



Universidade Federal
do Rio de Janeiro
Escola Politécnica

PROJETO DE UM AMORTECEDOR PARA PROTÓTIPO DE VEÍCULO FORA-DE-
ESTRADA

Felipe Sarabando D' Oliveira

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Daniel Onofre de Almeida Cruz , DSc

Rio de Janeiro
Março de 2014



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO
Departamento de Engenharia Mecânica
DEM/POLI/UFRJ



PROJETO DE UM AMORTECEDOR PARA PROTÓTIPO DE VEÍCULO FORA-DE-
ESTRADA

Felipe Sarabando D' Oliveira

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Daniel Onofre de Almeida Cruz (Orientador)

Prof. Anna Carla Monteiro de Araujo

Prof. Thiago Gamboa Ritto

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

Março de 2014

Oliveira, Felipe Sarabando D'

Projeto de um Amortecedor para Protótipo de Veículo Fora-
de-Estrada / Felipe Sarabando D' Oliveira. – Rio de Janeiro: UFRJ/
Escola Politécnica, 2013.

48 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Daniel Onofre de Almeida Cruz, DSc.

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de
Engenharia Mecânica, 2014.

Referências Bibliográficas: p. 58.

1.Amortecedor 2.Telescópico 3.Rotativo 4.Baja SAE
5.Dimensionamento 6.Desenho Técnico I. Cruz, Daniel Onofre de
Almeida. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola
Politécnica, Curso de Engenharia Mecânica. III. Título.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a Deus, à minha família e à minha querida namorada.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

A minha família, pelo incentivo em todos os momentos de minha vida.

Aos meus professores José Stockler e Daniel Onofre, pelos ensinamentos e paciência, me mostrando sempre os caminhos a serem seguidos.

Aos amigos Rodrigo Cavalli, Felipe Ribolla, Leonardo Gitahy, Frederico Fróes e Victor Lopes pela contribuição direta na conclusão deste trabalho.

A minha namorada, por sua compreensão e companheirismo.

A equipe de Baja da UFRJ, por muitos ensinamentos e lições de vida.

A todos os professores e colegas, que ajudaram de forma direta ou indireta em minha formação acadêmica.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Projeto de um Amortecedor para Protótipo de Veículo Fora-de-Estrada

Felipe Sarabando D' Oliveira

Março/2014

Orientador: Daniel Onofre de Alemida Cruz, DSc.

Curso: Engenharia Mecânica

Este trabalho propõe o projeto de um Amortecedor como uma alternativa ao uso de amortecedores comerciais de veículos de rua adquiridos pela Equipe Minerva Baja SAE, que não são adequados ao uso fora-de-estrada. Será desenvolvido um projeto de amortecedor telescópico de fabricação simples, robusto, de baixo custo e baixa massa. Também será desenvolvido um algoritmo para auxiliar o projeto dos seus componentes com o objetivo de obter o projeto ideal. Ao longo deste trabalho, será possível observar que o amortecedor telescópico possui algumas falhas que reduzem sua vida útil. Portanto, este trabalho irá propor um tipo diferente de amortecedor, do tipo rotativo, a ser estudado em maiores detalhes em um trabalho futuro. Após o dimensionamento dos componentes do amortecedor telescópico, será apresentado o projeto em si, contendo o desenho técnico de todas as peças que deverão ser fabricadas bem como a especificação dos itens comerciais.

Palavras-chave: Amortecedor, Telescópico, Rotativo, Baja SAE, Dimensionamento, Desenho Técnico.

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

Design of a Shock Absorber for Application on an Off-Road Vehicle Prototype

Felipe Sarabando D' Oliveira

March/2014

Advisor: Daniel Onofre de Alemida Cruz, DSc.

Course: Mechanical Engineering

This work proposes the design of a Shock Absorber as an alternative to the commercial types of shock absorbers purchased by the UFRJ Baja SAE Team for use in its vehicle, which are not suitable for Off-Road environment. It will be developed an feasible Telescopic Shock Absorber design, robust, low cost and light weight. Also, an algorithm will be developed to aid the design of its parts in order to achieve the ideal design. Along the development of this work, it is going to be possible to realize that the telescopic shock absorber presents some flaws that shorten its self-life. Hence, this work will propose a different concept of shock absorber, to be designed in detail in a future work. After dimensioning its parts, the project itself will be presented, containing the technical drawings of all the parts that shall be manufactured as well as the specification of commercial items, like bearings, bolts, retaining rings, etc.

Keywords: Shock Absorber, Telescopic, Rotating, Baja SAE, Design, Technical Drawing.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS DO ESTUDO	2
3. HISTÓRIA DOS AMORTECEDORES	4
4. DEFINIÇÕES	8
4.1. COMPONENTES DO AMORTECEDOR	8
4.1.1. CORPO.....	8
4.1.2. PISTÃO	9
4.1.3. HASTE	9
4.1.4. PISTÃO FLUTUANTE.....	9
4.1.5. VÁLVULAS.....	10
4.1.6. COMPONENTES DE AJUSTE.....	11
4.2. COMPONENTES DA SUSPENSÃO.....	11
4.2.1. SUSPENSÃO DIANTEIRA.....	12
4.2.2. SUSPENSÃO TRASEIRA.....	12
5. TEORIA UTILIZADA.....	14
5.1. DINÂMICA VEICULAR	14
5.2. DINÂMICA DO AMORTECEDOR	19
5.3. MECÂNICA DOS FLUIDOS	20
5.3.1. SELEÇÃO DO FLUIDO DE AMORTECIMENTO.....	20
5.3.2. DIMENSIONAMENTO DO ORIFÍCIO DO PISTÃO	23
6. DETALHAMENTO DO AMORTECEDOR.....	35
6.1. PROJETO DO CORPO.....	35
6.2. PROJETO DA HASTE	37
6.3. PROJETO DA CÂMARA DE EXPANSÃO / PISTÃO FLUTUANTE.....	38
6.4. PROJETO DO PISTÃO	39
6.5. PROJETO DAS VÁLVULAS	40
7. FABRICAÇÃO E MONTAGEM DO AMORTECEDOR	41
8. COMENTÁRIOS FINAIS	45
9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	47
ANEXO I	48
ANEXO II	49

FIGURAS

Figura 1 – Amortecedor de tesoura de Andre-Hartford	4
Figura 2 - Tipos de Amortecedor Telescópico	6
Figura 3 – Pistão flutuante separando câmaras de ar e óleo	10
Figura 4 – Suspensão do tipo Duplo-A	12
Figura 5 - Suspensão do tipo Balança Rígida.....	13
Figura 6 - Modelos de Um Quarto de Veículo	15
Figura 7 – Resposta do sistema para diferentes Fatores de Amortecimento	18
Figura 8 – Variação da Viscosidade de Óleos Minerais em função da Temperatura.....	21
Figura 9 – Propriedades do Óleo SAE 10W-30	23
Figura 10 – Volume de Controle do Orifício	25
Figura 11– Formação de vórtices e aparição da <i>Vena Contracta</i>	28
Figura 12 - Variação do Coeficiente de perda (K) em função da geometria da entrada do orifício	28
Figura 13 – Gráfico da Força de Compressão em função da Geometria do Orifício	31
Figura 14 - Gráfico da Força de Extensão em função da Geometria do Orifício.....	31
Figura 15 – Desenho do Pistão	32
Figura 16 – Curva F(v) dos Amortecedores Dianteiro e Traseiro.....	33
Figura 17 – Curva F(v) esperada para um amortecedor	34
Figura 18 – Corpo Cilíndrico do Amortecedor	36
Figura 19 – Haste do Amortecedor	37
Figura 20 – Pistão Flutuante separando Câmara de Expansão da Câmara de Amortecimento	38
Figura 21 – Pistão Flutuante.....	39
Figura 22 – Simulação em Elementos Finitos do Pistão	39
Figura 23 – Montagem do Conjunto de Válvula	40
Figura 24 – Montagem do Alojamento do Vedante da Haste	41
Figura 25 – Montagem do Alojamento no Corpo.....	42
Figura 26 – Montagem da Haste.....	42
Figura 27 – Montagem do Pistão Flutuante.....	43
Figura 28 – Montagem Final do Amortecedor	44
Figura 29 – Amortecedor Rotativo.....	46
Figura 30 – Vista Explodida do Amortecedor Rotativo.....	46

1. INTRODUÇÃO

Um veículo automotivo possui diversos sistemas, tais como: suspensão, direção, transmissão, freios, etc... O sistema de suspensão é responsável por absorver todas as irregularidades do terreno, tendo como principais funções manter o contato permanente das rodas com o solo, prover estabilidade durante o passeio e proporcionar conforto aos ocupantes do automóvel.

O sistema de suspensão realiza essas tarefas por meio de seus dois principais componentes, que são: as molas, que suportam o peso do veículo, lhe conferindo sua altura desejável e absorvem os impactos causados pelas irregularidades do solo se deformando e acumulando energia mecânica e os amortecedores, que controlam as oscilações da mola através da dissipação da energia mecânica acumulada pelas molas transformando-a em calor.

O amortecedor tem sido alvo de estudo da indústria automobilística há mais de um século, e esse tempo de desenvolvimento nos proporciona atualmente diversos tipos de amortecedor para aplicações variadas, como: veículos de passeio, fora-de-estrada, de competições de velocidade. Porém, a grande maioria dos tipos funciona sobre o mesmo princípio; a força de amortecimento é gerada pela resistência à passagem do fluido por orifícios presentes em um pistão que se move no interior de uma câmara repleta desse mesmo fluido.

Este trabalho apresenta um estudo para o projeto e fabricação de um amortecedor a ser utilizado em um protótipo de um veículo fora-de-estrada (“*off-road*”) de competição, conhecido como Baja SAE.

2. OBJETIVOS DO ESTUDO

Desde a criação da equipe de competição de Baja SAE da UFRJ, o sistema de suspensão do veículo vem sendo profundamente estudado quanto à sua geometria e comportamento desejado. No entanto, embora os parâmetros da suspensão tenham sido determinados para cada projeto, o amortecedor escolhido para o uso nunca era o ideal de acordo com o projeto, pois sempre era selecionado um amortecedor comercial de uso em veículos de rua, principalmente motocicletas, pelo fato de a equipe não possuir conhecimento acerca do projeto e fabricação de um amortecedor e pela disponibilidade de opções com baixo custo e de fácil acesso no mercado.

Porém, essa opção muitas vezes se mostrava equivocada e inadequada ao que havia sido pensado originalmente para o veículo, pelos seguintes motivos:

- Amortecedores de veículos de rua não foram projetados para resistir à magnitude dos esforços que um veículo de competição fora-de-estrada experimenta durante o seu tempo de serviço. Como resultado, esse componente apresentava um desgaste excessivo e prematuro de suas peças, devido à grande quantidade de calor gerado durante o trabalho e impactos fortes, fazendo com que componentes de vedação e da estrutura do amortecedor perdessem sua função em um curto período de tempo.
- Os fabricantes desses amortecedores não disponibilizavam nenhuma informação a respeito do comportamento dinâmico do amortecedor, como por exemplo o coeficiente de amortecimento. Logo, não havia forma de saber se a suspensão do veículo se comportaria conforme havia sido previsto no projeto.
- Pouca possibilidade de customização para melhoria da performance do veículo. Esses amortecedores não permitem regulagem do amortecimento de contração e distensão e também não aceitam grandes alterações nas geometrias das molas.

- Dificuldade em encontrar amortecedores com grande comprimento, o que diminuía o curso de amortecimento, levando o amortecedor a trabalhar muito próximo de seu fim de curso, causando danos à sua estrutura e também comprometendo a geometria da suspensão e a altura livre do solo, tornando a transposição dos obstáculos da competição mais difícil.

Tendo em vista estas limitações, o foco desse estudo é o desenvolvimento de um amortecedor customizado para atender às necessidades da equipe de Baja SAE da UFRJ, que seja robusto o suficiente para resistir às condições de uso em uma competição fora-de-estrada, com massa reduzida, com o mínimo de partes móveis possível e que possua baixo custo e complexidade de fabricação, permitindo que seja fabricado nos laboratórios da própria universidade.

Para atingir tal objetivo, foi desenvolvido um algoritmo para facilitar o projeto, possibilitando variar parâmetros do amortecedor e do fluido e analisar a influência destes no comportamento dinâmico do mesmo, justificando assim a determinação do fluido a ser utilizado e da geometria dos seus componentes.

3. HISTÓRIA DOS AMORTECEDORES

Foi realizada uma pesquisa acerca da história do projeto dos amortecedores e da tecnologia atualmente disponível nesta área. Esta pesquisa ajudou a fundamentar as escolhas durante a fase de concepção do projeto.

Em tempos passados, nos primórdios da indústria automobilística, os primeiros tipos de amortecedores a serem fabricados funcionavam sobre o princípio da fricção, com discos de couro embebido em óleo e bronze intercalados, montados em uma articulação em formato de tesoura que gerava o amortecimento por meio do atrito entre esses componentes. Um exemplo desse é o amortecedor de tesoura de Andre-Hartford:

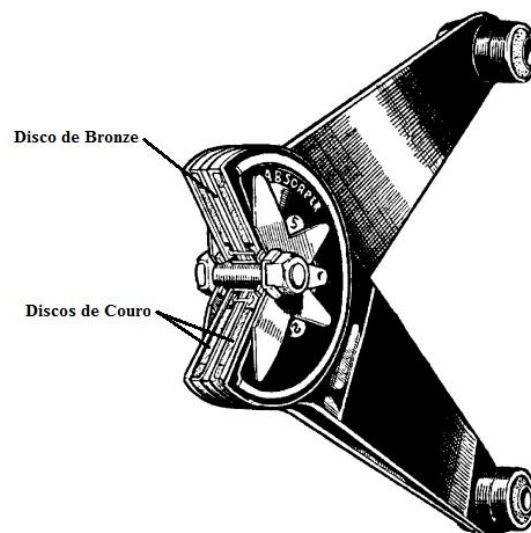


Figura 1 – Amortecedor de tesoura de Andre-Hartford¹

¹ Figura livremente adaptada de DIXON (2007)

No entanto, esse tipo de amortecedor logo caiu em desuso devido a sua performance limitada, pois a força de amortecimento era independente da velocidade de excitação, diferente do que é visto nos amortecedores atuais.

Pouco tempo depois, em meados da década de 30, a empresa de suspensão automotiva Monroe adapta o projeto de um amortecedor hidráulico telescópico utilizado no trem de pouso de uma aeronave para o uso em automóveis, que acabou se tornando o padrão para os amortecedores automotivos e predomina até os dias atuais, sendo então o modelo sobre o qual será baseado esse projeto. Seu princípio de funcionamento baseia-se na geração de forças pela passagem de um fluido por orifícios presentes em um pistão que trabalha no interior de uma câmara.

Desde o surgimento do amortecedor telescópico, seu projeto vem sendo aperfeiçoado, dando origem a modelos diversos, mas que utilizam o mesmo princípio, sendo os mais comuns o duplo-tubo, o mono-tubo e o mono-tubo com pistão flutuante que separa o óleo do gás. A figura abaixo mostra os 3 tipos:

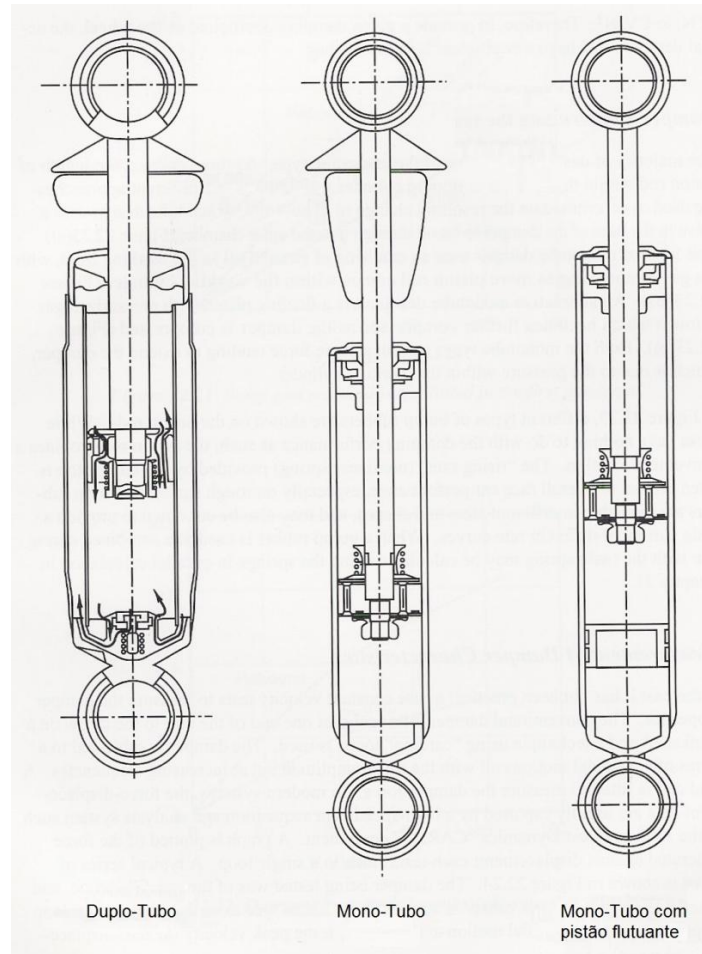


Figura 2 - Tipos de Amortecedor Telescópico¹

O tipo de amortecedor telescópico escolhido para o projeto foi o Mono-Tubo com pistão flutuante, pelas seguintes vantagens apresentadas:

- Fabricação simples, pois pode ser fabricado utilizando-se apenas processos de usinagem e soldagem, dispensando processos de conformação, que demandam ferramentas e maquinário especiais.
- Massa reduzida, pois não possui o tubo externo presente no Duplo-Tubo e também necessita de um volume menor de fluido no interior da câmara.
- Menor número de componentes, pois dispensa a utilização da válvula na base do amortecedor.
- Menor tendência à cavitação, devido à presença do pistão flutuante que reduz a queda de pressão durante o movimento de extensão do amortecedor, aumentando assim sua vida útil e melhorando a sua performance.

¹ Figura livremente adaptada de ATHERDEN (2004)

Porém, esse tipo de amortecedor possui algumas desvantagens em relação aos outros tipos, são elas:

- Menos compacto do que o mono-tubo, devido à presença da câmara de expansão preenchida com ar.
- O pistão flutuante tende a apresentar vazamentos com um longo tempo de uso, apresentando vida útil menor do que outros tipos de amortecedor.

Portanto, as vantagens apresentadas se sobrepõem às desvantagens, levando à escolha do amortecedor do tipo mono-tubo com pistão flutuante para a elaboração deste trabalho.

4. DEFINIÇÕES

Neste capítulo serão introduzidos os principais componentes de um amortecedor e da suspensão de um veículo a fim de criar recursos para o entendimento da discussão das características técnicas do amortecedor que serão apresentadas nos capítulos seguintes.

4.1. COMPONENTES DO AMORTECEDOR

Um amortecedor telescópico possui diversos componentes, cada um com uma função específica no seu funcionamento. Os componentes abaixo serão descritos mais profundamente:

- Corpo
- Pistão
- Haste
- Pistão Flutuante e Reservatório de Expansão
- Válvulas
- Componentes de Ajuste

4.1.1. CORPO

O corpo do amortecedor é composto de uma câmara cilíndrica que possui múltiplas funções. Sua função principal é conter o fluido de trabalho do amortecedor (óleo em geral) que será responsável por gerar a força de amortecimento. A face interior do cilindro forma a região por onde o pistão deslizará e deve propiciar a vedação necessária para que o pistão desempenhe sua função corretamente.

Além disso, o corpo é responsável por acomodar os elementos de vedação e apoio da haste que permitirão o seu deslocamento alinhado com o eixo axial sem que o fluido vaze para o

exterior do cilindro, e também é responsável por receber as peças de montagem das molas e os pontos de fixação do amortecedor à estrutura do veículo (olhais de fixação).

O corpo deve ser projetado de forma a resistir às pressões hidrostáticas induzidas pela velocidade de deslocamento da haste e os pontos de apoio das molas e dos olhais de fixação também devem fornecer a resistência adequada aos impactos gerados ao atingir os obstáculos da pista.

4.1.2. PISTÃO

O pistão é o elemento responsável por dividir o corpo em duas câmaras de óleo seladas, durante os movimentos de extensão e contração do amortecedor. A comunicação entre essas duas câmaras é feita por meio dos orifícios no pistão. O tamanho e a forma desses orifícios é o que determina o coeficiente de amortecimento e por consequência a força gerada pelo diferencial de pressão entre as duas câmaras citadas anteriormente.

4.1.3. HASTE

A função da haste é conectar o pistão ao olhal de fixação, este por sua vez é fixado à estrutura do veículo, transmitindo assim os movimentos da massa não amortecida à carroceria do veículo. Ela também recebe elementos de fixação das molas e deve ser projetada de forma a resistir às cargas de flambagem provenientes do amortecimento dos impactos gerados pelas irregularidades do solo.

4.1.4. PISTÃO FLUTUANTE

Este componente possui a função de dividir o corpo do amortecedor, criando uma câmara de ar selada segregada do óleo de trabalho do amortecedor. Essa câmara de ar é conhecida como reservatório de expansão e sua presença é necessária para acomodar o volume da haste que entra no corpo do amortecedor quando o amortecedor sofre compressão, pois o fluido de amortecimento é praticamente incompressível e também para acomodar a expansão térmica do fluido ao se aquecer durante o trabalho. Ou seja, conforme a haste se move em direção ao interior do corpo do amortecedor, o aumento do volume no interior do

corpo faz com que o pistão flutuante se movimente e reduza o volume da câmara de ar, comprimindo o ar no seu interior.

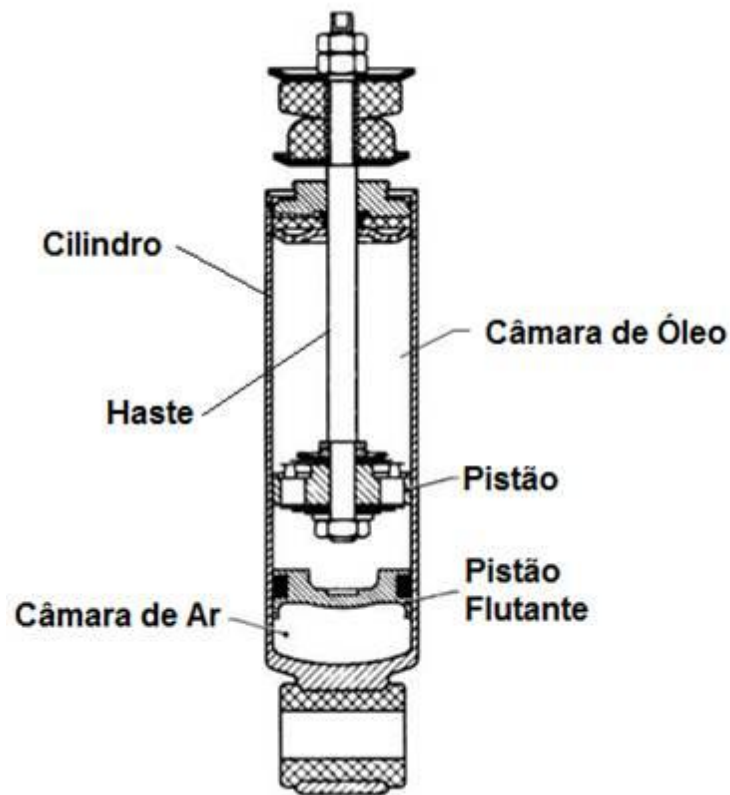


Figura 3 – Pistão flutuante separando câmaras de ar e óleo¹

4.1.5. VÁLVULAS

As válvulas são feitas de discos de fina espessura e são agrupados uns em cima dos outros formando um conjunto de válvula. Esse conjunto por sua vez é montado em ambos os lados do pistão. A função das válvulas é controlar o fluxo do óleo que passa pelo pistão, controlando a transição do amortecimento de baixa velocidade para o de alta velocidade.

¹ Figura livremente adaptada de DIXON (2007)

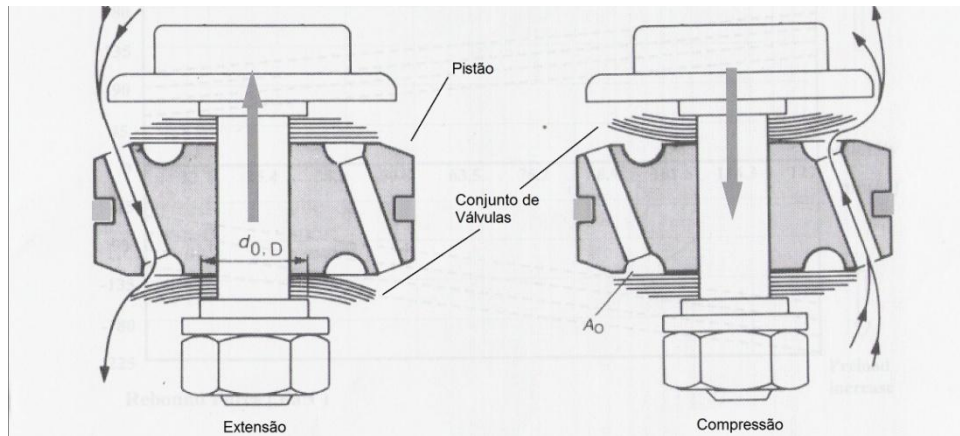


Figura 4 – Trabalho das Válvulas durante Compressão e Extensão do Amortecedor¹

4.1.6. COMPONENTES DE AJUSTE

Os componentes de ajuste permitem alterar as características de amortecimento na compressão e extensão do amortecedor através de controle das válvulas do pistão e da introdução de válvulas agulha no interior da haste que podem ser reguladas para permitir maior ou menor passagem de fluido.

O uso de componentes de ajuste também será evitado devido à complexidade da fabricação da válvula agulha, além de adicionar massa ao sistema do amortecedor e aumentar o custo de fabricação do mesmo.

4.2. COMPONENTES DA SUSPENSÃO

Os componentes da suspensão que fazem interface com o amortecedor são as balanças da suspensão, elas são responsáveis por conectar as rodas à estrutura do veículo, por meio da manga de eixo, transmitindo o movimento das rodas para a carroceria. Os amortecedores são fixados nessas balanças para controlar as oscilações provenientes dos desníveis presentes no terreno.

O protótipo de off-road (Baja) em estudo utiliza diferentes configurações de suspensão na traseira e na dianteira do veículo, o que faz com que o amortecedor trabalhe com diferentes geometrias de movimento e esforços mecânicos.

¹ Figura livremente adaptada de ATHERDEN (2004)

4.2.1. SUSPENSÃO DIANTEIRA

Na dianteira do veículo, utiliza-se o tipo de suspensão Duplo-A ou Double Wishbone, na língua inglesa. Este tipo de suspensão consiste de duas balanças independentes, vulgarmente conhecidas como triângulos ou “As”, montados em planos sobrepostos. Cada balança possui dois pontos de articulação na estrutura e um ponto de articulação na manga de eixo e o amortecedor geralmente é fixado na balança inferior, conforme mostrado na figura abaixo:

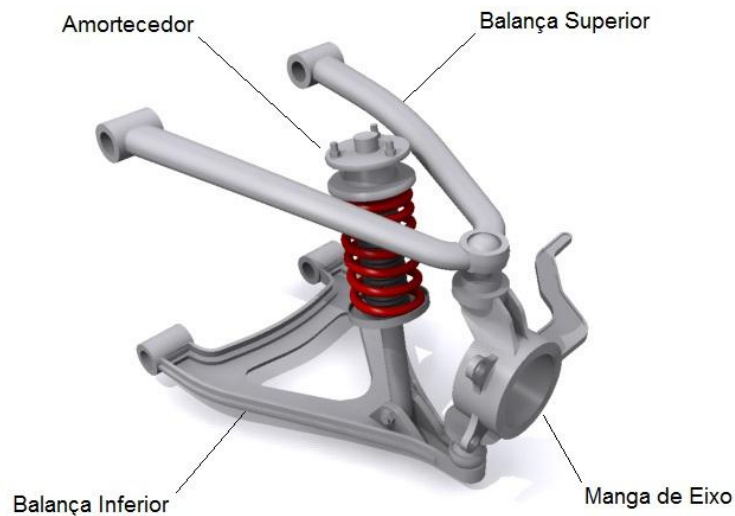


Figura 4 – Suspensão do tipo Duplo-A¹

Devido à geometria desse tipo de suspensão, durante o movimento vertical da roda, a balança descreve uma trajetória em arco, fazendo com que a direção da força aplicada no amortecedor se desvie do seu eixo longitudinal, gerando componentes que atuam na flambagem da haste e também na flexão da mesma. Porém, a carga de flexão possui magnitude inferior à de flambagem e por esse motivo pode ser desprezada durante o dimensionamento da haste do amortecedor dianteiro.

4.2.2. SUSPENSÃO TRASEIRA

Na traseira do veículo, utiliza-se o tipo de suspensão de Eixo Rígido. Este tipo de suspensão consiste de duas balanças independentes, mas que por serem fixadas ao eixo

¹ Figura livremente adaptada de www.carbibles.com

acabam se tornando dependentes, ou seja caso uma das rodas atinja um obstáculo e se mova verticalmente, a outra roda acompanhará o movimento. Cada balanço possui um ponto de articulação na estrutura e um ponto de fixação no eixo e o amortecedor, no caso do protótipo em estudo, é fixado na balanço.

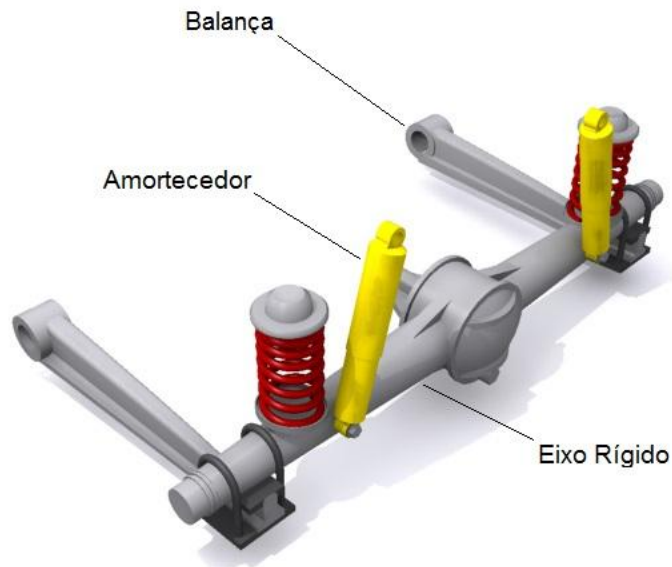


Figura 5 - Suspensão do tipo Balança Rígida¹

A geometria desse tipo de suspensão, possui um comportamento semelhante à da suspensão Duplo-A, tendo em vista que a balanço também descreve uma trajetória em forma de arco durante o movimento vertical da roda. Porém, pelo mesmo motivo apresentado na suspensão dianteira, as forças que contribuem para a flexão da haste serão desprezadas durante o dimensionamento da haste do amortecedor traseiro.

¹ Figura livremente adaptada de www.carbibles.com

5. TEORIA UTILIZADA

No decorrer deste capítulo, será descrita toda a teoria necessária para se modelar um amortecedor a fim de fabricá-lo. Será apresentada a teoria dinâmica e de vibrações aplicável ao veículo e o papel desempenhado pelo amortecedor, seguida pela dinâmica do amortecedor em si, descrevendo seus movimentos e características de operação e por fim, a teoria de mecânica dos fluidos necessária para a escolha correta do fluido e dimensionamento do orifício.

5.1. DINÂMICA VEICULAR

Para se dimensionar apropriadamente o coeficiente de amortecimento do amortecedor, faz-se necessário modelar o comportamento dinâmico da suspensão para compreender a influência do coeficiente de amortecimento em conjunto com os demais parâmetros selecionados para a suspensão, como: massa do veículo, a constante elástica da mola (k), entre outros.

Existem diversos possíveis modelos a serem utilizados para se compreender como o sistema de suspensão do veículo irá responder às solicitações da superfície ou do piloto.

O mais simples deles é o modelo de um quarto de veículo, o qual se baseia em um sistema massa-mola-amortecedor para estudar a resposta às excitações da pista em uma única roda do veículo, desconsiderando o efeito da pista sobre as outras rodas do veículo.

Esse modelo pode ser desenhado de várias formas, sendo as mais usuais a forma com 1 grau de liberdade e a forma com 2 graus de liberdade que considera o pneu como um elemento flexível com uma determinada constante elástica.

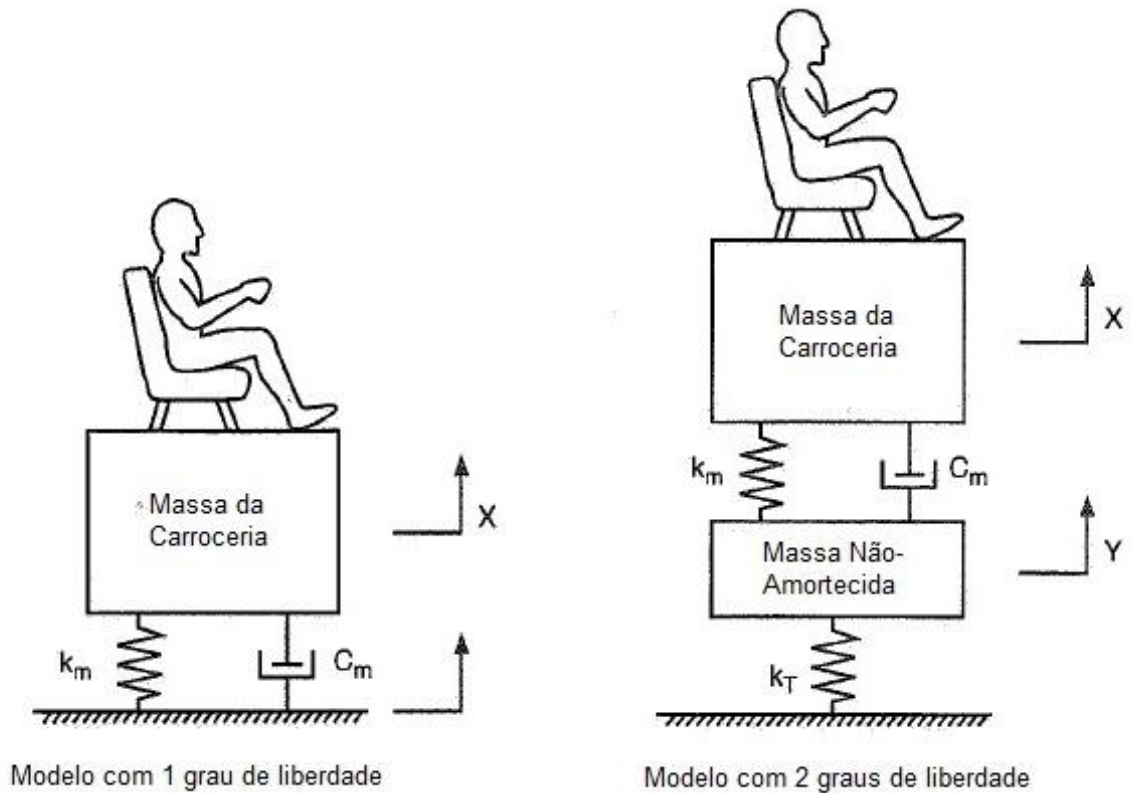


Figura 6 - Modelos de Um Quarto de Veículo¹

O modelo escolhido para o estudo foi o de um grau de liberdade, pois além da dificuldade de se encontrar dados sobre o k dos pneus, não há muita perda de coerência assumindo o pneu como sendo rígido.

Embora, esse modelo seja uma simplificação do sistema de suspensão do veículo, é possível extrair informações muito importantes que auxiliarão a determinação correta do coeficiente de amortecimento.

Uma informação importante que pode ser obtida a partir desse modelo é a equação de movimento do sistema:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (1)$$

A equação (1) pode ser reescrita como:

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_N\dot{x} + \omega_N^2x = 0 \quad (2)$$

¹ Figura livremente adaptada de MILLIKEN, MILLIKEN (1995)

A solução dessa equação para o caso sub-amortecido, que é o caso abordado nesse estudo, será:

$$x = x_0 e^{-\xi \omega_N t} \sin(\omega_D t + \Phi) \quad (3)$$

A equação (3) ser comparada com a solução para o caso não-amortecido:

$$x = x_0 \sin(\omega_N t + \Phi) \quad (4)$$

E sabendo que:

$$\omega_D = \omega_N \sqrt{1 - \xi^2} \quad (5)$$

Onde: ω_D = frequência natural amortecida

ω_N = frequência natural não amortecida

ξ = fator de amortecimento

É possível notar pela equação (5) que a frequência natural amortecida (ω_D) é menor que a frequência natural não amortecida (ω_N) e também que a parcela adicional $e^{-\xi \omega_N t}$, que é responsável pelo decaimento das oscilações com a passagem do tempo, depende do fator de amortecimento (ξ) e da frequência natural não amortecida (ω_N), sendo esses os fatores mais importantes para controle das oscilações da suspensão.

A frequência natural não amortecida é representada pela seguinte equação:

$$\omega_N = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (6)$$

Onde: k = Constante Elástica da Mola [N/mm]

m = Massa Amortecida [Kg], que equivale à massa do veículo e do seu ocupante desconsiderando o peso dos componentes que não estão suspensos pelo amortecedor (e.g. rodas e manga de eixo)

Esses dados dependem do projeto do veículo e foram baseados no protótipo da competição de 2012/2013, que possuía aproximadamente 70Kg distribuídos em cada roda e o k escolhido foi 34kN/m nas molas dianteiras e 41kN/m nas molas traseiras.

Essa diferença entre os coeficientes elásticos das molas dianteiras e traseiras é consequência da adoção de uma recomendação encontrada em literaturas especializadas em suspensão automotiva que recomendam a utilização do critério de Olley, determinando que a rigidez da suspensão dianteira deve ser 1/3 inferior à da suspensão traseira para permitir que assim que a suspensão dianteira sofra uma excitação do terreno e comece a atingir a frequência natural de oscilação, a suspensão traseira elimine a ressonância proporcionando assim maior estabilidade do veículo e maior conforto do passageiro.

Outro fator importante para o controle das oscilações da suspensão é o fator de amortecimento (ξ), que é uma relação entre o coeficiente de amortecimento C [Ns/m] e o coeficiente de amortecimento crítico C_{crit} [Ns/m]. O amortecimento crítico é definido como nível de amortecimento que permite que uma massa, ao ser liberada de uma posição diferente da original, retorne à sua posição em estado permanente sem ultrapassá-la. Pode ser matematicamente representada por:

$$\xi = \frac{C}{C_{crit}} = \frac{C}{\sqrt{2Km}} \quad (7)$$

O fator de amortecimento caracteriza a resposta do veículo no tempo durante uma perturbação inicial e serve de importante ferramenta para analisar o comportamento das oscilações no domínio do tempo. A figura a seguir demonstra o comportamento do sistema diante de um pulso unitário para 12 diferentes fatores de amortecimento.

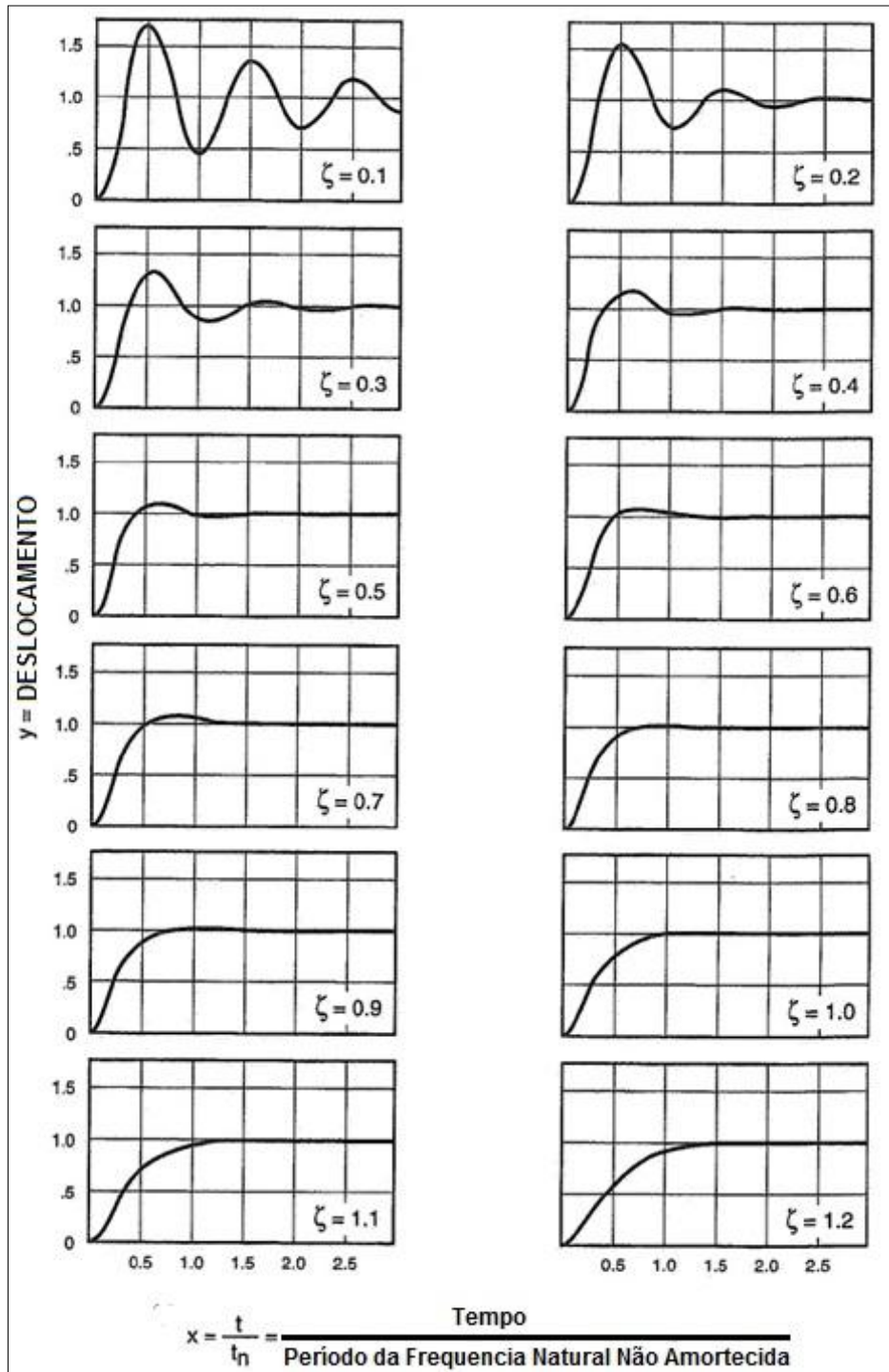


Figura 7 – Resposta do sistema para diferentes Fatores de Amortecimento¹

Ao analisar essa figura, nota-se que o primeiro fator de amortecimento que proporciona uma única oscilação antes da estabilização é em $\zeta = 0.7$. Diversas fontes da literatura

¹ Figura livremente adaptada de MILLIKEN, MILLIKEN (1995)

automobilística afirmam que esse fator de amortecimento é o ideal para o deslocamento vertical do veículo, pois proporciona o melhor tempo de resposta evitando oscilações excessivas durante o tempo de estabilização e também propicia uma suspensão rígida o suficiente para melhor performance em curvas e ao mesmo tempo macia o suficiente para manter as rodas do veículo sempre em contato com o solo e prover conforto aos ocupantes.

Portanto, de posse dessa informação e sabendo o coeficiente elástico (K) da mola e a massa distribuída em cada roda, tem-se o coeficiente de amortecimento necessário para os amortecedores dianteiro e traseiro:

Coeficiente de Amortecimento do Amortecedor Dianteiro	Coeficiente de Amortecimento do Amortecedor Traseiro
1830 Ns/m	2500 Ns/m

5.2. DINÂMICA DO AMORTECEDOR

Existem dois movimentos que o amortecedor realiza durante a sua operação, o movimento de compressão, quando o amortecedor reduz seu comprimento com o deslocamento da haste para o interior do seu corpo, e o movimento de extensão, no qual ocorre o inverso do descrito anteriormente. Para que o amortecedor funcione corretamente, o pistão deve ser projetado de forma a oferecer pouca resistência ao movimento de compressão e muita resistência ao movimento de extensão.

Essa característica é necessária para evitar que os componentes da suspensão sofram grandes tensões durante impactos com obstáculos no solo, deixando assim que a energia do impacto seja absorvida em parte pelas molas e o amortecedor trabalhe mais dissipando a energia durante a subida, controlando a força de distensão das molas e evitando assim que o veículo “quique” e que as suas rodas acabem perdendo contato com o solo, o que poderia resultar em perda de tração ou de aderência em curvas.

Durante a realização desses movimentos, a câmara do amortecedor sempre estará dividida em duas partes pelo pistão. Uma face do pistão estará enxergando uma alta pressão gerada pela resistência da passagem do fluido pelo orifício, enquanto que na face oposta do pistão, haverá uma queda abrupta da pressão na câmara.

Essa depressurização representa um grave problema para os amortecedores, pois durante a sua operação a pressão da câmara pode cair abaixo da pressão de vapor do fluido de amortecimento e causar o aparecimento de bolhas em meio ao fluido. Esse fenômeno é conhecido na literatura como cavitação e os seus efeitos são: O comportamento do amortecedor começa a operar em uma região fora de projeto, pois quando as bolhas geradas encontram áreas de alta pressão elas implodem, afetando as características do escoamento de forma complexa e de difícil previsão; e além disso a cavitação também acelera o processo de desgaste dos componentes do amortecedor.

O projeto do amortecedor deve considerar a inclusão de componentes que garantam a operação livre de cavitação, o que pode ser obtido por meio da adoção de uma câmara de expansão que acomoda gás em seu interior e é separada do óleo por um pistão flutuante. Com isso, a queda de pressão é minimizada durante o movimento de extensão do amortecedor, pois a câmara de expansão se encontrará pressurizada devido à redução do seu volume provocado pelo deslocamento do volume da haste para o interior do corpo do amortecedor.

5.3. MECÂNICA DOS FLUIDOS

Esta seção expõe a teoria de mecânica dos fluidos necessária para selecionar corretamente o de trabalho do amortecedor e para o dimensionamento do orifício do pistão que será responsável pelo amortecimento.

5.3.1. SELEÇÃO DO FLUIDO DE AMORTECIMENTO

O fluido de amortecimento comumente utilizado nos amortecedores modernos é o óleo mineral fino, no entanto há diversas opções de óleos disponíveis no mercado que também podem ser utilizados em amortecedores e alguns amortecedores até utilizam ar como fluido de amortecimento. O que diferencia esses fluidos e suas aplicações são as suas propriedades, portanto possui uma análise dessas propriedades é de extrema importância para a seleção do fluido de trabalho ideal. As propriedades mais relevantes para a análise são a massa específica e a viscosidade.

5.3.1.1. VISCOSIDADE

A viscosidade absoluta (ou dinâmica), representada pela letra grega mu (μ) de um fluido é definida por FOX *et al.* (2011) como sendo uma constante de proporcionalidade que relaciona a tensão de cisalhamento que um fluido sofre com uma determinada taxa de deformação, em um escoamento cisalhante puro:

$$\tau_{xy} = \mu \frac{du}{dy} \quad (8)$$

A viscosidade dinâmica possui unidade de Ns/m² e seu papel é fundamental na performance do amortecedor, tendo em vista que influencia diretamente no número de Reynolds que será utilizado para dimensionar o orifício do pistão, como será visto na seção 5.3.2.

Um ponto importante que deve ser notado é que a viscosidade dos óleos minerais em geral varia amplamente em função da temperatura, com quedas de 2% por cada aumento de 1°C, de acordo com DIXON (2007). A figura a seguir ilustra esse fenômeno:

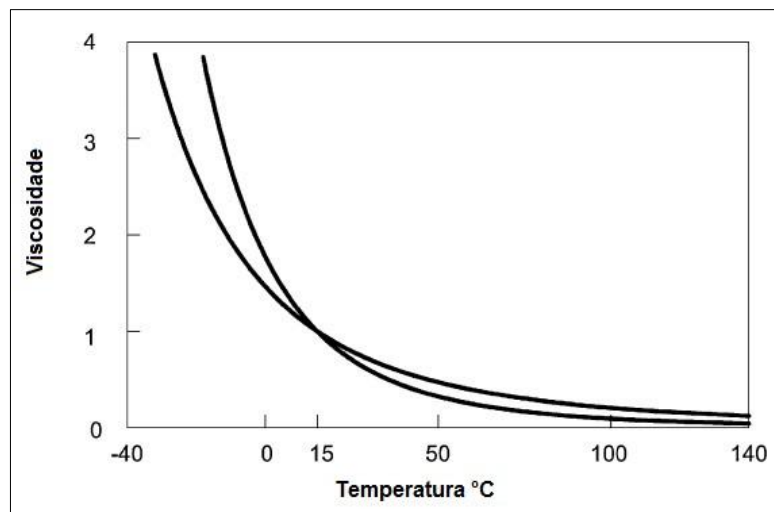


Figura 8 – Variação da Viscosidade de Óleos Minerais em função da Temperatura¹

Esse efeito da temperatura sobre a viscosidade é indesejável, pois torna a performance do amortecedor variável e deve-se escolher o fluido de forma a reduzir esse efeito. Para isso, o uso de um óleo sintético multi-grade (SAE 10W-30, por exemplo) é recomendável pois possui polímeros em sua composição que reduzem o efeito da temperatura sobre a viscosidade. Embora o custo do óleo acima seja maior do que os óleos minerais leves

¹ Adaptada livremente de DIXON (2007)

comuns, o fato de apresentar menor variação de viscosidade com a temperatura é uma grande vantagem, tornando-se uma boa escolha para uso no amortecedor.

5.3.1.2. MASSA ESPECÍFICA

A massa específica, geralmente representada pela letra grega rho (ρ), é a expressão da massa por unidade de volume:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad [kg/m^3] \quad (9)$$

A massa específica do líquido também possui um importante efeito na performance do amortecedor pois, como será visto a seguir, possui influência direta na Equação de Bernoulli.

De acordo com DIXON (2007), a massa específica da maioria dos óleos minerais gira em torno de 860 kg/m^3 e dependem do tamanho das moléculas de hidrocarboneto que compõem o óleo, de forma que maiores moléculas proporcionam maiores massas específicas, porém esse valor é uma boa escolha para o fluido de amortecimento pois sua massa específica se encontra numa faixa ideal por não gerar forças de amortecimento muito altas e nem muito baixas. O uso de ar ou nitrogênio como fluido de amortecimento foi descartado devido à sua baixa massa específica e por ser um fluido compressível, o que não produziria a força de amortecimento necessária.

A variação de temperatura do fluido também influencia na massa específica do óleo mineral, porém a variação é muito menor se comparada com a variação da viscosidade (a massa específica varia em torno de $-0,1\%/^{\circ}\text{C}$, enquanto que a viscosidade chega a variar $-2\%/^{\circ}\text{C}$) e portanto, pode ser desconsiderada.

Logo, o fluido escolhido para o amortecedor foi o SAE 10W-30, que possui as seguintes propriedades:

GRAU SAE		10W/30
Densidade @ 20/4°C		0,8865
Ponto de Fulgor (VA)	(°C)	230
Ponto de Fluidez	(°C)	-39
Viscosidade @ -35°C	(cP)	41.000
Viscosidade @ 40°C	(cSt)	54,1
Viscosidade @ 100°C	(cSt)	9,34
Índice de Viscosidade		156
Corr. em Lâmina de Cobre @ 3Hs e 100°C		1b

Figura 9 – Propriedades do Óleo SAE 10W-30¹

5.3.2. DIMENSIONAMENTO DO ORIFÍCIO DO PISTÃO

O orifício presente no pistão do amortecedor é o responsável direto pelo coeficiente de amortecimento, pois ele gera uma perda de carga no fluido que escoar da câmara em compressão para a câmara em descompressão. Essa perda de carga é resultante em grande parte das perdas de entrada e de saída do orifício, que variam em função da geometria e forma das bordas de entrada e de saída e do diâmetro e do comprimento do orifício, e também da geometria do tubo.

Esta seção mostrará a teoria aplicada no desenvolvimento de um algoritmo que irá auxiliar o projeto do amortecedor e os resultados obtidos a partir do uso desse algoritmo.

Para modelar a perda de carga no orifício, duas abordagens devem ser analisadas quanto a sua aplicação, a Teoria da Placa de Orifício de Bernoulli e a Equação de Bernoulli para conservação de energia no fluxo de um fluido.

5.3.2.1. TEORIA DA PLACA DE ORIFÍCIO

Embora não venha a ser utilizada no presente contexto, devido à frequência em que aparece o dimensionamento da perda de carga em orifícios, será feito um breve comentário a respeito da Teoria da Placa de Orifício. Essa teoria é mais utilizada para medir vazão em tubulações por meio da imposição de uma perda de carga que pode ser calculada com a utilização de parâmetros adimensionais empíricos C (coeficiente de descarga) e K

¹ Retirada de www.br.com.br

(coeficiente de vazão) que são dependentes do Número de Reynolds do escoamento e da razão entre os diâmetros do tubo e do orifício ($\beta = d/D$).

No entanto, há algumas restrições para a utilização dessa teoria, uma delas é o posicionamento do orifício, que deve ser concêntrico com a tubulação, de acordo FOX *et al.* (2011), o que é bastante difícil de se obter em um desenho de amortecedor convencional pois a haste ocupa a posição central do pistão, forçando os orifícios a serem posicionados excêntrica ao pistão. Além disso, há também a condição de que o orifício não pode ser menor do que 1/2" e a espessura do pistão não pode exceder 5% do valor do diâmetro do tubo de acordo com WHITE (2001) Isso resultaria em um pistão muito fino que não seria capaz de resistir às forças resultantes dos impactos absorvidos pelo amortecedor.

Portanto, o uso dessa teoria foi descartada e a Equação de Bernoulli será utilizada para dimensionar a perda de carga no orifício.

Antes de apresentar a Equação de Bernoulli, será descrito o número de Reynolds e sua utilização nessa equação.

5.3.2.2. NÚMERO DE REYNOLDS

O número de Reynolds representa a relação entre o transporte de quantidade de movimento devido aos efeitos conectivos e difusivos, sendo um parâmetro adimensional que pode ser utilizado para determinar o regime do escoamento de um fluido, sendo representado matematicamente pela fórmula:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (10)$$

Onde:

ρ = Massa Específica [Kg/m³]

V = Velocidade do Fluido [m/s]

D = Diâmetro Característico [m]

μ = Viscosidade Dinâmica [Ns/m²]

ν = Viscosidade Cinemática [m²/s]

Para fins de engenharia, existem apenas dois tipos de regime que o escoamento pode assumir:

- Laminar $Re < 2300$
- Turbulento $Re > 2300$

O regime no qual o escoamento se encontra influencia na magnitude das forças produzidas pelo amortecedor, já que há equações que variam de acordo com o número de Reynolds, como por exemplo, a equação para o cálculo das perdas maiores (h_l) que será mostrada posteriormente neste capítulo.

5.3.2.3. A LEI DE CONSERVAÇÃO DE MASSA E A EQUAÇÃO DE BERNOULLI

A Lei de Conservação de Massa é necessária para determinar a velocidade no interior do canal do orifício e conseqüentemente o número de Reynolds do escoamento nessa região. A lei afirma que para um dado volume de controle, a soma das massas que entram tem de ser igual à soma das massas que deixam o volume de controle.

Matematicamente a Lei de Conservação pode ser representada pela expressão:

$$\sum_i (V_i A_i)_{entrada} = \sum_i (V_i A_i)_{saída} \quad (11)$$

O volume de controle foi delimitado entre as faces inferior e superior do pistão e o canal do orifício, conforme figura abaixo:

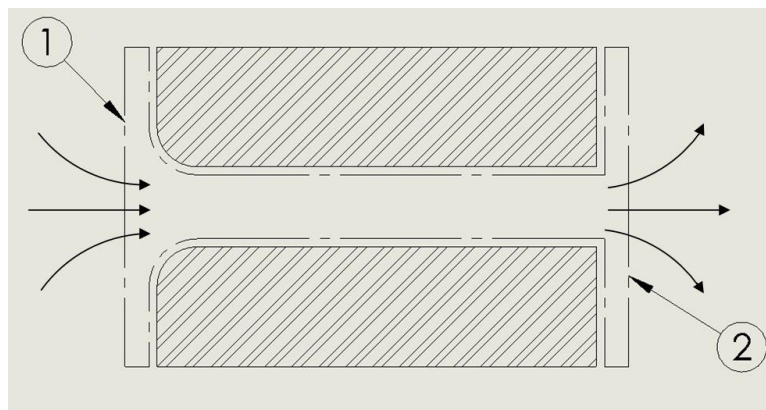


Figura 10 – Volume de Controle do Orifício

As regiões 1 e 2 mostradas na figura são as de entrada e de saída respectivamente. Porém, essa definição depende do sentido de deslocamento do pistão, ou seja, ambas as regiões podem se comportar como entrada ou saída, dependendo desse sentido.

A Equação de Bernoulli expressa a conservação de energia no escoamento de um fluido incompressível ao longo de uma linha de corrente. A expressão matemática para a Equação de Bernoulli é dada por:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 + \rho g h_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 + \rho g h_2 + h_l + h_{lm} \quad (12)$$

Essa expressão demonstra que haverá uma perda de energia mecânica (de pressão, cinética e/ou potencial) durante a passagem do fluido pelo orifício, representada pelas parcelas de perdas distribuídas (h_l) e perdas localizadas (h_{lm}). Para o caso analisado, será desconsiderada a perda potencial, pois a variação de nível do fluido é desprezível.

• CÁLCULO DAS PERDAS DISTRIBUÍDAS (h_l)

As perdas distribuídas são causadas por efeitos de atrito no escoamento em tubos de seção constante. O efeito do atrito pode ser mensurado através do uso do fator de atrito (f) na equação das perdas distribuídas:

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \rho \quad (13)$$

Onde:

L = Comprimento do Canal do Orifício [m]

D = Diâmetro do orifício [m]

O fator de atrito depende do Número de Reynolds do escoamento (Re), caso o escoamento seja laminar, o fator de atrito será:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (14)$$

Se o escoamento for turbulento, o fator de atrito pode ser determinado por meio da equação de Moody, obtida já simplificada de DIXON (2007):

$$f = 0.0055 \left[1 + \left(20000 \frac{e}{D} + \frac{10^6}{Re} \right)^{1/3} \right] \quad (15)$$

Onde:

e = Rugosidade [mm]

A rugosidade foi considerada como sendo 0.0008mm (0.8 μ m), resultante da usinagem do orifício com operação de furação e posterior alargamento.

• CÁLCULO DAS PERDAS LOCALIZADAS (h_{lm})

As perdas localizadas são divididas em dois grupos: Perdas de Entrada e Perdas de Saída.

Essas podem ser calculadas pela equação:

$$h_{lm} = K \frac{V^2}{2} \rho \quad (16)$$

Onde, V é a velocidade no orifício, que pode ser calculada pela lei de conservação de massa, e K é o coeficiente de perda, que é determinado experimentalmente e possui valores tabelados que dependem da geometria da entrada e da saída do orifício.

○ PERDAS DE ENTRADA

As perdas de entrada são causadas pela separação do escoamento ao passar pelas bordas do orifício, formando pequenos vórtices no escoamento do fluido. A aparição desses vórtices resulta em uma redução do diâmetro efetivo do escoamento no orifício, forçando o fluido a acelerar-se para passar por essa área reduzida, conhecida como '*vena contracta*', conforme mostrado na figura a seguir.

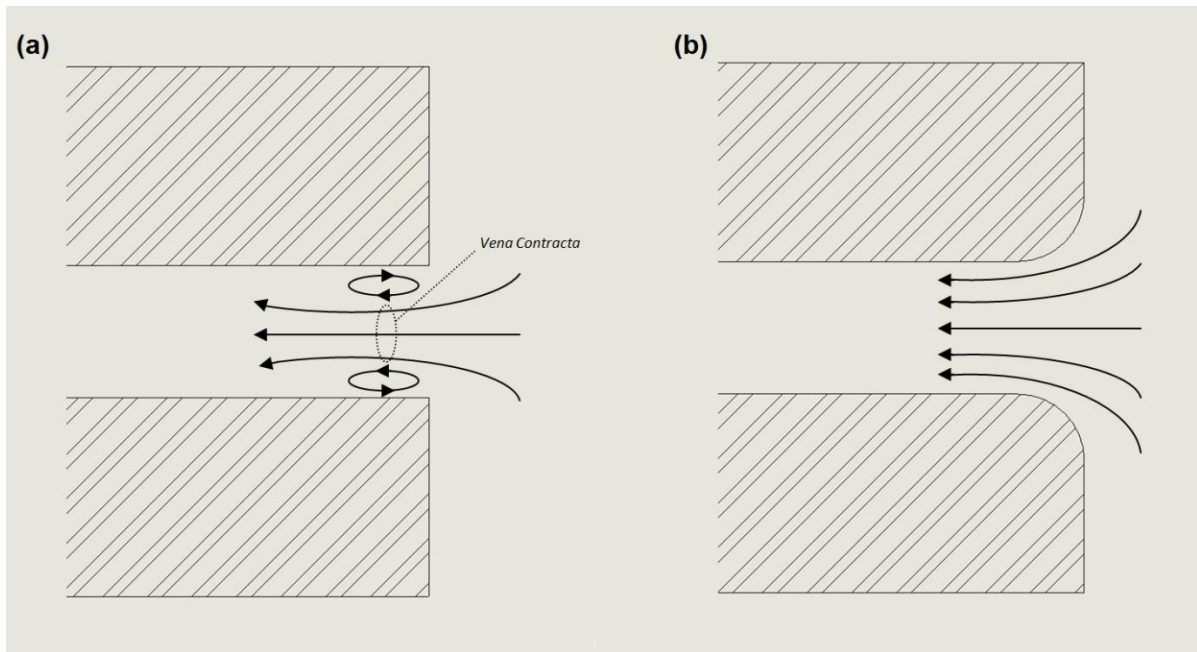


Figura 11– Formação de vórtices e aparição da *Vena Contracta*

O coeficiente de perda (K) depende da geometria da entrada do orifício e pode ser obtido do gráfico abaixo:

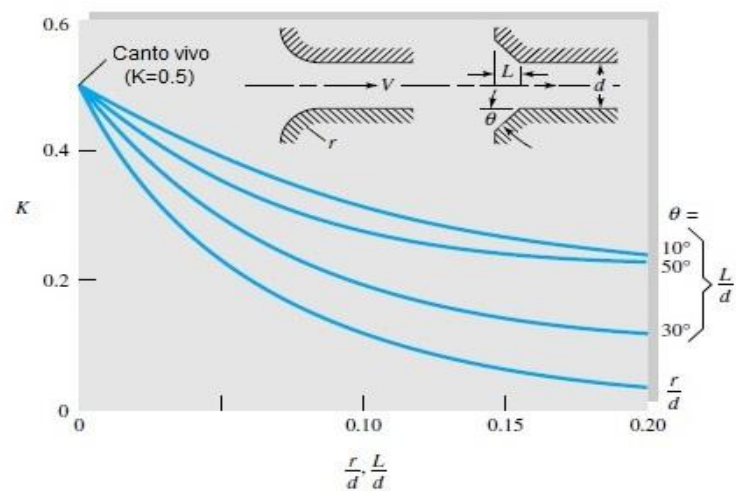


Figura 12 - Variação do Coeficiente de perda (K) em função da geometria da entrada do orifício¹

As 3 geometrias básicas acima (canto vivo, chanfrada e arredondada) serão estudadas para definir o melhor formato do pistão. Entradas com cantos vivos introduzem uma grande perda de carga ao escoamento, devido á grande formação de vórtices, enquanto que

¹ Adaptada livremente de WHITE (2001)

entradas com chanfros (em ângulo) reduzem essa perda e entradas arredondadas geram uma perda de carga menor ainda dependendo do raio do arredondamento.

○ **PERDAS DE SAÍDA**

As perdas de carga de saída aparecem por conta da expansão descontrolada do fluido ao sair de um orifício de pequeno diâmetro para um grande reservatório, causando a dissipação quase que por completo da energia cinética do fluido. Para o caso em estudo, o coeficiente de perda para a saída assumirá o valor unitário.

Dessa forma, a equação de Bernoulli pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \rho \left[\left(K_{entrada} \frac{(V_{orifício})^2}{2} + K_{saída} \frac{(V_{orifício})^2}{2} + h_l \right) n + \frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2} \right]$$

Onde, n é o número de orifícios presentes no pistão.

Para auxiliar no cálculo das diversas configurações possíveis que determinarão a melhor geometria do orifício, foi elaborado um algoritmo no software Mathcad [ver anexo I], que permite variar parâmetros importantes no dimensionamento do orifício, como por exemplo, diâmetro do orifício, diâmetro da câmara do amortecedor, geometria da entrada, entre outros, de modo a compreender a influência desses parâmetros no amortecimento.

Com o uso do algoritmo foram obtidos os resultados abaixo, que foram determinantes para a escolha do número e do diâmetro ideal dos orifícios e da geometria das suas entradas e saídas.

O diâmetro do orifício foi escolhido em função do Coeficiente de Amortecimento resultante na extensão, considerando uma velocidade do pistão de referência de 1m/s.

Segue abaixo a tabela com os dados obtidos através do uso do algoritmo:

Diâmetro do Orifício [mm] com n = 4 orifícios	Coefficiente de Amortecimento em Extensão [Ns/m]
4	13576
4.5	8360
5	5413
5.5	3650
6	2469
6.5	1776
7	1661

Analisando a tabela, os diâmetros que proporcionam valores mais próximos do C estipulado pela análise dinâmica (2500Ns/m para o amortecedor traseiro e 1830Ns/m para o dianteiro) são:

- 6mm para o orifício do pistão do amortecedor traseiro, que gera um valor bem próximo do estipulado (2% menor)
- 6.5mm para o orifício do pistão do amortecedor dianteiro, valor também próximo do estipulado (3% menor).

É possível se projetar o orifício de forma a atingir exatamente o C calculado originalmente, no entanto, o diâmetro necessário para a broca e os alargadores fugiria das dimensões comerciais e demandariam a fabricação de ferramentas sob encomenda, o que encareceria demais o projeto.

Como foi explicado no capítulo 4, o amortecedor deve possuir dois tipos diferentes de comportamento, pois deve oferecer pouca resistência ao movimento durante o movimento descendente da massa do veículo e deve oferecer uma grande resistência durante o movimento ascendente. Para atingir esse objetivo, foram adicionados 4 orifícios ao pistão de ambos os amortecedores para reduzir a força durante a compressão e a geometria das entradas escolhida foi Arredondamento com raio de 1mm na face de compressão e Canto Vivo na face de Extensão. Essa escolha é justificada pelo gráfico abaixo, gerado com os resultados do algoritmo, que demonstra a força de amortecimento em função do diâmetro e da geometria da borda do orifício.

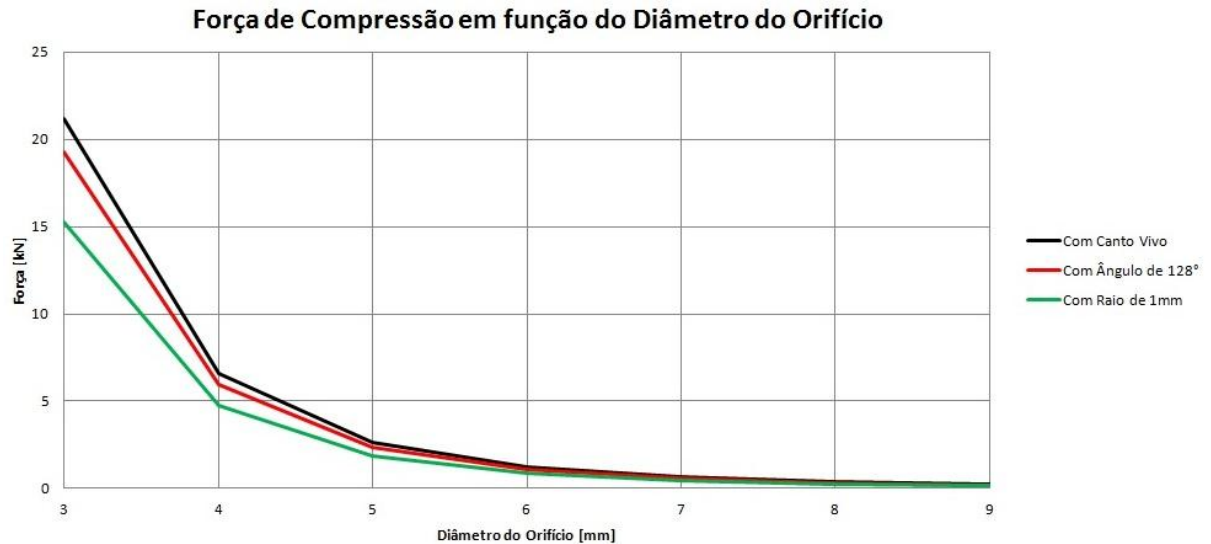


Figura 13 – Gráfico da Força de Compressão em função da Geometria do Orifício



Figura 14 - Gráfico da Força de Extensão em função da Geometria do Orifício

Ao analisar os gráficos acima, é possível notar que para a região em torno dos 6mm, a força de compressão é cerca de 65% inferior à força de extensão, demonstrando um resultado satisfatório para a diferença de comportamento na extensão e na compressão.

A seguir uma figura do modelo em 3-D do Pistão que demonstra a aplicação da teoria descrita acima ao projeto do pistão:

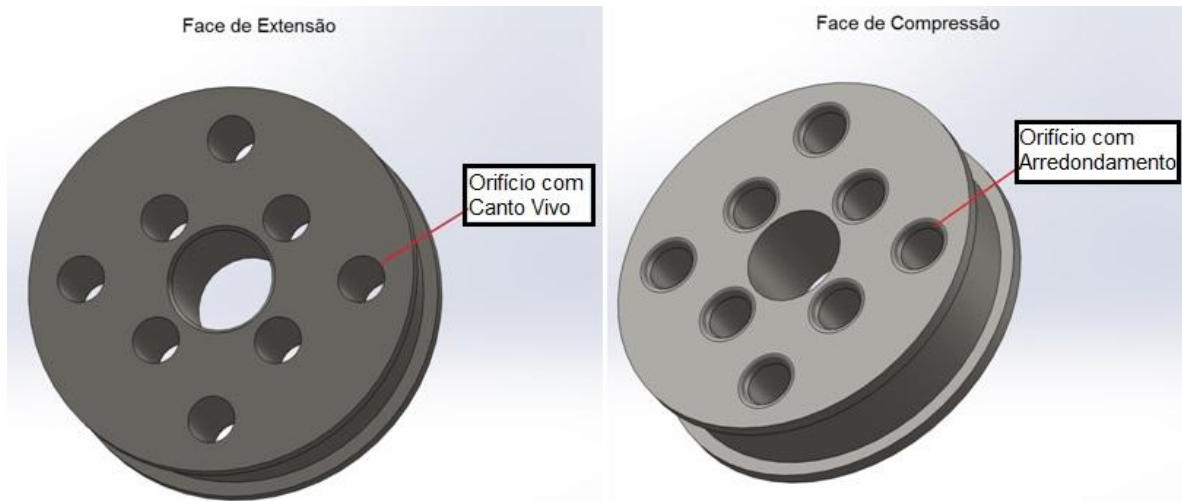


Figura 15 – Desenho do Pistão

Com o auxílio do algoritmo também foi possível gerar a curva $F(v)$ dos amortecedores que demonstra o comportamento da força de amortecimento em função da velocidade do pistão:

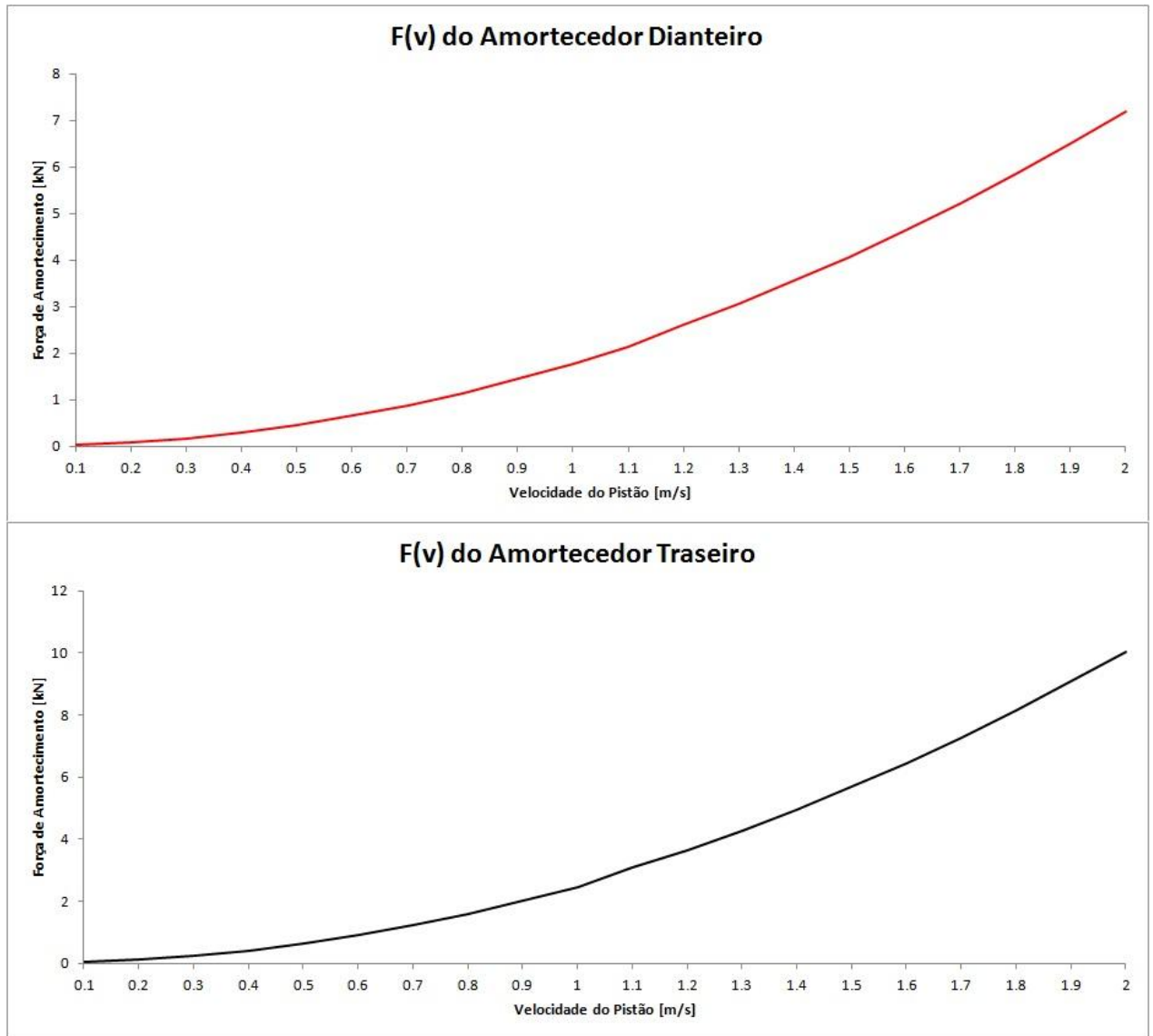


Figura 16 – Curva $F(v)$ dos Amortecedores Dianteiro e Traseiro

A Figura 17 mostra a curva $F(v)$ esperada para um amortecedor, de acordo com DIXON (2007):

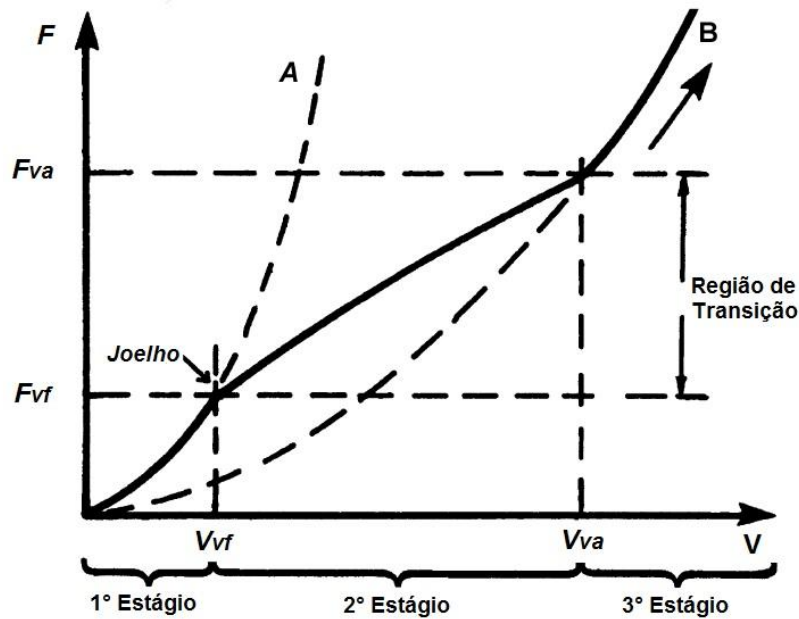


Figura 17 – Curva $F(v)$ esperada para um amortecedor¹

Como é possível notar ao analisar a figura 17, há uma discrepância entre a curva encontrada para o amortecedor projetado (figura 16) e a curva esperada. Isso ocorre porque a curva desenhada acima considera um amortecedor com válvulas que controlam o seu movimento de extensão, o que não ocorre no amortecedor deste projeto, o que gera um “joelho” no gráfico que determina uma região de transição entre a válvula em posição completamente fechada (vf) e completamente aberta (va).

Portanto, a curva que deve ser considerada para o amortecedor em projeto é a curva B, que representa o comportamento de um amortecedor com a válvula completamente aberta e pode ser aplicada ao comportamento de um orifício sem válvula de controle. Nesse caso, a curva $F(v)$ encontrada no amortecedor em projeto possui o comportamento parabólico semelhante ao esperado para esse tipo de amortecedor.

¹ Figura livremente adaptada de DIXON (2007)

6. DETALHAMENTO DO AMORTECEDOR

Este capítulo irá demonstrar a aplicação de toda a teoria descrita acima no projeto dos componentes do amortecedor e também será feita uma análise de custos, resistência mecânica, massa e capacidade de fabricação dessas peças para a seleção dos materiais a serem utilizados.

6.1. PROJETO DO CORPO

O corpo do amortecedor pode ser modelado como um vaso de pressão fechado em ambas extremidades, que deve resistir ao diferencial de pressão gerado durante o deslocamento do pistão. Logo, a teoria de mecânica dos sólidos nos permite calcular o estado de tensões em um vaso sujeito a uma determinada pressão:

$$\sigma_r = a - \frac{b}{\left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2} \quad \sigma_\theta = a + \frac{b}{\left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2} \quad \sigma_z = \frac{\left[P_{int}\pi\left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2\right]}{\left[\pi\left(\frac{D_{int}}{2}+t\right)^2\right] - \left[\pi\left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2\right]}$$

$$\text{Sendo: } a = \left\{ \frac{\left[P_{int}\left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2\right] - \left[P_{atm}\left(\frac{D_{int}}{2}+t\right)^2\right]}{\left(\frac{D_{int}}{2}+t\right)^2 - \left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2} \right\}$$

$$b = (P_{int} - P_{atm}) \left\{ \frac{\left(\frac{D_{int}}{2}+t\right)^2 \left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2}{\left[\left(\frac{D_{int}}{2}+t\right)^2 - \left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2\right]} \right\}$$

Onde: σ_r = Tensão Radial no Tubo

σ_θ = Tensão Tangencial no Tubo

σ_z = Tensão Longitudinal no Tubo

t = Espessura da Parede do Tubo

D_{int} = Diâmetro Interno do Tubo

P_{int} = Pressão Máxima no Interior do Tubo

P_{atm} = Pressão Externa (no caso é a Pressão Atmosférica)

Para determinar a pressão interna máxima do corpo, foi considerado o caso extremo do veículo sendo abandonado livremente de uma altura (h) de 1m. Isso gera uma velocidade do pistão de 4m/s, obtida pela simples fórmula:

$$V = \sqrt{2gh} \quad (17)$$

Onde a aceleração da gravidade (g) equivale a $9,81\text{m/s}^2$, resultando em uma velocidade de 4.43m/s e uma pressão interna de 22.3MPa. Os resultados obtidos com as equações foram: $\sigma_r = -16.2$ MPa ; $\sigma_\theta = 153.2$ MPa e $\sigma_z = 69$ MPa. Utilizando o critério de máxima tensão cisalhante de Tresca, o Coeficiente de Segurança obtido foi de 2.17 considerando o material do corpo sendo alumínio 6061-T6 ($\sigma_y = 255\text{MPa}$), devido a sua boa resistência mecânica, fácil usinagem e baixa massa.

Na superfície externa do cilindro, será usinada uma rosca para permitir a regulagem livre do suporte das molas.



Figura 18 – Corpo Cilíndrico do Amortecedor

6.2. PROJETO DA HASTE

A haste do amortecedor foi modelada como uma viga engastada na extremidade onde é montado o pistão e livre na outra extremidade que é fixada à balaça do veículo. A haste sofre 2 tipos de esforços em diferentes movimentos do amortecedor, sofre tração na extensão e flambagem durante a compressão. Para dimensionar os esforços, foram utilizadas as seguintes fórmulas:

- Tensão de Tração:

$$\sigma_T = \frac{F}{A} \quad (18)$$

Onde: F = Força durante a Extensão

A = Área da Seção Transversal Mínima da Haste

- Carga Crítica de Flambagem:

$$P_{CR} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2} \quad (19)$$

Onde: E = Módulo de Elasticidade do Material

I = Momento de Inércia de Área da Haste

L = Comprimento da Haste

O critério de queda de 1m de altura foi utilizado também para dimensionar a haste, gerando uma força de 16.58kN durante a compressão e 48.66kN durante a extensão atingindo a tensão máxima de tração de $\sigma_T = 226.8\text{MPa}$. Utilizando Aço SAE 1045 ($\sigma_y = 530\text{MPa}$ / $E = 207\text{GPa}$), os Coeficientes de Segurança obtidos foram: 1.67 para a Tração e 6.04 para a Flambagem.

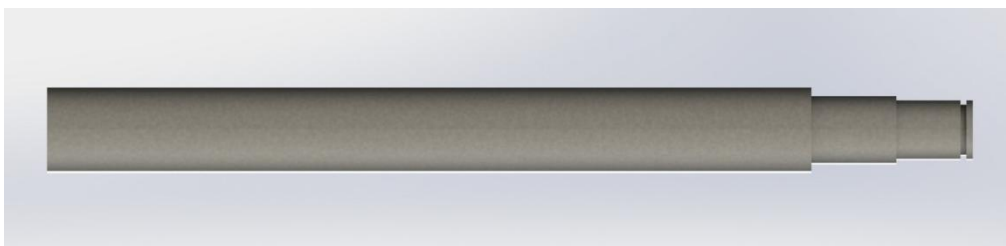


Figura 19 – Haste do Amortecedor

6.3. PROJETO DA CÂMARA DE EXPANSÃO / PISTÃO FLUTUANTE

A câmara de expansão deve possuir volume suficiente para acomodar o volume adicional da haste ao se deslocar para o interior do corpo. Para dimensioná-la, foi utilizada a seguinte fórmula:

$$P_i V_i = P_f V_f \quad (20)$$

Considerando o curso da haste de 150mm, o volume final da câmara foi dimensionado de forma a reduzir 25% do seu volume original, o que gerou um acréscimo de pressão 0.04MPa no interior da câmara.

O Pistão Flutuante foi projetado para separar o fluido de amortecimento do ar no interior da Câmara de Expansão, criando uma vedação por meio de dois elastômeros (O-Rings), para prover dois pontos de apoio durante o deslocamento do pistão, evitando que ele trabalhe desalinhado, o que comprometeria a vedação da câmara. Para que fosse possível montar o Pistão Flutuante e drenar todo ar da câmara com fluido de amortecimento, foi necessário incluir um furo roscado no centro do pistão para a montagem de um Bujão M8 com um O-Ring para vedação do furo.

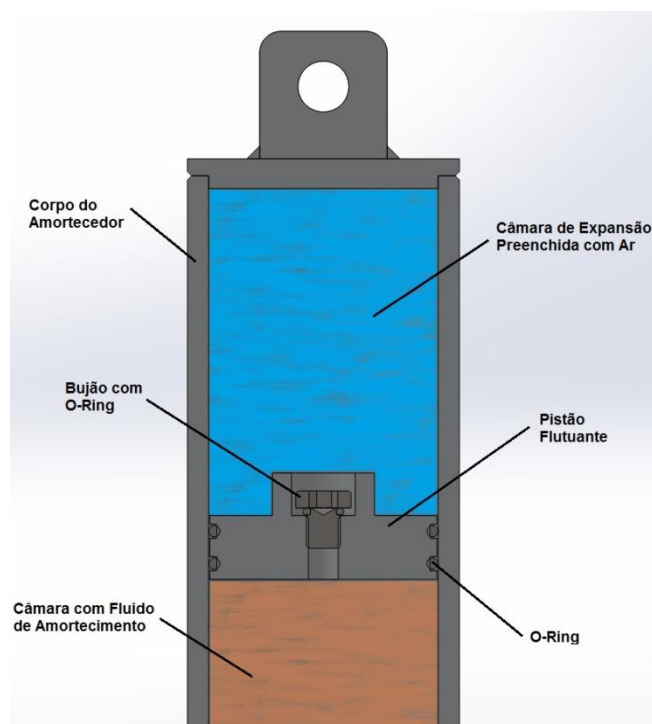


Figura 20 – Pistão Flutuante separando Câmara de Expansão da Câmara de Amortecimento

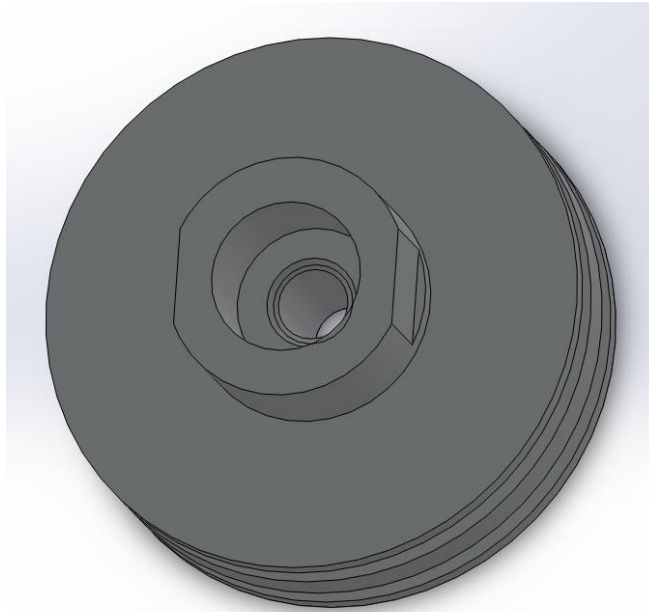


Figura 21 – Pistão Flutuante

6.4. PROJETO DO PISTÃO

O orifício dos pistões já foi dimensionado no capítulo anterior, logo resta saber se o pistão resistirá às pressões a que ele será submetido. Para tal, foi realizada uma simulação em elementos finitos, no programa Simulation do software SolidWorks:

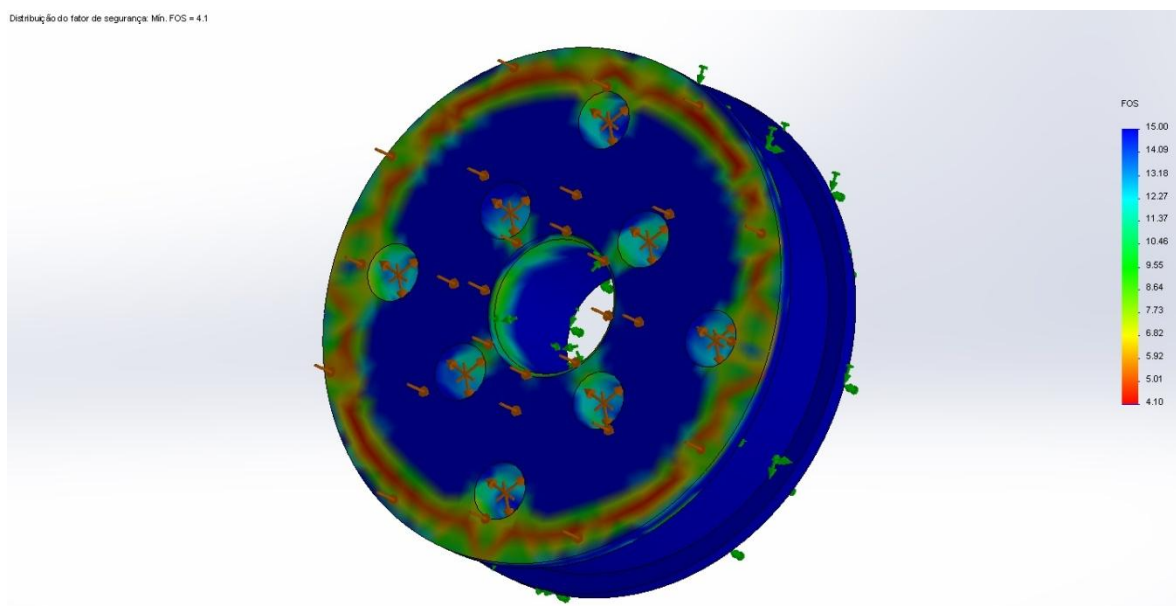


Figura 22 – Simulação em Elementos Finitos do Pistão

As tensões máximas atuantes nos pistões são: 62.2 MPa (no pistão traseiro) e 47.2 MPa (no pistão dianteiro). Logo, os coeficientes de segurança mínimos obtidos foram: 4.1 para o pistão traseiro e 5.4 para o pistão dianteiro, utilizando o Alumínio 6061-T6 ($\sigma_y = 255\text{MPa}$) como material.

6.5. PROJETO DAS VÁLVULAS

As válvulas foram projetadas com o diâmetro do seu disco de 31mm para ambos os amortecedores e atuam bloqueando a passagem de fluido por 4 dos 8 orifícios presentes no pistão.

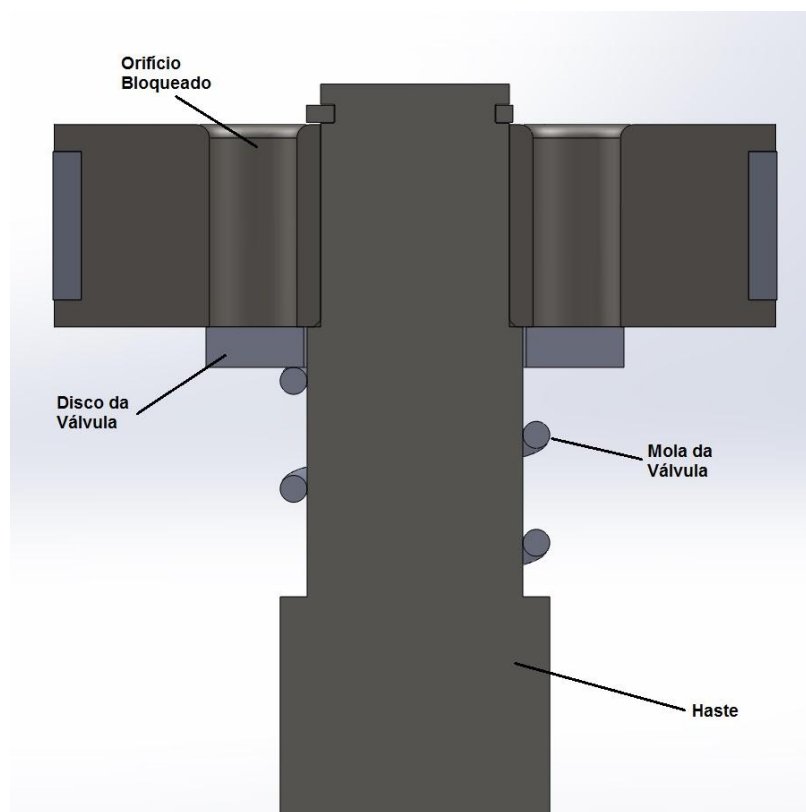


Figura 23 – Montagem do Conjunto de Válvula

A mola projetada para a válvula possui duas espiras ativas, 2mm de diâmetro do arame, 18mm de comprimento livre e 20mm de diâmetro externo, lhe conferindo uma constante elástica (K) de 13.58N/mm, valor esse suficiente para gerar uma força suficiente para manter fechada a válvula durante a extensão e ao mesmo tempo criar uma pequena força de resistência à sua abertura, sem comprometer o funcionamento correto do amortecedor.

7. FABRICAÇÃO E MONTAGEM DO AMORTECEDOR

As peças do amortecedor foram desenhadas de forma a necessitar de simples operações de usinagem em torno e fresa e operações de solda TIG para que fosse possível fabricá-lo nos próprios laboratórios da universidade.

A montagem do amortecedor será iniciada pela montagem do vedante da haste no seu alojamento e em seguida será prensada a bucha de deslizamento nesse mesmo alojamento, conforme figura:

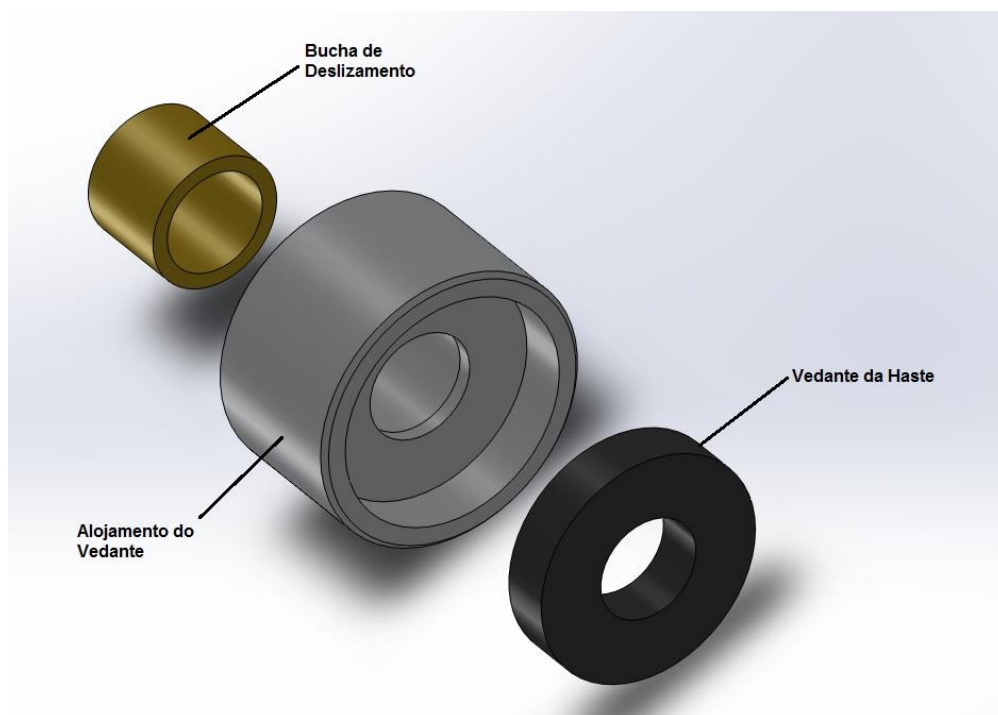


Figura 24 – Montagem do Alojamento do Vedante da Haste

Após isso, o alojamento deve ser prensado no cilindro do amortecedor até atingir o fundo do cilindro.

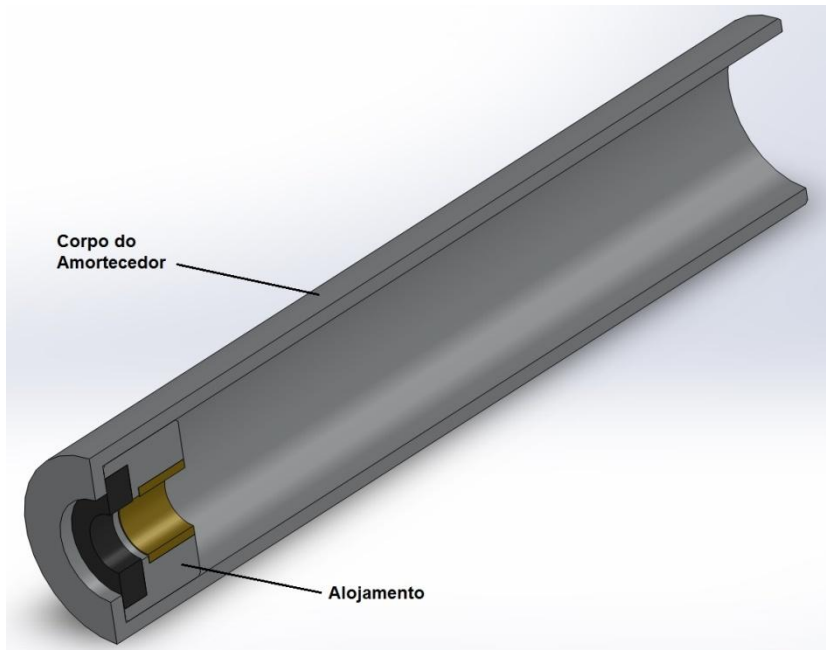


Figura 25 – Montagem do Alojamento no Corpo

Em seguida o pistão será montado (com sua bucha de desgaste, seu conjunto de válvula e o batente interno previamente montados) na haste e o anel de retenção posicionado no local e depois o conjunto pistão + haste será inserido no corpo do amortecedor. Posteriormente será montado o batente externo e após isso a haste será soldada na cabeça da haste.

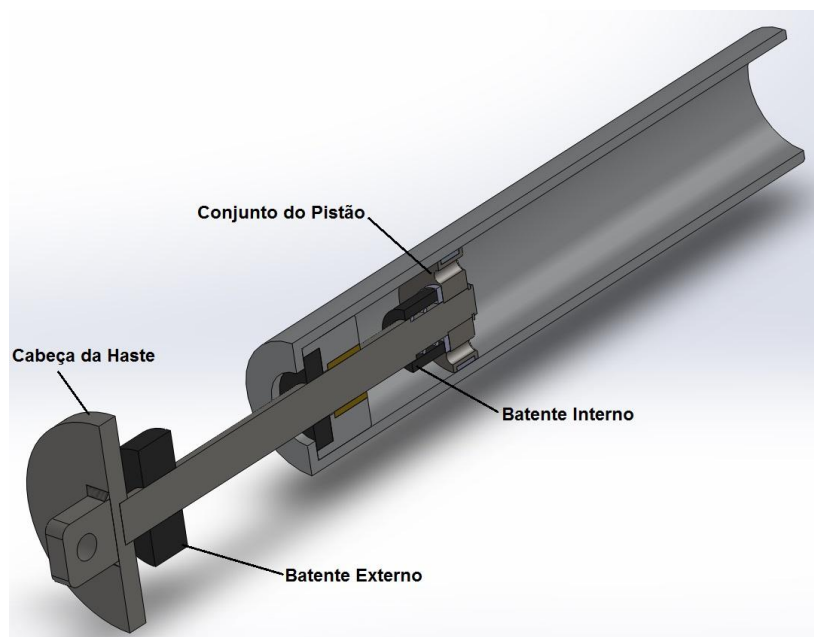


Figura 26 – Montagem da Haste

A próxima etapa é o enchimento da câmara de amortecimento com fluido SAE 10W-30. E logo em seguida o pistão flutuante deve ser montado com seus o-rings e sem o seu bujão para permitir a que todo ar da câmara de amortecimento seja drenado. Feito isso, o bujão pode ser montado e apertado.

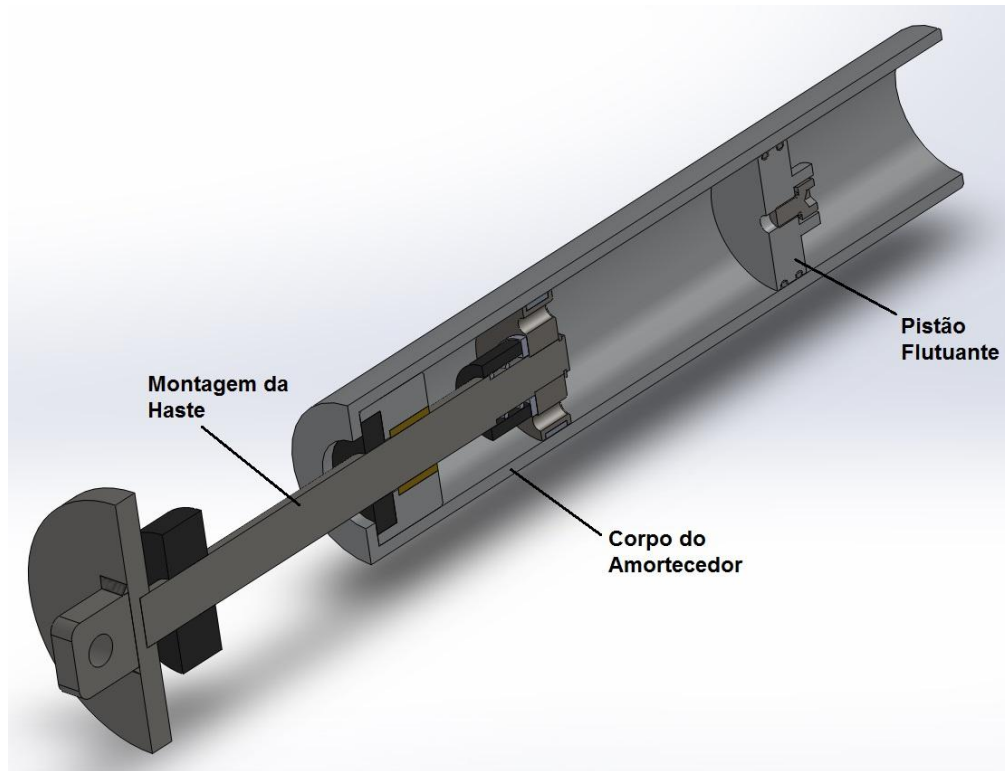


Figura 27 – Montagem do Pistão Flutuante

Por fim, a tampa do cilindro é prensada e soldada finalizando a montagem do amortecedor.

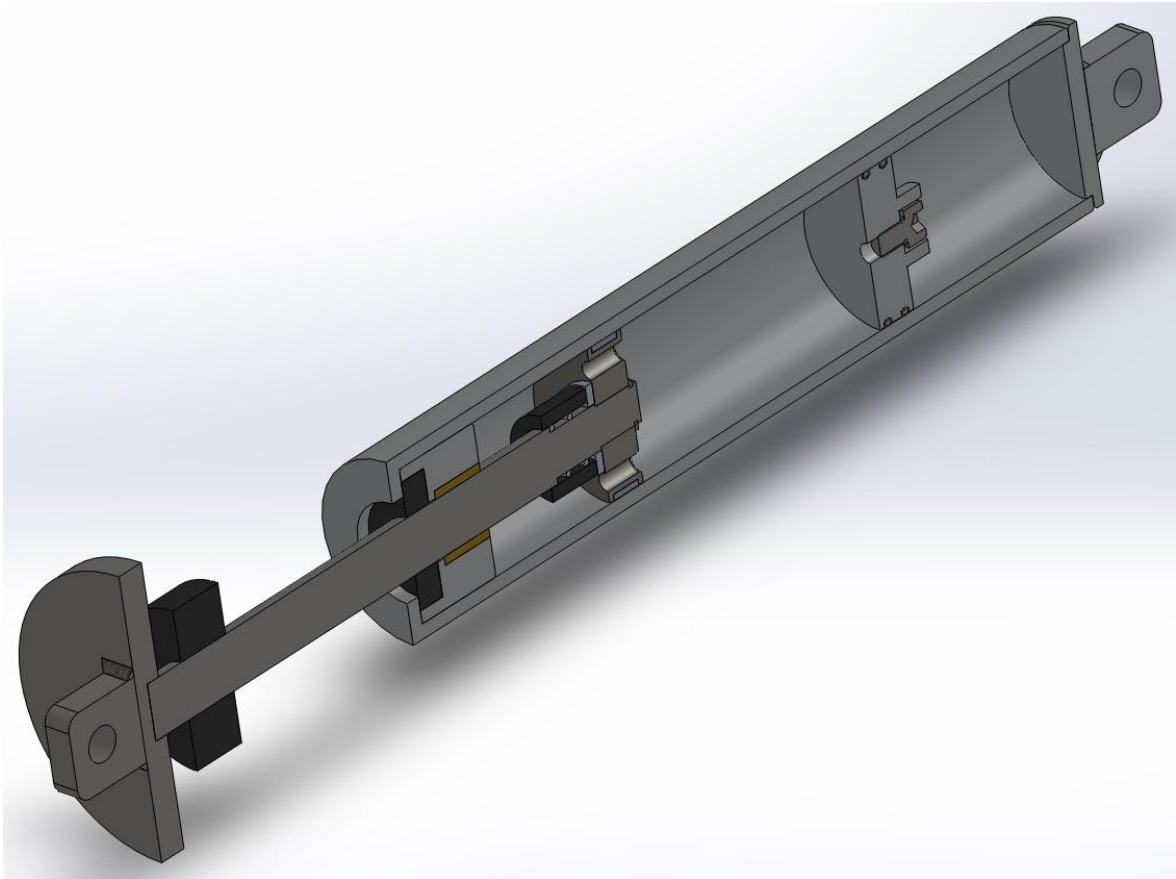


Figura 28 – Montagem Final do Amortecedor

8. COMENTÁRIOS FINAIS

Diante do que foi apresentado durante este documento, pode-se concluir que o objetivo de projetar um amortecedor para uso em um veículo Baja SAE foi atingido, por meio do desenvolvimento de uma memória de cálculo para o projeto e uma análise detalhada da fabricação e montagem do amortecedor. Da mesma forma, o amortecedor apresenta baixo custo de fabricação devido à sua simplicidade, podendo ser fabricado com as ferramentas disponíveis nos próprios laboratórios da universidade, e possui uma massa reduzida (Peso Total sem Fluido: 2,65kg) pelo uso intensivo de alumínio em sua composição.

No entanto, como o amortecedor telescópico apresenta uma tendência a vazamentos em um longo tempo de uso, reduzindo assim sua vida útil. Como forma de contornar esta dificuldade, foi proposta uma configuração alternativa na forma de um amortecedor rotativo.

Esse amortecedor funciona com princípio similar ao telescópico, por meio da perda de carga de um fluido ao passar por um orifício, portanto o algoritmo elaborado nesse trabalho pode ser utilizado para dimensioná-lo. Sua vantagem reside no fato de não necessitar de uma haste para o seu funcionamento, pois sua carcaça é fixada na estrutura e o seu disco possui um eixo que é ligado à balança do veículo, eliminando assim a necessidade de um reservatório de expansão para acomodar o volume deslocado da haste. Segue abaixo um esboço do amortecedor proposto:

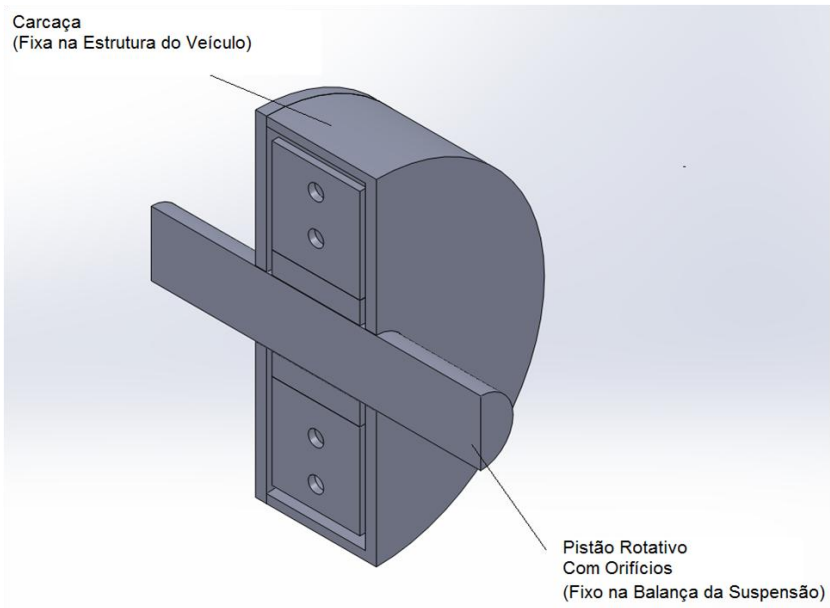


Figura 29 – Amortecedor Rotativo

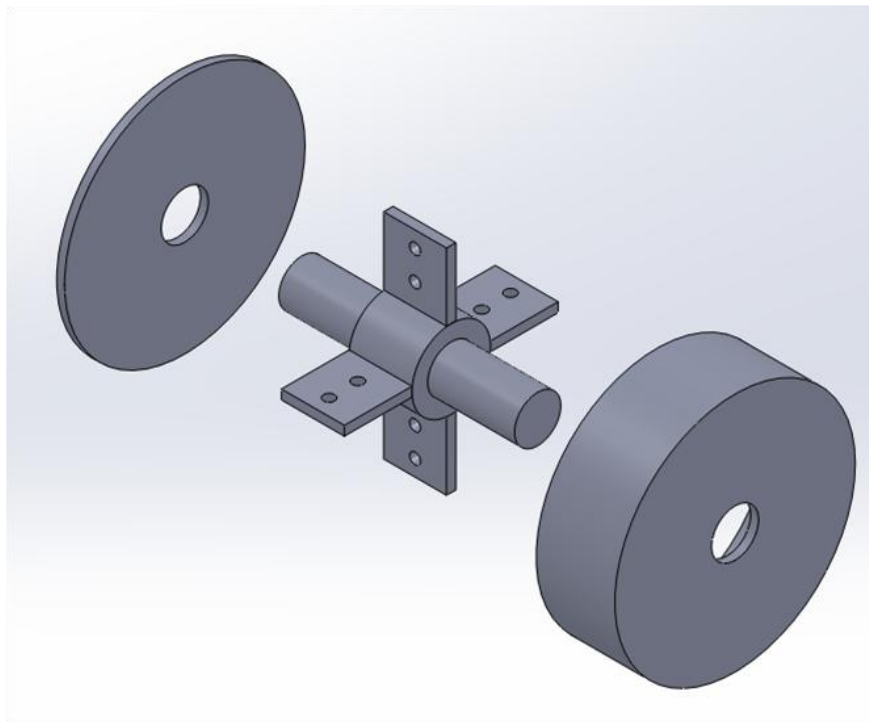


Figura 30 – Vista Explodida do Amortecedor Rotativo

O completo dimensionamento de uma suspensão envolvendo esse tipo de amortecedor ainda é motivo de pesquisas futuras estando fora do escopo deste presente projeto.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ATHERDEN M., 2004, *Formula SAE Shock Absorber Design*, BE thesis, University of Queensland

DIXON J., 2007, *The Shock Absorber Handbook*, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa. USA.

FOX, R. W.; McDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. *Introdução à mecânica dos fluidos*. 7. ed. São Paulo: LTC, 2011.

MILLIKEN, W.F and MILLIKEN, D.L., 1995, *Racecar Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa. USA.

WHITE F., 2001, *Fluid Mechanics – Fourth Edition*, McGraw-Hill, New York, USA

<http://www.br.com.br/> [Acessado em: 24/02/2014, 22:30:00]

<http://www.carbibles.com/> [Acessado em: 22/02/2014, 16:40:00]

ANEXO I

Algoritmo matemático elaborado em MathCAD para projeto do amortecedor

Programa para Dimensionamento do Amortecedor

Dimensionamento do Orifício

[Propriedades do Fluido](#)

$$\rho := 880 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\nu := 5.41 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

[Cálculo da Velocidade no Orifício](#)

$$V1 := 4.43 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Dorificio} := 6.5\text{mm}$$

$$n := 4$$

$$\text{Dext} := 54\text{mm}$$

$$V2 := V1$$

$$\text{Acilindro} := \pi \cdot \frac{\text{Dext}^2}{4}$$

- Na Extensão:

$$\text{Aorificioext} := n \pi \cdot \frac{\text{Dorificio}^2}{4}$$

$$\text{Vorificioext} := \frac{V1 \cdot \text{Acilindro}}{\text{Aorificioext}}$$

- Na Compresssão:

$$A_{\text{orificiocomp}} := 2n \pi \cdot \frac{\text{Dorificio}^2}{4}$$

$$V_{\text{orificiocomp}} := \frac{V1 \cdot \text{Acilindro}}{A_{\text{orificiocomp}}}$$

Cálculo do N° de Reynolds

- Durante a Extensão:

$$\text{Reynoldsext} := \frac{(\text{Vorificioext} \cdot \text{Dorificio})}{\nu}$$

$$\text{Reynoldsext} = 9.184 \times 10^3 \quad \text{Regime Laminar}$$

- Durante a Compresssão:

$$\text{Reynoldscomp} := \frac{(\text{Vorificiocomp} \cdot \text{Dorificio})}{\nu}$$

$$\text{Reynoldscomp} = 4.592 \times 10^3 \quad \text{Regime Laminar}$$

Cálculo do Fator de Atrito

rugosidade := 0.0008mm

- Durante a Extensão:

$$f_{ext} := \begin{cases} \left[0.0055 \cdot \left[1 + \left[20000 \cdot \left(\frac{\text{rugosidade}}{\text{Dorificio}} \right) + \frac{10^6}{\text{Reynoldsext}} \right]^{\frac{1}{3}} \right] \right]^{\frac{1}{3}} & \text{if Reynoldsext} > 2300 \\ \frac{64}{\text{Reynoldsext}} & \text{if Reynoldsext} < 2300 \end{cases}$$

$f_{ext} = 0.032$

- Durante a Compressão:

$$f_{comp} := \begin{cases} \left[0.0055 \cdot \left[1 + \left[20000 \cdot \left(\frac{\text{rugosidade}}{\text{Dorificio}} \right) + \frac{10^6}{\text{Reynoldscomp}} \right]^{\frac{1}{3}} \right] \right]^{\frac{1}{3}} & \text{if Reynoldscomp} > 2300 \\ \frac{64}{\text{Reynoldscomp}} & \text{if Reynoldscomp} < 2300 \end{cases}$$

$f_{comp} = 0.039$

Equação de Bernoulli

- Comportamento na compressão:

$$\underline{L} := 15\text{mm} \quad K_{entd} := 0.04 \quad K_{saidad} := 1$$

$$\Delta P_{comp} := \left[\left[K_{entd} \cdot \frac{(\text{Vorificiocomp})^2}{2} + K_{saidad} \cdot \frac{(\text{Vorificiocomp})^2}{2} + f_{comp} \cdot \frac{L}{\text{Dorificio}} \cdot \frac{\text{Vorificiocomp}^2}{2} \right] \cdot 2n + \frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2} \right] \cdot \rho$$

$$\Delta P_{comp} = 5.807 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\text{Forçacomp} := \Delta P_{comp} \cdot (\text{Acilindro} - \text{Aorificiocomp})$$

$$C_{comp} := \frac{\text{Forçacomp}}{V_1}$$

$$\text{Forçacomp} = 11.757 \cdot \text{kN}$$

$$C_{comp} = 2.654 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \frac{\text{s}}{\text{m}}$$

- Comportamento na extensão:

$$\underline{L} := 15\text{mm} \quad K_{ents} := 0.5 \quad K_{saidas} := 1$$

$$\Delta P_{ext} := \left[\left[K_{ents} \cdot \frac{(\text{Vorificioext})^2}{2} + K_{saidas} \cdot \frac{(\text{Vorificioext})^2}{2} + f_{ext} \cdot \frac{L}{\text{Dorificio}} \cdot \frac{\text{Vorificioext}^2}{2} \right] \cdot n + \frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2} \right] \cdot \rho$$

$$\Delta P_{ext} = 16.183 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Forçaext} := \Delta P_{ext} \cdot (\text{Acilindro} - \text{Aorificioext})$$

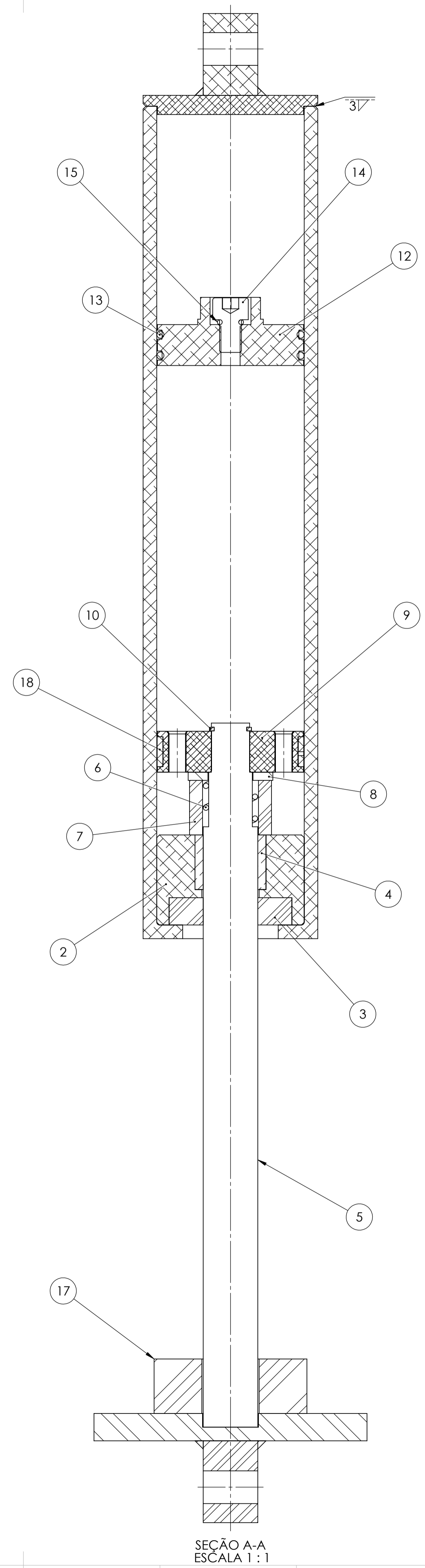
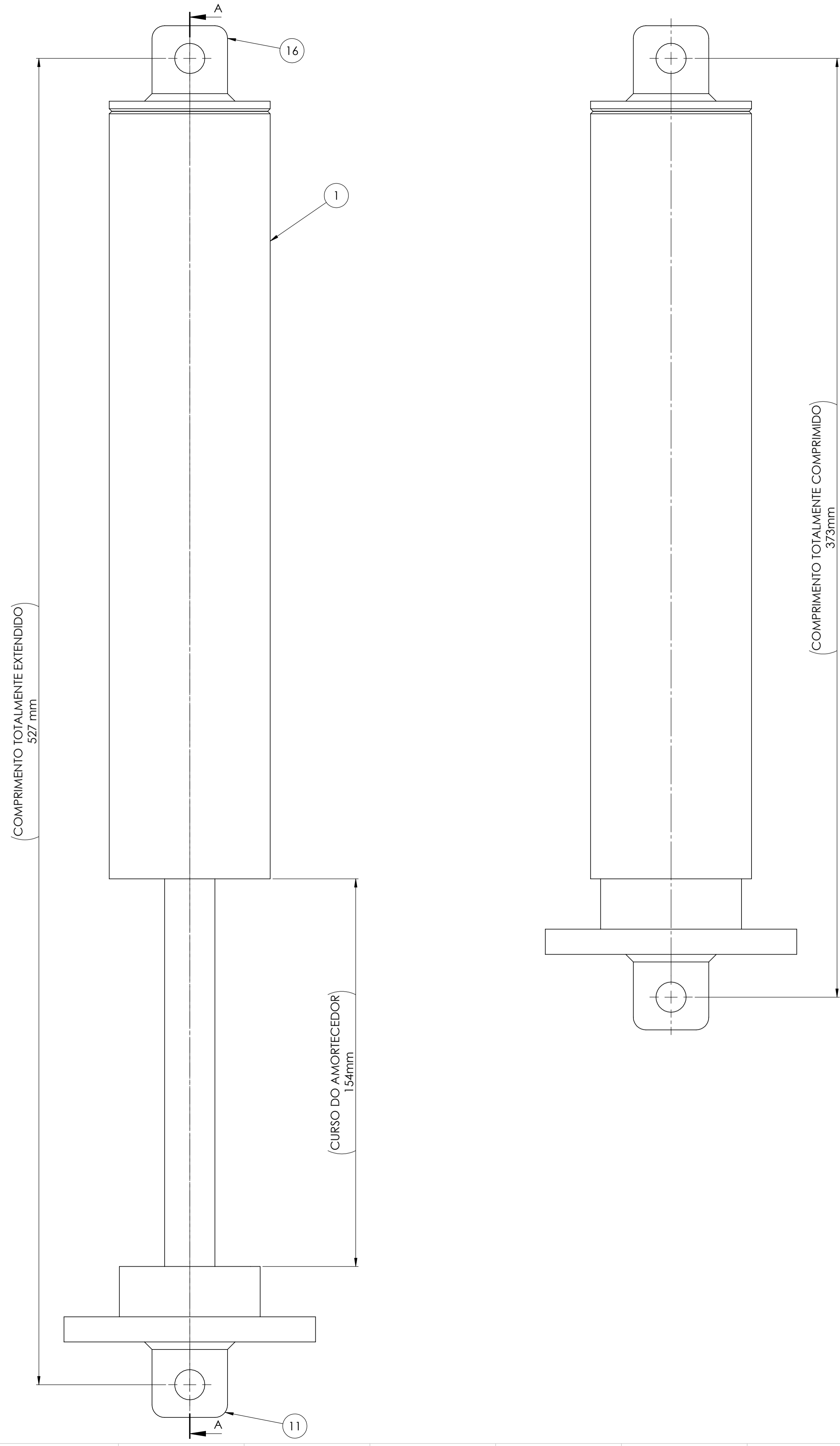
$$C_{ext} := \frac{\text{Forçaext}}{V_1}$$

$$\text{Forçaext} = 34.915 \cdot \text{kN}$$

$$C_{ext} = 7.881 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \frac{\text{s}}{\text{m}}$$

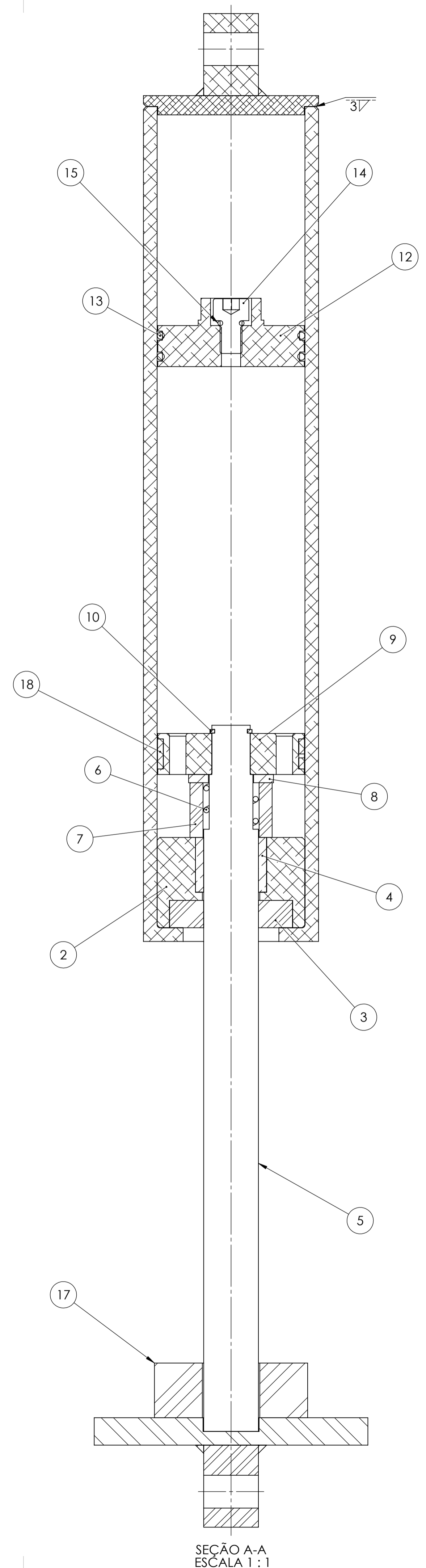
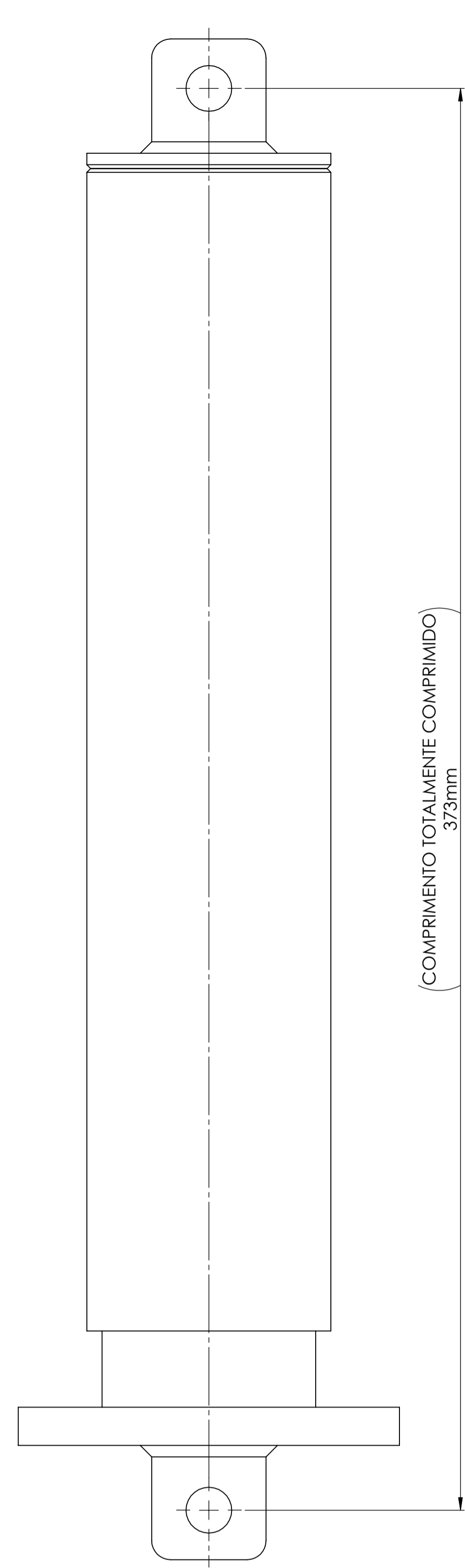
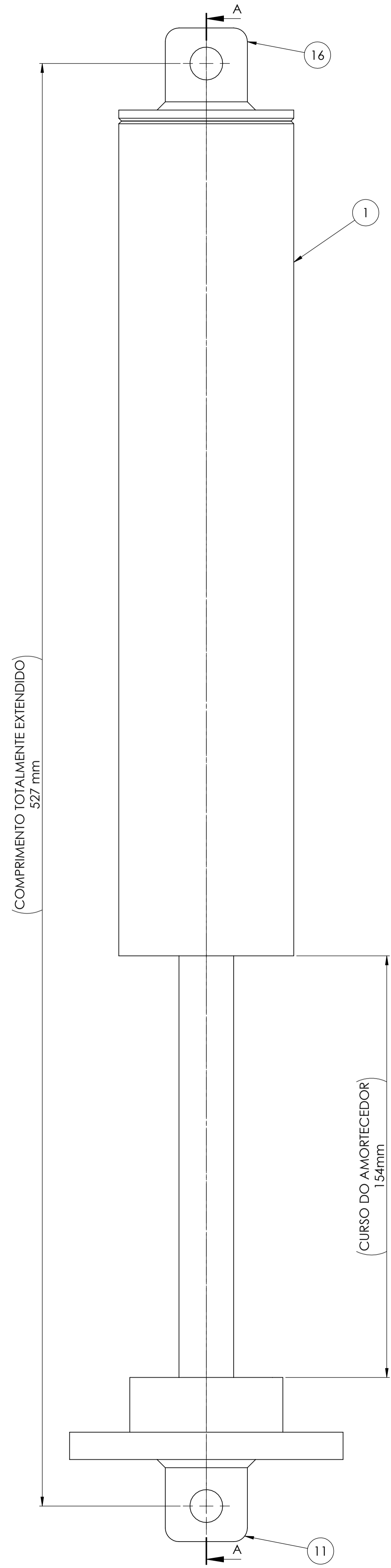
ANEXO II

Desenhos de Conjunto e de Fabricação do Amortecedor



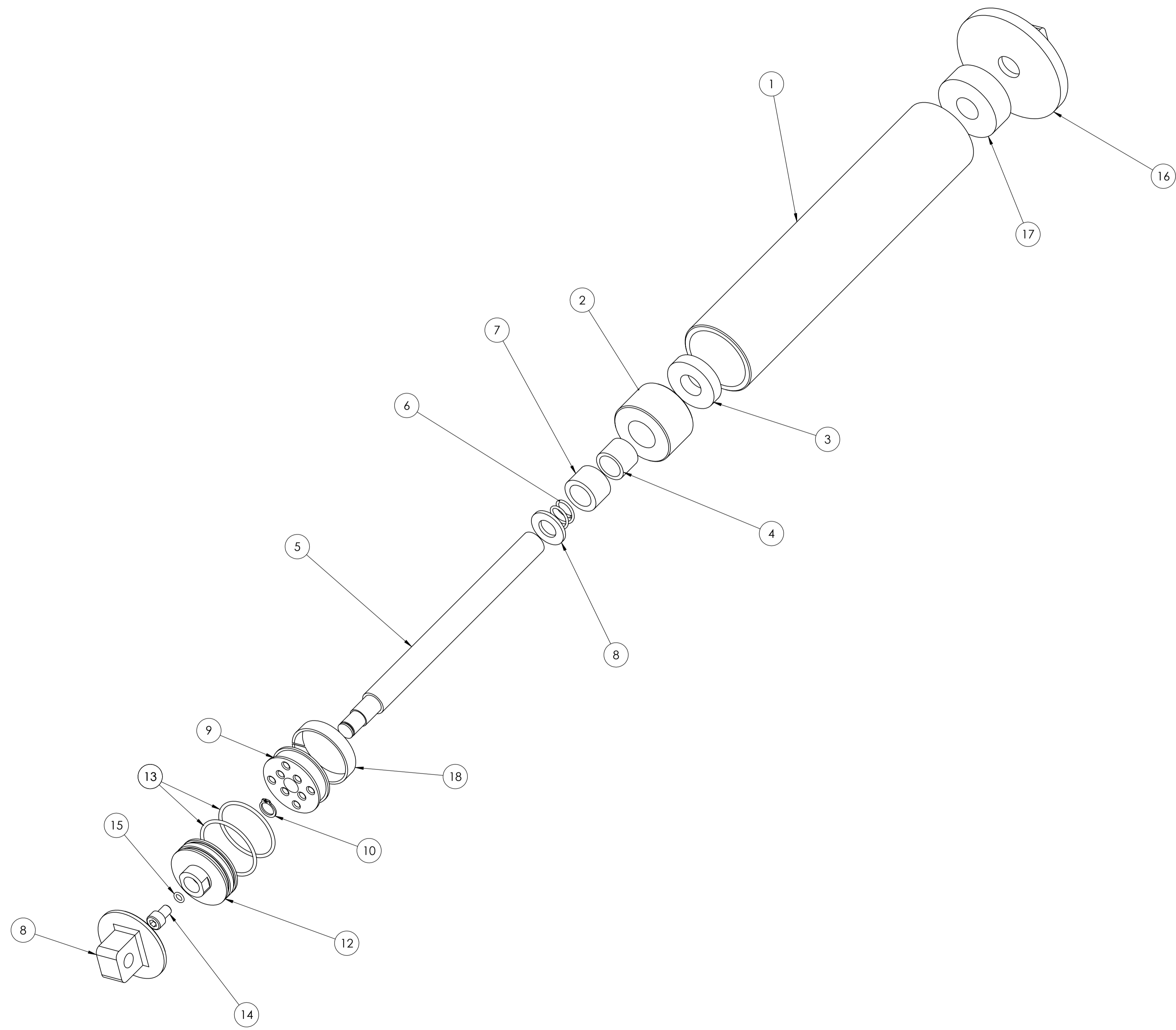
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	MATERIAL	QTD.
1	Cilindro do Amortecedor	Alumínio 6061-T6	1
2	Alojamento da vedação e da bucha	Alumínio 6061-T6	1
3	Retentor DDHSL 20-15B	Borracha Viton	1
4	Bucha de Escora	Latão	1
5	Haste	Aço SAE 1045	1
6	Mola da Válvula	Aço Mola	1
7	Batente Interno	Borracha Viton	1
8	Disco da Válvula	Aço SAE 4340	1
9	Pistão Dianteiro	Alumínio 6061-T6	1
10	Anel Elástico Externo SEEGER A-13	Aço	1
11	Cabeça da Haste	Aço SAE 1020	1
12	Pistão Flutuante	Alumínio 6061-T6	1
13	O-ring 48.7x2.65	Borracha Viton	2
14	Bujão M8 HANSAFLEX VHMO 90-08	Aço	1
15	O-ring 6x1.8	Borracha Viton	1
16	Tampa do Cilindro	Alumínio 6061-T6	1
17	Batente Externo	Borracha Viton	1
18	Bucha do Pistão	Teflon	1

PROJETO DE FIM DE CURSO		DEM	UFRJ
TÍTULO: Montagem do Amortecedor Dianteiro		Data: 28/02/2014	
PROJETISTA: Felipe Sarabando D' Oliveira		Escala 1:1	A1



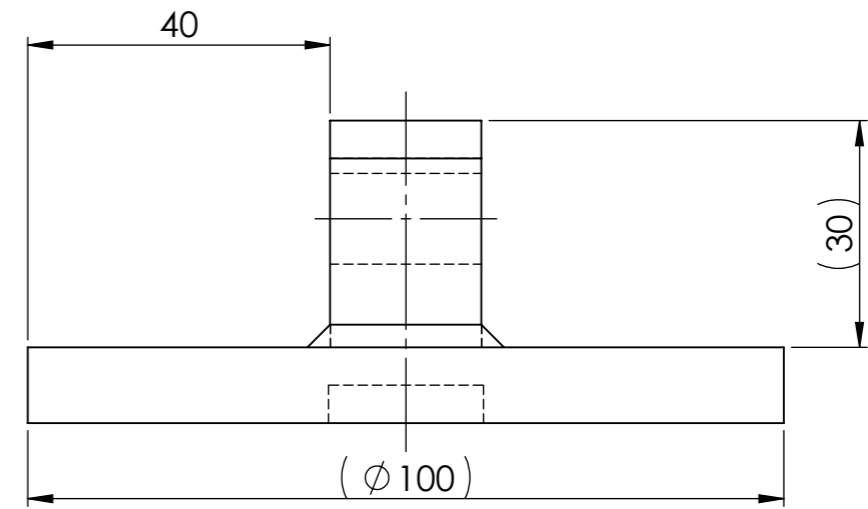
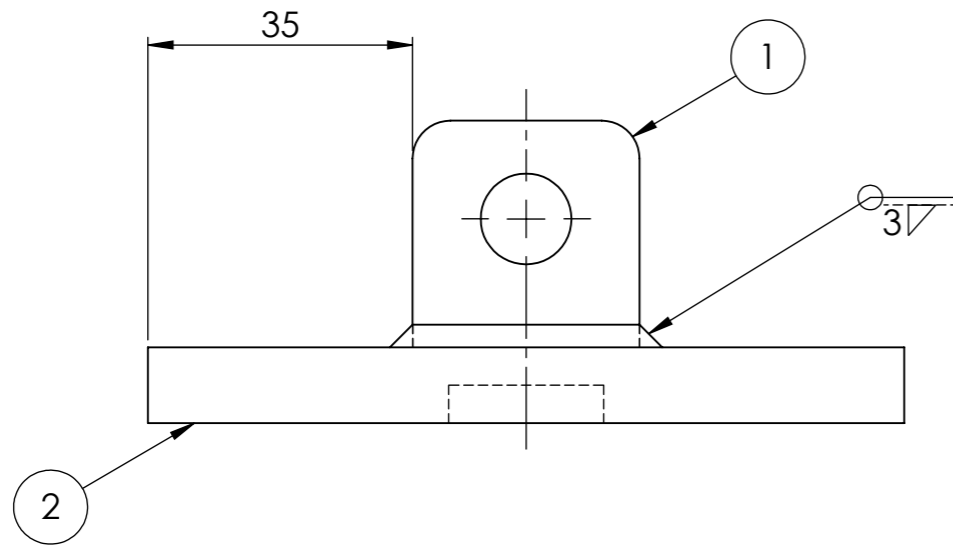
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	MATERIAL	QTD.
1	Cilindro do Amortecedor	Alumínio 6061-T6	1
2	Alojamento da vedação e da bucha	Alumínio 6061-T6	1
3	Retentor DDHSL 20-15B	Borracha Viton	1
4	Bucha de Escora	Latão	1
5	Haste	Aço SAE 1045	1
6	Mola da Válvula	Aço Mola	1
7	Batente Interno	Borracha Viton	1
8	Disco da Válvula	Aço SAE 4340	1
9	Pistão Traseiro	Alumínio 6061-T6	1
10	Anel Elástico Externo SEEGER A-13	Aço	1
11	Cabeça da Haste	Aço SAE 1020	1
12	Pistão Flutuante	Alumínio 6061-T6	1
13	O-ring 48.7x2.65	Borracha Viton	2
14	Bujão M8 HANSAFLEX VHMO 90-08	Aço	1
15	O-ring 6x1.8	Borracha Viton	1
16	Tampa do Cilindro	Alumínio 6061-T6	1
17	Batente Externo	Borracha Viton	1
18	Bucha do Pistão	Teflon	1

PROJETO DE FIM DE CURSO		DEM	UFRJ
TÍTULO: Montagem do Amortecedor Traseiro		Data: 28/02/2014	
PROJETISTA: Felipe Sarabando D' Oliveira		Escala 1:1	A1

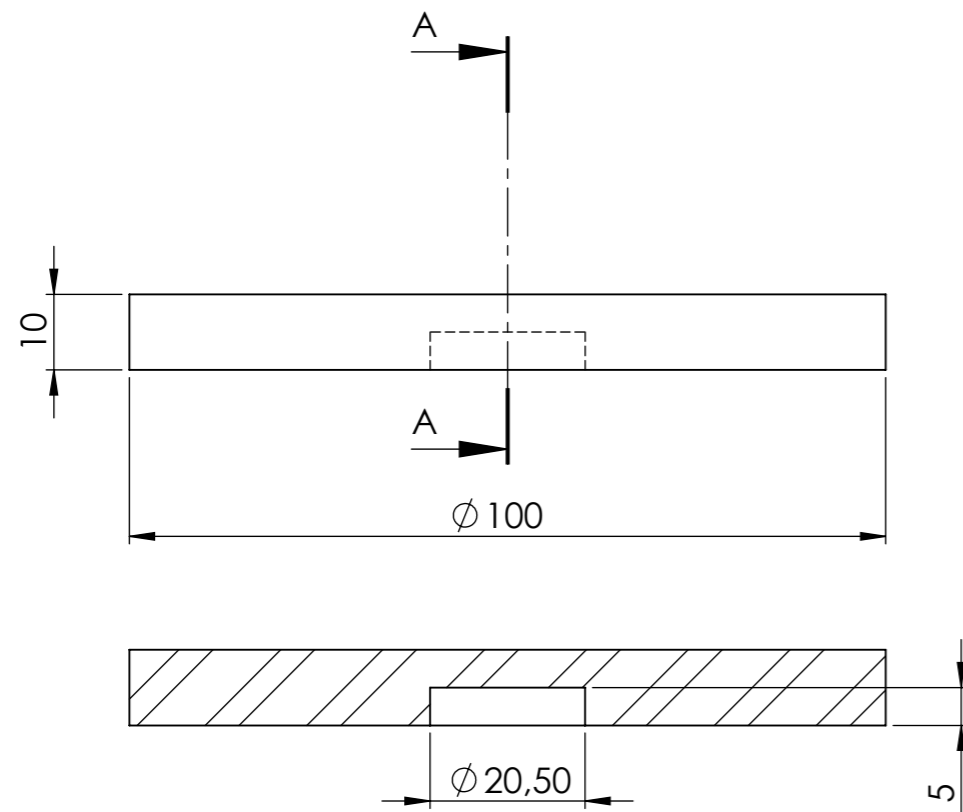


Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.
1	Cilindro do Amortecedor	1
2	Alojamento da vedação e da bucha	1
3	Retentor DDHSL 20-15B	1
4	Bucha de Escora	1
5	Haste	1
6	Mola da Válvula	1
7	Batente Interno	1
8	Disco da Válvula	1
9	Pistão	1
10	Anel Elástico Externo SEEGER A-13	1
11	Cabeça da Haste	1
12	Pistão Flutuante	1
13	O-ring 48.7x2.65	2
14	Bujão M8 HANSAFLEX VHMO 90-08	1
15	O-ring 6x1.8	1
16	Tampa do Cilindro	1
17	Batente Externo	1
18	Bucha do Pistão	1

PROJETO DE FIM DE CURSO		DEM	UFRJ
TÍTULO:	Montagem do Amortecedor	Data: 28/02/2014	
PROJETISTA:	Felipe Sarabando D' Oliveira	Escala 1:2	A1

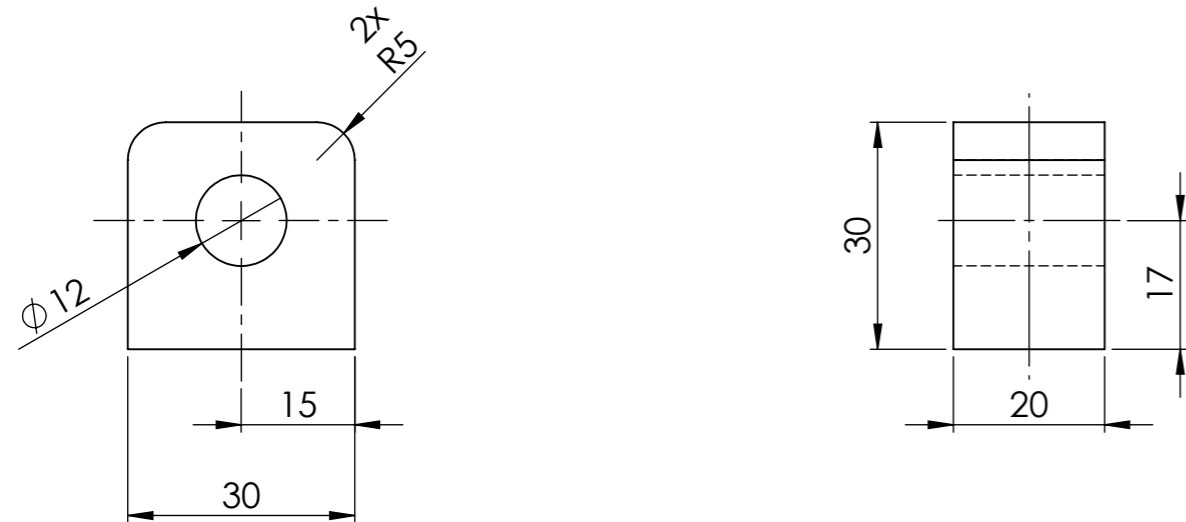


1



SEÇÃO A-A

2



Nº DO ITEM	DESCRIÇÃO	MATERIAL	QTD.
1	Cabeça	Aço SAE 1020	1
2	Olhal	Aço SAE 1020	1

PROJETO DE FIM DE CURSO

DEM

UFRJ

TÍTULO:

Cabeça da Haste

COTAS:

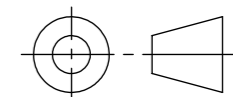
mm

DATA:

28/02/2014

PROJETISTA:

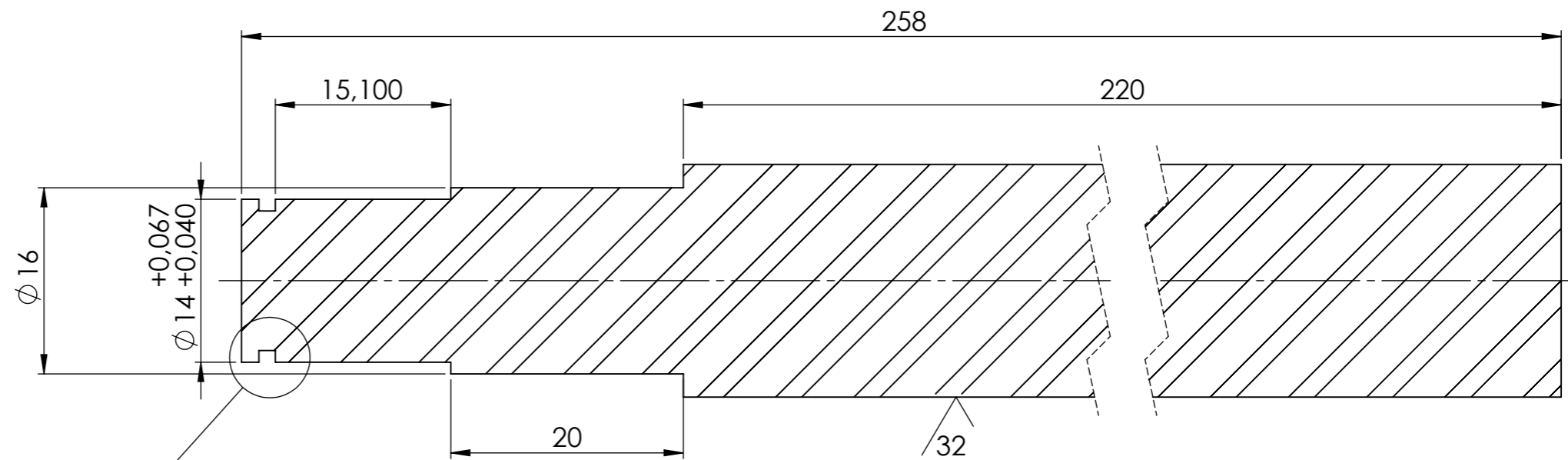
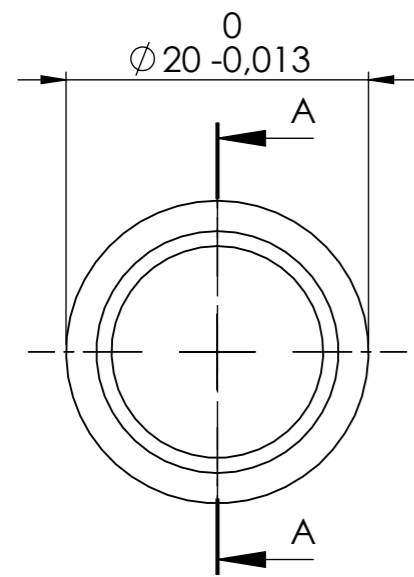
Felipe Sarabando D' Oliveira



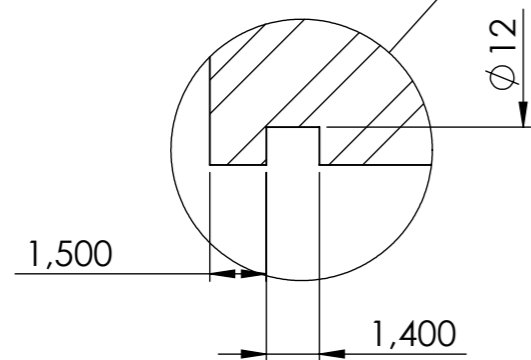
ESCALA:

1:1

A3

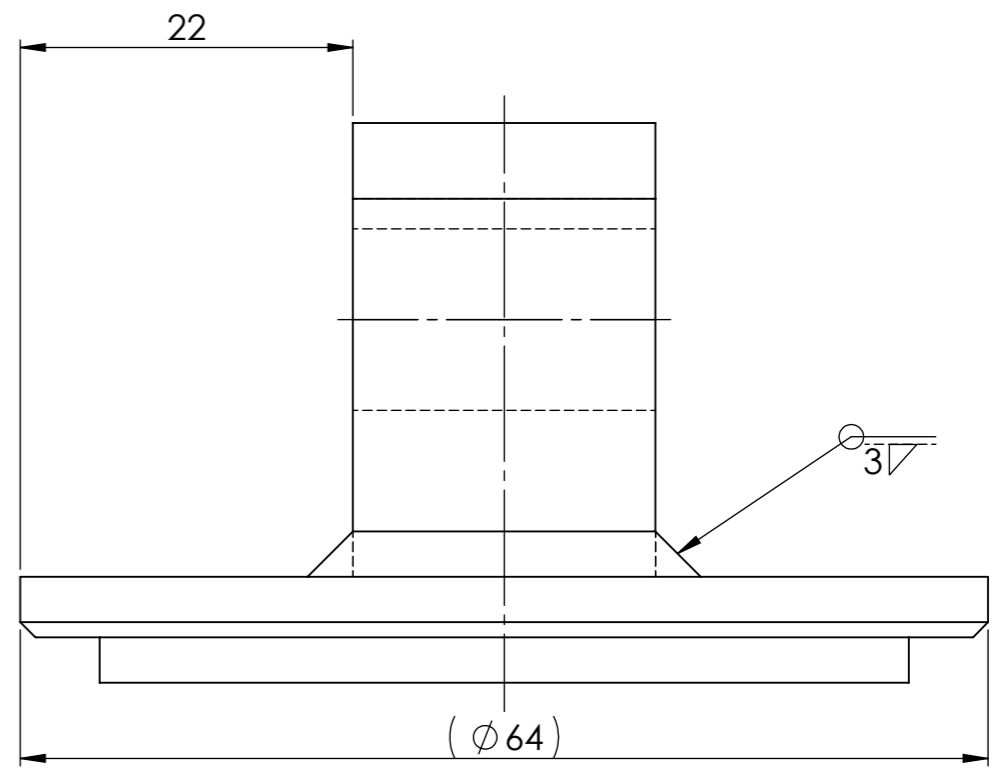
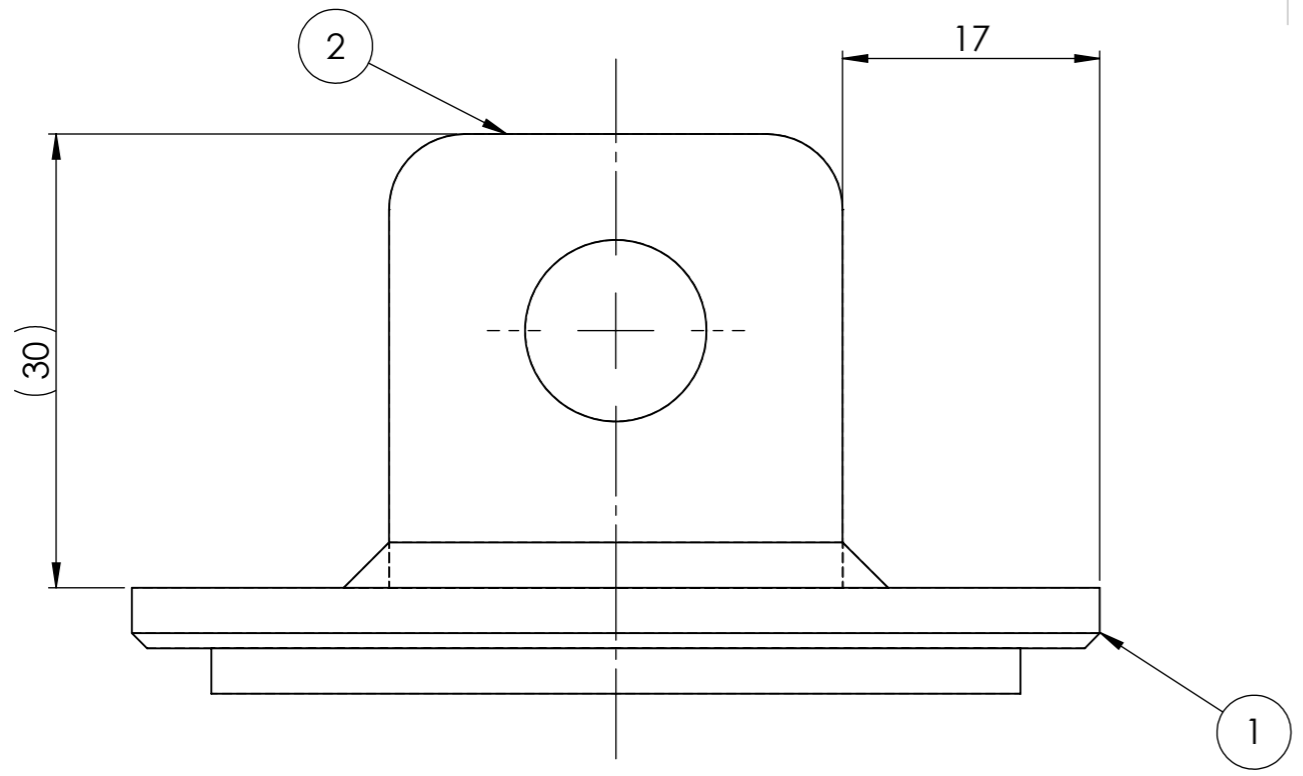


SEÇÃO A-A
ESCALA 2 : 1

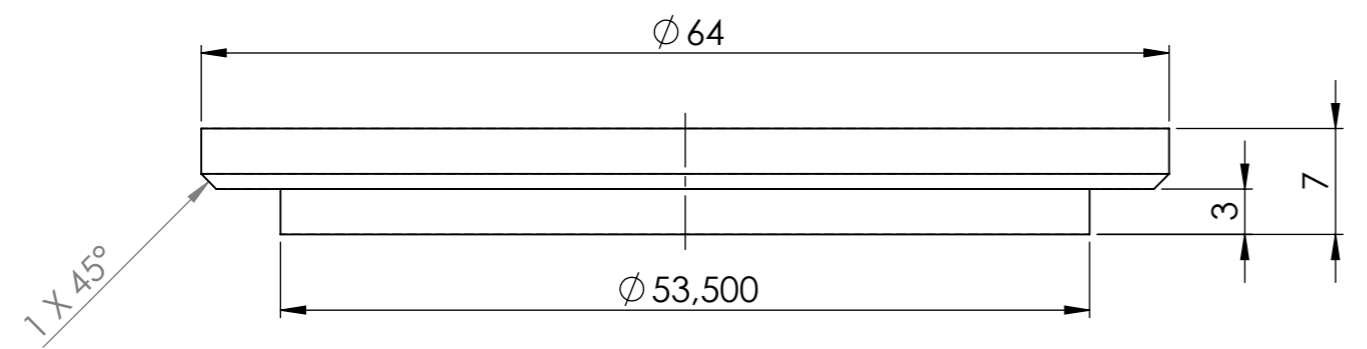


DETALHE B
ESCALA 5 : 1

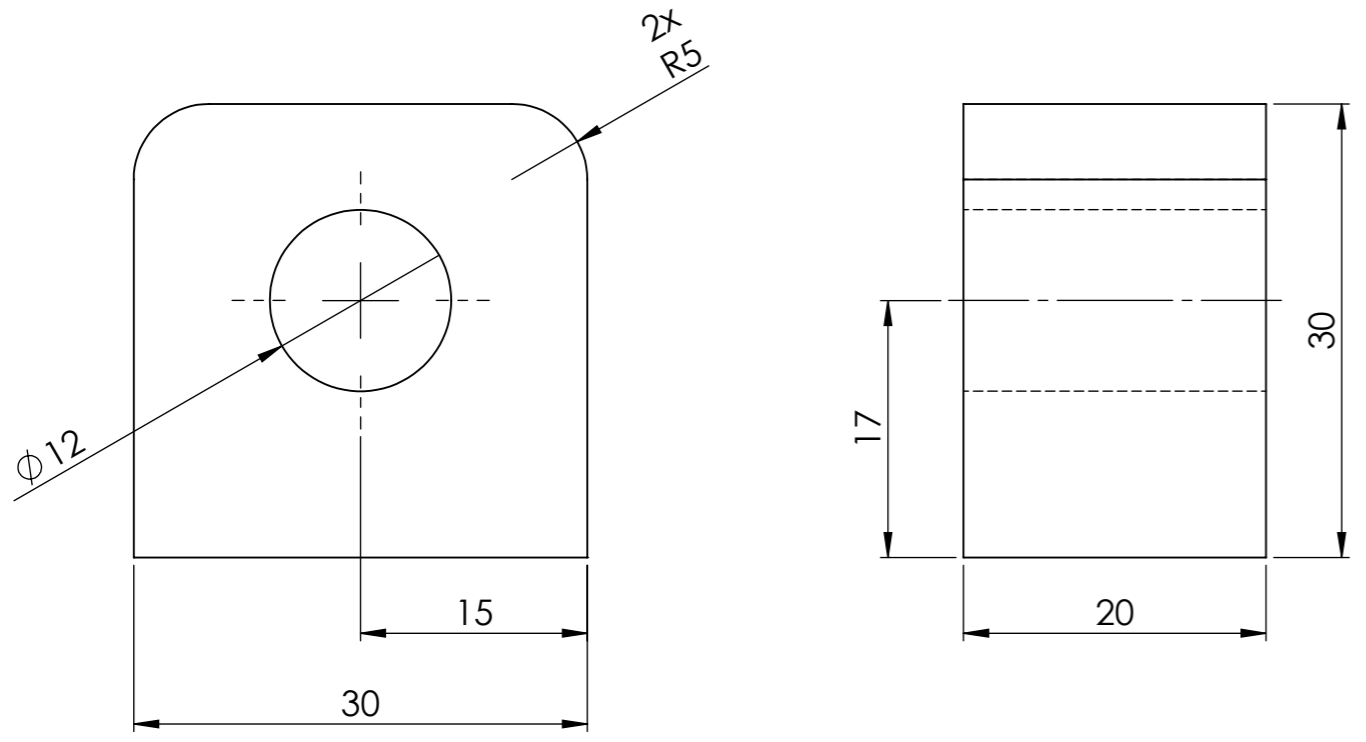
PROJETO DE FIM DE CURSO		DEM	UFRJ
TÍTULO:	Haste	COTAS: mm	DATA: 28/02/2014
PROJETISTA:	Felipe Sarabando D' Oliveira	ESCALA: 2:1	A3



1



2



Nº DO ITEM	DESCRIÇÃO	MATERIAL	QTD.
1	Tampa	Alumínio 6061-T6	1
2	Olhal	Alumínio 6061-T6	1

PROJETO DE FIM DE CURSO

DEM

UFRJ

TÍTULO:

Tampa do Cilindro

COTAS:

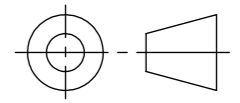
mm

DATA:

28/02/2014

PROJETISTA:

Felipe Sarabando D' Oliveira



ESCALA:

2:1

A3

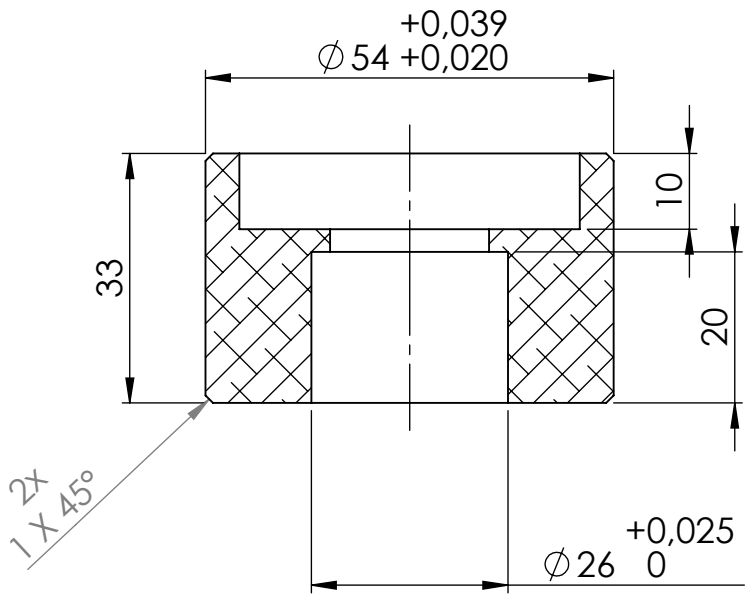
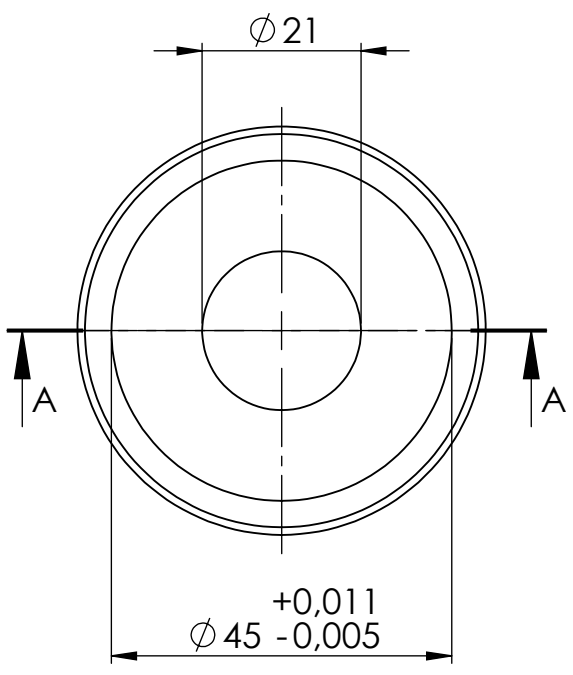
A

B

C

D

E



SEÇÃO A-A

PROJETO DE FIM DE CURSO

DEM

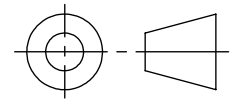
UFRJ

TÍTULO:
Alojamento do Vedante e da Bucha

COTAS:
mm

DATA:
28/02/2014

PROJETISTA:
Felipe Sarabando D' Oliveira



ESCALA:
1:1

A4

A

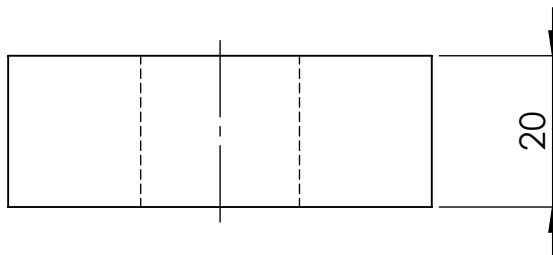
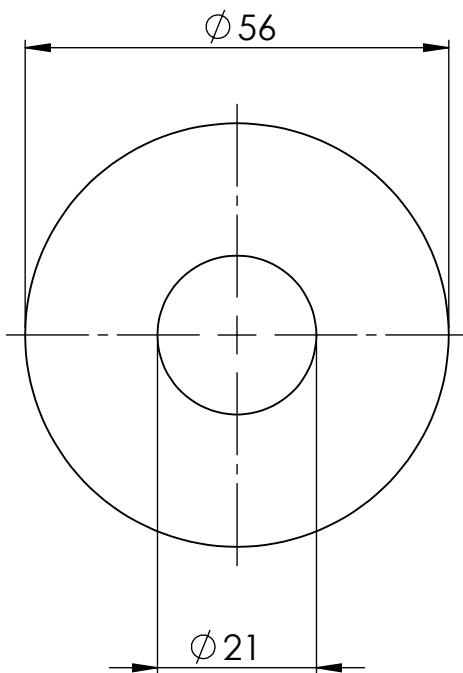
B

C

D

E

F



PROJETO DE FIM DE CURSO

DEM

UFRJ

TÍTULO:

Batente Externo

COTAS:

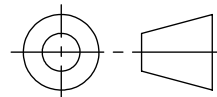
mm

DATA:

28/02/2014

PROJETISTA:

Felipe Sarabando D' Oliveira



ESCALA:

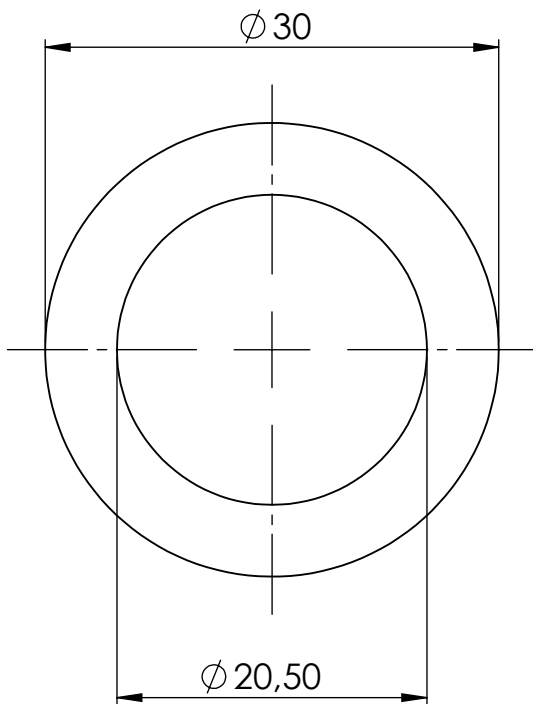
1:1

A4

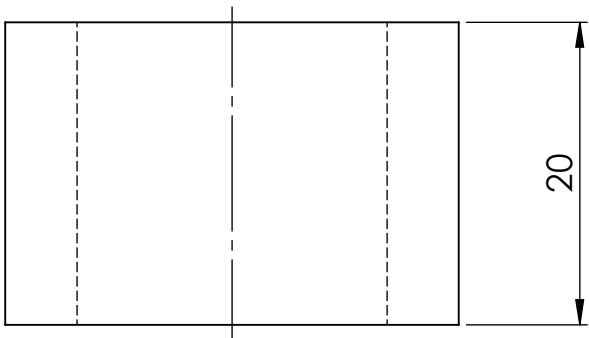
A

B

C



D



E

F

PROJETO DE FIM DE CURSO

DEM

UFRJ

TÍTULO:

Batente Interno

COTAS:

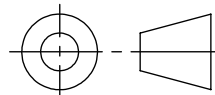
mm

DATA:

28/02/2014

PROJETISTA:

Felipe Sarabando D' Oliveira



ESCALA:

2:1

A4

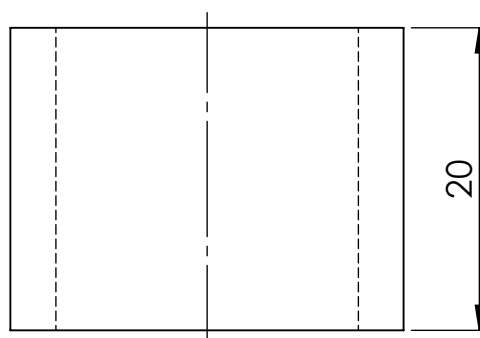
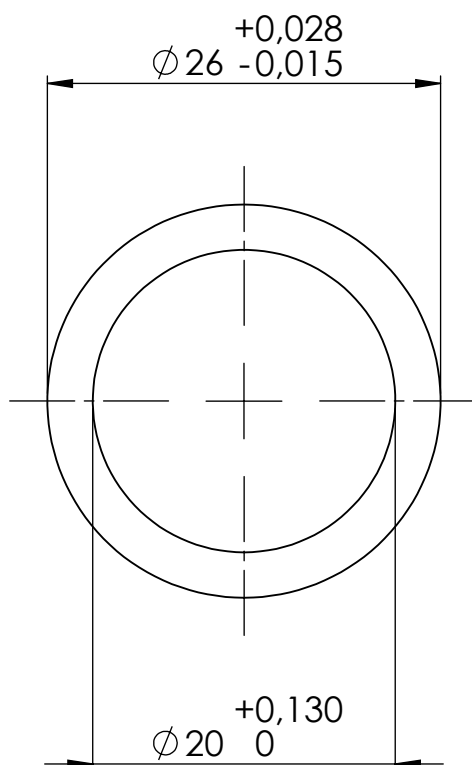
A

B

C

D

E



PROJETO DE FIM DE CURSO

DEM

UFRJ

TÍTULO:

Bucha de Escora

COTAS:

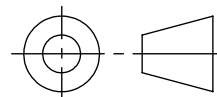
mm

DATA:

28/02/2014

PROJETISTA:

Felipe Sarabando D' Oliveira



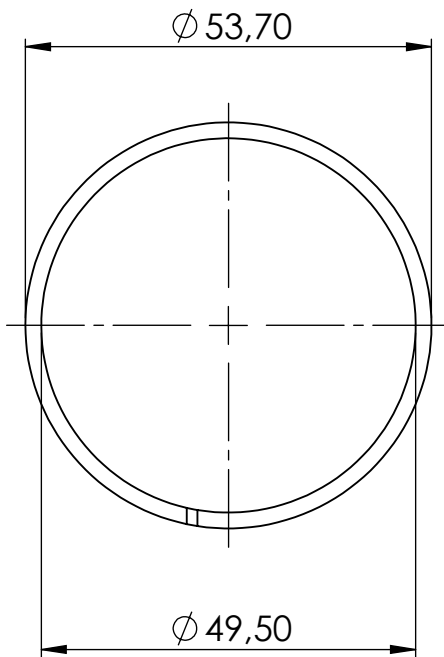
ESCALA:

2:1

A4

F

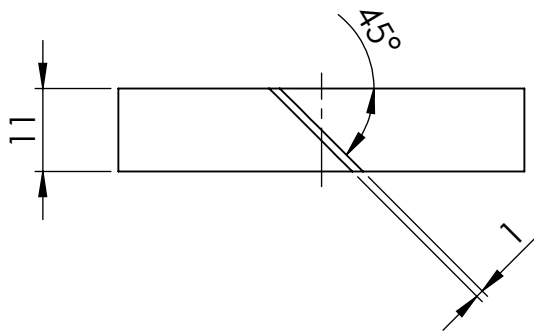
A



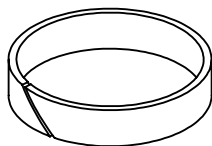
B

C

D



E



ESCALA 1:2

F

PROJETO DE FIM DE CURSO

DEM

UFRJ

TÍTULO:

Bucha do Pistão

COTAS:

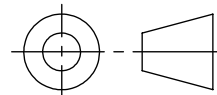
mm

DATA:

28/02/2014

PROJETISTA:

Felipe Sarabando D' Oliveira



ESCALA:

1:1

A4

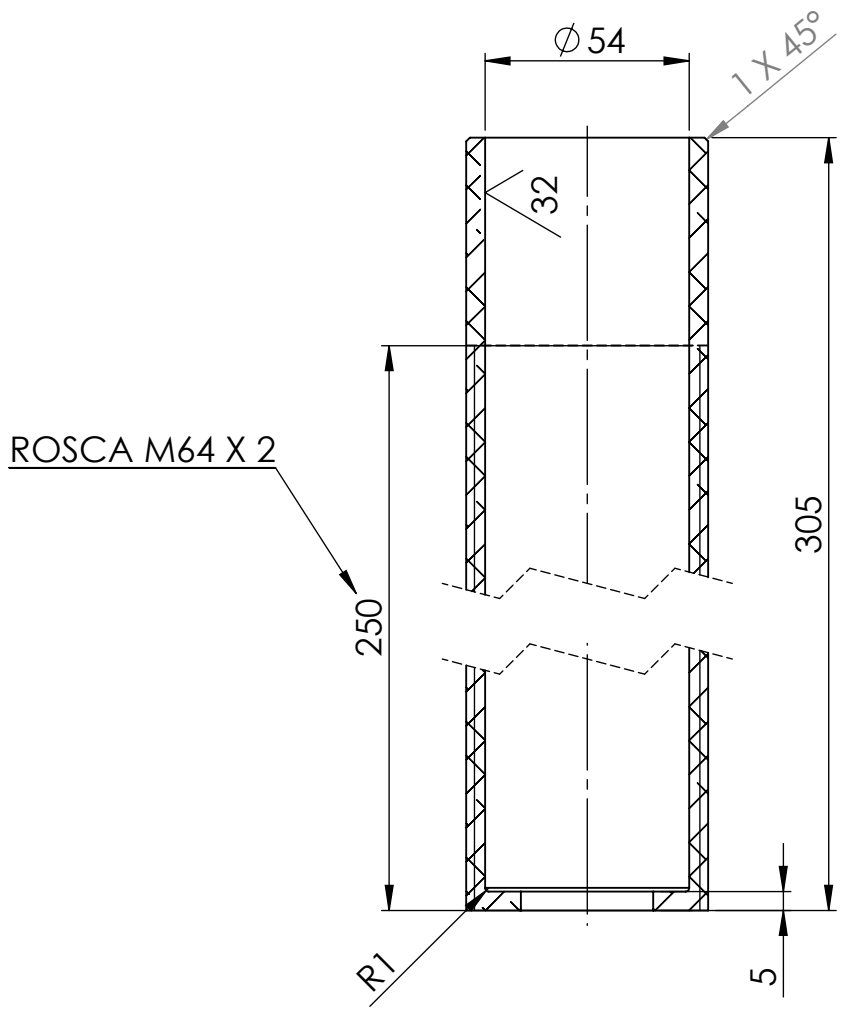
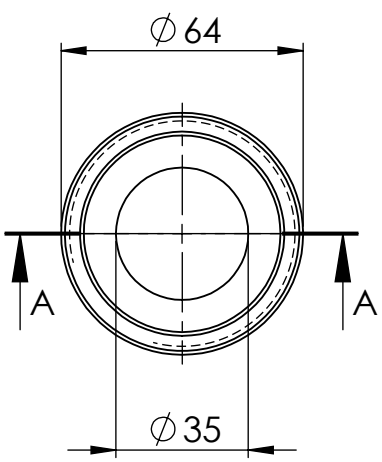
A

B

C

D

E



SEÇÃO A-A

PROJETO DE FIM DE CURSO

DEM

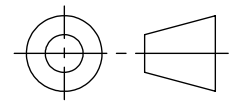
UFRJ

TÍTULO:
Cilindro do Amortecedor

COTAS:
mm

DATA:
28/02/2014

PROJETISTA:
Felipe Sarabando D' Oliveira



ESCALA:
1:2

A4

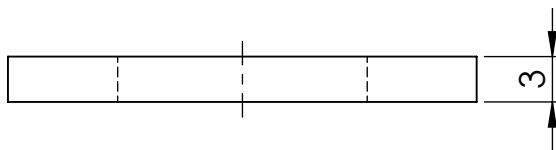
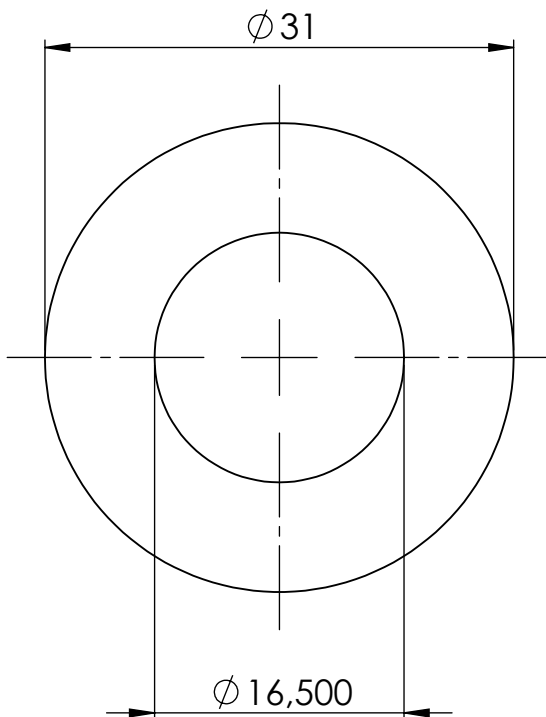
A

B

C

D

E



<p>PROJETO DE FIM DE CURSO</p>	<p>DEM</p>	<p>UFRJ</p>	
<p>TÍTULO: Disco da Válvula</p>	<p>COTAS: mm</p>	<p>DATA: 28/02/2014</p>	
<p>PROJETISTA: Felipe Sarabando D' Oliveira</p>		<p>ESCALA: 2:1</p>	<p>A4</p>

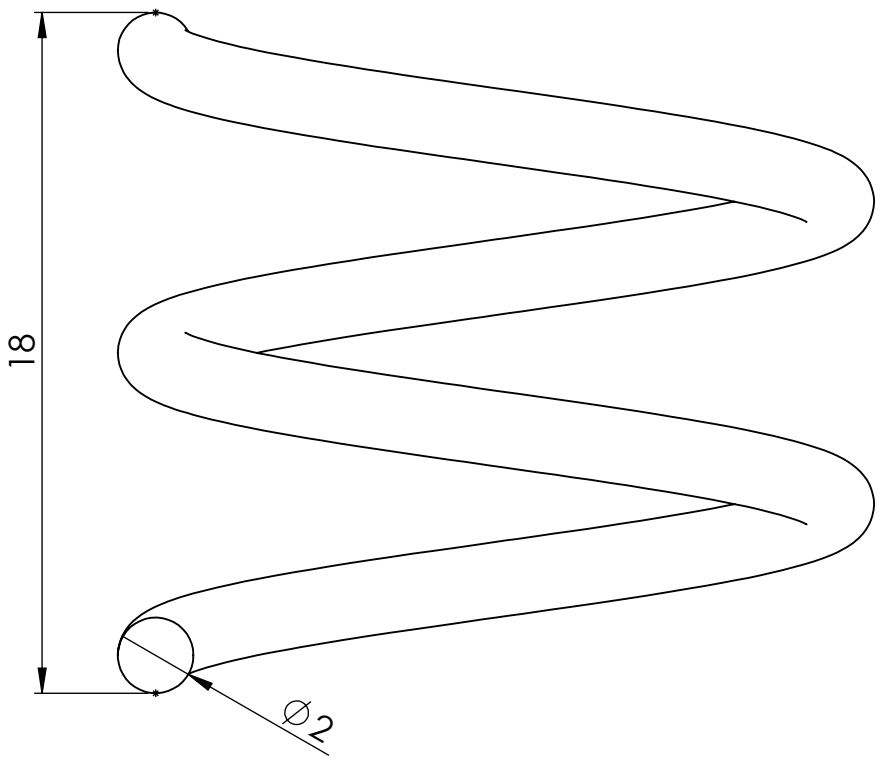
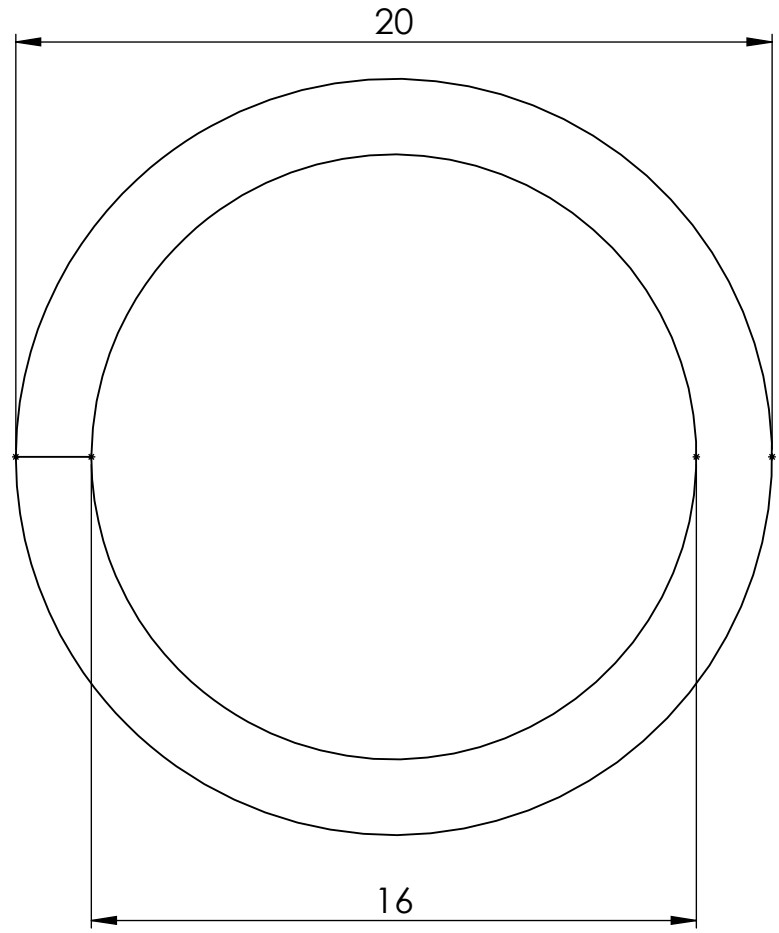
A

B

C

D

E



PROJETO DE FIM DE CURSO

DEM

UFRJ

TÍTULO:

Mola da Válvula

COTAS:

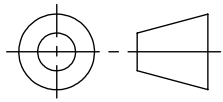
mm

DATA:

28/02/2014

PROJETISTA:

Felipe Sarabando D' Oliveira



ESCALA:

5:1

A4

F

A

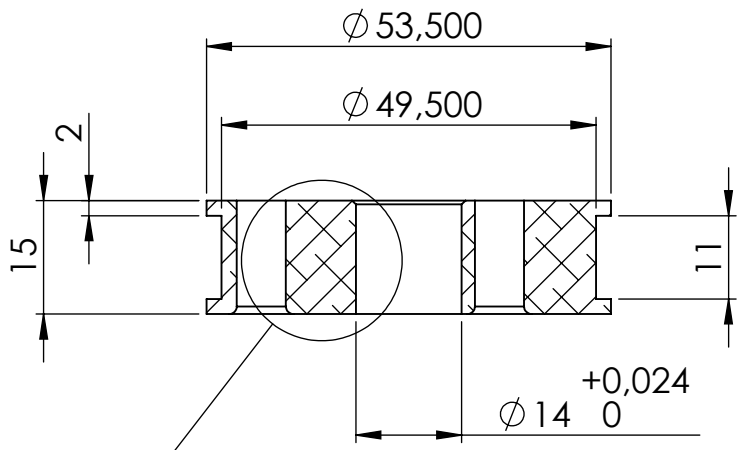
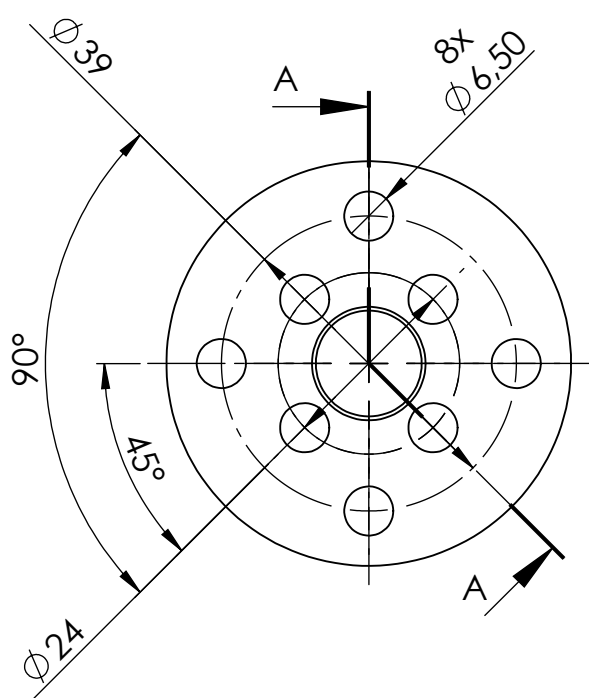
B

C

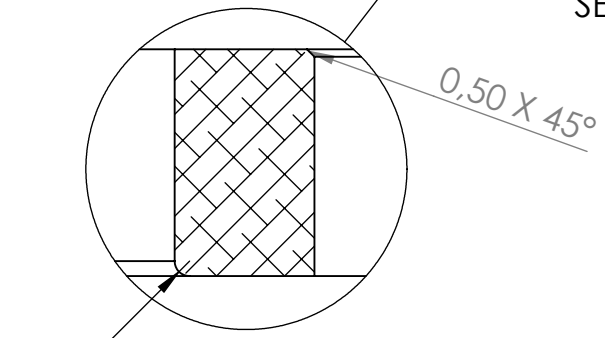
D

E

F



SEÇÃO A-A



DETALHE B
ESCALA 2 : 1

PROJETO DE FIM DE CURSO

DEM

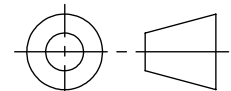
UFRJ

TÍTULO:
Pistão Dianteiro

COTAS:
mm

DATA:
28/02/2014

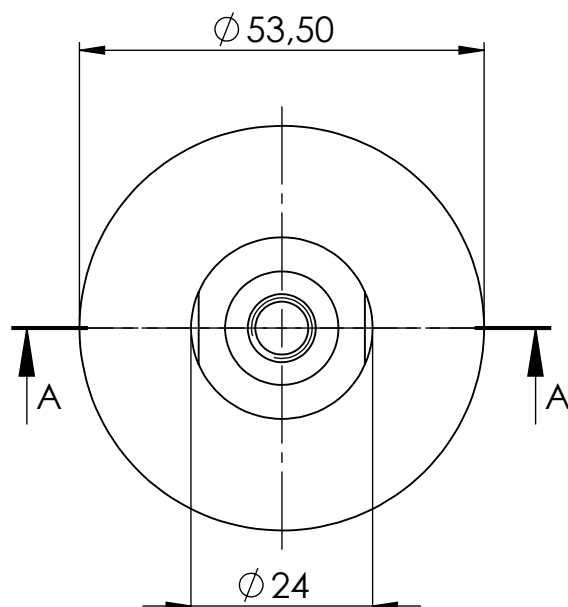
PROJETISTA:
Felipe Sarabando D' Oliveira



ESCALA:
1:1

A4

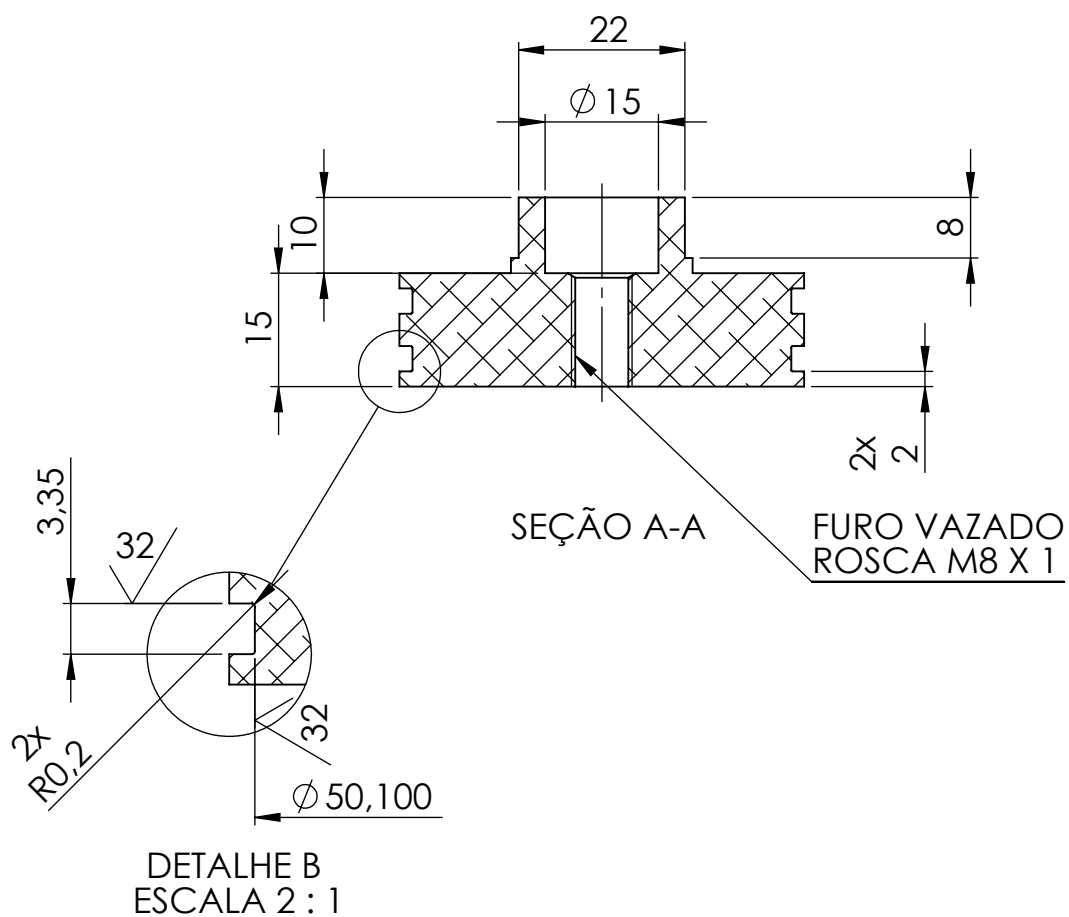
A



B

C

D



E

F

PROJETO DE FIM DE CURSO

DEM

UFRJ

TÍTULO:

Pistão Flutuante

COTAS:

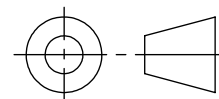
mm

DATA:

28/02/2014

PROJETISTA:

Felipe Sarabando D' Oliveira



ESCALA:

1:1

A4

A

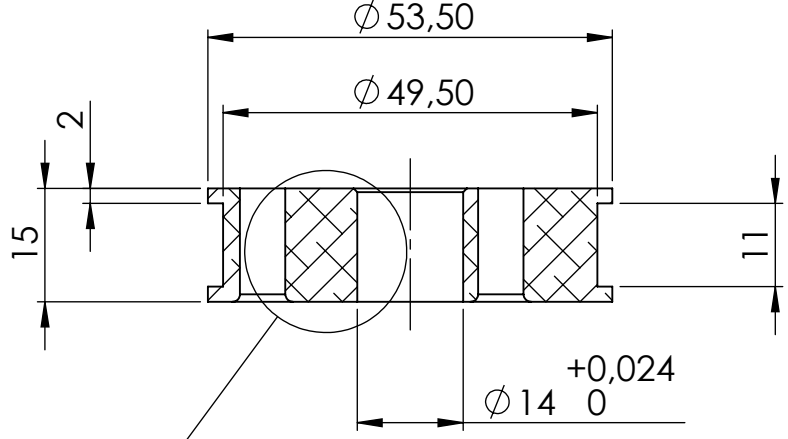
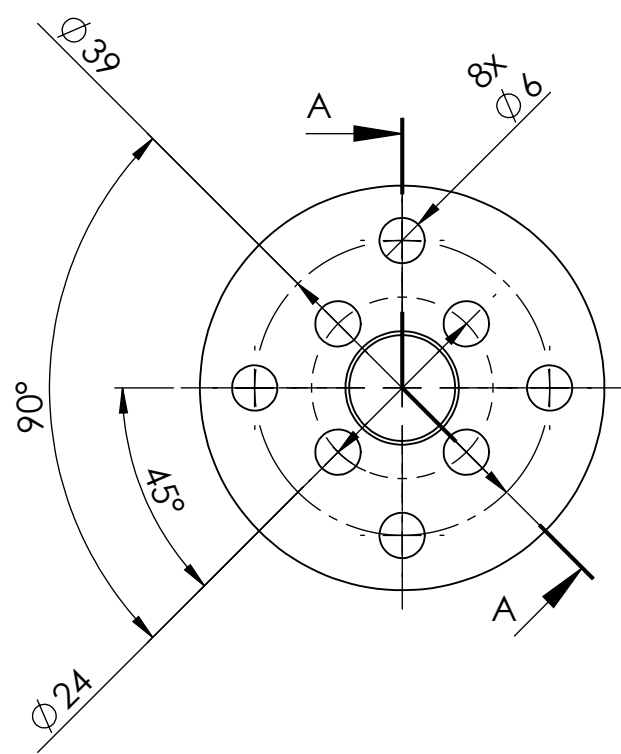
B

C

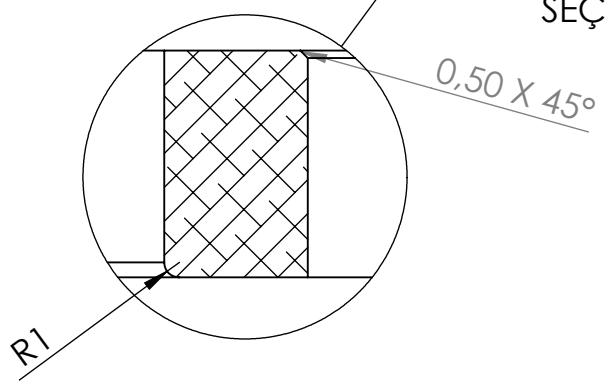
D

E

F



SEÇÃO A-A



DETALHE B
ESCALA 2 : 1

PROJETO DE FIM DE CURSO

DEM

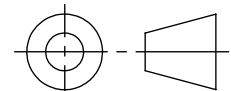
UFRJ

TÍTULO:
Pistão Traseiro

COTAS:
mm

DATA:
28/02/2014

PROJETISTA:
Felipe Sarabando D' Oliveira



ESCALA:
1:1

A4