado custo e pouca variedade de fabricantes e tecnologias voltadas a este fim.

O sistema de suspensão dos veículos é dimensionado de modo a adequar a condução do mesmo em diferentes terrenos e modos de condução, aliando desempenho, segurança e conforto aos passageiros. Grande parte dos veículos leves em circulação no Brasil utiliza a suspensão do tipo *Macpherson* (Figura 2). Esse tipo de suspensão é ideal para veículos de tração dianteira com motor transversal, pois consegue ser compacta já que dispõe de menor número de componentes, além de ter capacidade de dissipar as cargas da suspensão para a estrutura do carro através de áreas mais amplas (GILLESPIE, 1996).

Figura 2 - Principais Componentes da Suspensão Macpherson



Fonte: Adaptado de Jazar, (2008)

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

A proposta geral deste trabalho é desenvolver um equipamento de teste dos componentes de suspensão automotiva para diagnóstico de problemas, simulando as condições de rodagem do veículo no asfalto através de uma mesa vibratória.

1.1.2 Objetivos Específicos

Dentre os objetivos específicos deste trabalho se destacam os seguintes:

- i. Identificar e diferenciar os diversos tipos de suspensão automotiva e seus componentes.
- ii. Especificar as solicitações e frequências de excitação do conjunto de suspensão automotiva.
- iii. Selecionar e dimensionar os componentes do equipamento proposto.
- iv. Avaliar a capacidade de frequência de operação do equipamento proposto.
- v. Projetar a estrutura mecânica do equipamento proposto.

1.2 JUSTIFICATIVAS

Equipamentos de teste da eficácia da suspensão e diagnóstico de problemas ainda não são difundidos no Brasil devido ao elevado custo dos aparelhos comercializados. Tradicionalmente os problemas são identificados em testes de rodagem em vias públicas, dificultando o diagnóstico e criando situações de risco aos condutores do veículo e todos que trafegam na mesma via. O projeto de um dispositivo de teste possibilita que o diagnóstico seja feito em ambiente controlado e com acompanhamento do profissional em tempo real, durante a excitação do conjunto. Deste modo a identificação de eventuais problemas pode ser feita de forma rápida e precisa, além de diminuir o risco de acidentes.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

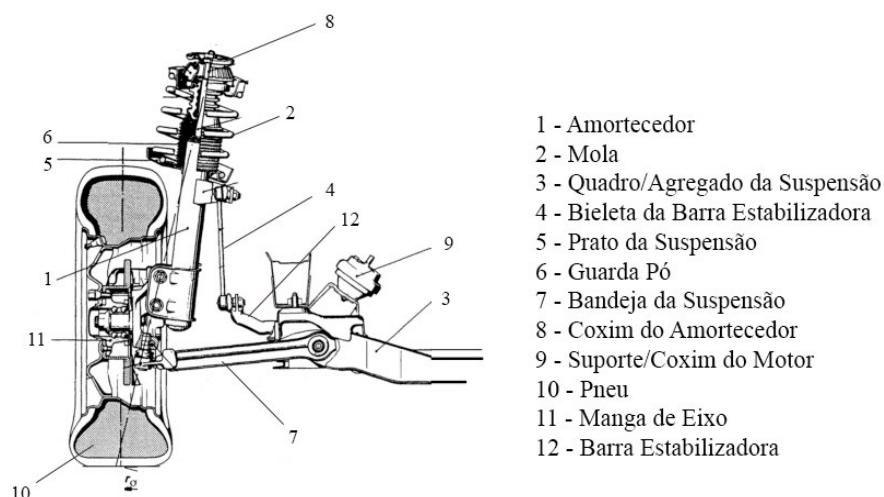
2.1 SUSPENSÃO AUTOMOTIVA

As principais funções de um sistema de suspensão automotiva são: “Providenciar compensação vertical para que as rodas possam se adequar a estradas irregulares, isolando o chassi das imperfeições do asfalto; Manter as rodas no ângulo de esterço e inclinação corretas para a superfície do terreno; Reagir às forças de controle produzidas pelos pneus – forças longitudinais (aceleração e frenagem), forças laterais geradas em curvas, e o torque de frenagem e aceleração do veículo; Resistir a rolagem do chassi; Manter os pneus em contato com o solo com a mínima variação de carga possível” (GILLESPIE, 1996).

2.2 COMPONENTES E PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DA SUSPENSÃO

Um conjunto de suspensão automotiva é composto de diversos componentes e possui várias forças atuando em cada um deles. Conhecer os componentes, parâmetros e esforços aos quais o conjunto está exposto é essencial para compreender o funcionamento do sistema e identificar possíveis problemas.

Figura 3 - Principais componentes de uma suspensão dianteira tipo *Macpherson*

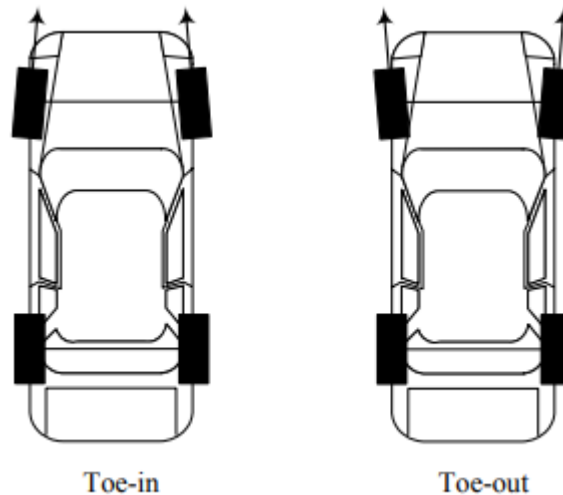


Fonte: Adaptado de Reimpell, (2002)

Existem três parâmetros principais de alinhamento de roda que afetam diretamente a dinâmica do veículo: *Toe*, *Caster* e *Camber*. Tais parâmetros se

relacionam diretamente com o comportamento dinâmico do veículo e caso estejam fora dos índices recomendados podem ocasionar o desgaste prematuro de diversos componentes do sistema de suspensão de um veículo.

Figura 4 - Configuração de *toe-in* e *toe-out* nas rodas dianteiras de um veículo



Fonte: Jazar (2008).

2.2.1 Toe-in e Toe-out (Convergência e Divergência)

A configuração de *Toe* interfere diretamente no desgaste dos pneus, estabilidade em linha reta e desempenho de entrada de curva de um veículo. Esse parâmetro está relacionado com o paralelismo das rodas em um mesmo conjunto de suspensão. O *toe-zero* ocorre quando há perfeito paralelismo entre as rodas, o *toe-in* acontece quando as rodas apontam no sentido uma da outra, ou seja, no sentido do centro do veículo, já o *toe-out* ocorre quando as mesmas apontam para fora do veículo (Figura 04).

Cada tipo de configuração apresenta vantagens e desvantagens, e há diferença se o veículo tem tração dianteira, traseira ou integral. De modo geral o *toe-in* aumenta a estabilidade direcional do veículo, porém torna a resposta da direção mais lenta. O *toe-out* aumenta a resposta da direção, mas deixa o veículo instável. É importante salientar que nas rodas onde ocorre a tração do veículo, ao acelerar, o torque gerado tende a criar *toe-in* e nas rodas onde não há tração, durante a frenagem, as rodas tendem a criar *toe-out*. Desta forma, esta configuração deve ser observada levando em conta em quais rodas o carro traciona. Veículos com

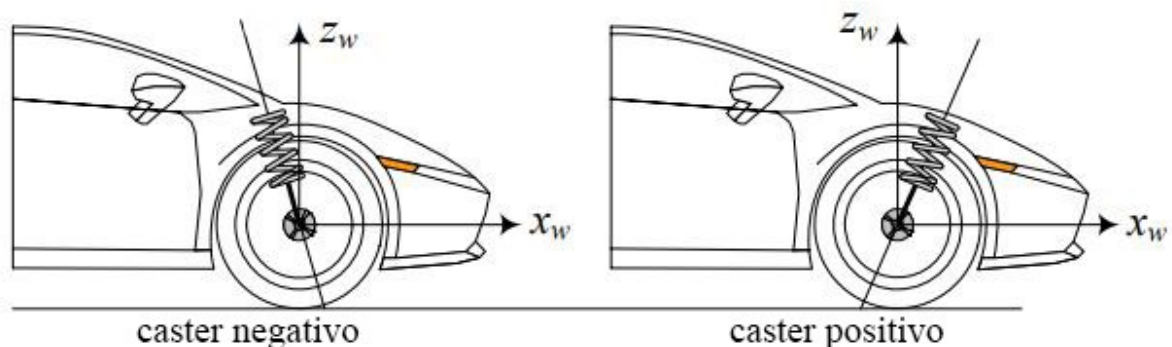
suspensão integral, com tração nas quatro rodas, geralmente não podem ter configuração *toe-out* na traseira, pois causaria excesso de instabilidade.

Os veículos de rua, geralmente tem configuração de *toe-in* para priorizar a estabilidade. Os veículos de competição, por sua vez, tendem a usar a configuração de *toe-out* priorizando assim a resposta de direção.

2.2.2 Caster

O *caster* deve ser observado pela vista lateral do veículo, conforme a Figura 5, sendo um ângulo entre a linha longitudinal do conjunto mola amortecedor e uma linha perpendicular ao solo (JAZAR, 2014).

Figura 5 - Caster Negativo e Positivo em um veículo de suspensão tipo *Macpherson*



Fonte: Adaptado de Jazar, (2014)

O *caster* negativo auxilia na centralização do volante depois de uma curva e faz com que os pneus dianteiros voltem para a linha reta de maneira mais rápida. A maioria dos carros de rua tem *caster* negativo de 4° a 6° já que esta configuração tende a centralizar o volante quando o veículo está tracionando, assim aumentando a estabilidade em linha reta (JAZAR, 2014).

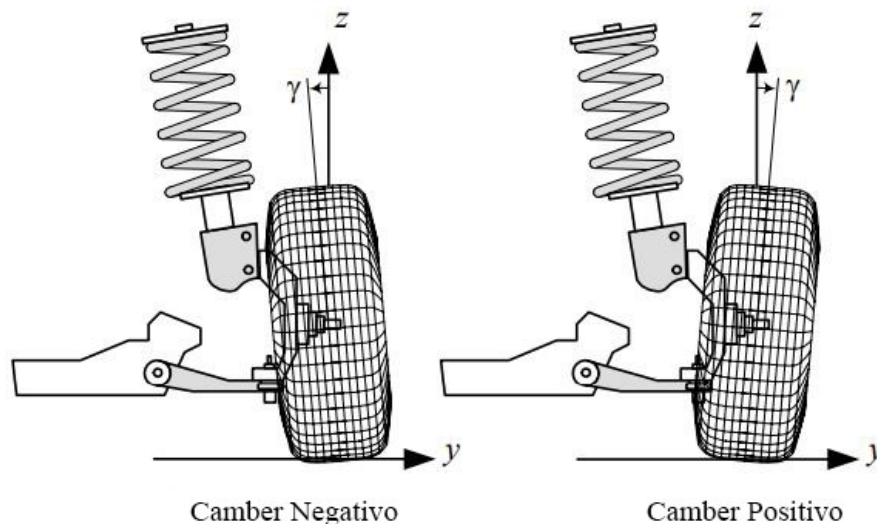
2.2.3 *Camber*

O *camber* é um ângulo medido entre a roda do veículo e uma linha perpendicular ao solo, quando o veículo é visto pela frente ou pela traseira (Figura 6). Deste modo, um *camber* positivo acontece quando a roda inclina-se no sentido

externo ao chassi e o *camber* negativo quando a mesma inclina-se no sentido interno ao chassi.

No passado, o *camber* positivo era utilizado de modo que um veículo carregando duas ou três pessoas tivesse um desgaste de pneus mais uniforme, já que o peso adicional no veículo diminuiria o ângulo positivo a valores próximos de zero. Atualmente a maioria dos veículos tem configuração de *camber* negativo, mesmo quando não carregam nenhum peso extra. O *camber* negativo traz melhor aderência lateral do pneu e dirigibilidade melhorada (REIMPELL, 2002).

Figura 6 - *Camber* Negativo e Positivo em um veículo com suspensão tipo *Macpherson*



Fonte: Adaptado de Jazar, (2008)

2.3 TIPOS DE SUSPENSÃO AUTOMOTIVA

Os sistemas de suspensão se dividem em dois grupos, eixos rígidos e suspensões independentes. O projeto da máquina de teste de suspensão consiste em uma mesa vibratória, portanto conhecer os sistemas é muito importante, já que a excitação de uma roda pode ou não gerar respostas nas demais rodas do veículo, o que basicamente está ligado ao fato da suspensão ser independente ou de eixo rígido.

2.3.1 Eixos Rígidos

No eixo rígido, as rodas são montadas nas duas extremidades do eixo e desta forma qualquer movimento de uma roda é transmitido para a roda do lado oposto, fazendo com que elas esterçam e inclinem juntas. Esse tipo de suspensão tem a vantagem de não ter a inclinação da roda afetada pela rolagem da carroceria e por manter o alinhamento das rodas de maneira muito eficaz, reduzindo assim o desgaste dos pneus. A maior desvantagem desse sistema dos eixos rígidos que podem ser esterçados é a possibilidade de vibrações durante o esterço da direção.

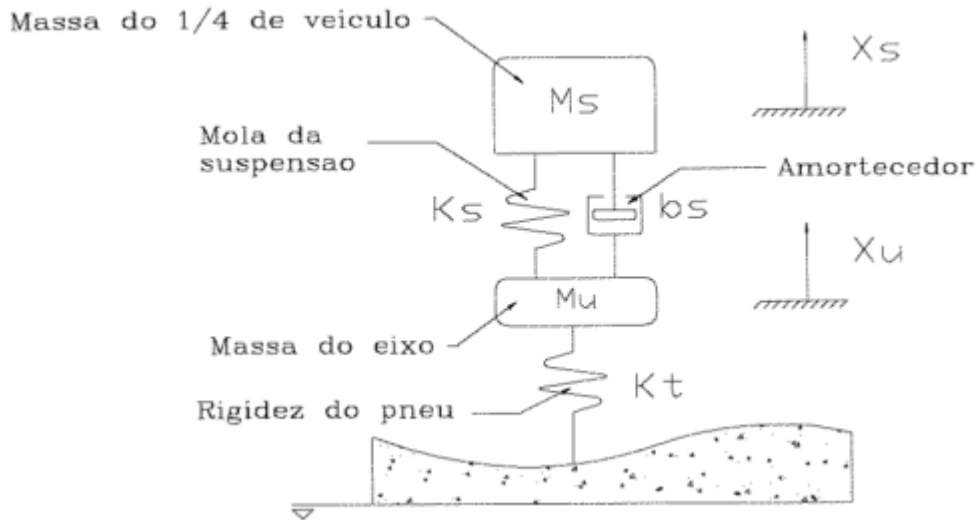
2.3.2 Suspensão Independente

Nos sistemas de suspensão independente, ao contrário dos eixos rígidos, cada roda pode se mover verticalmente independentemente da roda oposta. Grande parte dos veículos utiliza esse tipo de suspensão no eixo dianteiro, pois favorece o esterçamento das rodas e garante maior espaço para o alojamento do motor e câmbio.

2.4 MODELAGEM MATEMÁTICA

A modelagem matemática de sistemas de suspensão convencionais, geralmente é feita empiricamente, devido a não linearidade dos componentes. O equipamento a ser proposto testa e simula os esforços em cada roda individualmente. Deste modo é possível propor um sistema do tipo massa mola amortecedor.

Figura 7 - Modelagem do Sistema de suspensão



Fonte: Picado, (1998)

Utilizando o princípio da 2ª Lei de Newton e analisando cada massa separadamente é possível obter duas equações para descrever o sistema:

$$m_s \ddot{x}_s + k_s(x_s - x_u) + b_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) = 0 \quad (1)$$

$$m_u \ddot{x}_u + k_s(x_u - x_s) + b_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s) + k_t(x_u - x_r) = 0 \quad (2)$$

Tabela 1 - Descrição das Variáveis da Figura 7

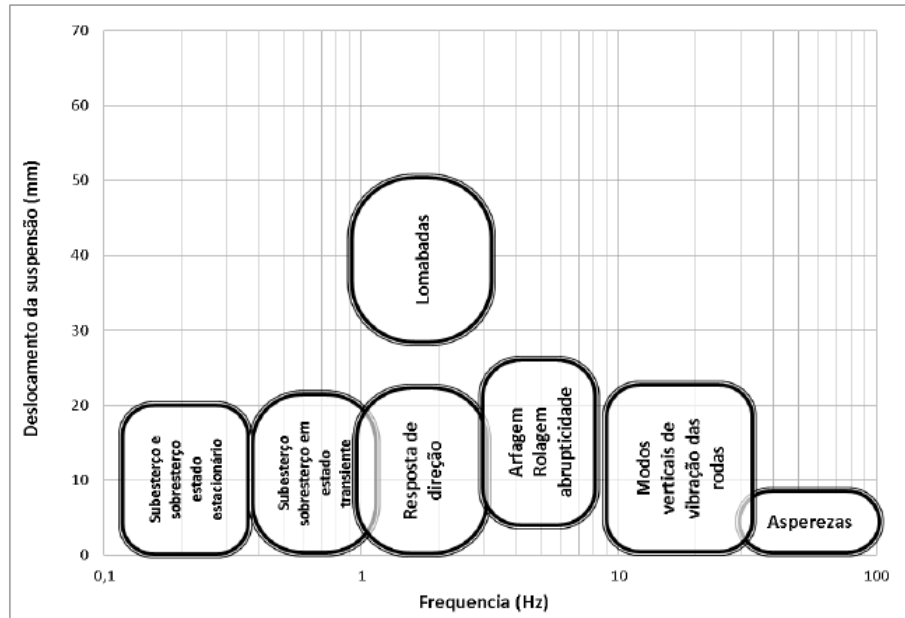
| Variável | Unidades | Descrição da Variável |
|----------|----------|--|
| K_s | N/m | Constante de rigidez da mola da suspensão |
| K_t | N/m | Constante de rigidez do pneu |
| b_s | N/m | Fator de amortecimento estático |
| u | Ns/m | Valor do fator de amortecimento do controlador |
| x_s | m | Deslocamento vertical do centro de massa suspensa. |
| x_u | m | Deslocamento do centro de massa do eixo da suspensão |
| m_s | kg | Massa do CM do $\frac{1}{4}$ de veículo |
| m_u | kg | Massa do eixo da suspensão |

Fonte: Picado, (1998)

Na equação (2) o termo x_r corresponde à excitação proveniente das oscilações no terreno. Essas oscilações podem ser demonstradas em forma de

deslocamento da suspensão em milímetros e são função da frequência em Hertz, conforme demonstrado na Figura 8.

Figura 8 - Influência dos eventos na suspensão



Fonte: Ganzarolli, (2012)

2.5 SISTEMA PNEUMÁTICO

O equipamento utilizará um sistema pneumático devido ao baixo custo de implementação em oficinas mecânicas. Uma ferramenta indispensável em qualquer oficina mecânica é o compressor de ar, deste modo, é possível reduzir muito o custo do equipamento, já que o mesmo não precisa de um compressor integrado e poderá ser alimentado por uma linha de ar comprimido de um compressor já existente.

Segundo Fialho (2004) a pneumática é o elemento mais simples, de maior rendimento e de menor custo que pode ser utilizada na solução de muitos problemas de automatização, devido a uma série de características próprias do seu fluido de utilização, que no caso é o ar.

2.5.1 Atuador Pneumático

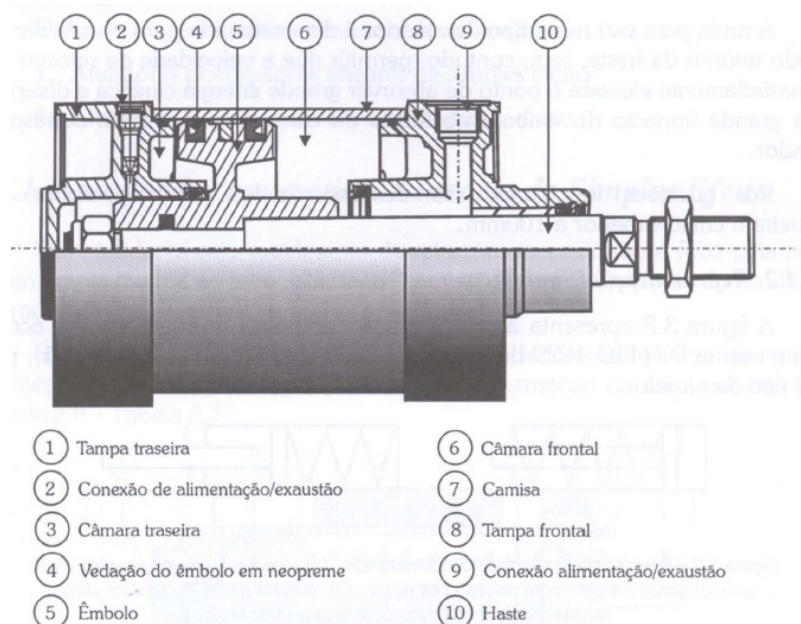
Os atuadores pneumáticos lineares, conhecidos como cilindros pneumáticos, são elementos mecânicos que transformam a energia cinética gerada pelo ar

pressurizado e em expansão, em energia mecânica, gerando trabalho (FIALHO, 2004).

Normas internacionais regem os padrões de atuadores pneumáticos, dentre as quais se destacam a ISO 6431 e 6432, DIN 6432, VDMA 24562, NF E 49003.1 e UNI 20.290. Tais atuadores podem ser classificados como atuadores pneumáticos lineares de simples efeito ou ação, ou de duplo efeito ou ação. Os atuadores de simples ação executam o retorno da haste através de uma mola e devido a isso não são interessantes para o projeto proposto, já que é necessário controlar a velocidade do atuador durante todo o processo.

Atuadores pneumáticos de dupla ação têm alimentação e exaustão feitas por conexões localizadas em ambas as extremidades do atuador, conforme mostrado na Figura 9. Desta forma é possível controlar a velocidade de extensão e retração da haste para que o movimento de oscilação da mesa vibratória seja o mais constante possível com a frequência de teste na qual esteja sendo submetida.

Figura 9 – Atuador Pneumático de dupla ação



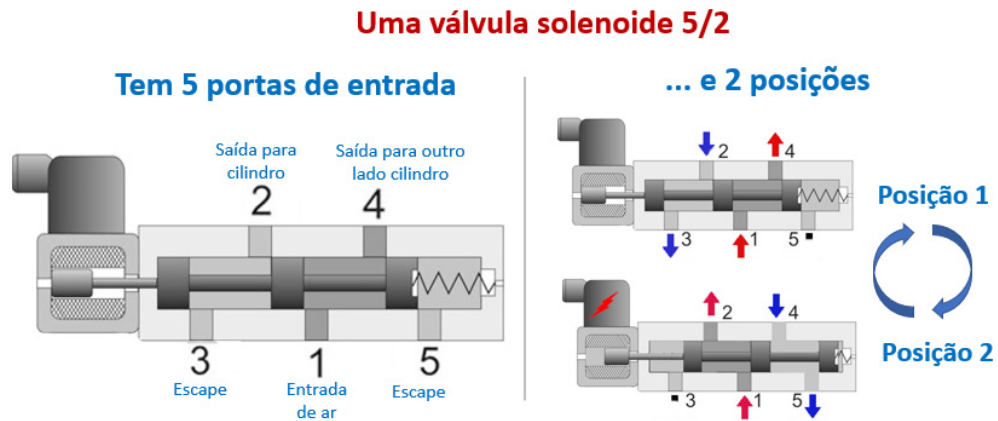
Fonte: Fialho, (2004)

2.5.2 Válvula Direcional Solenoide 5/2 Vias

Amplamente utilizada em circuitos pneumáticos onde se deseja atuar um cilindro pneumático de dupla ação, a válvula solenoide de cinco portas e duas

posições trabalha de modo a controlar a entrada e a saída de ar comprimido do cilindro pneumático.

Figura 10 – Funcionamento da Válvula Solenóide de 5/2 vias



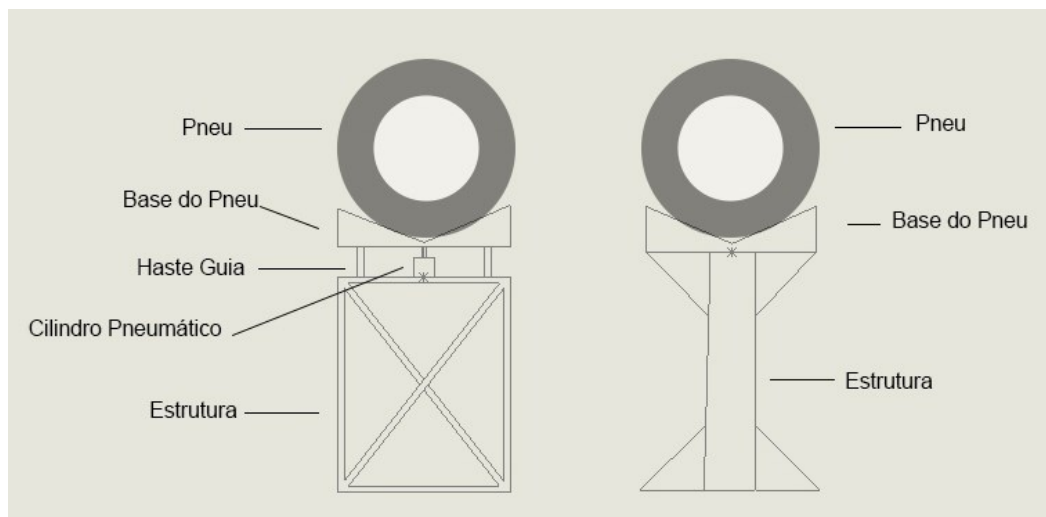
A atuação dessa válvula pneumática pode ser feita de diversas formas, desde o controle manual através de uma alavanca, até o uso de solenoides. No caso da Figura 10 é utilizado um sistema com solenoide e retorno por mola. A atuação da válvula ocorre quando o solenoide da válvula é energizado (Posição 2) e o retorno acontece através da mola quando não há mais energia no solenoide.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Um projeto de engenharia pode ser definido como: “O processo de aplicação das várias técnicas e princípios científicos com o intuito de definir um dispositivo, um método ou um sistema suficientemente pormenorizado para permitir sua realização.” (NORTON, 2013).

O equipamento proposto funcionará de modo a testar a suspensão do veículo individualmente por roda, porém todo o veículo deve estar suspenso do solo. Deste modo o equipamento contará com torres de teste e cavaletes de apoio, ficando a critério do operador quantas rodas deseja oscilar simultaneamente.

Figura 11 - Esboço da Máquina Osciladora e Cavalete de Apoio



Fonte: Autoria própria

O ponto de partida do projeto são os dados provenientes dos veículos em circulação. O equipamento terá que suportar o peso do veículo testado e os esforços envolvidos durante o procedimento de teste. O veículo terá cada uma das quatro rodas suportadas por uma torre de teste e deste modo cada torre precisa suportar cerca de 25% do peso total do veículo (Figura 12).

Figura 12 – Representação de um veículo sobre o equipamento proposto



Fonte: Autoria própria

O peso máximo do veículo a ser testado é de 2000 quilogramas, cobrindo a maior parte dos veículos leves em circulação no Brasil. Para o dimensionamento do equipamento se determina uma distribuição de peso ideal, de 25% em cada roda do veículo, totalizando em um carregamento máximo de 500 quilogramas no dispositivo de teste. Outra carga que estará sendo movimentada pelo atuador pneumático é relativa à massa do suporte do pneu e das hastes guias, estimados em 60 quilogramas. Sendo assim, a força de projeto totaliza 560 quilogramas-força.

3.1 DIMENSIONAMENTO DO ATUADOR PNEUMÁTICO LINEAR

Os atuadores pneumáticos lineares são utilizados em diversas aplicações e tanto nos movimentos de expansão quanto de retração da haste estão presentes forças de atrito. Essas forças de atrito podem variar dependendo da velocidade de movimento do atuador e o tipo de carga que é movimentada. Ao conhecermos a força de projeto requerida para a movimentação da carga, é necessário aplicar um fator de correção para compensar as forças de atrito presentes no sistema.

O projeto proposto consiste em um deslocamento rápido com carga aplicada em todo o desenvolvimento do curso, onde é necessário um fator de correção de força de 1,50 conforme a Tabela 2. Através da Equação (3) é possível calcular a força de avanço (F_a), que consiste na força de projeto multiplicada pelo fator de correção de força (φ).

Tabela 2 – Fator de correção de força para atuadores lineares

| Velocidade de deslocamento da haste do atuador | Exemplo | Fator de correção |
|--|------------------------|-------------------|
| Lenta e carga aplicada somente no fim de curso | Operação de rebitagem | 1.25 |
| Lenta e carga aplicada em todo o desenvolvimento do curso | Talha pneumática | 1.35 |
| Rápida e com carga aplicada somente no fim do curso | Operação de estampagem | 1.35 |
| Rápida e com carga aplicada em todo o desenvolvimento do curso | Deslocamento de mesas | 1.5 |
| Situações gerais não descritas anteriormente | | 1.25 |

Fonte: Fialho, (2004).



















$$F_a = F_p * \varphi \quad (3)$$

A equação (3) resulta em uma força de avanço de 840 quilogramas-força que será utilizada como ponto de partida para a determinação do diâmetro do atuador (D_p). O diâmetro do atuador pode ser encontrado com a Equação (4) que relaciona a força de avanço (F_a) e a pressão de trabalho (P_t) de seis bar, comumente utilizada em dimensionamento de cilindros pneumáticos.

$$D_p = 2 \sqrt{\frac{F_a}{\pi P_t}} \quad (4)$$

O diâmetro mínimo do pistão do atuador é de 13,35 cm ou 133,5 milímetros. Com o auxílio de um catálogo de seleção de cilindros pneumáticos (Tabela 3) é possível procurar um diâmetro que seja igual ou maior ao valor calculado. Deste modo, o modelo selecionado tem 160 milímetros de diâmetro de êmbolo com haste de 40 milímetros. Para uma pressão de seis bar esse cilindro tem capacidade de atuação de 9.651 Newtons em situação de avanço e 9.048 Newtons em situação de recuo. A força de avanço projetada é de 840 quilogramas-força, equivalente a 8.238 Newtons, portanto o cilindro selecionado cumpre a solicitação de carga.

Tabela 3 – Catálogo de cilindros normalizados ISO

| Ø do Cilindro | Ø da Haste | Avanço Retorno | Força Efetiva (N) / Pressão (bar) | | | | | | | | | | Área Efetiva (mm ²) |
|---------------|------------|---|-----------------------------------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|---------------------------------|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | |
| 32 | 12 |  | 64 | 129 | 193 | 257 | 332 | 386 | 450 | 515 | 579 | 643 | 804,2 |
| | |  | 55 | 100 | 166 | 221 | 276 | 322 | 387 | 442 | 498 | 553 | 691,1 |
| 40 | 16 |  | 100 | 200 | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1256,6 |
| | |  | 87 | 174 | 262 | 349 | 436 | 523 | 610 | 698 | 785 | 872 | 1055,5 |
| 50 | 20 |  | 157 | 314 | 470 | 627 | 784 | 941 | 1098 | 1254 | 1411 | 1508 | 1963,5 |
| | |  | 137 | 274 | 410 | 547 | 684 | 821 | 958 | 1094 | 1231 | 1368 | 1649,3 |
| 63 | 20 |  | 249 | 498 | 746 | 999,5 | 1244 | 1493 | 1742 | 1990 | 2239 | 2488 | 3117,2 |
| | |  | 218 | 437 | 655 | 875 | 1092 | 1310 | 1529 | 1747 | 1966 | 2184 | 2803,0 |
| 80 | 25 |  | 402 | 803 | 1205 | 1606 | 2008 | 2410 | 2811 | 3212 | 3614 | 4016 | 5026,5 |
| | |  | 371 | 742 | 1114 | 1495 | 1856 | 2227 | 2598 | 2970 | 3341 | 3712 | 4535,6 |
| 100 | 25 |  | 628 | 1256 | 1884 | 2512 | 3140 | 3768 | 4396 | 5024 | 5652 | 6080 | 7854,0 |
| | |  | 564 | 1128 | 1692 | 2320 | 2884 | 3448 | 4012 | 4640 | 5268 | 5896 | 7363,1 |
| 125 | 32 |  | 982 | 1963 | 2945 | 3927 | 4909 | 5890 | 6872 | 7854 | 8836 | 9817 | 12272 |
| | |  | 917 | 1835 | 2752 | 3670 | 4587 | 5504 | 6422 | 7339 | 8257 | 9174 | 11461 |
| 160 | 40 |  | 1608 | 3217 | 4825 | 6434 | 8042 | 9651 | 11259 | 12868 | 14476 | 16085 | 20106 |
| | |  | 1508 | 3016 | 4524 | 6032 | 7540 | 9048 | 10556 | 12064 | 13257 | 15080 | 18850 |
| 200 | 40 |  | 2513 | 5027 | 7540 | 10053 | 12556 | 15080 | 17593 | 20106 | 22619 | 25133 | 31416 |
| | |  | 2413 | 4825 | 7238 | 9651 | 12064 | 14476 | 16889 | 19302 | 21715 | 24127 | 30159 |

Fonte: Parker Automation, (2002)

É conveniente verificar se a haste pode sofrer flambagem e qual é diâmetro mínimo de haste (dh) para a amplitude desejada. A determinação da amplitude de movimento é baseada da Figura 8, onde é possível observar que o deslocamento da suspensão em até 20 milímetros cobre a maioria das situações de rodagem. Portanto a amplitude máxima de movimento é de 20 milímetros e a análise pode ser feita pela Equação (5) que relaciona o comprimento livre de flambagem (λ), o módulo de elasticidade do aço (E), a força de avanço (Fa) e o coeficiente de segurança (S).

O comprimento livre de flambagem depende de como é feita a montagem do cilindro. No caso do equipamento proposto a montagem é feita com uma extremidade fixa e outra articulada, então o comprimento livre de flambagem, de acordo com a Tabela 4, é calculado através da Equação (6).

$$dh = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot S \cdot \lambda^2 \cdot Fa}{\pi^3 \cdot E}} \quad (5)$$

$$\lambda = L \cdot (0.5)^{0.5} \quad (6)$$

O diâmetro mínimo da haste calculado para que não ocorra flambagem em um deslocamento de 20 milímetros seria de 2,9 milímetros, com coeficiente de segurança igual a cinco. O cilindro comercial previamente selecionado tem haste de 40 milímetros, deste modo fica garantido que não haverá flambagem na haste do atuador, o que já era esperado devido ao curso de apenas 20 milímetros.

Tabela 4 – Comprimento livre de flambagem do Critério de Euler

| Cargas de Euler | | | | |
|---------------------------|---------------------------------------|-------------------------------|--|--------------------------|
| Carga de Euler | Caso 1 | Caso 2 (Caso básico) | Caso 3 | Caso 4 |
| | Uma extremidade livre, a outra fixa. | Duas extremidades articuladas | Uma extremidade articulada e outra fixa. | Duas extremidades fixas. |
| Representação Esquemática | | | | |
| | Comprimento Livre de Flambagem | | | |
| | $\lambda = 2L$ | $\lambda = L$ | $\lambda = L \cdot (0,5)^{0,5}$ | $\lambda = L/2$ |

Fonte: Fialho, (2004)

O atuador pneumático que cumpre as solicitações previamente calculadas é um atuador normalizado conforme ISO 15552 modelo DSBG-160-20-PPVA-N3 (Figura 14) da Festo. Esse atuador é de dupla ação e possui conexões G3/4 com pressão de operação entre 0,6 e 10 bar. O amortecimento é do tipo PPV, amortecimento pneumático regulável nas posições finais de curso e a detecção de posição é feita através de sensor de proximidade.

Figura 13 – Representação e Simbologia do Atuador Pneumático modelo DSBG.



Fonte: Festo Brasil, (2018)

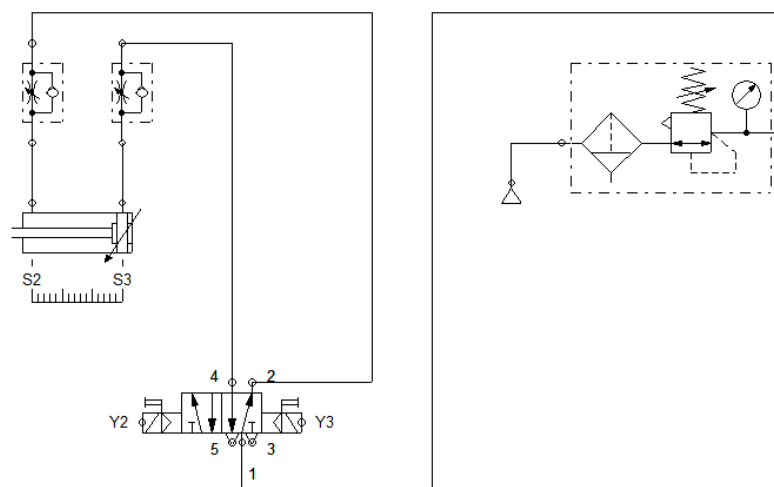
3.2 DIMENSIONAMENTO DAS VÁLVULAS E EQUIPAMENTOS PNEUMÁTICOS

O correto dimensionamento das válvulas e do sistema eletropneumático é crucial para o funcionamento do equipamento conforme o desejado. Devido à intenção de redução de custos do produto final, o sistema é dimensionado para ter amplitude de movimento fixa. Um equipamento com a capacidade de amplitude variável necessitaria de um sistema de controle lógico programável (CLP) e diversos sensores e válvulas adicionais.

3.2.1 Diagrama Pneumático e Elétrico

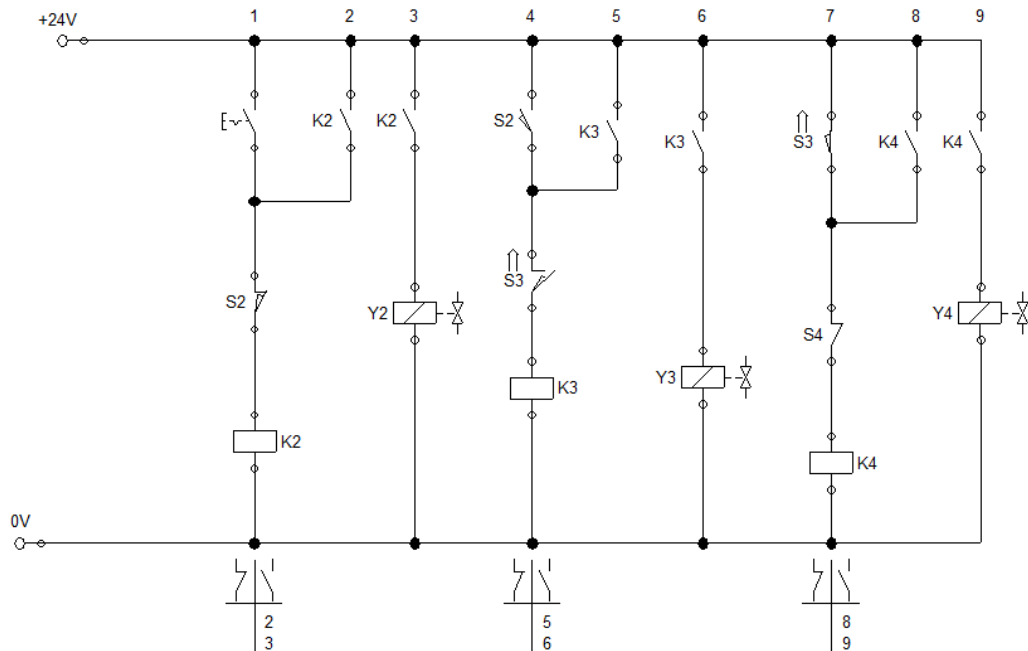
Os diagramas foram desenvolvidos através do software FluidSim-Pneumática versão 3.6 desenvolvido pela Festo Didactic. Buscou-se um funcionamento com o menor número de válvulas, componentes e sensores. O funcionamento se dá por sensores localizados nos batentes de amplitude máxima e mínima do cilindro pneumático, que são responsáveis pelo chaveamento do circuito elétrico que atua a válvula direcional de 5/2 vias através de relés. O controle da velocidade é feito através de duas válvulas reguladoras de fluxo, instaladas entre a válvula de 5/2 vias e o cilindro pneumático, onde é possível limitar a vazão de ar comprimido e controlar a velocidade de extensão e retração da haste do cilindro pneumático de maneira independente.

Figura 14 – Diagrama Pneumático proposto



Fonte: Autoria própria

Figura 15 – Diagrama Elétrico proposto



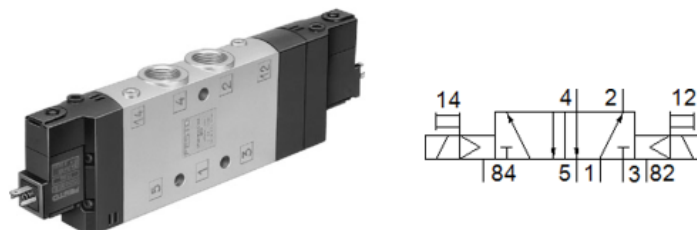
Fonte: Autoria própria

3.2.2 Válvula Solenoide 5/2 vias

No equipamento proposto, se utiliza uma válvula de duplo solenoide, onde as duas posições são controladas por solenoides que recebem energia dos relés localizados no diagrama elétrico da Figura 15. Esse tipo de atuação permite um funcionamento contínuo do equipamento e não requer nenhum tipo de comando manual além da chave geral do circuito elétrico que liga e desliga todo o sistema.

Para a seleção da válvula é utilizado o catálogo da Festo, onde se destaca a válvula CPE24-M1H-5J-3/8 cujas informações técnicas estão dispostas na Tabela 5.

Figura 16 – Representação e Simbologia da Válvula Festo CPE Duplo Solenoide



Fonte: Festo Brasil, (2018)

Tabela 5 – Especificações Técnicas da Válvula Solenoide Selecionada

| | |
|---------------------------------|--------------------------------------|
| Dados Característicos da Bobina | 24 V DC: 1.5 W |
| Tipo de Acionamento | Elétrico |
| Princípio de Construção | Válvula de carretel |
| Função da Válvula | 5/2 vias, biestável |
| Conexão Pneumática | G3/8 |
| Tipo de pilotagem | Servopilotado |
| Tensão de trabalho nominal | 1 24 V DC |
| Conexão elétrica | Plug pattern type C to EN 175301-803 |
| Pressão de trabalho | 2 ... 10 bar |
| Vazão nominal padrão | 3.200 l/min |
| Tempo de comutação | 25 ms |

Fonte: Festo Brasil, (2018)

3.2.3 Válvula Reguladora de Vazão

A válvula reguladora de vazão é instalada em cada uma das duas conexões do atuador pneumático linear de modo a regular a vazão de escape do ar comprimido. Através de tal regulação é possível determinar a velocidade de extensão e retração de maneira independente. A válvula escolhida é a GRLA-3/4-B (Figura 17) da Festo, com conexões G3/4 compatíveis com o atuador pneumático anteriormente selecionado.

Figura 17 - Representação e Simbologia da Válvula Reguladora de Fluxo Festo GRLA



Fonte: Festo Brasil, (2018)

Outra funcionalidade da válvula da Figura 17 é a harmonização do movimento de retração e extensão da haste do atuador linear pneumático. No movimento de extensão, a carga do veículo se opõe ao movimento, já no movimento de retração a carga contribui com o movimento. Durante a retração, a velocidade de atuação tende a ser maior, sendo necessário restringir o escape do ar comprimido da conexão inferior do cilindro para obter velocidades de extensão e retração similares.

Tabela 6 – Especificações Técnicas da Válvula Reguladora de Fluxo

| Função da válvula | Função reguladora de fluxo unidirecional através da exaustão do ar |
|---|--|
| Conexão pneumática | G3/4 |
| Vazão nominal padrão na direção de estrangulamento | 4.320 l/min |
| Vazão nominal padrão na direção de retenção | 3.220 ... 4320 l/min |
| Faixa completa da temperatura da pressão operacional | 0,3 ... 10 bar |
| Vazão normal no sentido do estrangulamento 6 -> 0 bar | 7.300 l/min |
| Vazão normal no sentido do bloqueio 6 -> 0 bar | 5.440 ... 7.300 l/min |

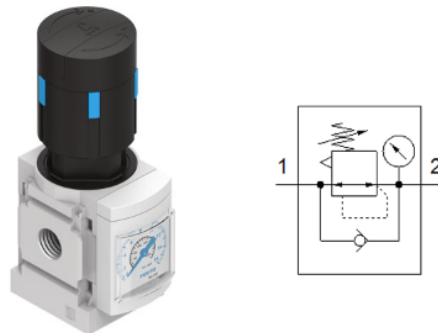
Fonte: Festo Brasil, (2018)

3.2.4 Regulador de Pressão

Para limitar a pressão máxima no equipamento, é necessário o uso de um regulador de pressão. Esse dispositivo se faz muito necessário, pois a pressão da linha de ar comprimido vinda do compressor é de até 12 bar e o equipamento proposto tem o funcionamento ideal projetado para seis bar.

O regulador de pressão selecionado é o modelo MS4-LR-AGC-D7-AS (Figura 18) fabricado pela Festo e tem uma faixa de pressão entre 0,3 e 12 bar. A capacidade máxima de vazão deste modelo de regulador é de 2.200 litros por minuto, suficiente para não gerar nenhuma restrição ao sistema. Um manômetro é acoplado ao regulador de pressão e permite ao operador a visualização instantânea da pressão de trabalho do equipamento.

Figura 18 – Representação e Simbologia do Regulador de Pressão MS4-LR da Festo



Fonte: Festo Brasil, (2018)

3.2.5 Conexões, Mangueiras e Acessórios

Todas as válvulas e dispositivos pneumáticos selecionados dispõem de conexões de 3/8 de polegada. Deste modo serão necessárias conexões rápidas roscadas do tipo QS-3/8-12, com rosca externa e sextavado externo.

Figura 19 – Representação das conexões rápidas roscadas.



Fonte: Festo Brasil, (2018)

As conexões selecionadas permitem a seleção das mangueiras. O tubo flexível de polímero flexível resistente a faíscas e centelhas do tipo PAN-V0-12X1,5-BL da Festo, tem diâmetro externo de 14 milímetros e interno de nove milímetros, sendo ideal para o equipamento proposto ao se adequar a todas as válvulas, dispositivos e conexões pneumáticas previamente selecionadas.

Figura 20 – Representação do tubo flexível de poliuretano de diâmetro externo calibrado



Fonte: Festo Brasil, (2018)

Devido ao elevado ruído gerado no escape de ar comprimido no momento de comutação da válvula solenoide de 5/2 vias é indicado o uso de silenciadores. Os silenciadores são instalados nas duas posições de escape e são do tipo U-3/8 disponibilizado pela Festo. Além da redução de ruído, esse dispositivo também evita a contaminação nas conexões de escape dos componentes pneumáticos.

Figura 21 – Representação e Simbologia do Silenciador U-3/8 da Festo.



Fonte: Festo Brasil, (2018)

3.3 SIMULAÇÃO DO FUNCIONAMENTO

A aplicabilidade do equipamento proposto depende da sua capacidade de gerar frequências de oscilação. Vários fatores estão envolvidos e a simulação leva em conta os modelos dos equipamentos selecionados (Tabela 8), a carga de operação, a pressão de trabalho e os comprimentos dos tubos utilizados desde o reservatório do compressor de ar até a válvula direcional e o atuador pneumático.

O *software* de simulação utilizado é o Pneumatic Drives GSED 4.0.0.145, da Festo, que é um sistema para seleção e configuração de projetos pneumáticos que substituiu testes físicos de alto custo por simulações com elevado grau de precisão.

Tabela 7 – Parâmetros de simulação

| | |
|---|----------|
| Tempo de posicionamento esperado | 0,1 s |
| Válvula de retenção unidirecional | Sim |
| Curso necessário | 20 mm |
| Ângulo de montagem | 90 graus |
| Direção do movimento | Avanço |
| Pressão de operação | 6 bar |
| Comprimento do tubo flexível (Unidade de conservação > válvula) | 10 m |
| Comprimento do tubo flexível (Válvula > cilindro) | 1 m |
| Massa movida | 560 kg |
| Força de atrito adicional | 1000 N |

Fonte: Autoria própria

Nos parâmetros de simulação da Tabela 7, observa-se que o tempo de posicionamento esperado é configurado para 0,1 segundo, valor mínimo admitido pelo *software*. Os comprimentos de tubo foram estimados para a aplicação em oficinas mecânicas. A massa máxima admitida pelo equipamento é de 560 quilogramas e foi adicionada uma força de atrito de 1000 Newtons devido à utilização de hastes guias deslizantes no projeto.

Tabela 8 – Definição dos componentes do sistema para simulação

| | |
|-----------------------------------|-------------------------|
| Atuador | DSBG-160-20-PPVA-N3 |
| Válvula de retenção unidirecional | GRLA-3/4-B |
| Tubo flexível [atuador > válvula] | PAN-V0-12x1,5-BL (1 m) |
| Válvula direcional | CPE24-M1H-5J-3/8 |
| Tubo flexível [fonte > válvula] | PAN-V0-12x1,5-BL (10 m) |
| Silenciador | U-3/8 |

Fonte: Autoria própria

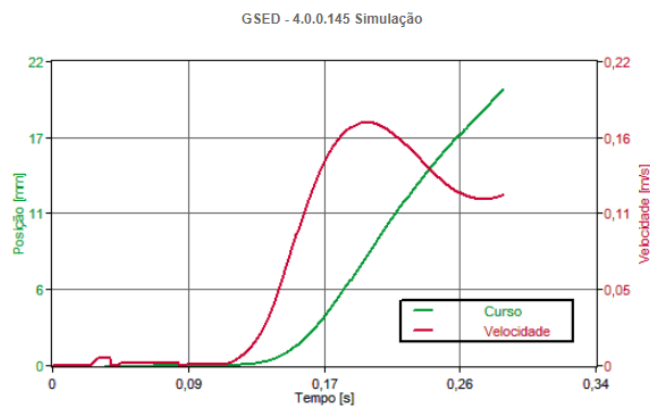
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Com todos os componentes selecionados e os parâmetros de simulação definidos é possível prever o comportamento do equipamento proposto e dimensionar a estrutura mecânica do mesmo.

4.1 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO PNEUMÁTICA

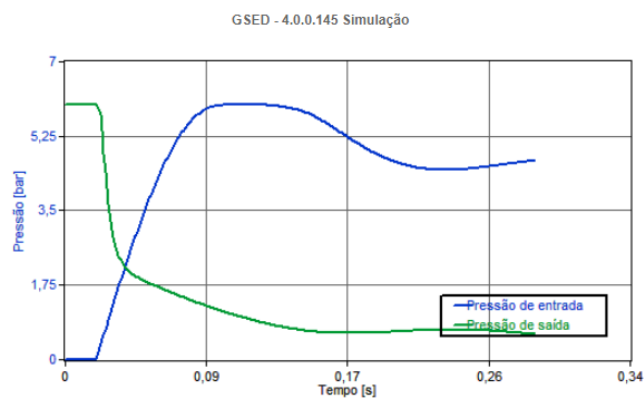
A primeira simulação leva em conta o movimento de avanço do cilindro pneumático, onde é possível analisar os gráficos de posição/velocidade/tempo (Figura 22), pressão-tempo (Figura 23) e tempo-aceleração (Figura 24). Além disso, a simulação fornece os dados de tempo de posicionamento total, velocidade média, velocidade de impacto, velocidade máxima e consumo de ar por ciclo.

Figura 22 – Gráfico posição/velocidade/tempo para o movimento de avanço do cilindro pneumático.



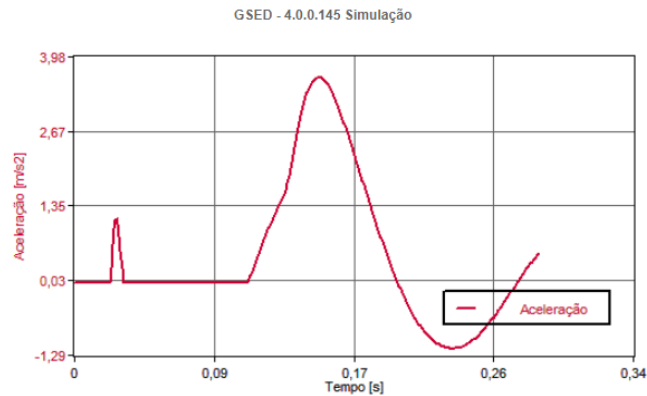
Fonte: Autoria própria

Figura 23 - Gráfico de pressão-tempo para o movimento de avanço do cilindro pneumático.



Fonte: Autoria própria

Figura 24 - Gráfico de aceleração-tempo para o movimento de avanço do cilindro pneumático.

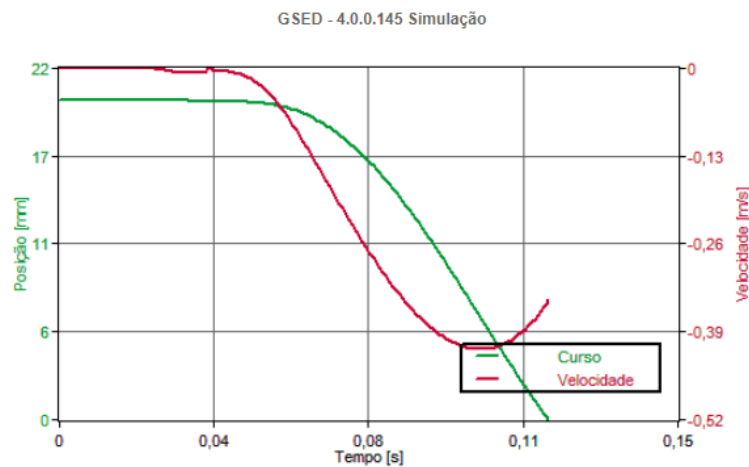


Fonte: Autoria própria

Para o movimento de avanço do cilindro pneumático, a simulação determina que o tempo de posicionamento total é de 0,282 segundos, com velocidade máxima de 0,174 metros por segundo, velocidade média de 0,100 metros por segundo e velocidade de impacto de 0,121 metros por segundo.

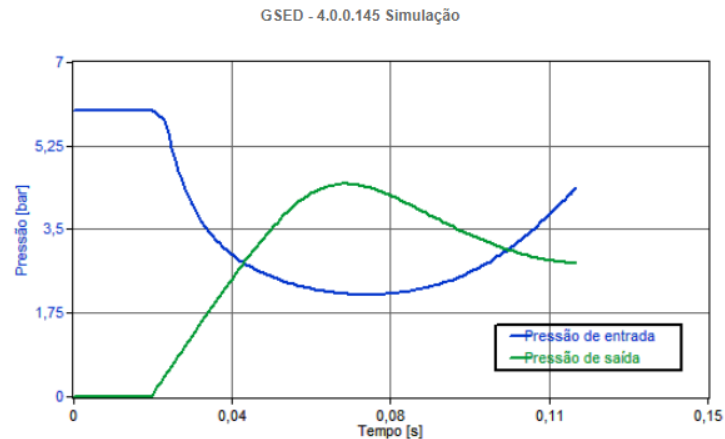
A simulação do movimento de recuo leva em conta os mesmos parâmetros e é interessante confrontar os resultados com o movimento de avanço para justificar a necessidade da válvula reguladora de fluxo, para controle da velocidade de atuação e harmonização entre os movimentos de avanço e recuo do atuador pneumático. Os parâmetros de simulação são exatamente os mesmos em ambos os casos.

Figura 25 - Gráfico posição/velocidade/tempo para o movimento de recuo do cilindro pneumático.



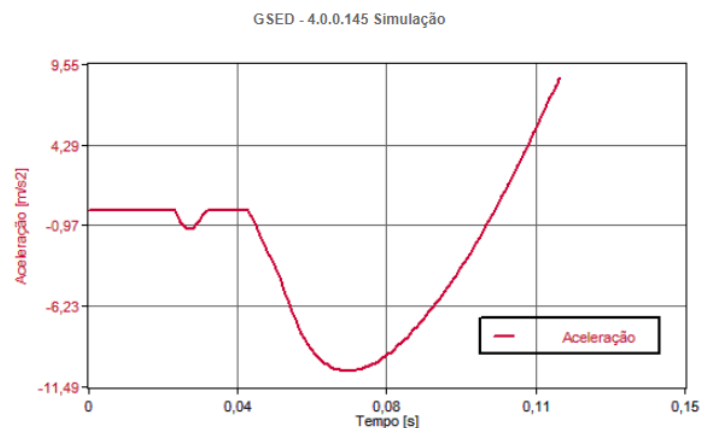
Fonte: Autoria própria

Figura 26 - Gráfico de pressão-tempo para o movimento de avanço do cilindro pneumático.



Fonte: Autoria própria

Figura 27 - Gráfico de aceleração-tempo para o movimento de avanço do cilindro pneumático.

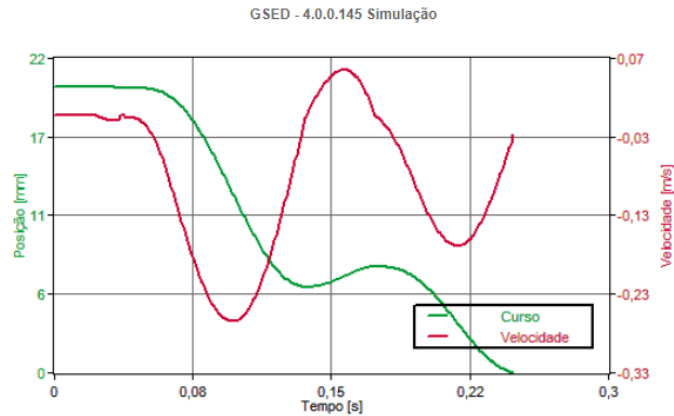


Fonte: Autoria própria

Conforme o esperado, o movimento de recuo é mais rápido já que a carga do veículo está a favor do movimento, resultando em um tempo de posicionamento total de 0,119 segundos (Figura 25), velocidade média de 0,240 metros por segundo, velocidade de impacto de 0,341 metros por segundo e velocidade máxima de 0,413 metros por segundo.

Para equalizar o tempo de posicionamento total de avanço e recuo é necessário restringir o fluxo de retorno no movimento de recuo. Conforme a Figura 28, com a válvula reguladora de fluxo ajustada em 25% o tempo de posicionamento total de recuo sobe de 0,119 segundos para 0,249 segundos, ficando próximo dos 0,282 segundos obtidos no movimento de avanço do cilindro pneumático (Figura 22).

Figura 28 - Gráfico posição/velocidade/tempo para o movimento de recuo do cilindro pneumático com válvula reguladora de fluxo ajustada em 25%.

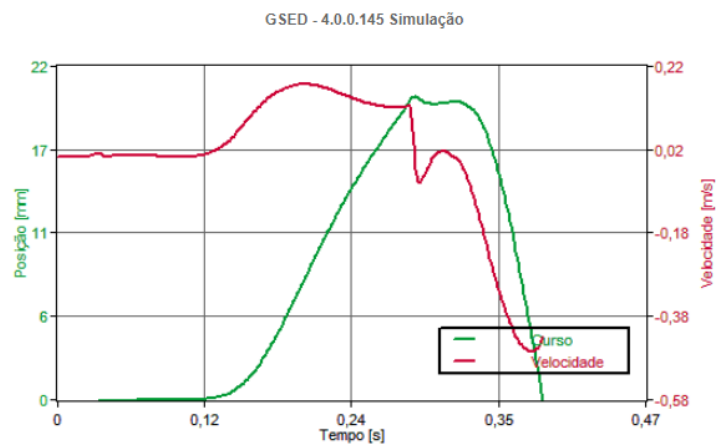


Fonte: Autoria própria

O ciclo de trabalho completo, que engloba o movimento de avanço e recuo do cilindro pneumático também pode ser simulado. Essa simulação determinará a frequência máxima de oscilação do equipamento em situação de carga máxima e também o consumo total de ar comprimido para um ciclo completo.

Os parâmetros de simulação são os mesmos da Tabela 7 e as válvulas reguladoras de fluxo estão ajustadas em 100% para que não haja restrição de fluxo e as velocidades de avanço e recuo sejam as máximas possíveis, mesmo que os movimentos de recuo sejam mais rápidos que os de avanço.

Figura 29 - Gráfico posição/velocidade/tempo para o movimento para o ciclo de trabalho do cilindro pneumático.



Fonte: Autoria própria

Na Figura 29 é possível visualizar a diferença entre as velocidades de avanço e recuo do cilindro quando as válvulas reguladoras de fluxo estão ajustadas em 100%. O tempo de posicionamento total é de 0,388 segundos, o que indica que para um movimento completo de avanço e recuo do cilindro pneumático, são necessários 0,388 segundos. Em termos de frequência, é possível concluir que são possíveis 2,57 ciclos por segundo, portanto a frequência máxima de operação do equipamento é de 2,57 Hertz. A simulação também fornece dados relativos ao consumo de ar comprimido para a operação, já que foram estimados os comprimentos dos tubos flexíveis e o *software* computa o consumo de ar do cilindro pneumático e eventuais perdas de carga das válvulas e acessórios. O consumo total para um ciclo, ou seja, um movimento de avanço e um movimento de recuo, é de 9,835 litros. Em operação de frequência máxima, de 2,57 Hertz, o consumo é de 25,35 litros por segundo ou 1.520 litros por minuto.

4.2 PROJETO MECÂNICO

O projeto da máquina visa acomodar todos os componentes de maneira segura e busca o funcionamento do equipamento conforme o esperado. As operações de montagem, desmontagem e manutenção são consideradas desde o início do projeto para que o produto final não ofereça restrições de transporte, reparo ou operação. Os desenhos técnicos, montagens e descrições dos componentes estão dispostos nos apêndices deste trabalho.

Figura 30 – Renderização do equipamento de teste de suspensão automotiva proposto



Fonte: Autoria própria

4.2.1 Acessórios de fixação do cilindro pneumático

A Festo, fabricante do cilindro pneumático e das válvulas selecionadas anteriormente, disponibiliza uma série de acessórios para a fixação do atuador. A posição de atuação é de 90 graus, portanto é possível selecionar os flanges de fixação inferior e superior que serão responsáveis por integrar o cilindro pneumático a estrutura da máquina.

O flange inferior é do tipo FNG-160, conforme norma ISO 15552, fabricada a partir de fundição nodular e com superfícies pintadas. O flange superior é do tipo oscilante, modelo SNG-160, também conforme a norma ISO 15552, fabricada de aço para molas galvanizado, com pino central de aço galvanizado. Os atuadores lineares são projetados de modo a exercer a força de atuação em apenas uma direção, forças laterais podem ser muito prejudiciais para o dispositivo, então se optou pelo flange oscilante na fixação superior a fim de minimizar as forças laterais e o atrito na haste do cilindro pneumático. Para utilização do flange oscilante, também foi adotado o adaptador para haste do cilindro de articulação esférica modelo SGS-M36X2, um acessório que é rosqueado na haste do cilindro e trabalha em conjunto com o flange oscilante.

4.2.2 Apoio do pneu

O contato entre o pneu do veículo a ser testado e o equipamento é essencial para que o funcionamento ocorra conforme o projetado. Uma base de apoio deve atender os diferentes tamanhos de rodas e pneus que equipam os veículos leves em circulação.

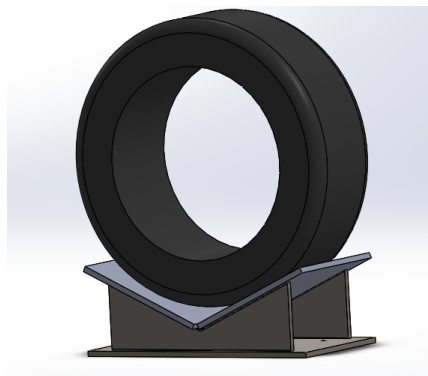
Tabela 9 - Diâmetros dos conjuntos roda e pneu mais comuns nos veículos leves em circulação

| Diâmetro da roda (pol) | Diâmetro da roda (mm) | Modelo do Pneu | Largura do Pneu (mm) | Altura do perfil (mm) | Diâmetro total (mm) |
|------------------------|-----------------------|----------------|----------------------|-----------------------|---------------------|
| 13 | 330.2 | 175/70R13 | 175 | 122.5 | 575.2 |
| 14 | 355.6 | 175/65R14 | 175 | 113.75 | 583.1 |
| 15 | 381 | 195/60R15 | 195 | 117 | 615 |
| 16 | 406.4 | 205/55R16 | 205 | 112.75 | 631.9 |
| 17 | 431.8 | 225/45R17 | 225 | 101.25 | 634.3 |
| 18 | 457.2 | 235/45R18 | 235 | 105.75 | 668.7 |
| 19 | 482.6 | 245/35R19 | 245 | 85.75 | 654.1 |

Fonte: Autoria própria

O encosto de pneu proposto consiste em uma estrutura de chapas soldadas com elevada rigidez que tem capacidade de atender os mais diversos modelos de rodas e pneus que equipam os veículos em circulação. A Figura 31 representa um pneu de dimensões 225/45R17 sendo colocado sobre o apoio projetado. A geometria do apoio visa limitar o movimento das rodas do veículo através da angulação das chapas que estão em contato com o pneu, de modo a garantir que o veículo não se mova para frente ou para trás durante o funcionamento da máquina.

Figura 31 - Apoio do pneu do equipamento proposto



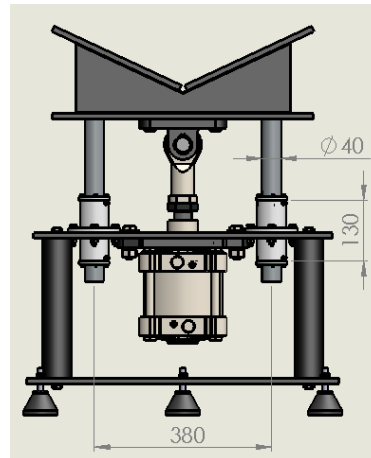
Fonte: Autoria própria

4.2.3 Hastes deslizantes e guias lubrificadas

Devido ao uso do flange oscilante na fixação do cilindro pneumático se faz necessário o desenvolvimento de guias que limitem o movimento verticalmente. Esses guias devem possuir um sistema de lubrificação para minimizar o atrito com as hastes deslizantes.

A proporcionalidade dos guias é importante para garantir o atrito mínimo. A relação entre a altura e o comprimento deve ser observada e a maior dimensão deve estar no sentido do movimento da parte móvel. Conforme mostrado na Figura 32, o comprimento da bucha guia é de 130 milímetros e o diâmetro da haste é de 40 milímetros, garantindo uma boa condição de proporcionalidade no guia.

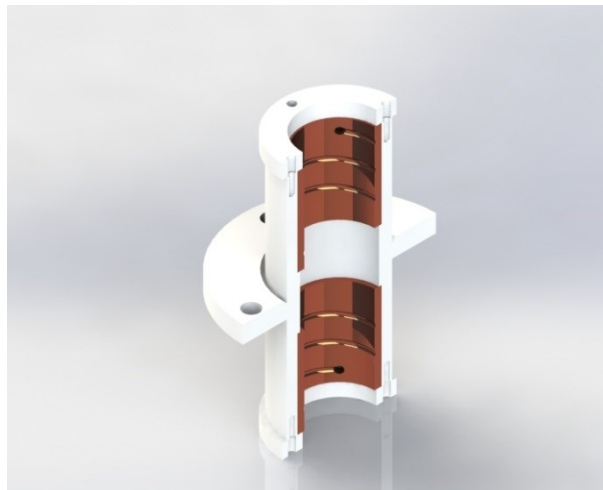
Figura 32 – Proporcionalidade dos guias



Fonte: Autoria própria

A lubrificação é outro meio de reduzir o atrito do sistema de guias com hastes deslizantes. O projeto utiliza buchas de bronze, com canaletas helicoidais ao longo do comprimento da mesma. Uma ponta de graxeira reta é rosqueada no guia e possibilita a inserção de graxa entre a haste deslizante e a bucha de bronze, garantindo a lubrificação de todo o sistema.

Figura 33 - Representação em corte do guia da haste deslizante



Fonte: Autoria própria

5 CONCLUSÕES

A crescente frota de veículos de passeio em circulação movimentou o setor de reparação automotiva e gera necessidades de novas ferramentas que tornem as manutenções mais efetivas e seguras. A falta de ferramentas de teste de suspensão automotiva e o elevado custo das máquinas disponíveis do mercado impedem a popularização deste tipo de equipamento e aumentam os riscos de acidentes, já que os veículos são comumente submetidos a testes de rodagem em vias públicas para a identificação de falhas em componentes de suspensão e relacionados.

O projeto de máquina disposto nesse trabalho foi desenvolvido com o objetivo de acelerar o diagnóstico de falhas em suspensão automotiva e possibilitar este trabalho em ambiente controlado. O estudo contemplou todo o funcionamento dos sistemas de suspensão automotiva mais usados nos veículos em circulação e todas as peças e regulagens que os compõem. O projeto foi desenvolvido com atuação eletropneumática, devido ao fato de que as oficinas mecânicas já possuem compressores de ar, o que poderia reduzir drasticamente os custos do equipamento proposto.

O dimensionamento do atuador pneumático linear e dos demais equipamentos, válvulas e acessórios foi realizado e possibilitou diversas simulações através do software de dimensionamento de atuadores da Festo, o Pneumatic Drives GSED 4.0.0.145. Os resultados mostraram uma frequência máxima de funcionamento de 2,57 Hertz, abrangendo eventos de subesterço e sobresterço em estado estacionário e transiente e também respostas de direção. Eventos como arfagem, rolagem, abruptividade, modos verticais de vibração das rodas e asperezas não podem ser simulados pelo equipamento devido a limitação na frequência de operação. O consumo de ar comprimido em operação de frequência máxima é de 1.520 litros por minuto, o que restringe a aplicabilidade do equipamento proposto a compressores de ar de grande capacidade de vazão.

O funcionamento automático do sistema eletropneumático proposto foi desenvolvido de maneira simples, com poucos componentes, e trouxe resultados expressivos de funcionamento, com uma chave geral para ligar e desligar o equipamento e dois reguladores de vazão que controlam as velocidades de avanço e recuo do cilindro pneumático.

A estrutura da máquina e o projeto dos componentes estruturais permitiu a integração de todos os componentes e contribuiu para o funcionamento do equipamento para os mais diversos tipos de veículos. A disposição dos componentes e os acessos para manutenção e desmontagem foram considerados durante todo o projeto a fim de facilitar a operação do equipamento e eventuais manutenções.

O desenvolvimento deste trabalho cumpriu com os objetivos propostos e trouxe conhecimento de diversas áreas da Engenharia. Os resultados, apesar de positivos, trazem grandes possibilidades de trabalhos futuros. O sistema pneumático trouxe limitações de frequência de operação e teve consumo de ar elevado, portanto novos estudos com outros tipos de atuadores podem ser alternativas para refinar o funcionamento do equipamento proposto. Uma análise modal de vibração do sistema de apoio do pneu e hastes deslizantes também é interessante para garantir que a frequência natural deste sistema não esteja na faixa de ressonância com as frequências de trabalho do equipamento. A análise dinâmica da estrutura da máquina, a capacidade de suportar as cargas de trabalho e a integridade física dos componentes também podem ser pautas para trabalhos futuros.

REFERÊNCIAS

IBGE. Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. **Conheça Cidades e Estados do Brasil: Frota de Veículos**. 2016. Disponível em: <<https://cidades.ibge.gov.br/>>. Acesso em: 18 abr. 2018.

ANFAVEA. Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores. **Autoveículos - Produção, licenciamento, exportação em unidades de montados e ckd, exportação em valor e emprego**. 1. 2018. Disponível em: <<http://www.anfavea.com.br/estatisticas.html>>. Acesso em: 18 abr. 2018.

SINDIPEÇAS. Sindicato Nacional da Indústria de Componentes Para Veículos Automotores. **Desempenho do Setor de Autopeças**. 1. 2017. Disponível em: <<http://www.virapagina.com.br/sindipecas2017/#1/z>>. Acesso em: 18 abr. 2018.

GILLESPIE, Thomas D.. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, Pa: Society Of Automotive Engineers, Inc., 1996. REIMPELL

JAZAR, Reza N.. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. Riverdale, Ny: Springer, 2014

REIMPELL, Jornsens; STOLL, Helmut; BETZLER, Jurgen W.. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. 2. ed. Warrendale, Pa: Society Of Automotive Engineers, Inc., 2002.

PICADO, Ricardo Migueis. **Controle Semi-Ativo em Suspensões Automotivas**. 1998. 102 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Mecânica Computacional, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, Sp, 1998.

GANZAROLLI, Francisco. **Influência das frequências de ride no conforto e dirigibilidade veiculares na faixa linear de uso do veículo**. 2012. 134 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Carlos, Sp, 2012.

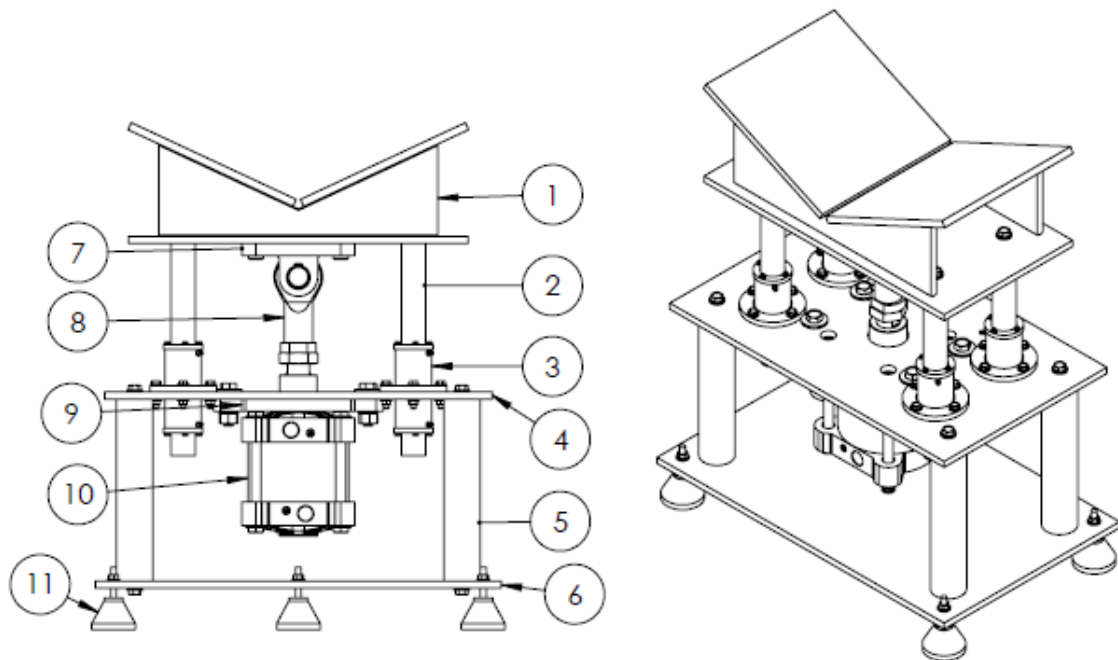
FIALHO, Arivelto Bustamante. **Automação Pneumática: Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos**. 2. ed. São Paulo: Editora Érica Ltda., 2004. 324 p.

PARKER AUTOMATION (Brasil). **Linha Pneumática:** Catálogo 1001-4 BR. Jacareí - Sp: Parker Hannifin Ind. Com. Ltda, 2002.

MASTER TECNOLOGIA INDUSTRIAL (São Paulo). **Como funciona uma válvula solenóide 5/2.** Disponível em: <<https://www.mtibrasil.com.br/como-funciona-valvula-solenoid-52.php>>. Acesso em: 30 out. 2018.

FESTO BRASIL (São Paulo). **Catálogo de Produtos:** Seleção para Engenharia. 2018. Disponível em: <https://www.festo.com/cat/pt-br_br/products#>. Acesso em: 30 out. 2018.

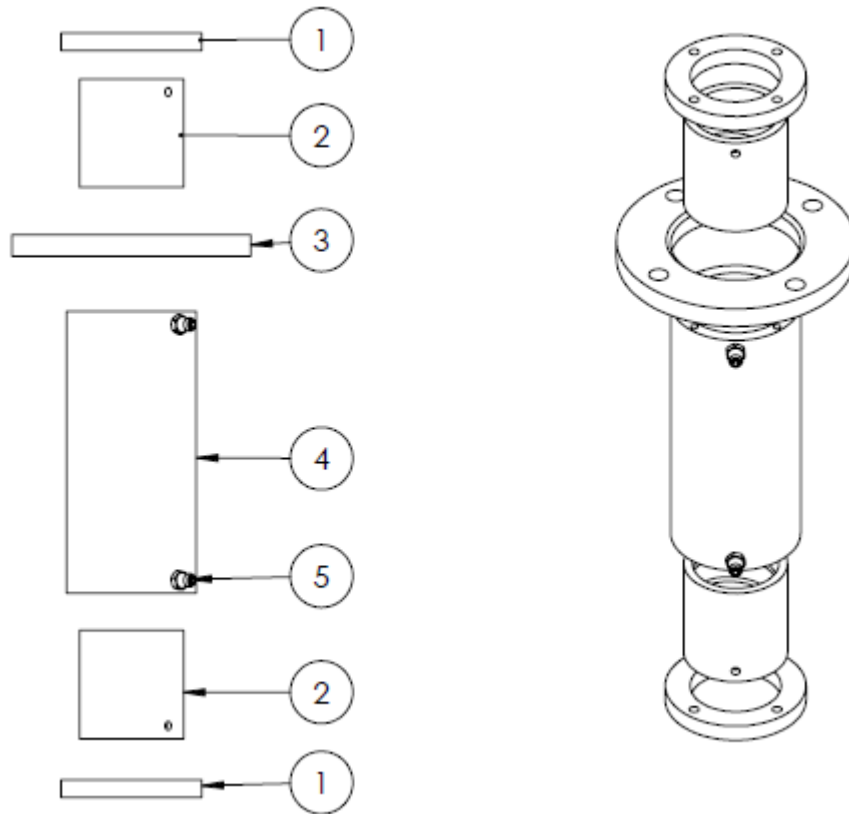
APÊNDICE A – LISTA DE PEÇAS DO EQUIPAMENTO



| Posição | Nro. de série | Descrição | Quantidade |
|---------|---------------------|----------------------------------|------------|
| 1 | MFBP001 | Estrutura de encosto do pneu | 1 |
| 2 | PFHD001 | Haste deslizante | 4 |
| 3 | MFGH001 | Guia da haste | 4 |
| 4 | PFCC001 | Chapa central | 1 |
| 5 | PFHE001 | Haste estrutural | 4 |
| 6 | PFCI001 | Chapa inferior | 1 |
| 7 | SNG-160 | Flange oscilante do cilindro | 1 |
| 8 | SGS-M36X2 | Articulação esférica do cilindro | 1 |
| 9 | FNG-160 | Flange de fixação do cilindro | 1 |
| 10 | DSGB-160-20-PPVA-N3 | Cilindro pneumático | 1 |
| 11 | NV-D1 | Pé nivelador | 5 |

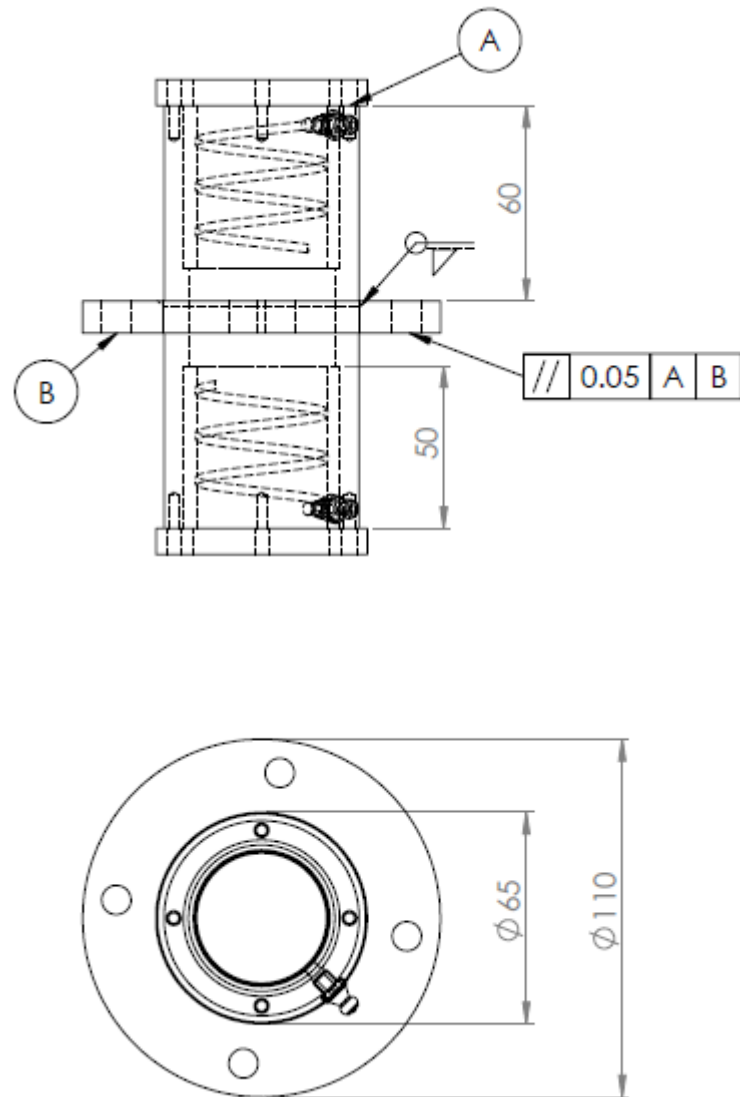
Fonte: Autoria própria

APÊNDICE B – LISTA DE PEÇAS DO GUIA MFGH001

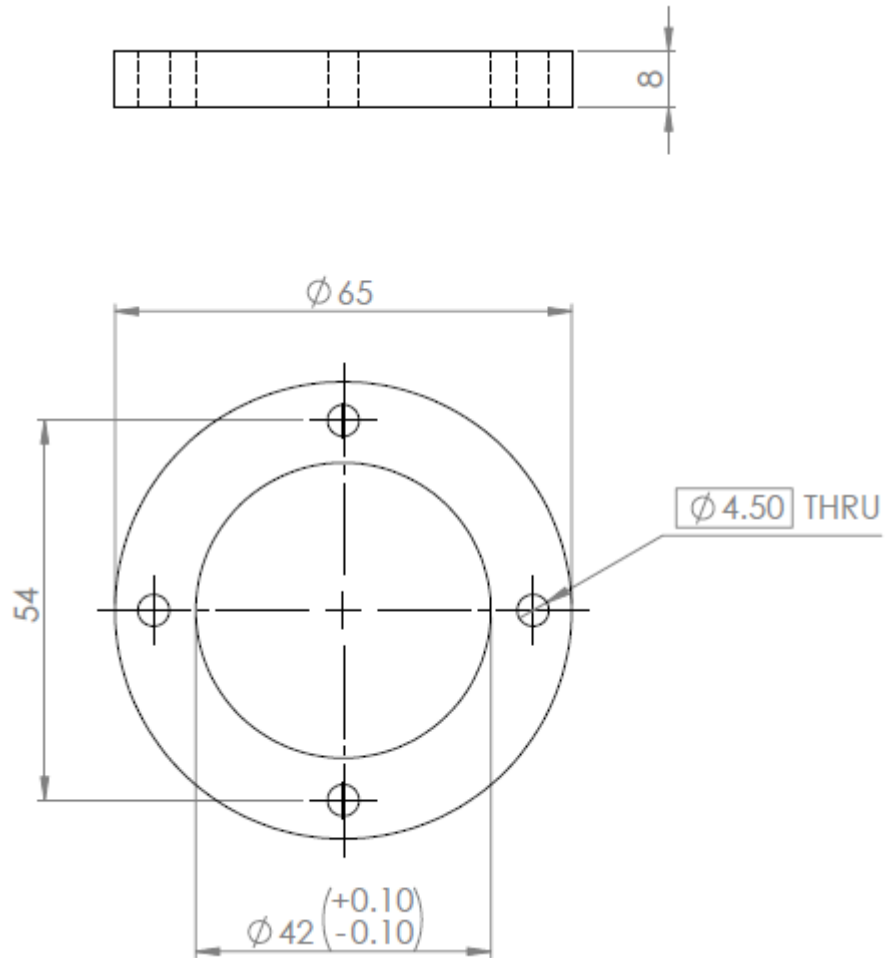


| Posição | Nro. de série | Descrição | Quantidade |
|---------|---------------|---------------------------|------------|
| 1 | BG001 | Flange do guia | 2 |
| 2 | BG002 | Bucha de bronze | 2 |
| 3 | BG003 | Flange de fixação do guia | 1 |
| 4 | BG004 | Corpo do guia | 1 |
| 5 | - | Graxeira reta M6x1.00 | 2 |

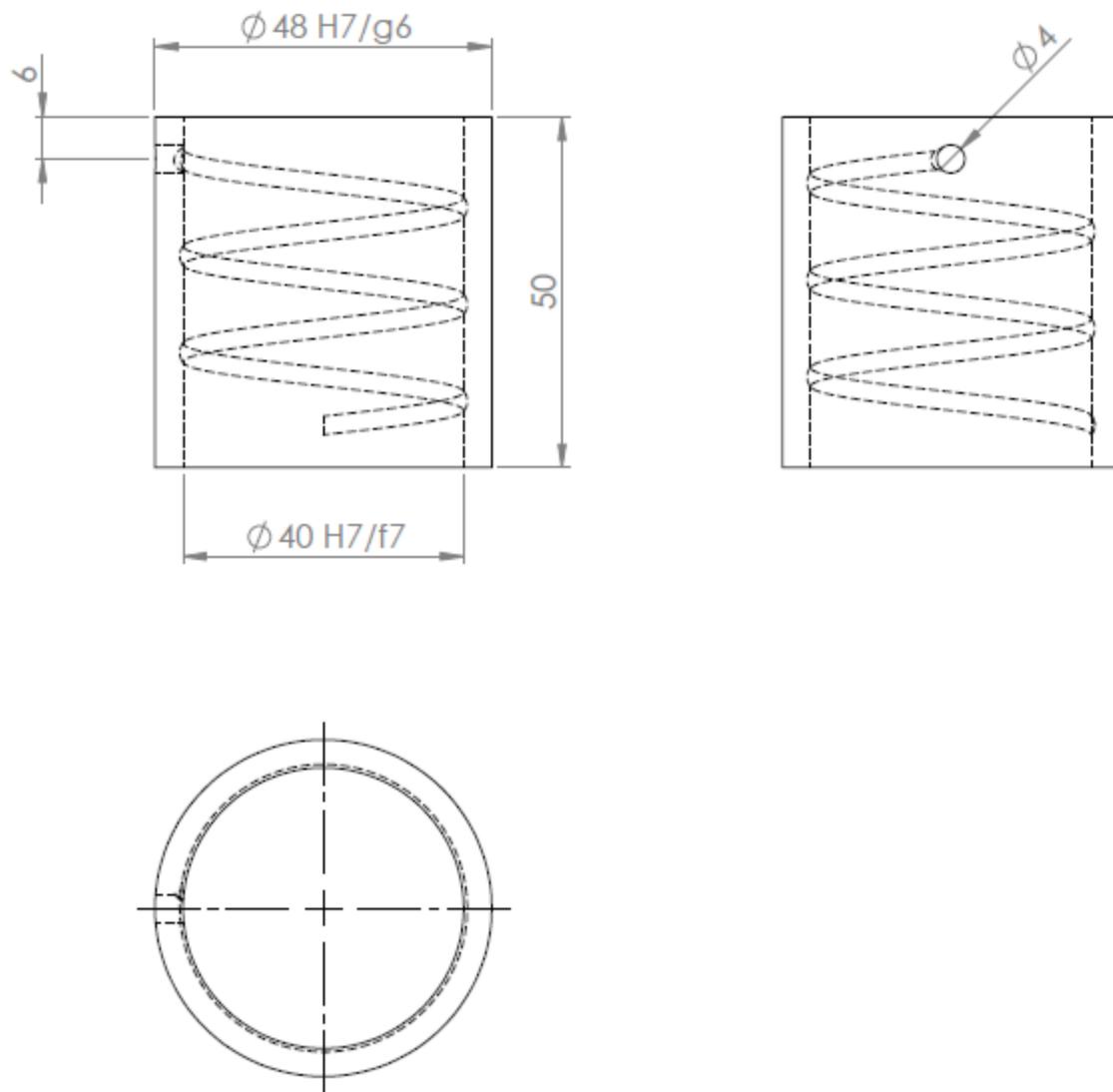
Fonte: Autoria própria

APÊNDICE C – MONTAGEM DO GUIA MFGH001

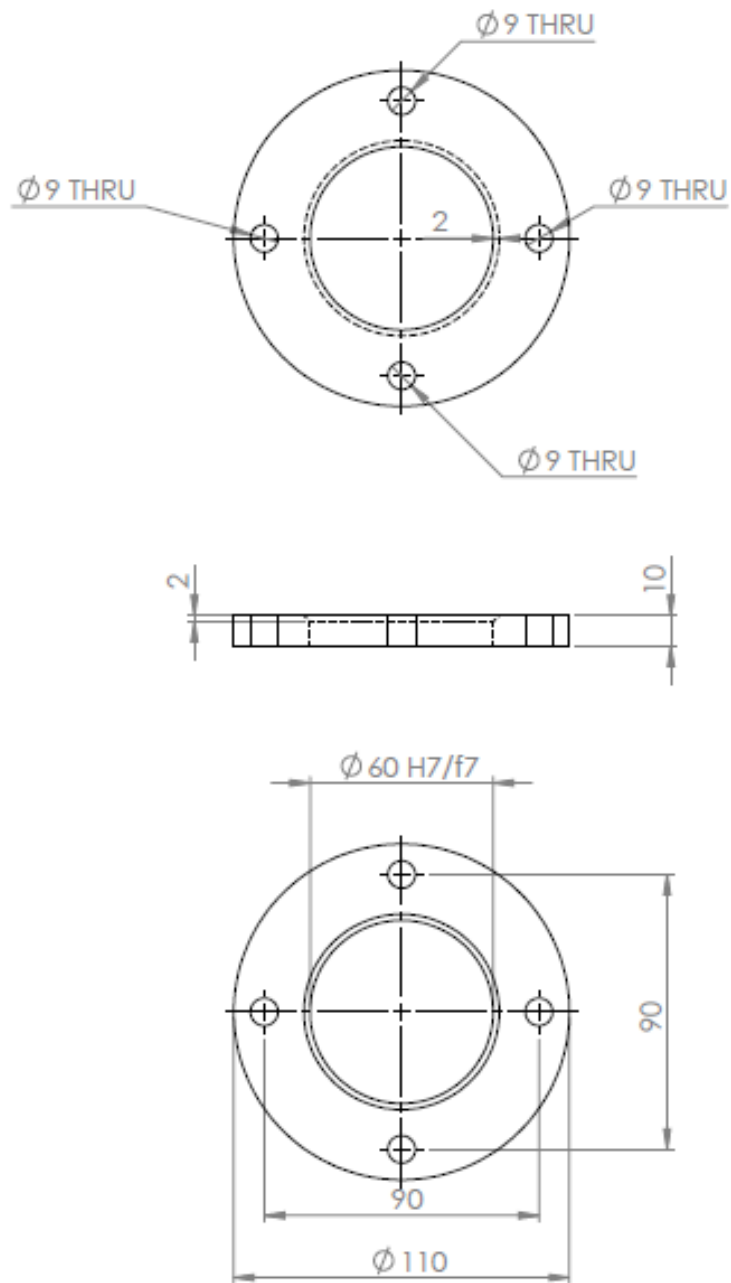
Fonte: Autoria própria

APÊNDICE D – DESENHO TÉCNICO DO FLANGE DO GUIA BG001

Fonte: Autoria própria

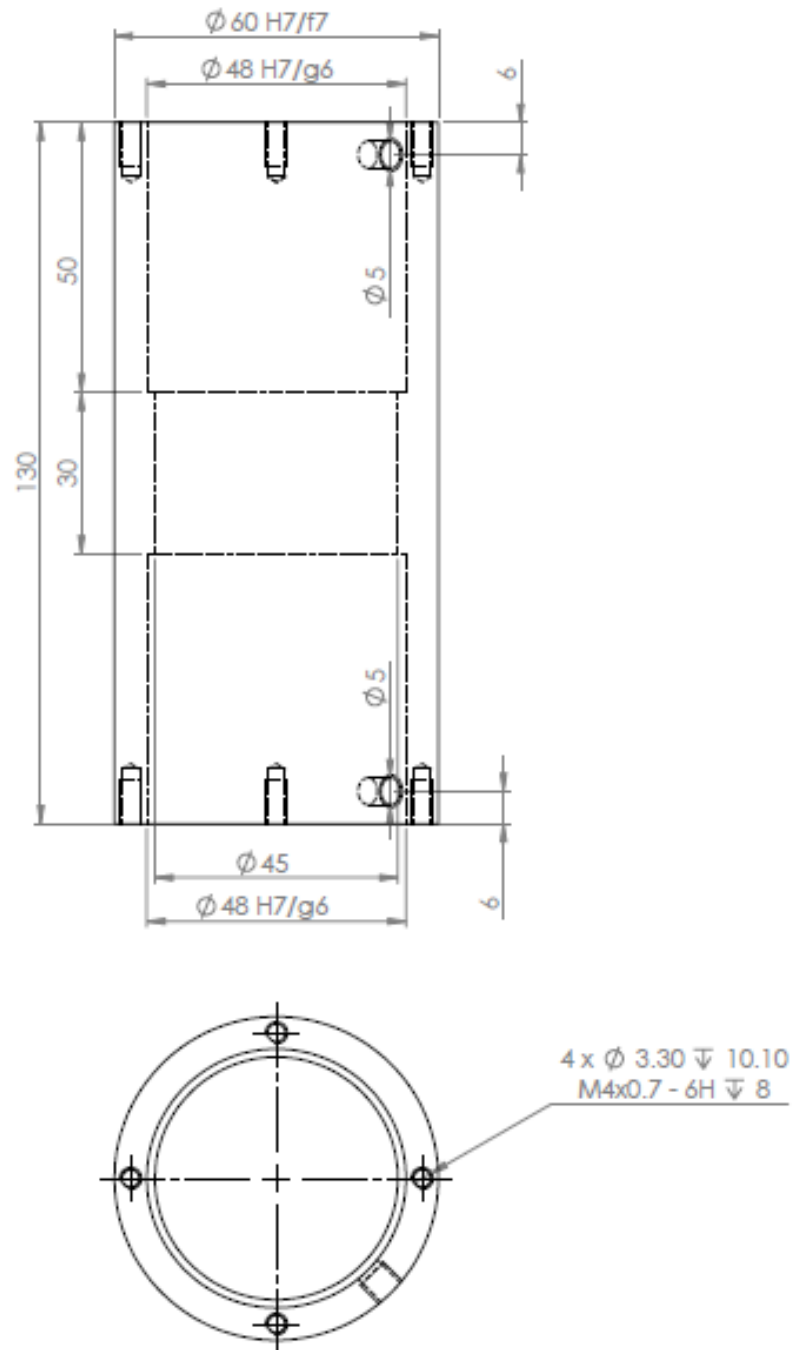
APÊNDICE E – DESENHO TÉCNICO DA BUCHA DE BRONZE BG002

Fonte: Autoria própria

APÊNDICE F – DESENHO TÉCNICO DO FLANGE DE FIXAÇÃO DO GUIA BG003

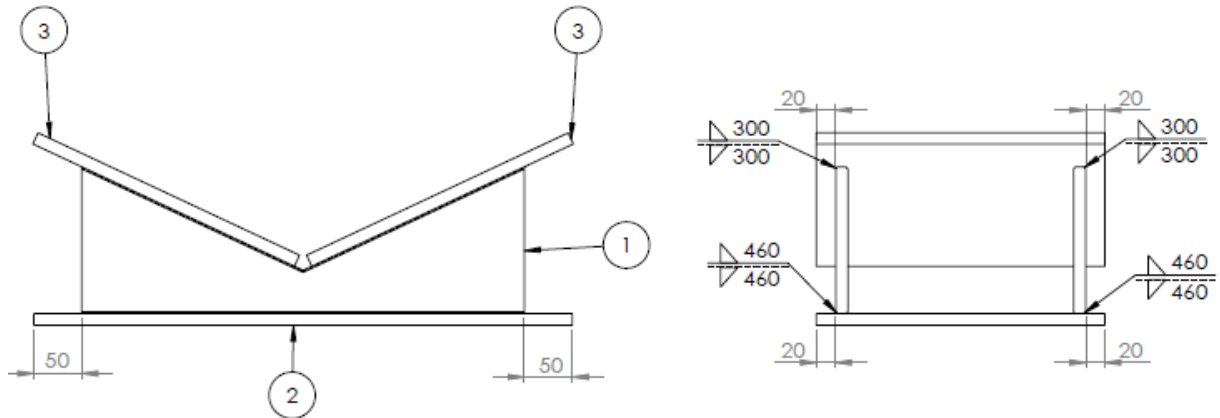
Fonte: Autoria própria

APÊNDICE G – DESENHO TÉCNICO DO CORPO DO GUIA BG004



Fonte: Autoria própria

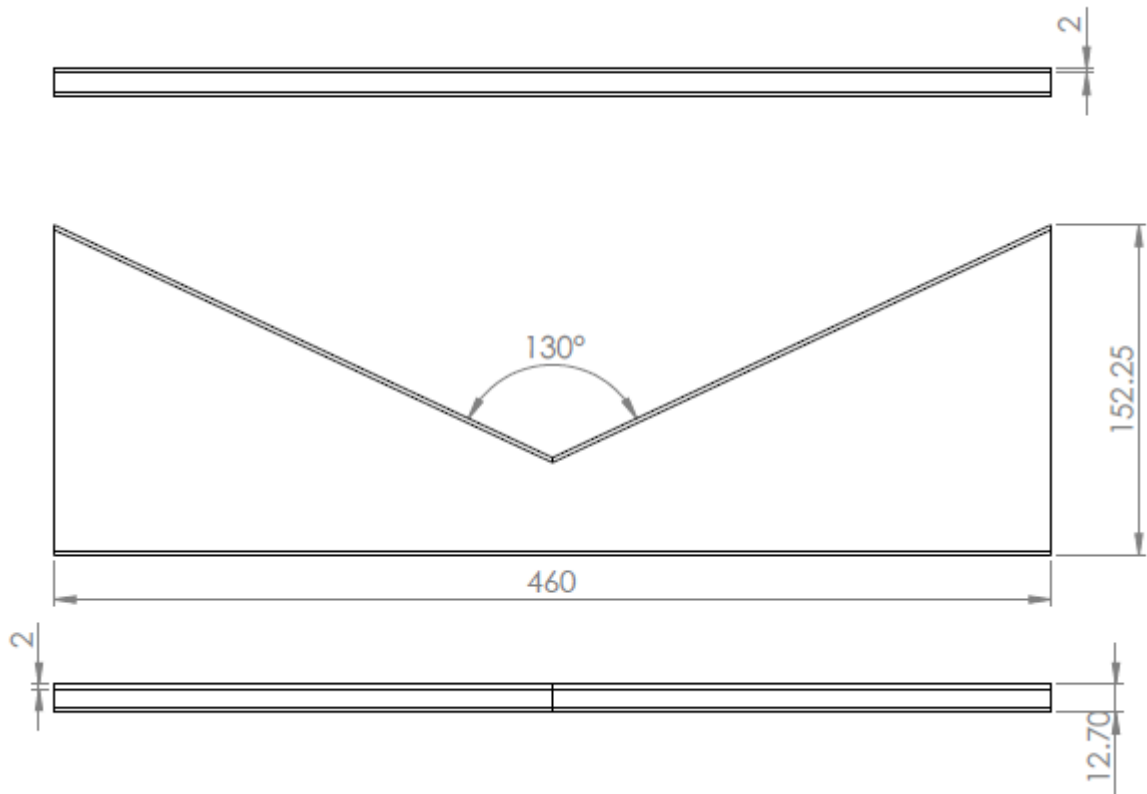
APÊNDICE H – LISTA DE PEÇAS E MONTAGEM DA ESTRUTURA DE ENCOSTO DO PNEU MFBP001



| Posição | Nro. de série | Descrição | Quantidade |
|---------|---------------|-----------------------------------|------------|
| 1 | BP001 | Chapa lateral do encosto do pneu | 2 |
| 2 | BP002 | Chapa inferior do encosto do pneu | 1 |
| 3 | BP003 | Chapa superior do encosto do pneu | 2 |

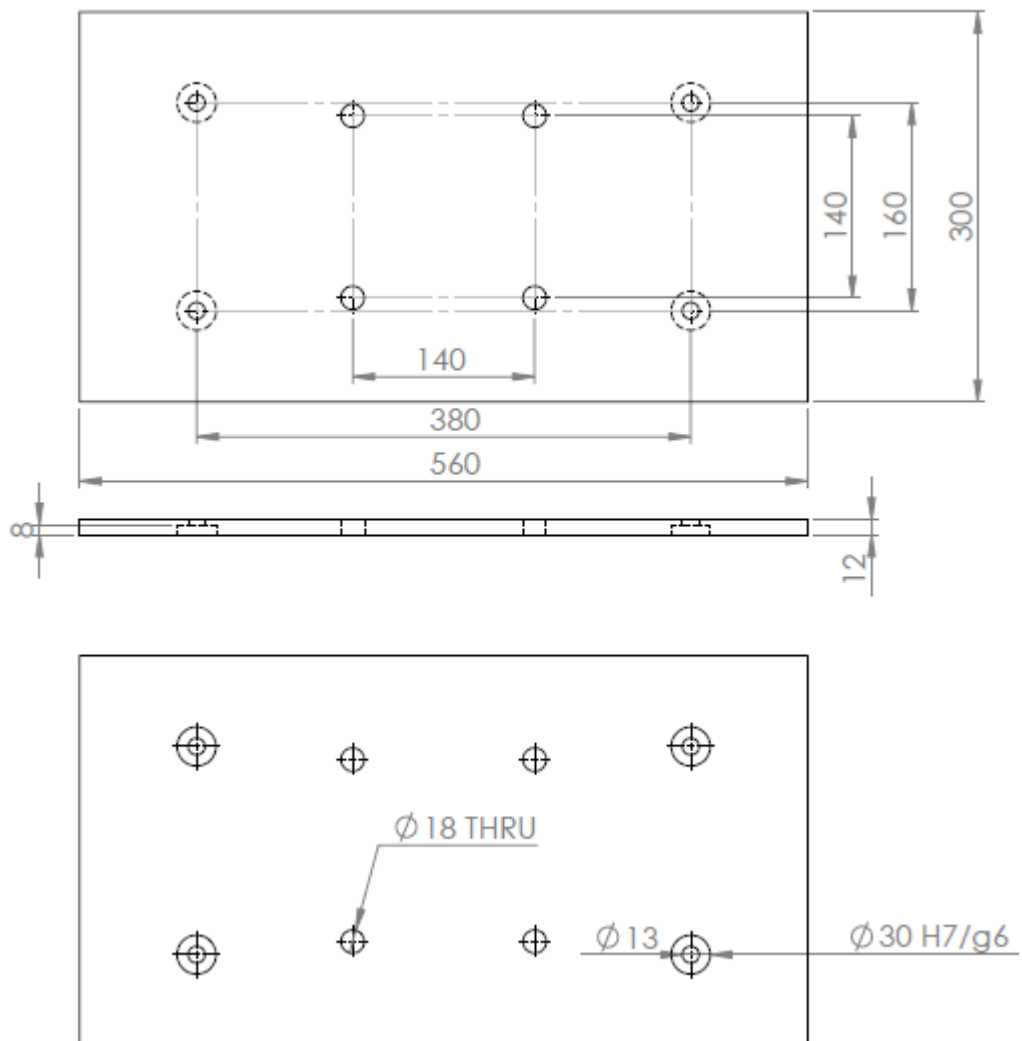
Fonte: Autoria própria

**APÊNDICE I – DESENHO TÉCNICO DA CHAPA LATERAL DO ENCOSTO DO
PNEU BP001**



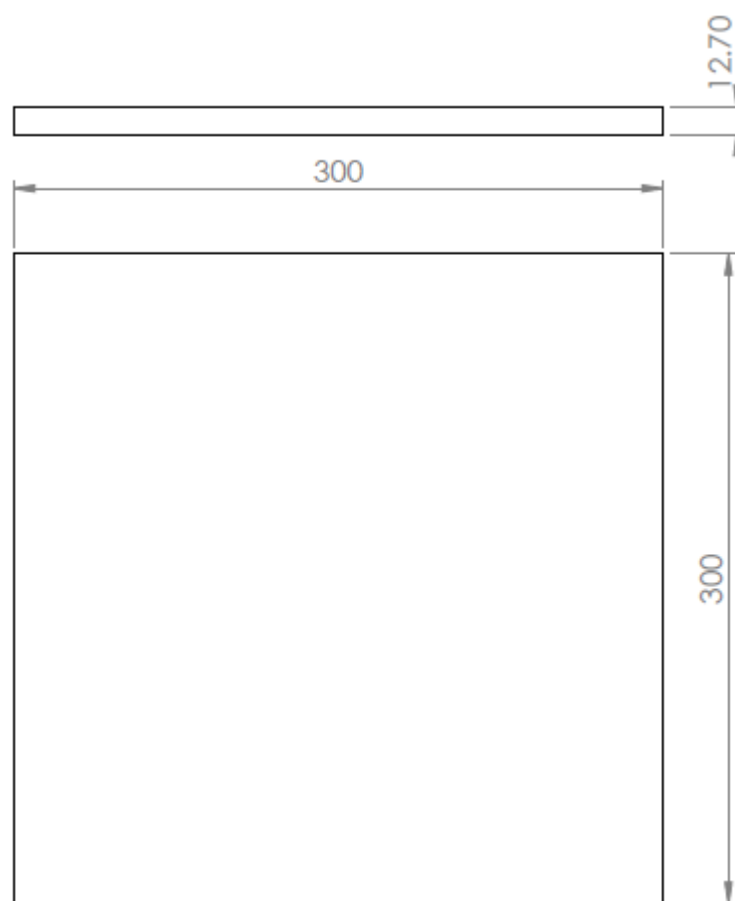
Fonte: Autoria própria

**APÊNDICE J – DESENHO TÉCNICO DA CHAPA INFERIOR DO ENCOSTO DO
PNEU BP002**



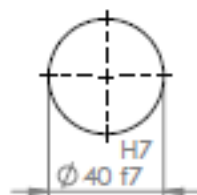
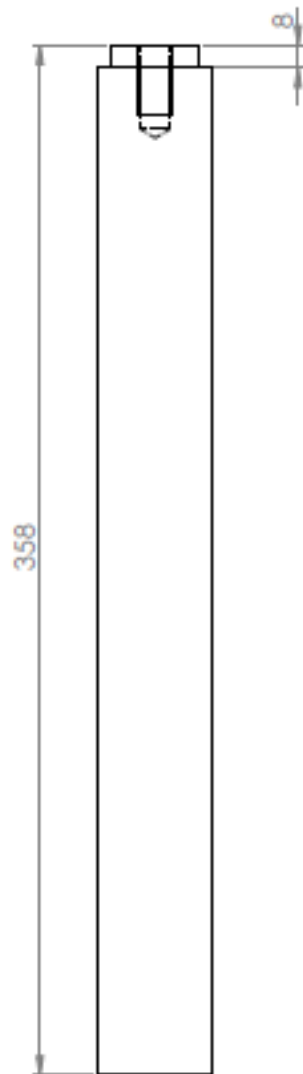
Fonte: Autoria própria

**APÊNDICE K – DESENHO TÉCNICO DA CHAPA SUPERIOR DO ENCOSTO DO
PNEU BP003**



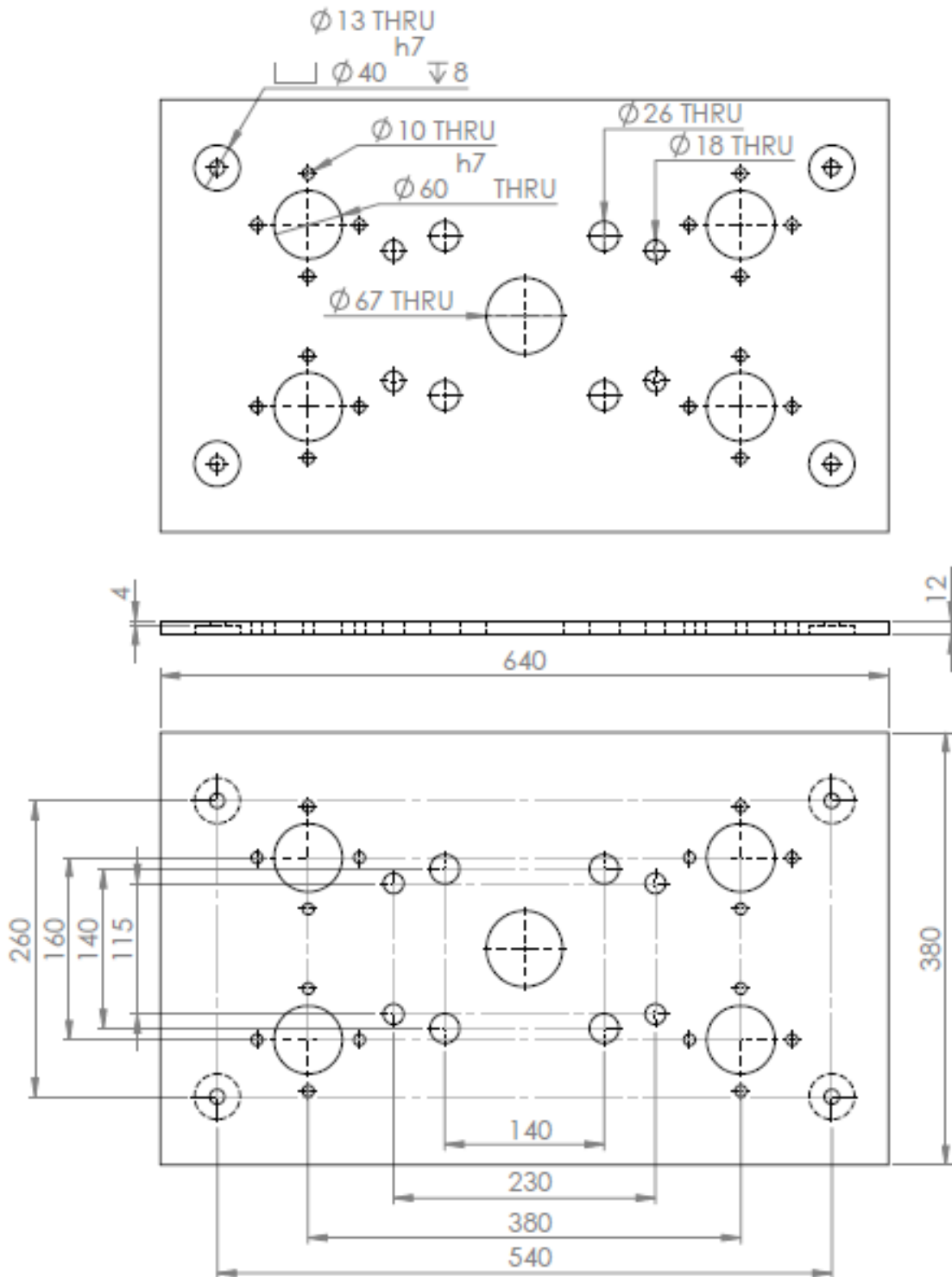
Fonte: Autoria própria

APÊNDICE L – DESENHO TÉCNICO DA HASTE DESLIZANTE PFHD001



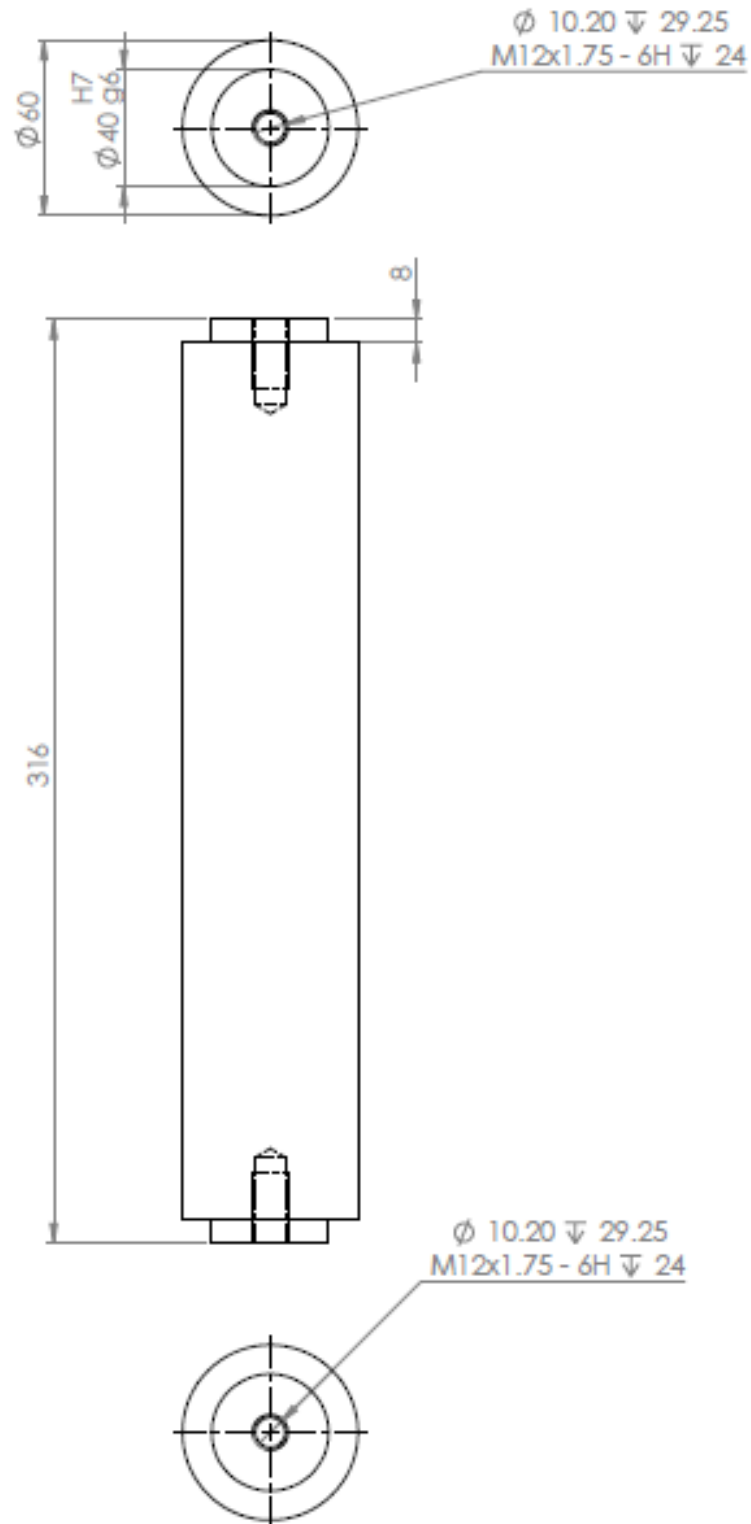
Fonte: Autoria própria

APÊNDICE M – DESENHO TÉCNICO DA CHAPA CENTRAL PFCC001



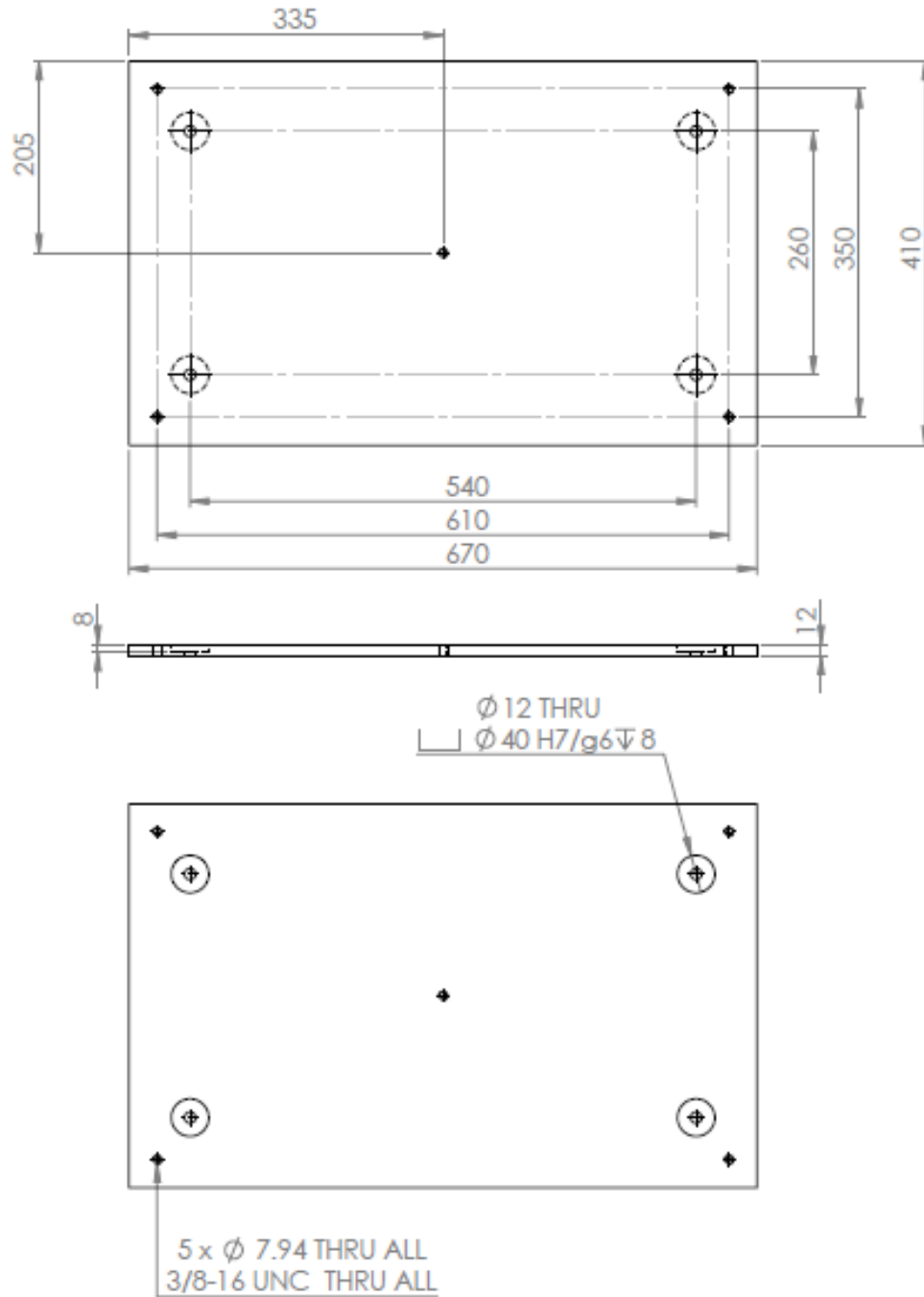
Fonte: Autoria própria

APÊNDICE N – DESENHO TÉCNICO DA HASTE ESTRUTURAL PFHE001



Fonte: Autoria própria

APÊNDICE O – DESENHO TÉCNICO DA CHAPA INFERIOR PFCI001



Fonte: Autoria própria

APÊNDICE P – LISTA DE MATERIAIS

| Nro. de série | Material | Matéria-prima | Quantidade total |
|---------------|-----------------------------|------------------------------------|------------------|
| BG001 | SAE 1045 | Chapa 1/2" | 8 |
| BG002 | SAE 65 | Tubo 2" OD x 1-3/8 ID x 500 mm | 8 |
| BG003 | SAE 1045 | Chapa 5/8" | 4 |
| BG004 | ASTM A500 | Tubo 2-7/8 OD x 1.625" ID x 0.625" | 4 |
| BP001 | ASTM A36 | Chapa 5/8" | 2 |
| BP002 | ASTM A36 | Chapa 5/8" | 1 |
| BP003 | ASTM A36 | Chapa 1/2" | 2 |
| PFHD001 | SAE 1045 com banho de cromo | Barra redonda de 40 mm ISO f7 | 4 |
| PFCC001 | ASTM A36 | Chapa 5/8" | 1 |
| PFHE001 | ASTM A36 | Barra redonda 2-5/8" | 4 |
| PFCI001 | ASTM A36 | Chapa 5/8" | 1 |

Fonte: Autoria própria

APÊNDICE Q – LISTA DE PARAFUSOS E ARRUELAS

| Tipo | Quantidade |
|-----------------------------------|------------|
| Arruela de pressão 16 mm | 8 |
| Parafuso sextavado M16x2.0x60 | 4 |
| Porca sextavada M16x2 | 8 |
| Arruela lisa fina 8 mm | 32 |
| Parafuso sextavado M8x1.25x40 | 16 |
| Porca sextavada M8x1.25 | 16 |
| Arruela lisa fina 4 mm | 32 |
| Parafuso sextavado M4x0.7x16 | 32 |
| Arruela lisa fina 12 mm | 12 |
| Parafuso sextavado M12x1.75x30 | 12 |
| Parafuso Allen 16x2x50 | 4 |
| Arruela lisa 16 mm | 4 |

Fonte: Autoria própria