

MATHEUS HENRIQUE FRATASSI DE CARVALHO

**PROJETO DE UM AMORTECEDOR DE MASSA
AUXILIAR SINTONIZÁVEL SEMIATIVO COM
ACOPLAMENTO POR ATRITO**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

2018

MATHEUS HENRIQUE FRATASSI DE CARVALHO

**PROJETO DE UM AMORTECEDOR DE MASSA
AUXILIAR SINTONIZÁVEL SEMIATIVO COM
ACOPLAMENTO POR ATRITO**

Trabalho de Conclusão de Curso
Aprovado apresentado à Faculdade de
Engenharia Mecânica da Universidade Federal
de Uberlândia, como parte dos requisitos para a
obtenção do título de **BACHAREL EM**
ENGENHARIA MECÂNICA.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e
Vibrações.

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos

UBERLÂNDIA – MG

2018

AGRADECIMENTOS

A Deus pelo dom da vida.

A minha família, Fabiana, Amanda e Daniel.

A minha esposa Camila por sua companhia inestimável. Ao Nylton, à Edna, ao Leandro e à Mariane, que sempre me aconselharam.

À Universidade Federal de Uberlândia e à Faculdade de Engenharia Mecânica pela oportunidade de realizar o Curso de Graduação em Engenharia Mecânica.

Ao Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos, a quem sou muito grato pela oportunidade de participar desse projeto, por sua paciência, orientação e pelas boas conversas.

Ao MSc. Humberto Tronconi Coelho pela plena disposição em colaborar com seu conhecimento, apoio e sugestões.

Aos colegas de curso da 90ª Turma de Engenharia Mecânica.

Aos amigos e familiares que me apoiaram durante todo o curso, mesmo que distantes fisicamente.

DEDICATÓRIA

*Em memória de meu pai Marcelo André de
Carvalho e de minha avó Maria Aparecida
de Carvalho*

CARVALHO, M. H. F. de. **Projeto de um Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável Semiativo com Acoplamento por Atrito**. 2018. 96 f. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Resumo

Um método convencional e eficiente para reduzir vibrações de sistemas mecânicos, principalmente os picos de ressonância, é anexar um sistema auxiliar ao sistema primário. Tradicionalmente, esses dispositivos recorrem às técnicas de controle passiva ou ativa, e são munidos de amortecedores viscosos em sua suspensão. Entretanto, há casos em que seu emprego é inviável ou em que há demanda de maior eficiência. Este trabalho apresenta uma alternativa a esses dispositivos por meio da utilização de um Amortecedor por Atrito Semiativo (AAS) na suspensão de Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável (AMAS) para sua sintonia. As forças de atrito em sistemas dinâmicos geram não-linearidades dificultando a obtenção de modelos confiáveis, porém estudos teóricos recentes demonstram o bom desempenho do AMAS diante de variadas formas e faixas de frequência de excitação e condições de operação. O objetivo deste trabalho é projetar uma bancada experimental do AMAS a fim de promover ensaios que corroborem tais resultados teóricos. O AMAS proposto consiste de um conjunto referenciado como Pinça Flutuante, responsável por promover a força de atrito a partir de um atuador piezelétrico sobre a massa auxiliar. Esta é sustentada por quatro lâminas em paralelo fixas a um quadro rígido, que, por sua vez, deve-se fixar aos elementos de uma bancada pré-existente no laboratório. Eixos, unidades de rolamento lineares, mancais, célula de carga e atuador piezelétrico também compõem o projeto, sendo dimensionados e selecionados com base em catálogos de fabricantes. O projeto final apresenta: massa primária de 5,35 kg; massa auxiliar de 0,53 kg; rigidez do sistema auxiliar de 4,9 kN/m. Uma curva de receptâncias obtida a partir desses valores aponta para o ótimo desempenho do dispositivo. Validações mecânicas são realizadas garantindo qualidade e robustez do projeto para construção da bancada.

Palavras Chaves: Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável, Amortecedor por Atrito Semiativo, Controle de Vibração.

CARVALHO, M. H. F. de. **Mechanical Design of a Semiactive Tunable Auxiliary Mass Damper with Friction Coupling**. 2018. 96 p. Undergraduate Thesis, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Abstract

A conventional and efficient method to reduce vibrations of mechanical systems, especially resonance peaks, is to attach an auxiliary system to the primary system. Traditionally, these devices rely on passive or active control techniques, and are fitted with viscous shock absorbers in their suspension. However, there are cases where their employment is unviable or where there is a demand for greater efficiency. This work presents an alternative to these devices through the use of a Semi-Active Friction Damper (SA-FD) on the suspension of a Tunable Auxiliary Mass Damper (T-AMD) for its tuning. Friction forces in dynamic systems generate nonlinearities making it difficult to obtain reliable models, but recent theoretical studies demonstrate the good performance of T-AMD with SA-FD in a variety of excitation frequency ranges and operating conditions. This work aims to design a test-rig of this T-AMD in order to promote trials that corroborate such theoretical results. The proposed T-AMD consists of a set referenced as Floating Caliper, responsible for promoting the friction force from a piezoelectric actuator on the auxiliary mass. This is supported by four flexible beams in parallel fixed to a rigid frame, which, in turn, is attached to the elements of a pre-existing bench in the laboratory. Axles, linear bearing units, bearings, load cell and piezoelectric actuator also make up the design are selected based on manufacturers' catalogs. The final design presents: primary mass of 5.35 kg; auxiliary mass of 0.53 kg; rigidity of the auxiliary system of 4.9 kN / m. A receptance curve obtained from these values points to the optimal performance of the device. Mechanical validations are carried out guaranteeing quality and robustness for the construction of the test-rig.

Keywords: Tunable Auxiliary Mass Damper, Semi-Active Friction Damper, Vibration Control, Design of a Test-Rig .

Lista de Figuras

Figura 2.1 – Amortecedores <i>Vicoda</i> : a) Amortecedor Ativo instalado em uma indústria química na Alemanha; b) ensaio de um Amortecedor de Massa Sintonizado para tubulações. Fonte: Vicoda (2017).....	9
Figura 2.2 – Amortecedores <i>Pall Dynamics</i> : a) armadura cruzada; b) deslizamento linear. Fonte: Pall Dynamics (2017).....	10
Figura 2.3 – Amortecedores <i>Damptech</i> : a) teste de amortecimentos rotacionais de fricção, carga de 5000kN; b) ciclo de histerese. Fonte: Damptech (2017).	10
Figura 2.4 – Diagrama esquemático do arranjo de um AMAS.	13
Figura 2.5 – Diagrama de corpo livre do sistema. Fonte: Castro e Lima. (2014)	15
Figura 2.6 – Resultado numérico de Castro e Lima. (2014) para utilização do AAS na suspensão do AMAS: ADV somente (vermelho); AMAS com AAS (azul). Fonte: Castro e Lima. (2014)	15
Figura 2.7 – Receptâncias para cada estratégia de controle da força normal. Fonte: Guerineau et al (2016).....	16
Figura 2.8 – Valores do indicador de desempenho <i>PP</i> para cada estratégia de controle da força normal. Fonte: Guerineau et al (2016).	16
Figura 3.1 – Representação esquemática do AMAS anexado ao sistema vibratório principal. Diagrama de corpo livre.	19
Figura 3.2 – Modelo do contato de atrito seco com rigidez tangencial.....	20
Figura 3.3 – Bancada pré-existente no LSM-UFU.....	22
Figura 3.4 – Representação esquemática do protótipo: concepção inicial.....	23
Figura 3.5 – Principais componentes do freio-a-disco de automóveis. Mesmo princípio aplicado para Pinça Flutuante do AMAS. Fonte: adaptado de PISHAD (2012).....	25
Figura 3.6 – Princípio de Funcionamento do freio-a-disco de automóveis. Mesmo princípio aplicado para Pinça Flutuante do AMAS. Sem pressão aplicada (esquerda). Com pressão aplicada (direita).	25
Figura 4.1 – Pinça Flutuante: subconjunto do protótipo. Representação esquemática	30
Figura 4.2 – Quadro estrutural e massa auxiliar do protótipo. Representação esquemática: a) vista isométrica do subconjunto; vista inferior do subconjunto; b) vista explodida da massa auxiliar e das lâminas <i>k2</i>	31

Figura 4.3 – AMAS com acoplamento por atrito utilizando AAS. Representação esquemática: a) visualização renderizada; b) visualização de arames.	32
Figura 4.4 – AMAS com acoplamento por atrito utilizando AAS. Representação esquemática: a) destaque para massa m_2 ; b) destaque para massa m_1	32
Figura 4.5 - Simulação em elementos finitos do subconjunto Pinça Flutuante do protótipo: condições de contorno.	33
Figura 4.6 - Simulação em elementos finitos do subconjunto Massa Auxiliar do protótipo: condições de contorno	35
Figura 4.7 - Resultados da simulação do subconjunto Massa Auxiliar: tensões equivalentes.	35
Figura 4.8 - Resultados da simulação do subconjunto Massa Auxiliar: força aplicada x deslocamento das lâminas	36
Figura 4.9 - Simulação para o subconjunto Pinça Flutuante: análise de transmissão da força normal.....	36
Figura 4.10 - Resultados da simulação para a Pinça Flutuante: receptâncias.	37
Figura 4.11 - Modos de vibrar do modelo: frequência de 23,29Hz.	38
Figura 4.12 - Modos de vibrar do modelo: frequência 141,65Hz.	38
Figura 4.13 - Modos de vibrar do modelo: frequência 323,32Hz.	39
Figura 4.14 – Resultados da análise numérica para o protótipo. Comparação entre receptâncias: livre (1GDL, tracejado escuro); AMAS (tracejado vermelho);.....	40
Figura I.1 - Unidade de Rolamento Linear SKF LQCR. Fonte: SKF (2017).....	78
Figura I.2 - Mancal SKF LEAS. Fonte: SKF (2017).....	79
Figura I.3 - Eixos SKF de precisão para apoio linear. Fonte: SKF (2017)	80
Figura I.4 - Atuador Cedrat APA500L: <i>datasheet</i> . Fonte: Cedrat (2017).....	81
Figura I.5 - Atuador Cedrat APA500L: dimensões. Fonte: Cedrat (2017)	82
Figura I.6 – Célula de Carga ATI-Mini45: <i>datasheet</i> . Fonte: ATI (2017).....	83
Figura I.7 – Célula de Carga ATI-Mini45: dimensões. Fonte: ATI (2017)	84

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 – Abordagens para controle de vibração e suas características	8
Tabela 2.2 – Variações e aplicações de amortecedores na indústria	11
Tabela 3.1 – Propriedades físicas do sistema primário e do contato por atrito	23
Tabela 4.1 – Principais elementos do subconjunto Pinça Flutuante.....	30
Tabela 4.2 – Resultados da análise estática do subconjunto Pinça Flutuante: reações nos mancais.	34
Tabela 4.3 – Propriedades físicas para análise numérica do modelo projetado	40
Tabela II.1 – Lista de Materiais.....	73

Lista de Símbolos

C, c	Coeficiente de amortecimento
C_{dyn}	Capacidade de carga dinâmica do rolamento
f	Frequência em Hertz.
F_{13}	Força de atrito no acoplamento
F_{exc}	Força de excitação à estrutura principal
FS	Fator de Segurança
FS_{MN}	Fator de Segurança Mínimo
F_{res}	Força resultante; soma vetorial de todas as forças no espaço tridimensional
F_x, F_y, F_z	Forças aplicadas na direção dos eixos x , y e z , respectivamente
K, k	Rigidez
K_T, k_T	Rigidez tangencial
M_x, M_y, M_z	Momentos angulares em torno dos eixos x , y e z , respectivamente.
M_{res}	Momento resultante; soma vetorial de todos os momentos no espaço tridimensional.
m	Massa
m_1^o	Massa primária da bancada pré-existente no laboratório
$N(t)$	Força normal ao longo do tempo em (CASTRO <i>et al.</i> , 2014)
P_p	Parâmetro de desempenho em (GUERINEAU <i>et al.</i> , 2016)
r_f	Razão de frequências entre f_2/f_1 ou ω_2/ω_1
r_m	Razão de massas entre m_2/m_1
S_y	Limite de escoamento do material
σ_e	Máxima tensão equivalente, critério de <i>Von Mises</i>
x	Deslocamento; indicativo de direção
$\dot{x}$	Velocidade
μ	Coeficiente de atrito estático
ω	Frequência em radianos por segundo
ω_n	Frequência natural em radianos por segundo

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 – Introdução.....	1
1.1. Objetivos.....	3
1.2. Justificativas.....	4
CAPÍTULO 2 – Revisão Bibliográfica.....	6
2.1. Abordagens para Controle de Vibrações.....	6
2.2. Aplicações na Indústria e Amortecedores por Atrito.....	8
2.3. Amortecedores de Massa Auxiliar.....	12
2.4. Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável com Utilização de Atrito.....	13
CAPÍTULO 3 – Desenvolvimento.....	18
3.1. Fundamentação Teórica: Modelo do Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável Utilizando Amortecedor por Atrito Semiativo.....	18
3.2. Metodologia.....	21
CAPÍTULO 4 – Resultados e Discussão.....	29
4.1. Descrição do Projeto.....	29
4.2. Verificações Mecânicas.....	32
CAPÍTULO 5 – Conclusão.....	41
CAPÍTULO 6 – Referências Bibliográficas.....	43

APÊNDICES	50
I. Folhas de Projeto.....	50
II. Lista de Materiais (<i>Bill of Materials</i>).....	73
 ANEXOS	 77
I. Referências Comerciais (<i>Datasheet</i>).....	77

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Em ambientes industriais, diversas são as fontes de vibração, como processos de prensagem, limpezas por jateamento, veículos transitando, rotores e outras máquinas rotativas. Há casos em que tais vibrações se tornam excessivas e prejudicam o processo fabril, a integridade estrutural dos equipamentos e a saúde de seus operadores. Atividades como movimentação de pessoas e máquinas, e eventos naturais, como abalos sísmicos e forças do vento, interação com as estruturas prediais podendo afetar sua estabilidade e integridade de maneiras não previstas em seus projetos. Por isso, soluções robustas e adaptáveis são requeridas pela indústria moderna. (RAO, 2008).

Vibrações com amplitudes elevadas podem causar desgaste excessivo de mancais, formação de trincas, afrouxamento de parafusos, falhas estruturais e mecânicas, aumento na frequência de manutenções, redução do tempo de vida útil e mau funcionamento dos equipamentos. Uma das situações mais severas se dá quando a frequência de excitação harmônica se encontra em ressonância com uma das frequências naturais da estrutura. Nesse caso a amplitude de resposta do sistema é amplificada ao máximo. (RAO, 2008).

No que tange à saúde das pessoas em ambientes de trabalho, a atenuação dos níveis de vibração excessivos é fundamental. Neste contexto, citam-se as normas ISO 8041 (2017), NR Nº 9 – ANEXO I (2017) e NHO 09 – Fundacentro (2013), que abordam de forma prática esse assunto, e apontam de formas quantitativa e qualitativa os níveis de vibração admissíveis e não prejudiciais à saúde.

Embora por vezes as vibrações possam ser atenuadas como resultado de processos de fabricação mais rigorosos, os custos carregados são geralmente mais elevados (JOLLY et al., 1995). Além disso, com o desenvolvimento de novas tecnologias, e com o avanço em pesquisas na área de eletrônica, os requisitos de que dispositivos eletromecânicos sejam mais

leves, menores, mais robustos e com baixo consumo de energia têm se tornado cada vez mais exigentes, com intuito de aumentar a eficiência das plantas. Santos et al. (2017) lembram que estruturas mais leve tendem a ser mais flexíveis, aumentando a vibração do sistema, logo requerem também maior atenção para garantir a integridade estrutural diante de vibrações.

O desenvolvimento de dispositivos para o controle de vibrações objetiva primordialmente reduzir os danos causados ao sistema dinâmico sem implicar em grandes modificações na estrutura principal. Esses danos podem ser evitados mediante isolamento da vibração e/ou transformação gradativa da energia da vibração para outra forma, a fim de dissipar na forma de calor ou som, por exemplo. (RAO, 2008).

Segundo Alves (2015 p. 56), existem vários tipos de dispositivos para controlar as vibrações em estruturas os quais vão da forma mais simples, como a utilização de materiais dissipadores de energia, até amortecedores geridos por computadores. A escolha do melhor método é uma soma de diversos pontos a serem estudados, como por exemplo: quais são as solicitações externas; qual será o nível de manutenção do sistema; qual é o espaço disponível para a instalação do amortecedor; entre outros. É plausível uma solução de compromisso entre vibração tolerável e custo aceitável de fabricação, conforme Jolly et al. (1995) expressam.

Como visto em Rao (2008), o amortecimento viscoso é o mecanismo de amortecimento mais comumente usado em análise de vibrações. A resistência que um meio fluido promove ao sistema mecânico causa a dissipação de energia, sendo que a força de amortecimento é proporcional à velocidade do corpo que constitui o sistema.

Tradicionalmente, as suspensões veiculares são constituídas por amortecedores telescópicos, uma forma de construção que utiliza fluidos viscosos para promover a dissipação da energia advinda dos desníveis do solo. Matematicamente, o amortecimento é função da velocidade do corpo em relação ao fluido. Destaca-se que as propriedades do fluido podem sofrer grandes alterações com variações da temperatura, podendo levar a um desempenho inferior ao esperado desse mecanismo de dissipação. (HWANG, 1998; DIXON, 2007; RAO, 2008; D'OLIVEIRA, 2014).

Amortecedores por atrito seco, ao contrário dos amortecedores viscosos, são independentes da velocidade relativa entre o fluido e os outros corpos; não sofrem disfunção com grandes variações na temperatura; e tampouco apresentam problemas com vazamento de fluido (HWANG, 1998; RAO, 2008; MIGUEL, 2008; DAMPTECH, 2013). Ao longo da história têm se mostrado dispositivos eficazes na remoção de energia mecânica do sistema vibratório e, conseqüentemente, na atenuação das amplitudes de vibração. Tal mecanismo de

dissipação de energia tem sido aplicado e benquistado em estruturas de construções civis no mundo todo, algumas datando da década de 80 (KAREEM, 1996; KAREEM, 1999; LU et al, 2006; NG E XU, 2007).

Castro e Lima (2014), Martiniano (2014) e Rodriguez (2014) mostraram que amortecedores por atrito com controle semiativo da força normal apresentam grande robustez e eficiência.

Quando um Amortecedor por Atrito Semiativo (AAS) é utilizado na suspensão de um sistema de massa auxiliar para sintonizá-lo os resultados numéricos são promissores. Nessa construção, o controle da força normal no acoplamento por atrito é capaz de sintonizar o sistema auxiliar ao mesmo tempo em que dissipa energia mecânica do sistema vibratório principal (DUPONT, KASTURI E STOKES, 1997; NITZSCHE et al, 2005). Por isso, é identificado como Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável (AMAS), um dispositivo semiativo, que é o objeto de estudo do presente trabalho e será discutido em detalhes nos capítulos seguintes.

Diante de sua comprovada eficiência, as pesquisas têm se voltado para estes dispositivos adaptativos utilizando atrito seco em sua suspensão. Os estudos numéricos recentes realizados por Castro e Lima (2014), Coelho, Santos e Mahfoud (2014), Coelho, Léopore e Santos (2016), Guinereau et al (2016) e Carvalho et al (2017) avaliaram os parâmetros e os arranjos que otimizam o desempenho do dispositivo. Trata-se de uma solução inovadora que atende às demandas mais atuais da indústria com os recursos hoje disponíveis.

Seguindo a sugestão de Castro e Lima (2014), a contribuição deste trabalho para este assunto se dá através do projeto do modelo físico do dispositivo, no sentido de colaborar para tornar possível a avaliação experimental dos métodos e parâmetros de controle desenvolvidos por estes autores junto ao Laboratório de Sistemas Mecânicos da Universidade Federal de Uberlândia (LSM-UFU), passando a ser parte integrante de uma tese de doutorado em fase final de aprovação (COELHO, 2018).

Neste trabalho, uma bancada experimental do AMAS é projetada tomando por base a bancada já existente no laboratório. O projeto proposto lança mão de um sistema conhecido como Pinça Flutuante, dotado de atuador piezelétrico, célula de carga, utiliza guias lineares e é otimizado para atender uma relação ótima de parâmetros definidos pelas estratégias de modelos teóricos desenvolvidas por outros autores.

1.1. Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é projetar a bancada experimental do AMAS com AAS em sua suspensão com intuito de possibilitar ensaios no Laboratório de Sistemas Mecânicos da Universidade Federal de Uberlândia (LSM-UFU).

Para que o objetivo geral seja alcançado, os seguintes objetivos específicos precisam ser atendidos:

- 1) Compreender a dinâmica do dispositivo estudado, os parâmetros governantes de seu funcionamento e as restrições de movimento propostas pelo modelo;
- 2) Identificar pré-requisitos e restrições para o projeto, como rigidez e dimensões de bancada pré-existente ao qual o mecanismo irá se acoplar, a razão de massa almejada entre o sistema principal e o auxiliar, propriedades físicas almejadas para o sistema auxiliar, atuador e transdutor utilizado etc.;
- 3) Apresentar soluções de projeto que não comprometam a dinâmica do dispositivo, possibilitando a ocorrência de todos os estados previstos para o acoplamento por atrito, garantindo a robustez do projeto.
- 4) Ao final do projeto, verificar se as propriedades físicas obtidas estão suficientemente próximas às requeridas e se elas atendem ao comportamento dinâmico almejado;
- 5) Realizar verificações mecânicas do protótipo, avaliando a rigidez da estrutura, as frequências naturais da estrutura, reações aos esforços aplicados bem como sua resistência às tensões que serão impostas;
- 6) Apresentar as plantas, peças, componentes, materiais e, se possível, sugerir processos para que a fabricação da bancada seja executada;

1.2. Justificativas

O trabalho se justifica pela frequente requisição existente por sistemas mecânicos controlados com capacidade de manter seu desempenho mesmo diante da variação das condições operacionais (forças de excitação com frequências e formas variadas) ou de alterações de propriedades. O consumo de energia também é relevante devido à busca por mais eficiência em situações com restrição energética, como em sistemas embarcados. Além disso, apenas promover amortecimento ao sistema não é o suficiente, sendo que é necessário

obter boa resposta temporal, isto é, garantir o melhor amortecimento no menor tempo possível.

Neste cenário, os dispositivos cujas propriedades de rigidez e amortecimento possam ser alteradas são promissores, tal que os mesmos são energeticamente eficientes e podem sintonizar o sistema dinâmico, reduzindo a amplitude da resposta diante de diversas fontes e formas de perturbações externas.

Suspensões com tais características são classificadas como uma abordagem da técnica de controle semiativo, isto é, são dispositivos que minimizam a amplitude de vibração das estruturas controladas alterando a impedância do sistema controlado.

O Amortecedor por Atrito Semiativo (AAS) apresentado por Santos et al. (2017) mostrou excelente capacidade de dissipação quando posicionado entre o sistema vibratório e um referencial inercial. Em sistemas onde não há tal possibilidade, um sistema de massa auxiliar pode ser anexado e o AAS adicionado em sua suspensão, ou seja, adicionar-se um AMAS.

O AMAS com AAS apresenta grande potencial de dissipação de energia, adaptação às alterações no sistema vibratório, eficiência em um amplo espectro de frequências, baixo consumo de energia e até então não apresenta restrições quanto a velocidade, temperatura e massa (inércia) em sua utilização; capaz de superar o desempenho de sistemas de massa auxiliar passivos tradicionalmente utilizados. Ademais, Castro e Lima. (2014) fizeram um ótimo trabalho provando e avaliando numericamente o desempenho desse dispositivo. Coelho (2014) e Guerineau et al. (2016) também estudaram-no numericamente, variando propriedades do sistema e especificando os parâmetros para o desempenho ótimo do mesmo.

Portanto é justificada a avaliação experimental do comportamento dinâmico desse mecanismo diante de uma ampla variedade de excitações. Adotando a sugestão deixada por Castro e Lima. (2014), essa avaliação requer uma bancada cuidadosamente projetada a fim de que seja comprovado experimentalmente o ótimo desempenho numérico desse tipo de amortecedor, e a aplicabilidade do mesmo seja promovida, através da identificação espacial de sua operação, do estabelecimento do aparato instrumental tanto para monitoramento e controle da planta quanto para obtenção dos valores de importantes grandezas físicas.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Abordagens para Controle de Vibrações

Ao se tratar do controle das amplitudes de vibração em sistemas mecânicos, ao que se sabe existem pelo menos quatro abordagens possíveis: passiva, ativa, híbrida e semiativa. O emprego de tais abordagens se estende a todo o mecanismo, elementos e dispositivos utilizados para suprimir a vibração.

Referente aos sistemas auxiliares anexados à estrutura vibratória, a abordagem passiva tem sido muito utilizada ao longo do tempo, aplicada principalmente a embarcações, apresentando boa relação custo-benefício (FRAM, 1911; JOLLY et al., 1995; AHMADIAN et al., 2004).

Trata-se de introduzir no sistema primário um sistema secundário (auxiliar) massa-mola sintonizado para a frequência de ressonância solicitada (entenda-se a frequência natural do sistema primário). Mesmo sendo eficiente em mitigar a amplitude na ressonância, é uma solução restrita, uma vez que atua em estreita faixa de frequência. Suas desvantagens incluem o aumento significativo de peso e dimensões e a falta de adaptação a alterações no comportamento dinâmico do sistema vibratório durante operação. Têm a seu favor o fato de não requererem energia adicional, bastando sintonizar previamente o conjunto secundário.

As demais técnicas são implementadas com intuito de superar as desvantagens da abordagem passiva. São caracterizadas por utilizarem meios de monitoramento do estado do sistema em operação em tempo real e atuadores para introduzir força dissipadora no sistema, de acordo com cada estratégia de controle, ou promover alterações nas propriedades físicas do sistema dinâmico, modificando então seu comportamento.

Na técnica ativa, o atuador trabalha diretamente contra os carregamentos que excitam a estrutura principal e afeta diretamente a equação de movimento que rege o sistema (MARQUES, 2000). A aplicação dessa técnica é limitada principalmente pela capacidade do atuador e pela quantidade de energia que ele consome. Porém, esta técnica apresenta vantagem de poder trabalhar em ampla faixa de frequência e de se adaptar às mudanças no sistema. Essa vantagem vem com o custo elevado de consumo extra de potência, principalmente quando a estrutura vibratória tem grande inércia ou está submetida a elevados níveis de excitação.

A técnica híbrida se resume à combinação das técnicas ativa e passiva. O controle funciona de maneira similar ao sistema ativo, com adição de dispositivos passivos que são incorporados na dinâmica do sistema vibratório. Com esta técnica, as forças de atuação do controle são reduzidas em determinadas condições de operação do sistema, uma vez que para certas faixas de frequência os elementos passivos são suficientes no controle, consequentemente reduzindo a demanda de energia extra.

Quanto à técnica semiativa, é tida como uma evolução da técnica passiva e tem sido uma solução muito empregada nos dias atuais. As vantagens de um dispositivo semiativo para controle de vibração incluem: capacidade de se adaptar a alterações que venham a ocorrer no sistema, eficiência para trabalhar em ampla faixa de frequências, boa relação custo-benefício, e o fato de que o atuador instalado na planta não gera força aditiva diretamente na equação de movimento da estrutura, todavia age sobre os dispositivos dissipadores de energia modificando suas características de funcionamento, o que torna o dispositivo mais econômico energeticamente.

A Tabela 2.1 – a seguir mostra um resumo do que foi apresentado até agora sobre as principais abordagens no controle de vibrações e algumas de suas principais características.

Tabela 2.1 – Abordagens para controle de vibração e suas características

Característica	Técnica de controle			
	Passivo	Ativo	Híbrido	Semiativo
Adapta-se a alterações das condições iniciais	Não	Sim	Sim	Sim
Faixa de frequências de operação	Praticamente restrita à frequência de sintonia	Ajustável	Ajustável	Ajustável
Consumo extra de energia	Não requer	Alto	Médio	Baixo

2.2. Aplicações na Indústria e Amortecedores por Atrito

Kareem et al. (1999), Kareem et al. (2001), Preumont (2011), Rios (2015) listam vários tipos de amortecedores e diversas aplicações no ramo da construção civil. Na Tabela 2.2 estão apresentadas algumas delas, sendo a última da lista um caso especial de aplicação comercial no setor automotivo de um amortecedor semiativo (Audi).

Os estudos sobre o controle de vibração têm sido aplicados de forma prática especialmente em duas frentes da engenharia: na construção civil, focando em prédios altos, pontes e torres, devido principalmente às forças de abalos sísmicos e às forças do vento; e no setor industrial, em tubulações metálicas e de grandes extensões, as quais vibram a ponto de fazer vaziar um fluido que não deveria e de reduzir a vida útil de elementos de união.

Alguns fabricantes de absorvedores de vibração são *VICODA*, *Pall Dynamics*, e *Damptech*. A primeira fornece amortecedores de vários tipos, voltados principalmente para engenharia de aplicação, enquanto as duas últimas focam no mercado de amortecedores por atrito para a construção civil. A diferença entre estas é que a *Pall Dynamics* tem seus dispositivos projetados para o deslocamento linear entre os elementos (tração), ao passo que a *Damptech* produz amortecedores por juntas rotacionais, ou seja, deslocamentos angulares entre elementos. Algumas aplicações de amortecedores desses fabricantes podem ser vistas nas figuras Figura 2.1, Figura 2.2 e Figura 2.3.

Dentre as vantagens em se utilizar amortecedores de atrito passivos, estes fabricantes destacam: *i)* eficiência na redução de vibrações; *ii)* alta relação benefício/custo; *iii)* desempenho independente da velocidade, portanto adaptável para diferentes formas de excitações, como terremotos; *iv)* grande quantidade de energia dissipada por ciclo de histerese, em relação a outros métodos; *iv)* fácil instalação; *v)* não requerem fonte de energia extra; *vi)* não necessitam de reparo após um terremoto.

Sobre os dispositivos semiativo por atrito, Lin et al. (2010) ainda destacam que *i)* não requerem quantidade significativa de energia, uma vez que o impacto é baixo para a promover a força de contato. *ii)* não injeta energia diretamente na estrutura controlada, então os efeitos de instabilidade e o impacto são eliminados *iii)* têm uma restrição para a ação da força, a saber, aquela passiva e contrária ao deslocamento da estrutura.



a)



b)

Figura 2.1 – Amortecedores *Vicoda*: a) Amortecedor Ativo instalado em uma indústria química na Alemanha; b) ensaio de um Amortecedor de Massa Sintonizado para tubulações.

Fonte: Vicoda (2017)



a)



b)

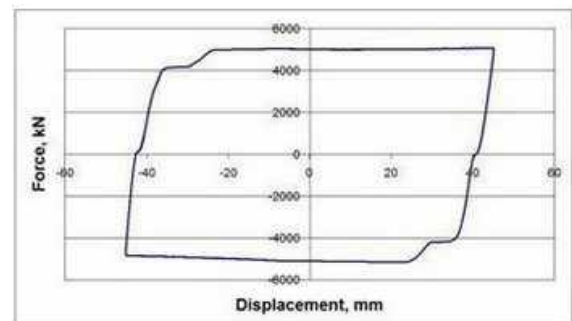
Figura 2.2 – Amortecedores *Pall Dynamics*: a) armadura cruzada; b) deslizamento linear.

Fonte: Pall Dynamics (2017).



5000 KN DAMPER TESTS IN DENMARK

a)



b)

Figura 2.3 – Amortecedores *Damptech*: a) teste de amortecimentos rotacionais de fricção, carga de 5000kN; b) ciclo de histerese. Fonte: Damptech (2017).

Tabela 2.2 – Variações e aplicações de amortecedores na indústria

Técnica de Controle	Tipo	Construção e Características	Exemplo de Aplicação	Nota sobre a Aplicação
Passivo	Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizada (AMS)	Massa localizada no topo do edifício, local de maior amplitude do movimento. Essa massa é conectada à estrutura através de Control Tower, uma mola e um sistema de amortecedor viscoso ou viscoelástico.	Washington National Airport (Washington, EUA)	aumento de aproximadamente 3% no amortecimento da estrutura
	Amortecedor de Líquido Sintonizado (ALS)	São práticos, uma vez que em geral existem tanques d'água no edifício. Este tipo de amortecedor consiste em configurar as partições internas de forma a criar diversos amortecedores, sem comprometer o funcionamento original dos tanques	Shin Yokohama Prince Hotel (Yokohama, Japão)	9 tanques circulares, cada um com 2 metros de diâmetro, pode reduzir a resposta de aceleração da estrutura em até 1/3
	Amortecedores viscoelásticos (AV)	Usam em geral polímeros ou borrachas que geram dissipação de energia através de cisalhamento. São indicados para estruturas com altas frequências, com baixos níveis de vibração e situadas em regiões de fortes ventos, ou sismos relativamente fracos	World Trade Center (Nova York, EUA)	10.000 Unidades por torre produzem coeficiente de amortecimento ζ entre 2,3 e 3% no furacão Glória
	Amortecedor por Atrito (AA)	Esses amortecedores permitem o comportamento plástico do sistema, promovendo um comportamento não linear, enquanto a estrutura em si permanece com um comportamento linear. Esse sistema é composto por uma superfície deslizante, com uma alta rigidez inicial, que possibilita que o ângulo entre pilar e viga permaneça praticamente reto na situação deformada	Asahi Beer Tower (Tokyo, Japão)	Frequência natural aumentou de 0,32 Hz para 0,35 Hz com 8 unidades por andar
	Amortecedores metálicos (AM)	usam a deformação plástica do aço-carbono, ou outras ligas metálicas para reduzir os efeitos na estrutura após ação de cargas dinâmicas. O sistema consiste numa série de chapas metálicas. A maior parte da deformação plástica é absorvida por esses dispositivos, e os elementos principais da estrutura não sofrem danos.	ART Hotels Sapporo (Hokkaido, Japão)	1165 amortecedores no prédio de 90,4m
Ativo	Amortecedor Fluido (AF)	Dissipa a energia introduzida na estrutura ao aplicar uma força resistente ao movimento através do deslocamento de um pistão em uma câmara preenchida com um fluido altamente viscoso, como óleo de silicone. A dissipação ocorre com a transformação de energia mecânica em calor, trabalham de forma uniaxial e são indicados para reduzir os deslocamentos em casos de sismos e as vibrações para cargas de ventos.	Torre Mayor (Cidade do México, EUA)	Estrutura de 225m de altura, com 98 amortecedores, com custo de US\$ 4mi, permitindo redução de 21% na quantidade de aço utilizado na estrutura,
	Amortecedor de Massa Auxiliar Ativo (AMA)	2 massas, servo-motores e parafuso de bola, unidirecional, rolamentos lineares	Piedra Riverside Sumida (Tokyo, Japão)	Razão de amortecimento aumentou de 0,85% para 8,0% e reduziu a resposta de 20% a 30% em abalos sísmicos
Híbrido	Amortecedor Híbrido (AH)	Ed. Dowia Kasai Phoenix (Osaka, Japão)	2 AMA + 2 AMS	Rolamentos de esferas e de boracha lamada para AMS; AMS: ±50 cm; AMA: ±100 cm
Semiativo	Fluidos Magneto-reológicos (MR)	Fluidos "inteligentes" que dissipam energia desenvolvem forças resistivas sob aplicação de campo elétrico ou magnético	Suspensão do Audi TT 2007 - Audi TT 2007 - Audi Service Training - TT Coupé 07 - Suspension System - 2006	Sistema de suspensão semi-ativa com controle de amortecimento por fluidos magneto-reológicos promovem adaptação do veículo de esportivo para conforto pressionando-se um botão

2.3. Amortecedores de Massa Auxiliar

Uma metodologia conhecida para se atenuar a vibração é adicionar à estrutura vibratória principal um sistema de massa auxiliar unindo-os através de elementos elásticos, equipando-os com amortecedores viscosos.

Dependendo da aplicação, esses sistemas recaem em duas classes distintas: (1) Absorvedores Dinâmicos de Vibração (ADV); (2) Amortecedores de Massa Auxiliar.

O ADV consiste de uma massa auxiliar anexada à estrutura primária através de uma mola e apresenta fator de amortecimento tão pequeno quanto possível. Essa classe se mostra eficaz apenas em uma estreita faixa de frequências e não se adapta bem às alterações no sistema dinâmico. Jolly et al. (1995) expressam que, como as condições de operação de um sistema controlado muda com o tempo, os ADVs podem perder eficiência e até aumentar os níveis de vibração de um sistema. (JOLLY; NORRIS; SUN, 1995; SONG; SPENCER, 2000; PAREDES, 2008; LIN; LIN; WANG, 2009; BONELLO, 2011; ADELI E FISCO, 2011; GUERINEAU et al., 2016).

Amortecedores de Massa Auxiliar (AMA) se diferem dos ADVs pelo fato de o sistema de massa auxiliar apresentar um amortecimento viscoso significativo (HARRIS; PIERSOL, 2002; PAREDES, 2008; BONELLO, 2011).

Ao introduzir mecanismos de ajuste na suspensão de um AMA o mesmo passa a ser um Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável (AMAS), caracterizando-o como um sistema controlado semiativo. Neste trabalho, o mecanismo a ser utilizado para sintonia do AMAS é o Amortecedor por Atrito Semiativo (AAS), outrora estudado por Rodriguez (2013), Coelho (2014), e Santos et al. (2017).

O diagrama da

a seguir ilustra os elementos envolvidos no arranjo do AMAS. O sistema passa a ser composto pela estrutura primária com a estrutura auxiliar anexa. Esse sistema recebe uma força de excitação como entrada e responderá de uma dada maneira, conforme se prevê nas teorias de vibração. O monitoramento dessa resposta por meio de um sensor é necessário para transmitir informações ao atuador para que este, através de uma metodologia de controle, aja sobre a estrutura auxiliar alterando as propriedades físicas do sistema e reduzindo as amplitudes de vibração.

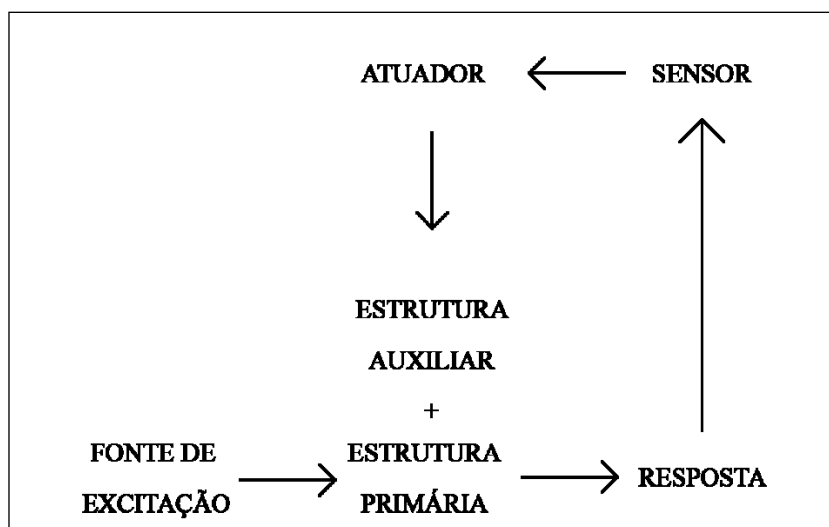


Figura 2.4 – Diagrama esquemático do arranjo de um AMAS.

2.4. Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável com Utilização de Atrito

A necessidade da indústria moderna por dispositivos controladores de vibração robustos e eficientes tem fomentado pesquisas por sistemas adaptativos ou inteligentes, capazes de se adaptar a alterações das condições iniciais previstas de funcionamento, o que tem se tornado possível graças ao desenvolvimento de novos métodos e materiais inteligentes (NITZSCHE et al., 2005; WICKRAMASINGHE, CHEN E ZIMCIK, 2008; SAVI et al., 2013), e também diante da necessidade e das vantagens percebidas em se ter um sistema que se adapte à mudanças inesperadas.

Guglielmino e Edge (2004) e Ghita et al (2008) estudaram numérica e experimentalmente um amortecedor de atrito semiativo para ser aplicado à suspensão de automóveis, como uma alternativa aos amortecedores viscosos comuns e às eficientes, porém relativamente dispendiosas, suspensões ativas.

Modelaram, além do amortecedor, o veículo, o atuador e a válvula. O objetivo foi de reduzir a aceleração do chassi para promover maior conforto, através do monitoramento das forças das molas, sendo o melhor desempenho verificado em frequências próximas da natural do chassi, em torno de 1,5 Hz. O modelo consiste de uma sapata controlada por um servo-atuador hidráulico e uma válvula de controle de 3-vias. Obtiveram os resultados esperados, com uma boa redução da aceleração do chassi, embora a amplitude do deslocamento tenha aumentado. Porém, como fizeram uso de amortecedores viscosos, tiveram dificuldades em

modelar o atuador hidráulico e a válvula de controle principalmente para frequências mais baixas.

Com relação ao uso de sistemas de massa auxiliar sintonizáveis, Lin et al. (2010) avaliaram numericamente o desempenho de um AMA semiativo com amortecedor por atrito comparando seu desempenho com o de um ADV passivo. Obtiveram uma redução de 33% no deslocamento e 31% para aceleração, em relação aos amortecedores passivos por atrito.

Rodriguez et al. (2013), Coelho et al (2014), Coelho, Lépure e Santos (2016; 2017) obtiveram excelente desempenho do Amortecedor por Atrito Semiativo (AAS) utilizando-o sobre um sistema 1 GDL. O dispositivo amortecedor fora posicionado entre a estrutura vibratória e um referencial inercial. Estes estudos atestaram os métodos numéricos desenvolvidos a partir do Método do Balanço Harmônico (MBH) envolvendo o acoplamento não linear causado pela força de atrito, e ratificaram as suposições que haviam sido feitas, *e.g.* a utilização da teoria do atrito de Coulomb com rigidez tangencial.

Ótimos resultados e conclusões foram inferidos a partir desses estudos. Os modelos numéricos estudados foram contundentes quando comparados com os dados obtidos experimentalmente, sustentando a metodologia desenvolvida por estes autores e apresentando reduções consideráveis nos níveis de vibração no espectro de frequências e no domínio do tempo. As estratégias de controle para força normal foram avaliadas quanto ao fator de redução da amplitude das receptâncias, quanto à energia gasta para o controle e quanto ao tempo necessário para estabilização.

Depois de observada a eficiência do Amortecedor por Atrito Semiativo (AAS), a atenção voltou-se para os casos em que não é possível utilizar o amortecedor por atrito fixo a uma coluna inercial. Além disso, conhecendo o desempenho dos amortecedores de massa auxiliar, é discutível a utilização do AAS para a sintonização do mesmo, supondo que tal combinação resulte em consumo de energia menor ainda, com bom desempenho mantido por uma larga banda de frequências de excitação. Para tanto, emprega-se um sistema de massa auxiliar posicionando o Amortecedor por Atrito Semiativo em sua na suspensão, anexando este conjunto ao sistema vibratório principal através do acoplamento por atrito.

Castro e Lima (2014) estudaram o numericamente o comportamento dinâmico desse dispositivo, cujo modelo está baseado na Figura 2.5 a seguir. O modelo representado nessa figura é o mesmo utilizado para o projeto atual, e será detalhado no próximo capítulo. Os autores avaliaram as estratégias de controle para a força normal e observaram que o dispositivo apresenta grande potencial de dissipação e boa eficiência ao longo de um amplo

espectro de frequências. Na Figura 2.6, o desempenho do AMAS com AAS é comparado com o desempenho de um ADV. Nessa imagem, no eixo horizontal estão as frequências em Hertz. A linha vermelha representa as receptâncias para o sistema com absorvedor dinâmico e sem acoplamento por atrito; enquanto que a linha azul representa as baixas receptâncias obtidas para o sistema com utilização do dispositivo amortecedor por atrito.

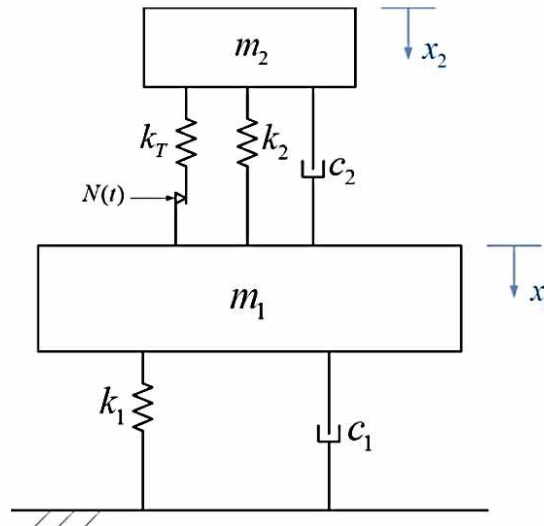


Figura 2.5 – Diagrama de corpo livre do sistema. Fonte: Castro e Lima. (2014)

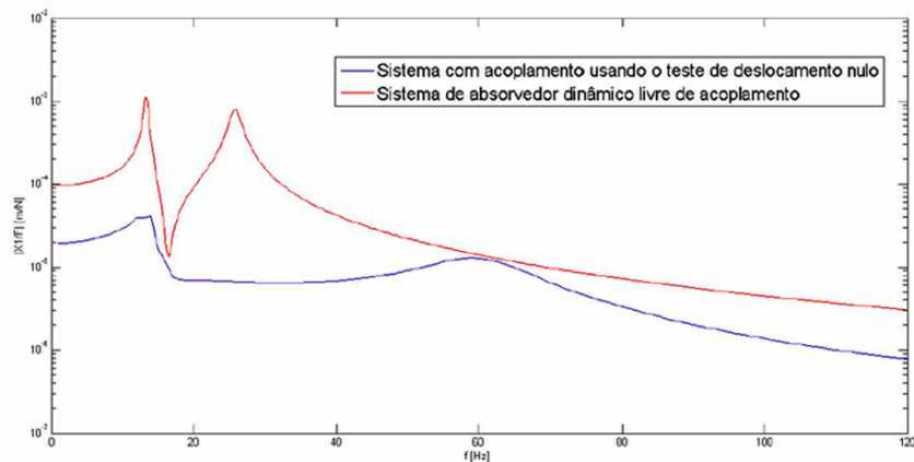


Figura 2.6 – Resultado numérico de Castro e Lima. (2014) para utilização do AAS na suspensão do AMAS: ADV somente (vermelho); AMAS com AAS (azul). Fonte: Castro e Lima. (2014)

A respeito desse mesmo modelo, Guerineau et al. (2016) e Coelho et al. (2017) realizaram um estudo preliminar avaliando combinações diferentes de razões de massa ($r_m = m_2/m_1$) e frequência ($r_f = \omega_2/\omega_1$) entre os sistemas secundário (auxiliar) e primário

(principal), através das estratégias de controle da força normal no acoplamento por atrito. Definiram uma metodologia de análise numérica e um parâmetro de desempenho, P_p , que relaciona a amplitude máxima da receptância com a sua norma. Tal parâmetro se mostrou ser um bom indicador quantitativo da qualidade das respostas em frequência para avaliação do desempenho de cada estratégia de controle da força normal, de modo que a estratégia é melhor quão menor o seja valor desse parâmetro. Isso pode ser observado nas Figura 2.7 e a seguir, que distinguem as estratégias estudadas por estes autores.

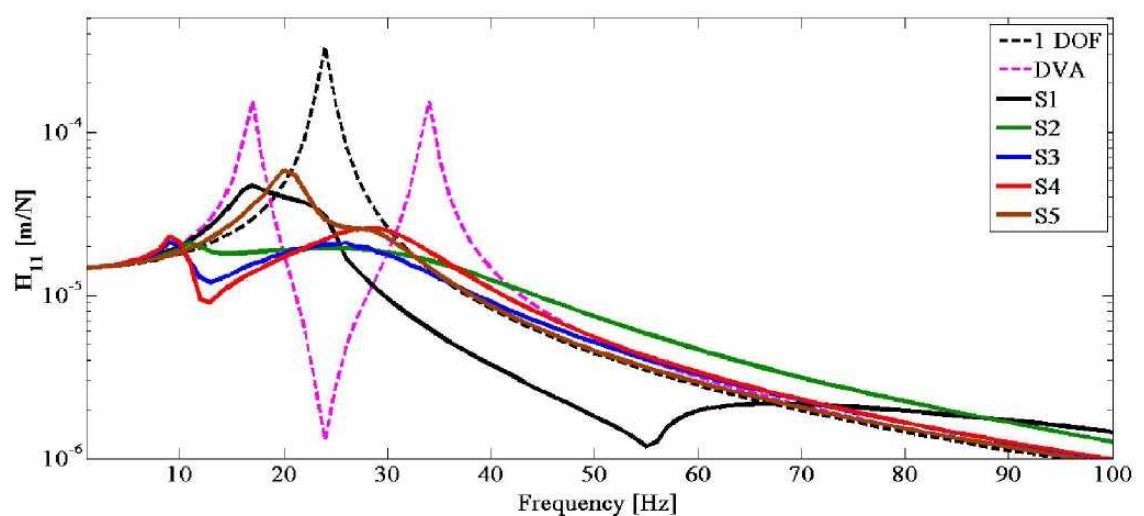


Figura 2.7 – Receptâncias para cada estratégia de controle da força normal. Fonte: Guerineau et al (2016)

CONTROL STRATEGY	RATIOS COMBINATION		P_p
	ω_2/ω_1	m_2/m_1	
1 DOF	(-)	(-)	0.74
DVA	1.0	0.5	0.52
STRATEGY S1	0.5	0.5	0.30
STRATEGY S2	0.5	0.3	0.17
STRATEGY S3	0.5	0.4	0.19
STRATEGY S4	0.5	0.5	0.21
STRATEGY S5	1	0.1	0.34

Figura 2.8 – Valores do indicador de desempenho P_p para cada estratégia de controle da força normal. Fonte: Guerineau et al (2016).

Conforme explicado por estes autores, o mais interessante para viabilizar o uso do AMAS em sistemas embarcados leves é a utilização de uma razão de massas pequena, tornando o dispositivo leve, fato que também exige ao máximo o potencial de dissipação de energia do AMAS e aplicabilidade de suas estratégias de controle e maior robustez.

No projeto atual, busca-se explorar e unir as vantagens de um Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável (AMAS) com o Amortecedor por Atrito Semiativo (AAS). Os parâmetros do projeto serão guiados pelos parâmetros e estratégias de controle já desenvolvidas e em desenvolvimento pelos autores citados anteriormente. A esta altura, é possível notar que os principais parâmetros a serem observados por este projeto são: a massa total do dispositivo; a massa auxiliar, a massa primária e a razão entre as duas; a rigidez do sistema auxiliar; a capacidade de aplicação da força normal.

CAPÍTULO III

DESENVOLVIMENTO

3.1. Fundamentação Teórica: Modelo Teórico do Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável Utilizando Amortecedor por Atrito Semiativo

A representação esquemática do modelo do amortecedor por atrito semiativo utilizado é apresentada na Figura 3.1. Tal modelo baseia-se na lei de atrito de Coulomb com Rigidez Tangencial e é utilizado nos trabalhos de Coelho (2014) e Guerineau et al. (2016), apresentado na Figura 3.2, consistindo da associação de um elemento elástico que se acopla ao sistema vibratório através de uma junta de atrito variável. Nessa figura, a letra grega μ representa o coeficiente de atrito, $N(t)$ é a força normal que age sobre a área de contato e é variável no tempo, k_T é a rigidez tangencial do contato e x_i os deslocamentos de cada um dos i nós.

O sistema vibratório possui duas massas concentradas, 2 GDL, uma para a massa do sistema principal m_1 (em preto) e uma para o sistema auxiliar m_2 (em vermelho) representados pelos deslocamentos x_1 e x_2 , respectivamente. A força de excitação imposta ao sistema é F_{exc} diretamente sobre a massa primária m_1 .

A suspensão do sistema primário é composta pela rigidez k_1 e pelo amortecimento viscoso c_1 . A suspensão do AMAS é composta pela rigidez k_2 e o amortecimento viscoso c_2 , como elementos lineares, e pelos componentes não-lineares caracterizados pela rigidez tangencial k_T e pelo acoplamento por atrito cujo valor limite da força de atrito estático é $\mu N(t)$. Nos quais μ é o coeficiente de atrito estático do contato e $N(t)$ a força normal no acoplamento do AMAS.

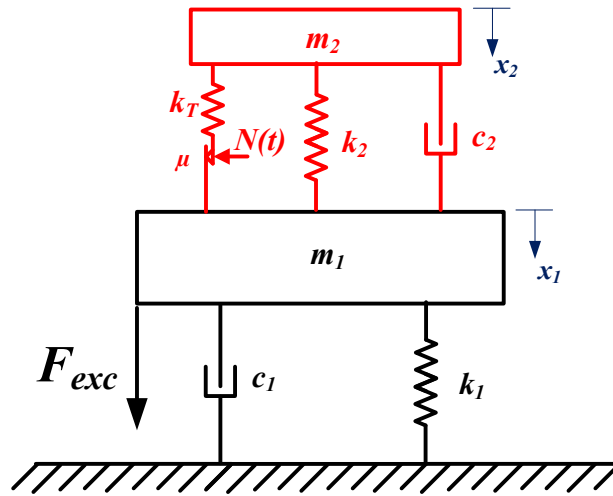


Figura 3.1 – Representação esquemática do AMAS anexado ao sistema vibratório principal. Diagrama de corpo livre.

Lu et al (2006), Lu et al (2010), Lin et al (2010) e Santos et al (2017) mostram que a solução de um sistema vibratório discreto genérico composto por n graus de liberdade que pode estar equipado com p amortecedores por atrito e sujeito a q excitações independentes se dá pela equação dinâmica da estrutura vibratória formulada conforme Eq. (3.1):

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{B}\mathbf{F}_{at}(t) + \mathbf{E}\mathbf{F}_{exc}(t) \quad (3.1)$$

Onde $\mathbf{x}(t)$ é o $(n \times 1)$ vetor de deslocamento estrutural, $\mathbf{F}_{at}(t)$ é o $(p \times 1)$ vetor de forças de atrito nos amortecedores e $\mathbf{F}_e(t)$ o $(q \times 1)$ vetor de excitações impostas. As matrizes $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$ e $\mathbf{K}$ são $(n \times n)$ matrizes estruturais de massa, amortecimento e rigidez, respectivamente. A matriz $\mathbf{B}$ é a $(n \times p)$ matriz de localização dos amortecedores e $\mathbf{E}$ é a $(n \times q)$ matriz de distribuição de excitações.

Esse modelo utiliza a formulação em espaço de estados e dispõe as forças não lineares do amortecedor por atrito como parte das forças de excitação.

Para o caso discreto apresentado na Figura 3.1, a equação dinâmica é conforme apresentada na Eq. (3.3):

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} \\
= \begin{bmatrix} 1 \\ -1 \end{bmatrix} \mathbf{F}_{at}(t) + \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \mathbf{F}_{exc}(t)
\end{aligned} \quad (3.2)$$

A matriz de distribuição de excitações indica que há apenas uma excitação ($q = 1$) e a mesma é aplicada em m_1 . Já a matriz de localização dos amortecedores indica que há apenas um único amortecedor por atrito ($p = 1$) que se encontra entre m_1 e m_2 exercendo forças de mesmo módulo, porém em direções opostas em tais massas.

O modelo do atrito com rigidez tangencial inclui deformações elásticas tangenciais que ocorrem nas junções em contato, quando duas superfícies estão aderidas. Por ser um modelo considerado suficiente para a representação do acoplamento (Rodriguez, 2014) e diante das dificuldades para a medição das deformações na direção normal do contato, necessárias para um modelo mais completo, optou-se pelo modelo apenas com a rigidez tangencial, contemplando assim o potencial elástico da rigidez k_T e o movimento relativo entre os nós “1” e “3” da Figura 3.2 a seguir.

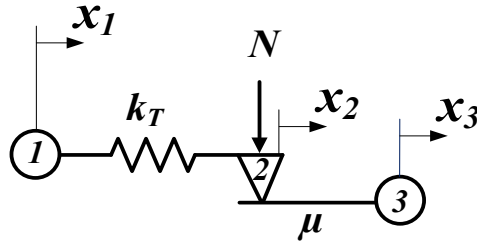


Figura 3.2 – Modelo do contato de atrito seco com rigidez tangencial.

As condições da junta por atrito seco são ditadas pela força normal aplicada no riscador. O modelo consiste em três nós, sendo que o nó “2” representa a junta por atrito seco e os nós “1” e “3” são fixos a diferentes pontos que representam dois graus de liberdade com deslocamento relativo entre si. A força entre os nós “1” e “3” é matematicamente representada pela expressão dada pela Eq. (3.3):

$$F_{at} = F_{13} = \begin{cases} k_T(x_3 - x_1), & |k_T(x_3 - x_1)| \leq \mu N \\ \mu N, & \text{caso contrário} \end{cases} \quad (3.3)$$

3.2. Metodologia

A metodologia utilizada neste trabalho consiste basicamente em, depois de levantados os requisitos de projeto, satisfazê-los buscando o melhor uso dos componentes selecionados (atuador, transdutor, rolamentos, mancais), visando à obtenção de um dispositivo leve, robusto, simétrico, que permita uma montagem precisa e atenda às propriedades físicas almejadas. As verificações mecânicas das soluções propostas são constantemente analisadas para garantir o desempenho eficiente do dispositivo.

Os modelos e as análises computacionais foram feitos lançando mão dos programas CAD/CAE *Ansys* e *Solidworks*. A representação do modelo físico é desenvolvida em elementos finitos no *Ansys*, onde cada peça é modelada, atribuindo-lhe o respectivo material com as devidas propriedades físicas. As plantas do Apêndice I também são feitas através desse *software*. As peças são unificadas para gerar o modelo final do AMAS proposto. As Verificações Mecânicas são realizadas no ambiente *Workbench* do *Ansys*. Teoria envolvendo métodos de elementos finitos e exemplos de desempenho de malhas podem ser vistos em Kotinda (2005).

Voltando à Figura 3.1, a rigidez k_1 e o amortecimento c_1 são os mesmos que já existem no laboratório. O sistema responsável pela força de excitação F_{exc} é constituído por um gerador de sinais, um amplificador de potência e um excitador eletrodinâmico, todos da Bruel&Kjaer.

À exceção do sistema de excitação, esses elementos estão apresentados na Figura 3.3 a seguir. A rigidez k_1 é dada pelas lâminas verticais paralelas e o amortecimento c_1 , pelo amortecedor viscoso linear, que pode ser decorrente apenas da interação com o ar em algumas aplicações (COELHO, 2014). O AMAS deverá ser projetado para se adaptar a esses elementos, prevendo as furações e dimensões existentes nesse aparato da Figura 3.3.

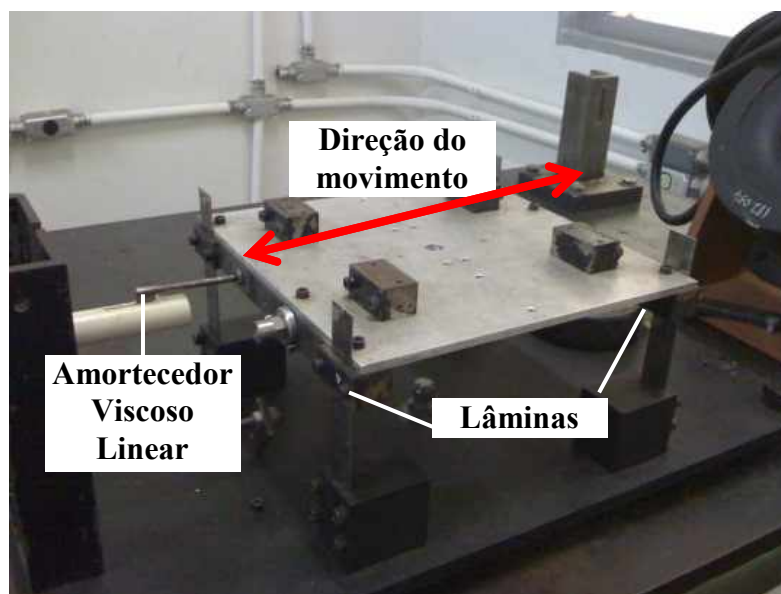


Figura 3.3 – Bancada pré-existente no LSM-UFU

As massas m_1 e m_2 serão avaliadas no final do projeto, depois que todos os elementos forem incluídos. Dos ensaios e desenvolvimentos de Santos et al (2017) sobre a bancada 1 GDL da Figura 3.3 com o AAS, os parâmetros no contato são $k_T = 511,5 \text{ kN/m}$, $\mu = 0,1689$; o amortecimento $c_1 = 3,93 \text{ Ns/m}$; a rigidez $k_1 = 70,3 \text{ kN/m}$.

Guerineau et al (2016), Coelho et al. (2017) realizaram análises preliminares através das estratégias de controle propostas em seus trabalhos utilizando os valores que estão na

Tabela 3.1. Admitindo-se razão de massas $r_m = 0,1$, pode-se determinar o valor para rigidez auxiliar para o melhor desempenho do AMAS avaliado pelo parâmetro P_p já apresentado anteriormente.

Um espaço de busca para a rigidez auxiliar k_2 varia de 1 N/m até aproximadamente a mesma ordem de grandeza da rigidez da estrutura que é de 70 kN/m ; adotando $c_2 = 1 \text{ Ns/m}$ para que todo o amortecimento promovido pelo AMAS seja proveniente do amortecedor por atrito e que c_2 não apresente influência significativa, possibilitando que a efetividade do AMAS seja avaliada. Assim, o valor adotado para $k_2 = 3,64 \text{ kN/m}$. Sugere-se consultar (COELHO, 2018).

A princípio, este projeto busca obter rigidez do sistema auxiliar próxima a este valor, $k_2 = 3,64 \text{ kN/m}$, e massas para o sistema próximas aos valores apresentado na Tab. 3.1 visando ao desempenho ótimo do dispositivo. Variações nesses valores não interferirão na análise ou invalidarão a teoria. Apenas farão com que o dispositivo funcione fora de seu ponto ótimo.

Tabela 3.1 – Propriedades físicas do sistema primário e do contato por atrito

Propriedade	Valor
Massa m_1 [kg]	4,14
Rigidez k_1 [N/m]	$70,3 \times 10^3$
Amortecimento c_1 [Ns/m]	3,93
Rigidez Tangencial k_T [N/m]	$511,5 \times 10^3$
Coeficiente de Atrito Estático μ	0,17

A concepção do sistema secundário do AMAS é um quadro para fixação e suporte para a massa auxiliar. Tal quadro é esquematicamente apresentado na Figura 3.4 a seguir.

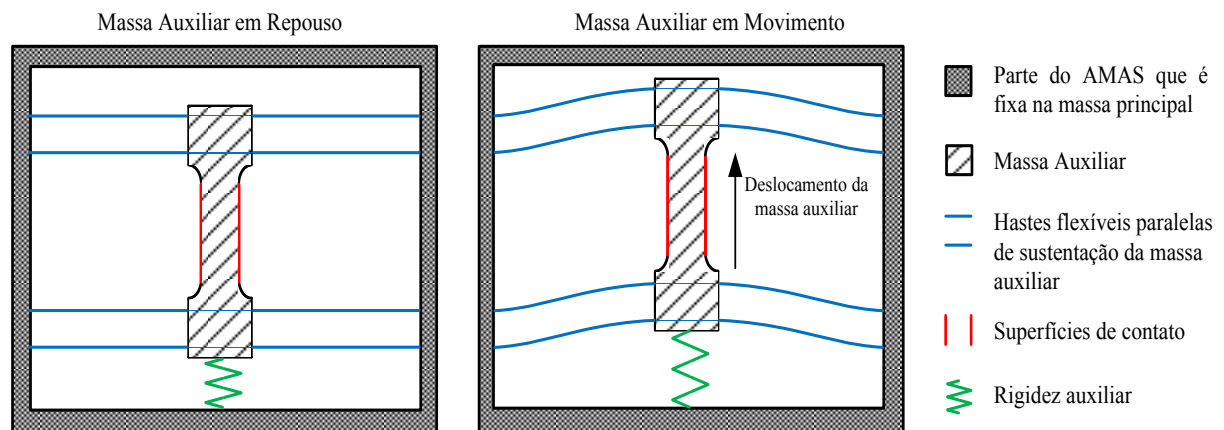


Figura 3.4 – Representação esquemática do protótipo: concepção inicial

Observa-se a configuração do quadro quando a massa auxiliar está em repouso, quando a massa auxiliar está em movimento e a direção do movimento. Nota-se também a indicação de outros componentes: a massa auxiliar posicionada no centro do quadro; a rigidez auxiliar que contribui para a transmissão de forças entre a massa principal e a massa auxiliar; quatro hastes flexíveis paralelas que sustentam a massa auxiliar; e a indicação da superfície onde o contato entre as partes do amortecedor por atrito semiativo ocorre.

A massa auxiliar, m_2 , apresenta o grau de liberdade x_2 , na direção da Figura 3.4, que é o mesmo da Figura 3.3, com possibilidade de deslocamento relativo ao quadro. O quadro será integrante da massa principal m_1 , com o grau de liberdade x_1 na mesma direção de x_2 . É sobre ele que a força F_{exc} do excitador será aplicada. Sendo assim, o quadro de fixação e

suporte é projetado partindo-se das medidas de referência da bancada pré-existente (Figura 3.3), objetivando maiores leveza da bancada e maior robustez.

A partir do valor conhecido da rigidez k_2 , uma simulação estática paramétrica a parte para obtenção das dimensões das lâminas é realizada. Essas dimensões são limitadas por um lado pela geometria da massa auxiliar m_2 e por outro pela estrutura do quadro. As lâminas não devem transladar em relação à estrutura do quadro, podendo apenas fletir devido ao e na direção do deslocamento relativo entre m_1 e m_2 . A rigidez das lâminas na direção de deslocamento de m_2 deve ser a mais baixa possível, enquanto que nas outras direções, as maiores possíveis. Observa-se que uma geometria relativamente simples é capaz de corresponder a essas características. Obviamente, é de se esperar que as lâminas flexíveis paralelas apresentem certa rigidez na direção do movimento, compondo parte da rigidez auxiliar. Por isso, elas são projetadas para que tal rigidez seja relativamente pequena e que, em uma eventual necessidade, valores maiores de rigidez podem ser alcançados adicionando-se as molas helicoidais, mostradas na Figura 3.4 como “rigidez auxiliar”.

A massa m_2 , por sua vez, tem sua geometria definida a partir do pressuposto de que a relação r_m seja a menor possível, e deve ter as seguintes características:

- fixar-se às lâminas
- apresentar simetria para aplicação da força normal igualmente distribuída
- ser resistente mecanicamente para absorver os impactos
- ser resistente a desgastes

Ao quadro do diagrama da Figura 3.4 será acoplado o conjunto responsável pelo controle e atuação sobre a superfície de contato (destacada em vermelho), dispositivo este que também deverá proporcionar a instrumentação para monitoramento da força normal. Esse conjunto foi pensado com uma configuração característica, conhecida como Pinça Flutuante, por ter o princípio de funcionamento semelhante aos freios-a-disco de automóveis atuais.

O princípio de funcionamento, resumidamente, é o seguinte: a frenagem da roda (rotor/disco) se dá pela aplicação da força normal de duas sapatas em paralelo, uma de cada lado sobre as faces disco. A força normal dessas sapatas causam atrito em contato com o disco girando, dissipando energia em forma de calor. A pinça e as sapatas são livres para se deslocar sobre eixos-guias lineares. Fluido pressurizado alimenta a câmara do pistão, deslocando este e causando a força em uma das sapatas. Por reação, quando o fluido retorna,

empurra a pinça no sentido contrário e ela desliza pelas guias, fazendo com que a outra sapata encontre o disco. Enquanto o pedal de freio estiver acionado pelo condutor, a pressão constante é aplicada sobre o fluido e garante com que os dois lados da pinça permaneçam em contato com o disco exercendo a força de frenagem necessária. (PARSHANT, 2006; PISHAD, 2012).

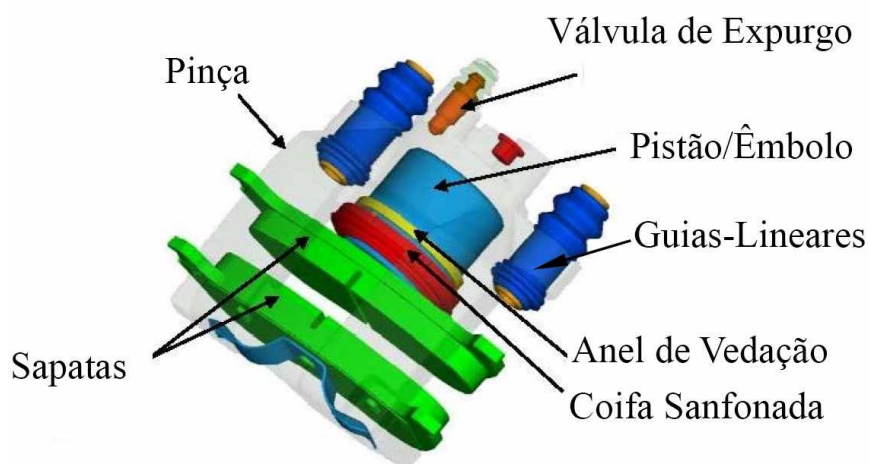


Figura 3.5 – Principais componentes do freio-a-disco de automóveis. Mesmo princípio aplicado para Pinça Flutuante do AMAS. Fonte: adaptado de PISHAD (2012).

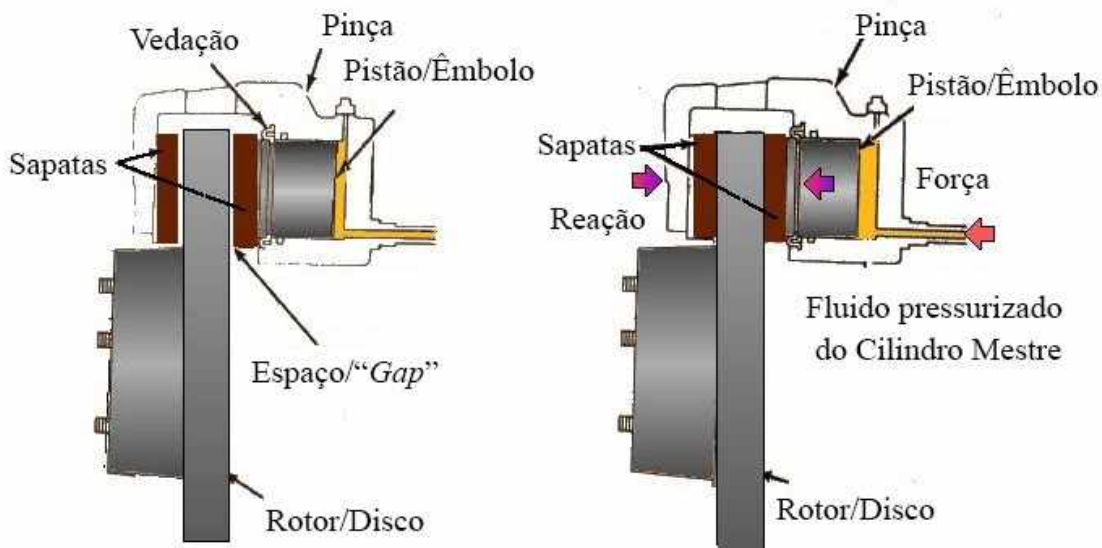


Figura 3.6 – Princípio de Funcionamento do freio-a-disco de automóveis. Mesmo princípio aplicado para Pinça Flutuante do AMAS. Sem pressão aplicada (esquerda). Com pressão aplicada (direita).

Tal princípio se mostra interessante para o projeto atual porque garante o alinhamento das forças normais aplicadas para frenagem de maneira simples e direta, uma vez que há apenas um canal de alimentação. (COOK et al., 1989; VENKATESH et al., 2016).

No projeto atual, em vez de se utilizar o sistema normalmente composto por válvula solenoide-fluido para pressurizar e promover a força de atuação sobre as sapatas, será utilizado um atuador piezelétrico (APA500L), que apresenta simetria de forma, e quando é alimentado por uma fonte de voltagem (diferença de potencial), sofre deformação se expandindo ou se contraindo. Rodriguez (2014), Coelho (2014) e Santos et al (2017) também utilizaram um atuador piezelétrico e seus trabalhos servem de referência para instalação desse item na planta.

A válvula de expurgo (dreno, "sangria") é necessária no sistema alimentado com fluido para eliminar bolhas de ar que são geradas durante o funcionamento e que, por ser o ar um fluido compressível, causa redução de pressão e de eficiência desse freio. Para o caso "seco" com a utilização do atuador piezelétrico não há necessidade de sangria.

Em uma das sapatas desse subconjunto deverá estar a célula de carga (ATI Mini-45) responsável por medir as forças oriundas do contato. Como a força é aplicada de forma simétrica não há necessidade de duas células de carga. Rodriguez (2014), Coelho (2014) e Santos et al (2017) utilizaram duas células de carga uniaxiais em cada extremidade do atuador para medir a força normal, e duas células de carga uniaxiais no suporte fixo para medir a força de atrito. Essas células de carga serão substituídas por uma célula de carga tri-axial, de sorte que a força de atrito total no exercida pela Pinça Flutuante é igual a duas vezes a força medida na célula de carga na direção do deslocamento da massa auxiliar m_2 .

Ressalta-se que o conjunto denominado Pinça Flutuante vai acoplado ao quadro apresentado na figura Figura 3.4, portanto compõe a massa principal, m_1 .

Os materiais dos elementos projetados foram selecionados tendo por critérios de:

- **Boa resistência mecânica (limite de escoamento do material, limite de ruptura)**
- **Boa usinabilidade**
- **Material conhecido, de fácil obtenção e de custo relativamente baixo**
- **Relação peso vs. dimensão adequados, ou seja, a densidade do material adequada**

- **Regime dúctil a temperatura de trabalho**

Essas características são comuns a metais não ligados e algumas ligas mais simples, como os aço-carbono, ligas de aço, ferro fundido (cinzento, nodular e maleável), ligas de alumínio, cobre e latão. Um aço *SAE1020* típico apresenta massa específica da ordem de 7.900 kgm^{-3} limites de escoamento de 210 MPa e de resistência última de 380 MPa . Aço e alumínio foram os materiais empregados, além dos materiais de componentes comerciais cujos materiais não dependem desse projeto. No Apêndice I - Folhas de Projeto, a relação de materiais utilizados é apresentada juntamente às listas de componentes e plantas do projeto.

Para os componentes de alumínio, como o projeto não requer tão elevadas resistência mecânica, soldabilidade ou resistência à corrosão, as ligas sugeridas são as da série 2000, 3000 e 6000, por serem normalmente utilizadas para operações de usinagem e que apresentam resistência mecânica e à fadiga, para fins de aplicações gerais e estruturais. Optou-se por utilizar a liga de alumínio 6063-T6, que pode ser substituída pela liga 2024, 3003, 2017, caso uma destas apresente menor custo, sendo todas de fácil comercialização. Em ASM International (1992 p. 103) podem ser encontradas as propriedades mecânicas típicas da liga 6063, enquanto que a em Chiaverini (1986 p. 198), as propriedades de várias ligas de alumínio.

Os requisitos a que este projeto deve atender são especificados nos seguintes itens:

- a) Ser capaz de se acoplar aos elementos de uma bancada experimental de 1 GDL já existente apresentada na Figura 3.3, que atuará como parte do sistema vibratório principal;
- b) Permitir apenas 1GDL, sendo seu movimento na mesma direção que a do sistema apresentado na Figura 3.3;
- c) Ser leve, sem abrir mão da rigidez necessária para a sustentação da mesma e transmitir efetivamente as forças para o ponto de aplicação. Isso implica em melhor eficiência do modelo proposto de amortecedor comparando-o a outros;
- d) Ser simétrico para não comprometer o comportamento dinâmico e a característica de permitir 1GDL apenas;
- e) Apresentar um sistema de aplicação de forças de forma simétrica e equânime, e que não introduza momentos na massa auxiliar m_2 ;

- f) O contato deverá ser alinhado em ambos os lados e perpendicular (normal) à superfície da massa auxiliar m_2 ;
- g) Permitir que situações sem a presença de contato possam ocorrer;
- h) Prever e dar suporte para a utilização do atuador piezelétrico *APA 500L® Cedrat* (ou similar), com capacidade de carga de 607 N e promove um deslocamento máximo de 517 μm ;
- i) Prever e dar suporte para a utilização da célula de carga tri-axial *Mini45® ATI* (ou similar) para que seja possível a medição da magnitude da força normal, bem como da força de atrito no contato;

CAPÍTULO IV

RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1. Descrição do Projeto

Conforme a metodologia apresentada anteriormente, o conjunto Pinça Flutuante é sustentado por dois eixos-guias, apoiados pelos mancais em suas extremidades. Garantem o deslizamento com baixo atrito e atuação apenas na direção desejada, normal à superfície em que ocorre o contato para promover a força de atrito em m_2 . Assim como visto nos trabalhos de Rodriguez (2014), Coelho (2014) e Santos et al (2017), esse contato ocorre entre um corpo esférico e um corpo plano, facilitando o controle da aplicação da carga normal mediante as estratégias de controle.

Na Figura 4.1 estão representados os elementos que compõem esse subconjunto e na Tabela 4.1 estão listados os elementos comerciais selecionados. Para promover o contato por atrito, em cada lado do atuador está fixo um carro-guia (componente 2 da Figura 4.1), formado por duas unidades lineares de rolamento e que tem a possibilidade de deslizar em uma direção sobre os eixos-guias praticamente sem atrito. Com a seleção desses componentes e com esse arranjo é garantida a simetria do protótipo e simetria de aplicação das forças.

Em um dos carros-guias está localizada a célula de carga, enquanto que no outro está um fuso de pré-ajuste para o *gap* entre as superfícies de contato. A ação do atuador é de ora aproximar ora afastar os dois carros-guias, aumentando ou diminuindo a força normal entre as superfícies da pinça e da massa auxiliar.

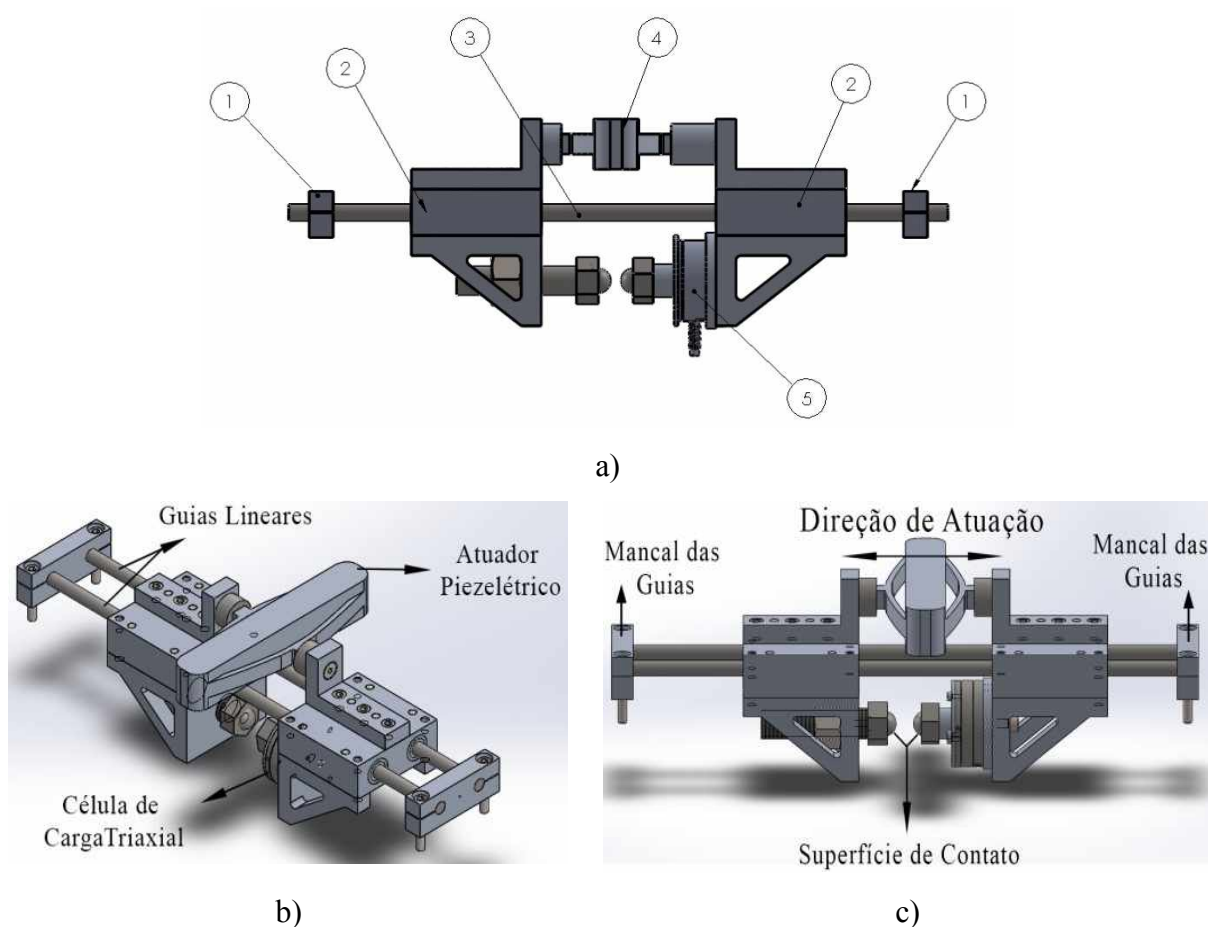


Figura 4.1 – Pinça Flutuante: subconjunto do protótipo. Representação esquemática

Tabela 4.1 – Principais elementos do subconjunto Pinça Flutuante

Nº	Elemento	Ref. Comercial
1	Mancais dos eixos-guias	SKF LEAS8A
2	Rolamento linear	SKF LQCR8
3	Eixos-guias	SKF LJM8x330ESSC1
4	Atuador linear	Cedrat APA500L®
5	Célula de carga tri-axial	ATI Mini-45®

O conjunto que abrange as unidades de rolamento, os eixos e os mancais foram selecionados tendo como ponto de partida o menor diâmetro comercial do fornecedor, Ø8mm, pois era compatível com as dimensões previstas na Figura 3.4. As verificações mecânicas do

protótipo são feitas para garantir resistência aos esforços e seu comportamento dinâmico e serão apresentadas no próximo item.

Na Figura 4.2 a seguir, apresenta-se o quadro de fixação e suporte da massa auxiliar à massa principal, conforme o modelo idealizado na Figura 3.4 . A vista parcial explodida da massa m_2 , as lâminas e os elementos auxiliares para fixação são exibidos. A escolha do alumínio como material de m_2 promove geometria e peso adequados, sendo a peça simétrica, com dimensões reduzidas e massa compatível às restrições do projeto. O quadro (chassi) faz parte da composição da massa primária m_1 , juntamente com a pinça flutuante. Na Figura 4.2, a representação de cada massa, m_1 e m_2 , está em destaque.

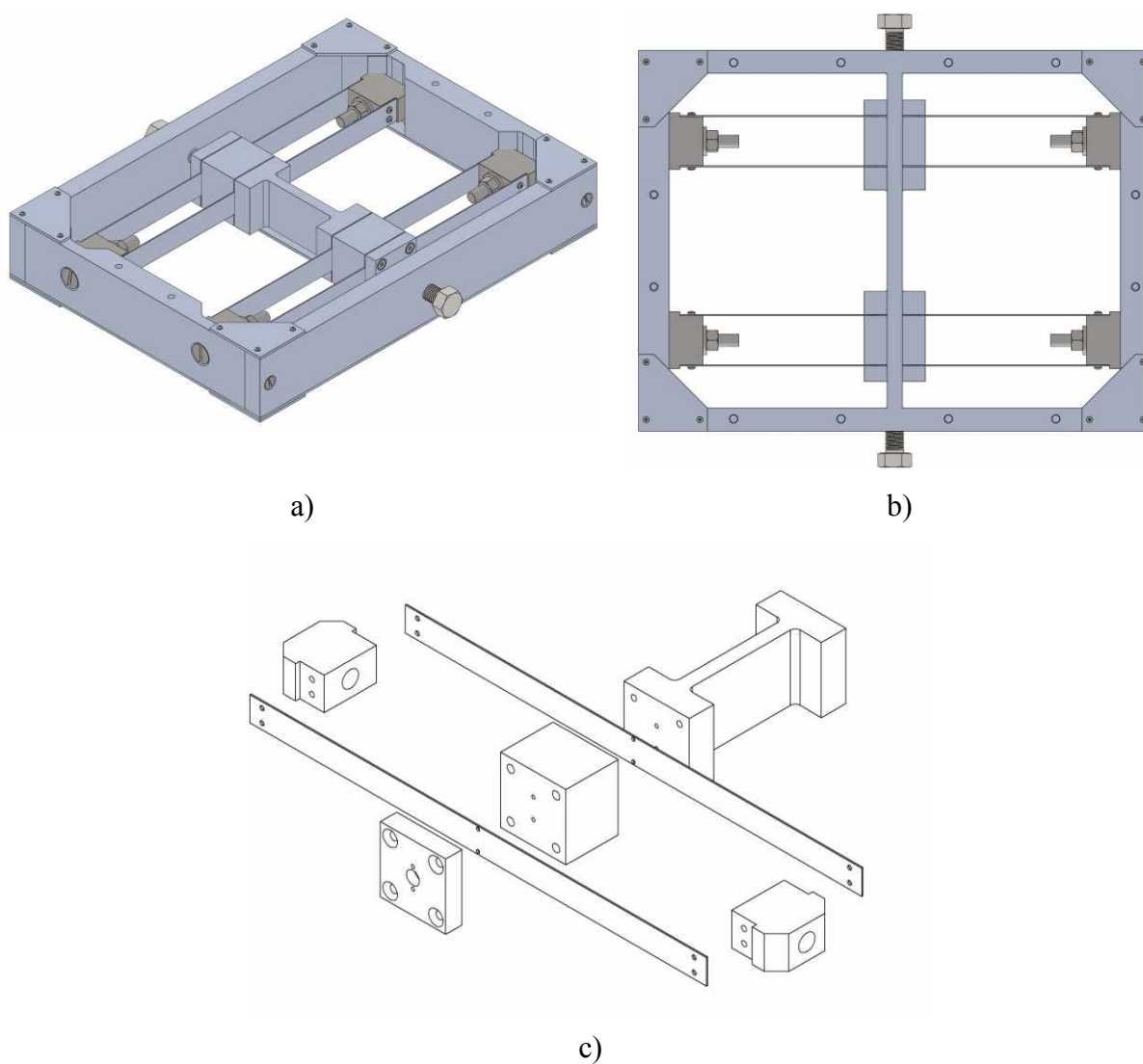


Figura 4.2 – Quadro estrutural e massa auxiliar do protótipo. Representação esquemática: a) vista isométrica do subconjunto; vista inferior do subconjunto; b) vista explodida da massa auxiliar e das lâminas k_2 .

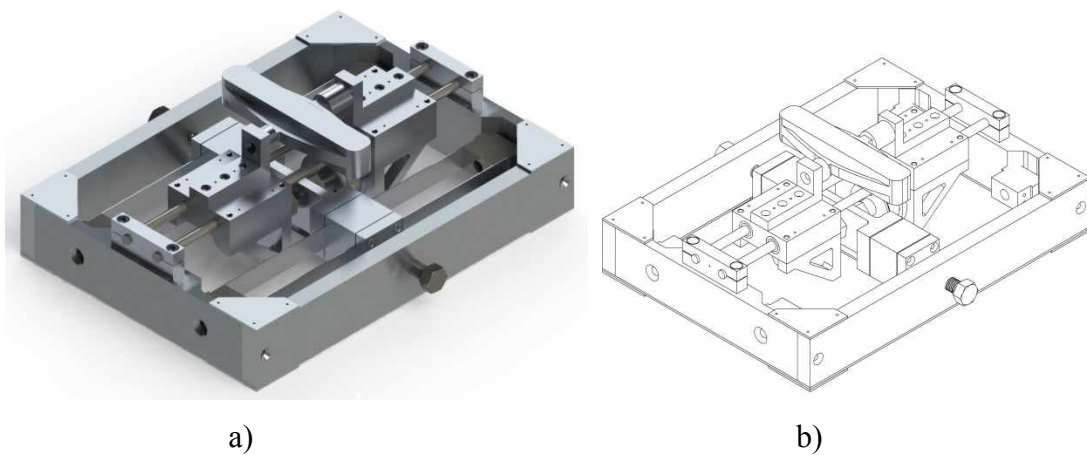


Figura 4.3 – AMAS com acoplamento por atrito utilizando AAS. Representação esquemática: a) visualização renderizada; b) visualização de arames.

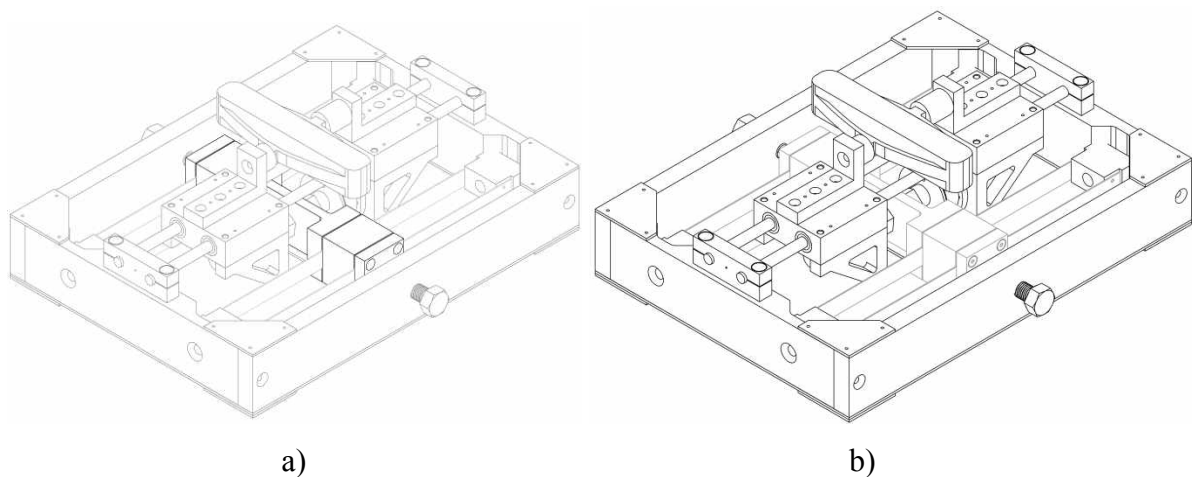


Figura 4.4 – AMAS com acoplamento por atrito utilizando AAS. Representação esquemática: a) destaque para massa m_2 ; b) destaque para massa m_1 .

4.2. Verificações Mecânicas

Em projetos mecânicos como este, são constantes preocupações com rigidez, tensões, deformações, frequência natural do conjunto, entre outras (Norton, 2013). Dessa forma algumas verificações são apresentadas a fim de se ter garantias do correto funcionamento do dispositivo.

Uma das condições mais extremas ocorre no cenário, apresentado na Figura 4.5, em que a máxima capacidade de carga do atuador, $F_x = 600N$ é aplicada no contato da pinça flutuante com a massa auxiliar (D e E) e, supondo-se que os pares em contato tenham um coeficiente de atrito de 0,3, promovendo uma força de atrito de $F_z = 180N$ (F e G). As

demais condições são as faces engastadas pelo atuador (A) e os apoios cilíndricos dos mancais (B).

Os resultados mostram que tal subconjunto é seguro mecanicamente, sendo a máxima tensão equivalente $\sigma_e \approx 57,5MPa$ nos eixos de aço, que suportam essa tensão com coeficiente de segurança mínimo de $FS_{MN} \approx 4,3$ para caso estático e $FS_{MN} \approx 1,5$ no caso de fadiga pelo diagrama de Soderberg. As reações nos mancais (Tabela 4.2) estão dentro do limite que os mancais e os rolamentos selecionados podem suportar, sendo a capacidade dinâmica $C_{dyn} = 1290N$ (Figura I.1) cerca de 4,5 vezes maior.

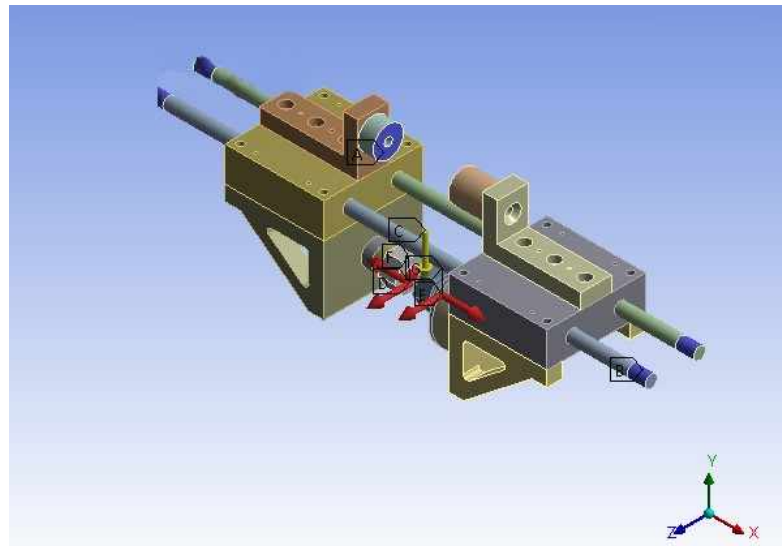


Figura 4.5 - Simulação em elementos finitos do subconjunto Pinça Flutuante do protótipo: condições de contorno.

Tabela 4.2 – Resultados da análise estática do subconjunto Pinça Flutuante: reações nos mancais.

Reação	Valor
Força F_x [N]	131,6
Força F_y [N]	208,5
Força F_z [N]	182,3
Força resultante F_{res} [N]	306,7
Momento M_x [Nm]	3,9
Momento M_y [Nm]	1,7
Momento M_z [Nm]	6,0
Momento resultante M_{res} [Nm]	7,3

As lâminas que sustentam a massa auxiliar são avaliadas da seguinte forma: aplicação de um deslocamento de $5mm$ na massa auxiliar (B); restrição dos movimentos nos suportes que fixam as lâminas ao quadro (A); avaliação das tensões equivalentes e forças reativas nos apoios. Ver Figura 4.6 a seguir.

Os seguintes resultados são obtidos:

- Máxima tensão equivalente Máxima tensão equivalente $\sigma_e \approx 84 \text{ MPa}$ (Figura 4.7);
- Rigidez das lâminas $k_2 \approx 4,9 \text{ kN/m}$ (Figura 4.8).

A liga de alumínio selecionada tem limite de escoamento em torno de $S_y = 210 \text{ MPa}$, resistindo às tensões com margem de segurança aproximadamente $FS_{MN} = 2,5$.

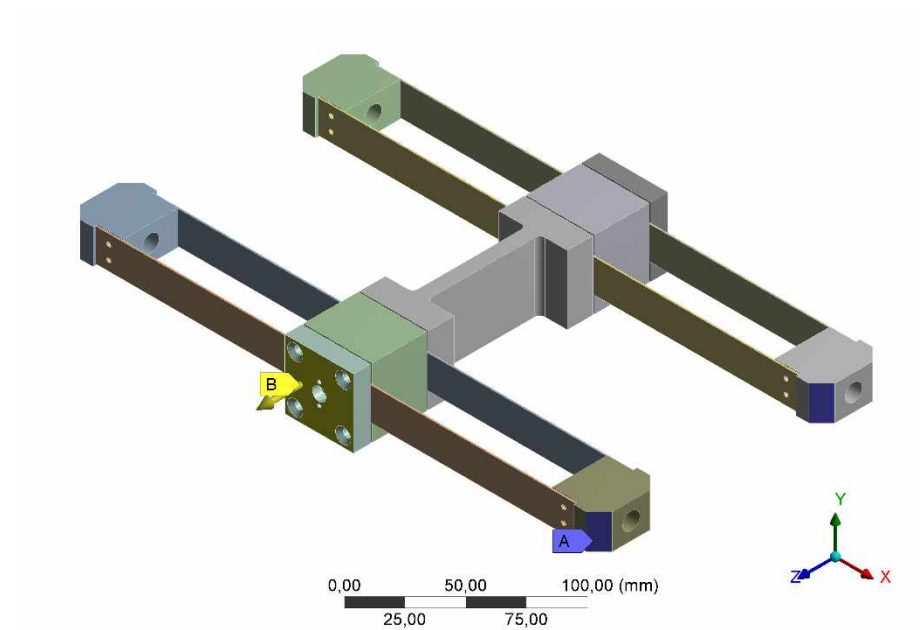


Figura 4.6 - Simulação em elementos finitos do subconjunto Massa Auxiliar do protótipo: condições de contorno

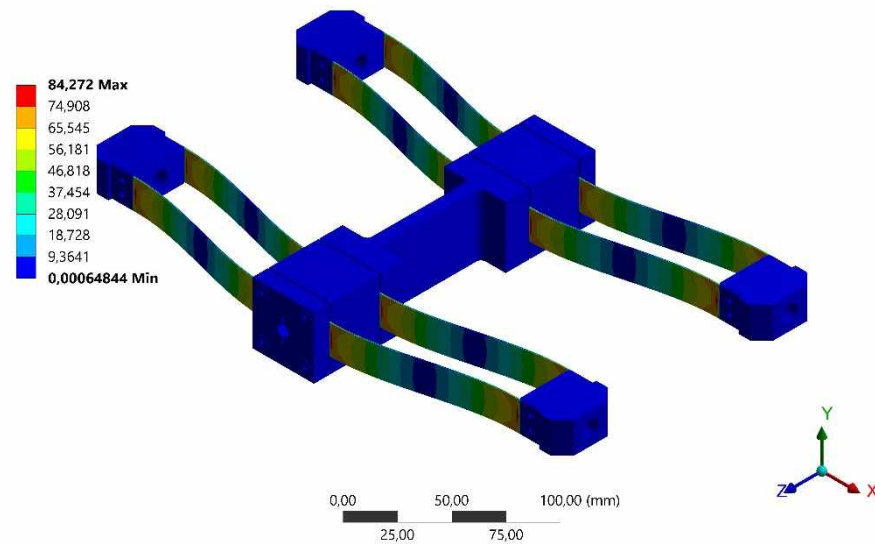


Figura 4.7 - Resultados da simulação do subconjunto Massa Auxiliar: tensões equivalentes

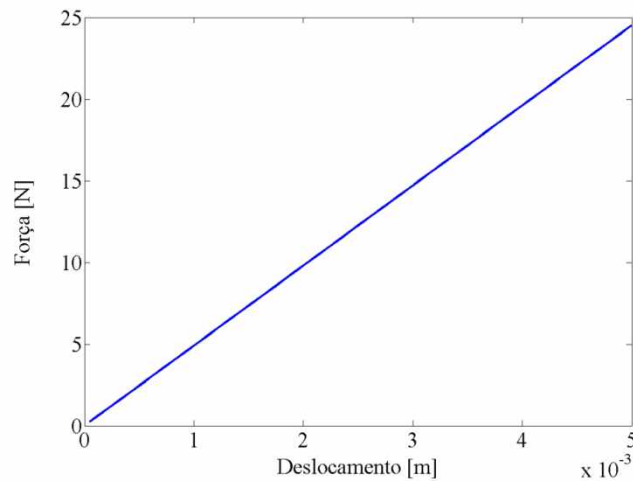


Figura 4.8 - Resultados da simulação do subconjunto Massa Auxiliar: força aplicada $\times$ deslocamento das lâminas

A fim de se verificar a capacidade dos carros-guia de transmitir a força normal do atuador para as esferas, conforme se vê na Figura 4.9 a seguir, aplicou-se $F_x = 1N$ nas esferas (B e C), fixando-se a parte de trás das unidades deslizantes (A). Obteve-se a resposta em frequência do deslocamento nos suportes do atuador, para uma faixa de frequências de $0 - 1\text{ kHz}$. As receptâncias são avaliadas através da aplicação dos métodos numéricos desenvolvidos no LSM-UFU e são apresentadas na Figura 4.10.

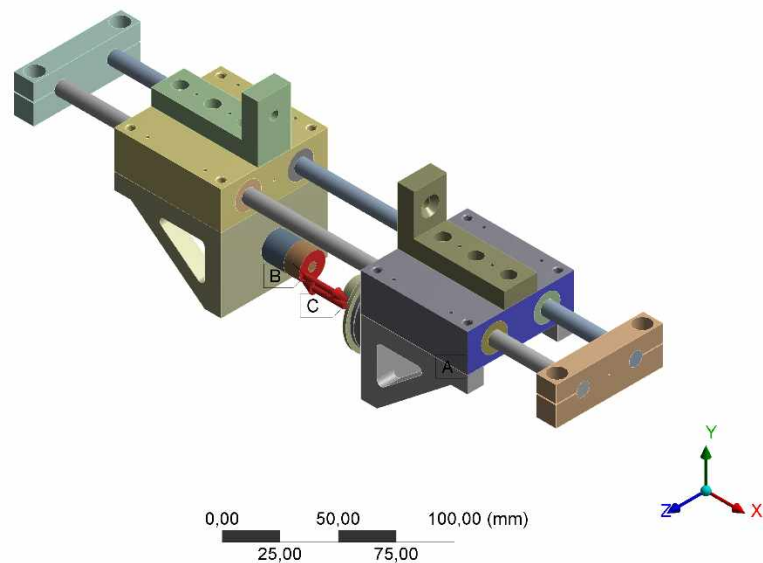


Figura 4.9 - Simulação para o subconjunto Pinça Flutuante: análise de transmissão da força normal

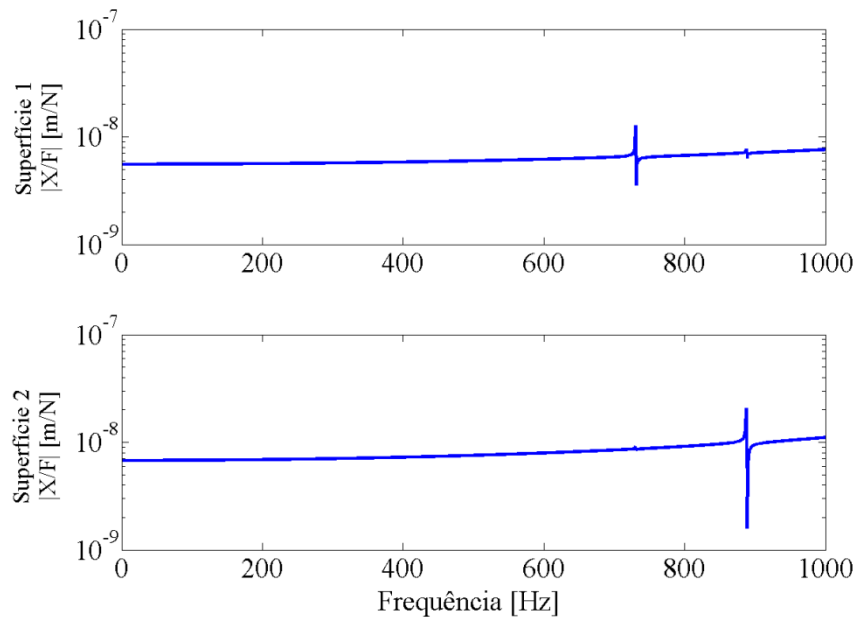


Figura 4.10 - Resultados da simulação para a Pinça Flutuante: receptâncias.

As principais análises serão tomadas dentro da banda de frequências de 0 a 50 Hz, compreendendo a frequência natural da massa principal. Para tal intervalo, a máxima amplitude das receptâncias é de $6,8 \text{ nm/N}$. Como a máxima força aplicável pelo atuador é 600 N, apenas $4,1 \mu\text{m}$ da capacidade máxima do atuador, $517 \mu\text{m}$, pode ser perdida na transmissão das forças entre as partes, mostrando que o conjunto apresenta rigidez satisfatória para a realização de sua função.

Uma vez que a rigidez k_1 não está evidente na modelagem do protótipo, porque provém da bancada pré-existente, adota-se a parte inferior da caixa de fixação e suporte como geometria fixa, a fim de que seja representado o deslocamento relativo entre as massas principal e auxiliar, e executada a análise preliminar das frequências naturais do protótipo.

Apenas a frequência na qual se espera que o sistema auxiliar trabalhe está dentro da banda de frequências onde são feitas as análises (0 – 50 Hz). Mostrando que as demais partes da bancada são suficientemente rígidas para garantir que a mesma possua apenas 1 GDL em tais frequências. Os principais modos de vibrar das frequências naturais mais baixas são apresentados nas figuras Figura 4.11, Figura 4.12 e Figura 4.13.

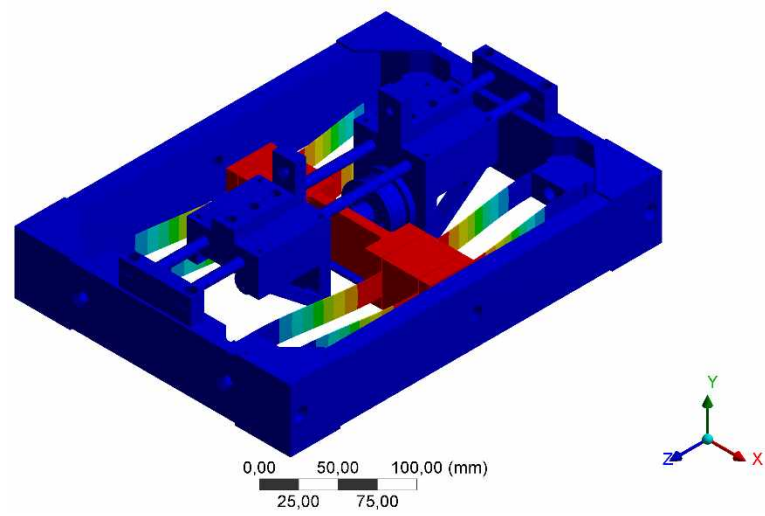


Figura 4.11 - Modos de vibrar do modelo: frequência de 23,29Hz.

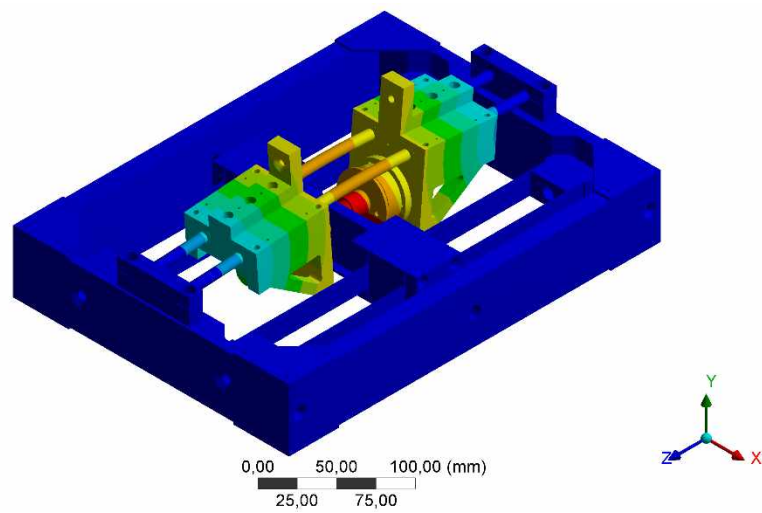


Figura 4.12 - Modos de vibrar do modelo: frequência 141,65Hz.

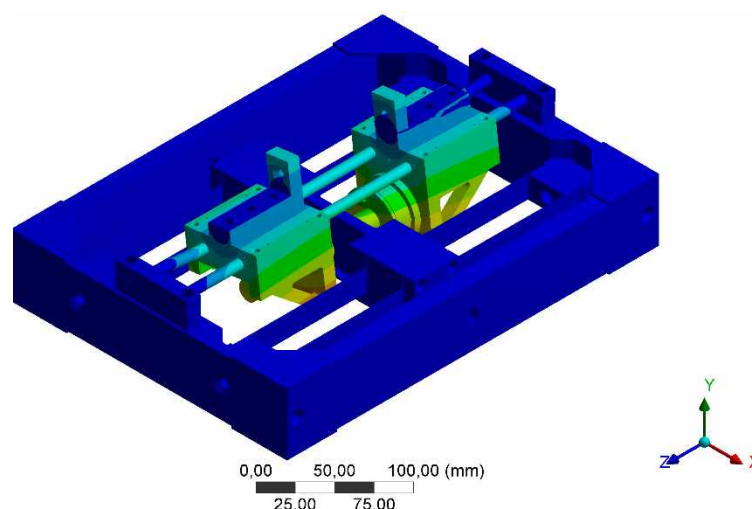


Figura 4.13 - Modos de vibrar do modelo: frequência 323,32Hz.

A fim de verificar como será o comportamento da bancada, obtiveram-se as respostas em frequência para as propriedades físicas obtidas no protótipo, vistas na Tabela 4.3. As receptâncias são mostradas na Figura 4.14, em que se pode observar a efetividade na redução das amplitudes para o AMAS (linha tracejada vermelha) quando comparadas com o sistema não-amortecido (linha tracejada escura).

Preocupações com a rigidez da bancada, e modificações para comportar o atuador e a célula de carga fizeram com que a bancada ficasse mais pesada do que a bancada pré-existente apresentada na Figura 3.3, pois se julgou que respeitar a razão entre massas é mais importante.

Tais fatores também conduziram a uma rigidez auxiliar superior à requisitada, 4,9 kN/m, porém ainda assim muito próxima. Esse valor não invalida a dinâmica do mecanismo, apenas faz com que o mesmo trabalhe fora de seu ponto ótimo, estipulado pelas metodologias e técnicas de controle de Guerineau (2016), Coelho et al (2017), Santos et al (2017), Coelho (2018). O projeto permanece contemplando a possibilidade de inserção de molas helicoidais para ampliarem a rigidez auxiliar para facilitar eventuais modificações nas propriedades físicas da bancada.

Tabela 4.3 – Propriedades físicas para análise numérica do modelo projetado

Propriedade	Valor
Massa m_1 [kg]	5,35
Rigidez k_1 [N/m]	$70,3 \times 10^3$
Amortecimento c_1 [Ns/m]	3,93
Rigidez tangencial k_T [N/m]	$581,5 \times 10^3$
Coefficiente de Atrito Estático μ_A	0,17
Massa Auxiliar m_2 [kg]	0,53
Rigidez Auxiliar k_2 [N/m]	$4,9 \times 10^3$
Amortecimento Auxiliar c_2 [Ns/m]	1,0

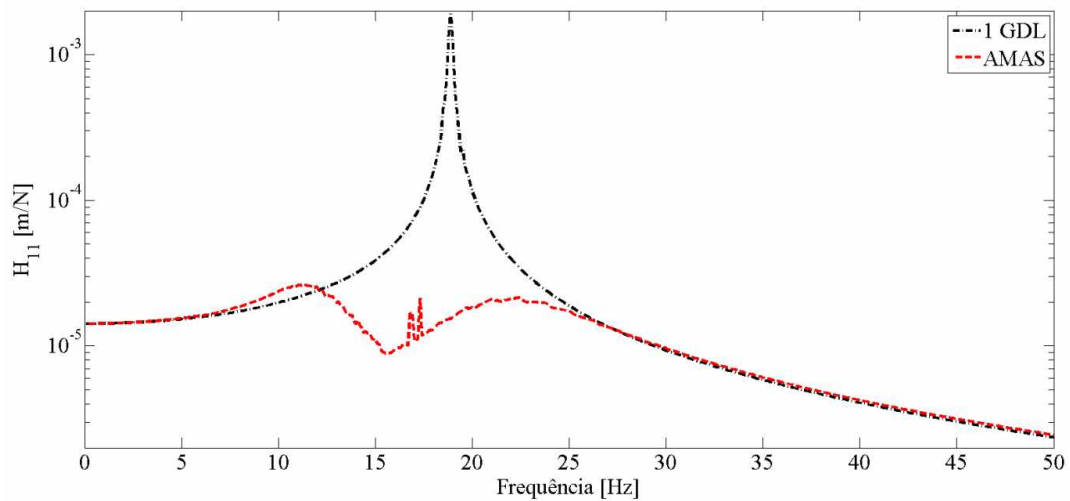


Figura 4.14 – Resultados da análise numérica para o protótipo. Comparação entre receptâncias: livre (1GDL, tracejado escuro); AMAS (tracejado vermelho);

CAPÍTULO V

CONCLUSÃO

Neste trabalho projeta-se o protótipo de um amortecedor de massa auxiliar com acoplamento por atrito, a ser utilizado para validação de modelos numéricos através de testes experimentais. Inicialmente, apresentam-se os principais métodos utilizados no controle de vibração, suas variedades, aplicações, vantagens e desvantagens quando comparados entre si. Diversas aplicações desses métodos na indústria são citadas, como as estruturas de construções civis, suspensões automotivas e tubulações em geral.

Durante o desenvolvimento são apresentadas as diretrizes traçadas pelo modelo teórico e as condições que delimitam o projeto para sua concepção. Esforços são realizados para que se obtenha um protótipo robusto, seguro mecanicamente, que não venha a falhar, cumprindo efetivamente com as restrições impostas, e objetivando o melhor resultado possível.

Embora o protótipo não tenha sido construído, as verificações mecânicas realizadas trazem segurança ao uso e ao comportamento do mesmo. A lista de materiais (Tabela II.1) provê todos os itens que deverão compor o protótipo. Resta realizar um estudo de precificação sobre a mesma, requisitando cotação para os componentes e para mão de obra de operações como usinagem em algumas peças para se definir o custo total do projeto com exatidão.

Conclui-se que o projeto é devidamente justificado, fundamentado teoricamente, planejado e elaborado, atendendo perfeitamente aos requisitos com eficácia. Todos os componentes estão definidos em suas formas e materiais, e bem detalhados nas Folhas de Projeto do Apêndice, e na Lista de Materiais, Tabela II.1 do Anexo. Os resultados apresentados, juntamente com as verificações mecânicas, apontam para o bom funcionamento do dispositivo, mostrando que esse projeto está pronto para ser executado assim que houver recursos financeiros disponíveis para aquisição e fabricação dos elementos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADELI, H; FISCO, N. R. Smart Structures: Part I - Active and Semi-Active Control **Scientia Iranica Transactions A: Civil Engineering** v.18, pp. 275-284, 2011. Elsevier.

AHMADIAN, M. In Search of Suitable Control Methods for Semi-Active Tuned Vibration Absorbers. **Journal of Vibration and Control** v.10, pp. 163-174, 2004. Sage Publications.

ALVES L. S. **Controle de Vibrações em Edifícios Altos Sujeitos a Ventos ou Terremotos**. 2015. 134 f. Monografia de Graduação - Universidade Federal de Goiás, Goiânia.

ASM INTERNATIONAL. **ASM Handbook: Properties and Selection - Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials**. v.2, 3470f. 1992.

ATI. ATI Industrial Automation. **Célula de Carga Mini-45: Datasheet**. Disponível em <http://www.ati-ia.com/products/ft/ft_models.aspx?id=Mini40>. Último acesso em março de 2018.

BONELLO, P. Adaptive Tuned Vibration Absorbers: Design Principles, Concepts and Physical Implementation, **Vibration Analysis and Control - New Trends and Developments**. 2011. 27f. University of Manchester, Reino Unido.

CARVALHO, M. H. F. DE; COELHO, H. T.; LÉPORE NETO, F. P.; SANTOS, M. B. **Projeto de um Protótipo para um Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável Utilizando Amortecedor por Atrito**. XVII Semana da Faculdade de Engenharia Mecânica – SEMEC. 2016, Uberlândia.

CASTRO, J. P. F. F. de; LIMA E. D. **Modelagem Numérica de um Absorvedor Dinâmico de Vibração Semiativo Através de um Amortecedor Utilizando um Sistema de Acoplamento por Atrito**. 2014. 42f. Monografia de Graduação. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

CEDRAT. Cetrat Technologies. **APA500L: Datasheet**. Disponível em <http://www.cedrattechnologies.com/fileadmin/user_upload/CTEC/Mechatronic_products/Piezo_actuators_electronics/APAs/Technical_Datasheet/APA500L_GB_v4.0.pdf>. Último acesso em março de 2018.

CHIAVERINI, V. **Tecnologia Mecânica: Materiais de Construção Mecânica: Processos de Fabricação e Tratamento**. 2. ed. v. III. Makron Books do Brasil, 1986. 205f.

COELHO, H. T. **Estudo de um Dispositivo de Mola Inteligente com Acoplamento por Atrito para Controle Semiativo de Vibração**. 2014. 113 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

COELHO, H. T.; LÉPORE NETO, F. P.; SANTOS, M. B.; MAHFOUD, J. **Control Strategies for Friction Dampers: Numerical Assessment and Experimental Investigations**. MATEC - Web of Conferences. International Conference on Structural Nonlinear Dynamics and Diagnosis. v. 16, 2014. EDP Sciences.

COELHO, H. T.; LÉPORE NETO, F. P.; SANTOS, M. B. Numerical Assessment of a Tunable Auxiliary Mass Damper Using a Friction Damper. **Society for Experimental Mechanics – IMAC-XXXIV - Dynamics of Multiphysical Systems: From Active Materials to Vibroacoustics**, 2016.

COELHO, H. T.; LÉPORE NETO, F. P.; SANTOS, M. B. Tunable Auxiliary Mass Damper with Friction Joint: Numerical Assessment and Prototype Design. In: **XVII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics – DINAME 2017**, 2017, São Sebastião.

COELHO, H. T. **Estudo de um Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável Utilizando Amortecedor por Atrito Semiativo**. 2018. 101 f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia. *No prelo*.

COOK, R. D.; MALKUS, D. S.; PLESHA, M. E. **Concept and Applications of Finite Element Analysis**. 3a ed. 650f. John Willow & Sons. 1989.

D'OLIVEIRA, F. S. **Projeto de Um Amortecedor para Protótipo de Veículo Fora-de-Estrada**. 2014, 79f. Monografia de graduação, Universidade Federal do Rio de Janeiro.

DAMPTECH. **Comparison Between Fluid Viscous Dampers and Friction Dampers Devices**. 2013, 7f. Catálogo técnico. *Damptech Earthquake Protection*. Site oficial < <http://www.damptech.com/>>. Disponível em março de 2018.

DIXON, J. C. **The Shock Absorber Handbook**. 2. Ed. 445f. 2007. John Wiley & Sons.

DUPONT, P.; KASTURI, P.; STOKES, A. Semi-active control of friction dampers. **Journal of Sound and Vibration**. v. 202, n. 2, pp. 203-218, 1997.

FRAHM, H. **Devices for Damping Vibration of the Bodies**. Patente nº 985958, 1911. Estados Unidos.

GHITA, G.; GUGLIELMINO, E.; SIRETEANU, T.; STAMMERS, C. W.; GIUCLEA, M. **Semi-active Suspension Control: Improved Vehicle Ride and Road Friendliness**. v. III, 2008. Bath, Reino Unido. Springer-Verlag London ltd.

GUERINEAU, E. L. C.; COELHO, H. T.; LÉPORE NETO, F. P.; SANTOS, M. B.; MAHFOUD, J. On the Assessment of a Tunable Auxiliary Mass Damper with a Friction Damper in its Suspension: Numerical Study. **Third International Conference on Structural Nonlinear Dynamics and Diagnosis – CSNDD 2016**, v. 83, pp. 1-4 (01005), 2016.

GUGLIELMINO, E.; EDGE, K. A. A controlled friction damper for vehicle applications. **Control Engineering Practice**. v. 12, pp. 431-443, 2004.

HARRIS, C. M.; PIERSOL, A. G. **Harris' Shock and Vibration Handbook**. 5.ed. McGraw-Hill HANDBOOKS, 2002, 1456f.

HWANG, A. **Practical Application Issues for the Structural Engineer**. Dissertação de mestrado. Instituto de Tecnologia de Massachusetts. 45f, 1998.

ISO 8041. **Human Response to Vibration: Measuring Instrumentation**. International Organization for Standardization. 2017.

JOLLY, M. R.; NORRIS, M. A.; SUN, J. Q. Passive, Adaptive and Active Tuned Vibration Absorbers – A Survey. **Transactions of the ASME – Special 50th Anniversary Design Issue**. v. 117, pp. 234-242, 1995. Newark, Estados Unidos.

KAREEM, A. K.; YALLA S.; KANTOR, J. C. Semi-active tuned Liquid Column Dampers for Vibration Control of Structures. **Engineering Structures**. 21. ed. pp. 1469-1479, 2001. Estados Unidos. Elsevier.

KAREEM A.; KIJEWKI, T.; TAMURA Y. Mitigations of Motions of Tall Buildings with Specific Examples of Recent Applications. **Wind and Structure**. 3. ed. vol. II, pp. 201-251, 1999. Notre-Dame, Estados Unidos.

KOTINDA, G. I. **Absorvedor Dinâmico de Vibração Tipo Lâmina Vibrante**. Dissertação de Mestrado. 2005, 120 f. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

LIN, C.-C.; LU, L.-Y.; LIN, G.-L.; YANG, T.-W. Vibration control of seismic structures using semi-active friction multiple tuned mass dampers. **Engineering Structures**. v. 32, p. 3404-3417, ago. 2010.

LIN, C.-C.; LIN, G.-L.; WANG, J.-F. Protection of seismic structures using semi-active friction TMD. **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**. v. 39, p. 635-659, out. 2009.

LU, L.-Y.; CHUNG, L.-L.; WU, L.Y.; LIN, G.-L. Dynamic analyses of structures with friction devices using discrete-time state-space formulation. **Computers and Structures**. v. 84, p. 1049-1071, 2006.

MARQUES, R. F. A. **Estudo Teórico e Numérico de Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Ativos e Adaptativos**. 2000. 106 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

MARTINIANO, G. A. Desenvolvimento de Amortecedores por Atrito: Estratégias de Controle da Força Normal. **Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**. 8. ed. 2014. Uberlândia.

MIGUEL, L. F. F; RIERA, J. D. Controle de Vibrações de Estruturas Utilizando Amortecedores por Atrito. **Revista Internacional de Desastres Naturales, Accidentes e Infraestrutura Civil**. Vol. 8, pp 77-80, 2008.

NHO 09.; FUNDACENTRO. **Norma de Higiene Ocupacional: Procedimento Técnico – Avaliação da Exposição Ocupacional a Vibrações de Corpo Inteiro**. 2013. Publicado por Fundacentro.

NITZSCHE, F.; HAROLD, T.; WICKRAMASINGHE, V. K.; YONG, C.; ZIMCIK, D. G. Development of a Maximum Energy Extraction Control for the Smart Spring. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**. v. 16, pp. 1057-1066, dec. 2005.

NR N° 9. **Norma Regulamentadora NR 9: Programa de Prevenção de Riscos Ambientais**. Ministério do Trabalho e Emprego – MTE. 2017

PAREDES, M. M. **Utilização de Amortecedores de Massas Sintonizadas no Controle de Vibrações em Estruturas**. Dissertação de Doutorado. 2008. Faculdade de Engenharia da Universidade Federal do Porto, Portugal.

PARSHANT, T. **Finite Element Analysis of Innovated Design of Racing Brake Calipers**. Dissertação de Mestrado. 78f. 2006. Universidade Estadual de Wichita. Kansas, Estados Unidos.

PISHAD, A. R. **Advanced design of brake calipers**. Tese de Doutorado. 2012. 153f. Universidade Politécnica de Milão. Milão, Itália.

PREUMONT, A.; **Vibration Control of Active Structures, and Introduction**. Université Libre de Bruxelles. 3. ed. 500 f. 2011.

RAO, S. S. **Vibrações Mecânicas**. 4. ed., 448 f. 2008. Pearson.

RIOS, L. S. **Controle de Vibrações em Edifícios Altos Sujeitos a Vento ou Terremoto**. Monografia de graduação. 134 f. 2015. Universidade Federal de Goiás.

RODRIGUEZ. **Controle de Vibrações em Edifícios Altos Sujeitos a Vento ou Terremoto**. Monografia de graduação. 134 f. 2015. Universidade Federal de Goiás.

SANTOS, M. B.; COELHO, H. T., LÉPORE NETO, F. P.; MAHFOUD, J. Assessment of Semi-Active Friction Dampers. **Mechanical Systems and Signal Processing**. v. 94, pp. 33-56, fev. 2017.

SAVI, M.; OLIVEIRA, S. A. Os Materiais Inteligentes e Suas Aplicações. **Revista Marítima Brasileira**. v. 133, n. 10/12, pp. 1-320, out/dec. 2013. Rio de Janeiro.

SKF. **Linear Motion Standard Range: Catálogo**. Disponível em <<http://www.skf.com/binary/76-68266/12774-EN-Linear-motion-standard-range.pdf>>. Último acesso em março de 2018.

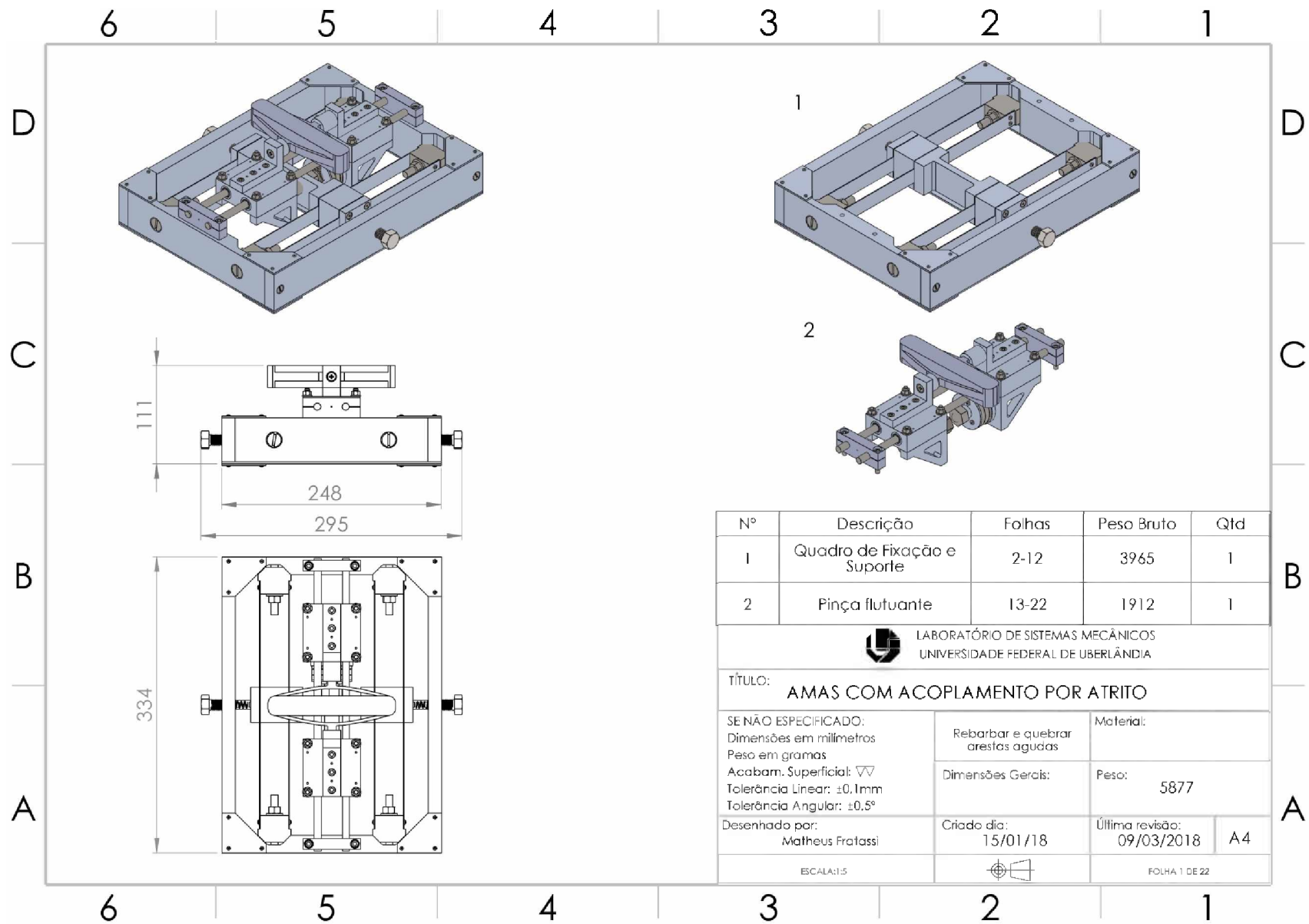
SOONG, T. T.; SPENCER, Jr. B., F. Active, Semi-active and Hybrid Control of Structures. **World Conference on Earthquake Engineering**. 12. ed, 2000. Nova Zelândia.

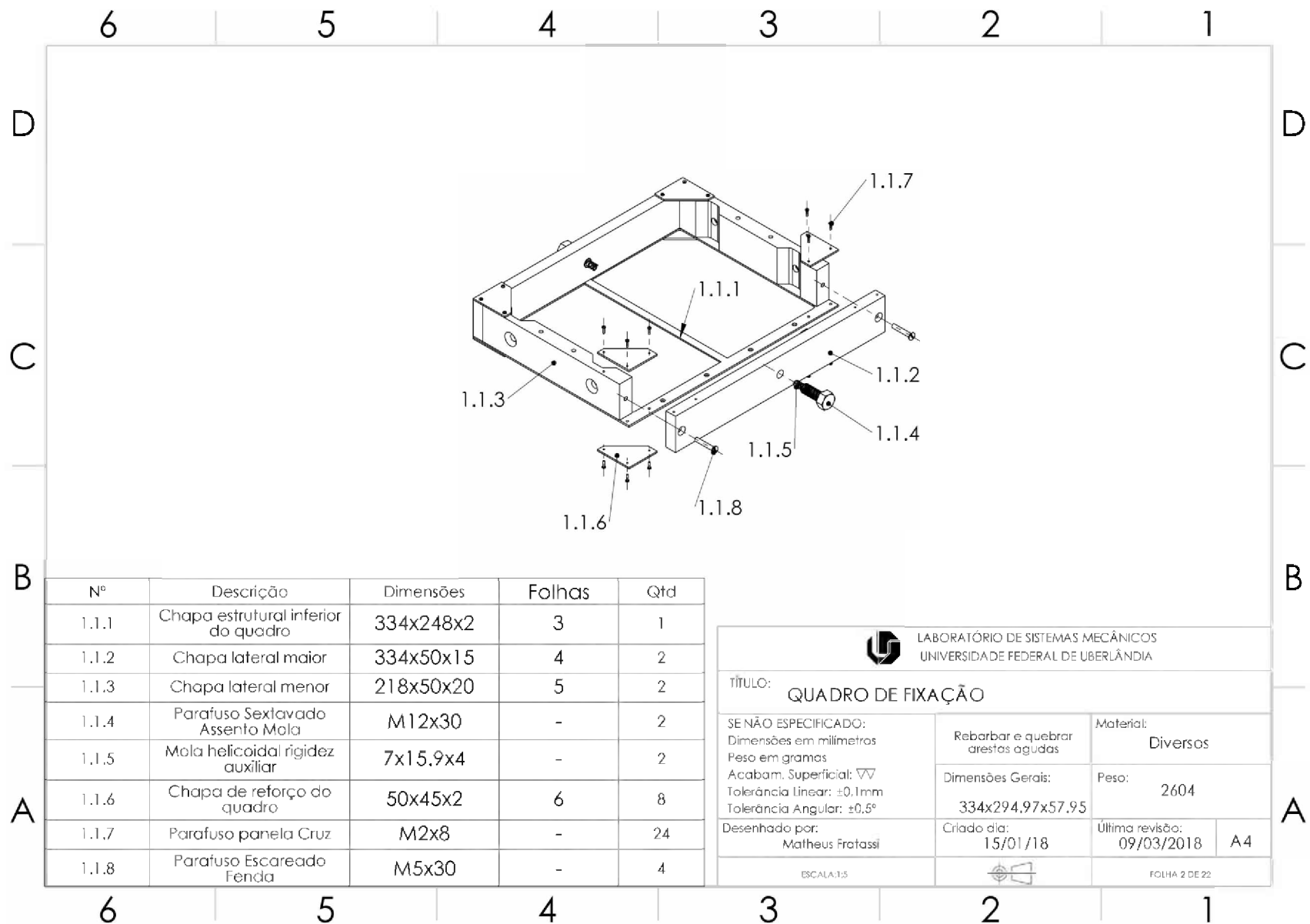
VENKATESH C.; ANJANEYULU, B.; RAO, K. K.K. Design and Analysis of Car Disc Brake by Using FEM. **International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology**. pp. 347-353. 7. ed. Vol. 4. 2016.

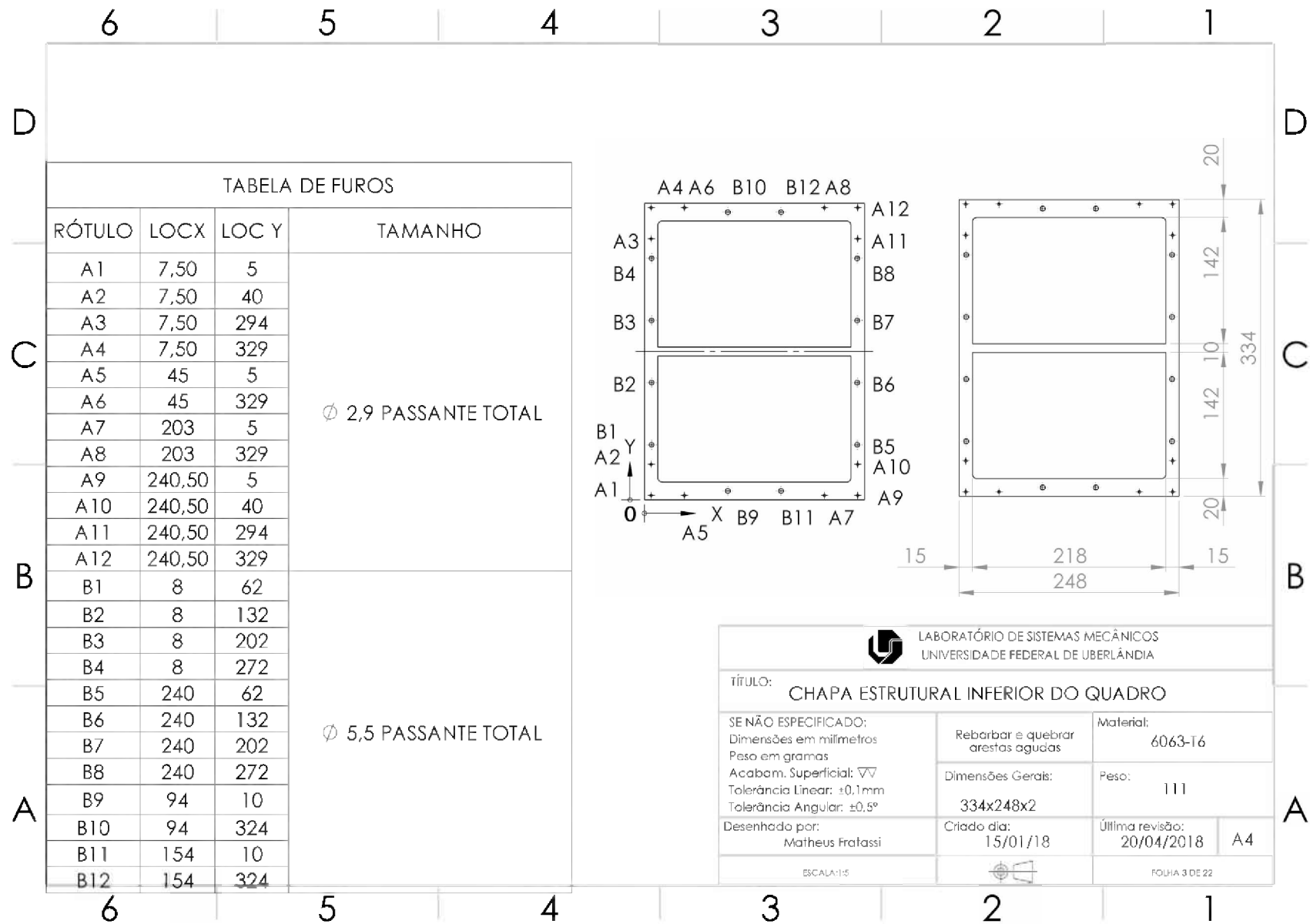
WICKRAMASINGHE, V.; CHEN, Y.; ZIMCIK; D. Experimental Evaluation of the Smart Spring Impedance Control Approach for Adaptive Vibration Suppression. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**. v. 19, n. 2, p. 171-179, 2008.

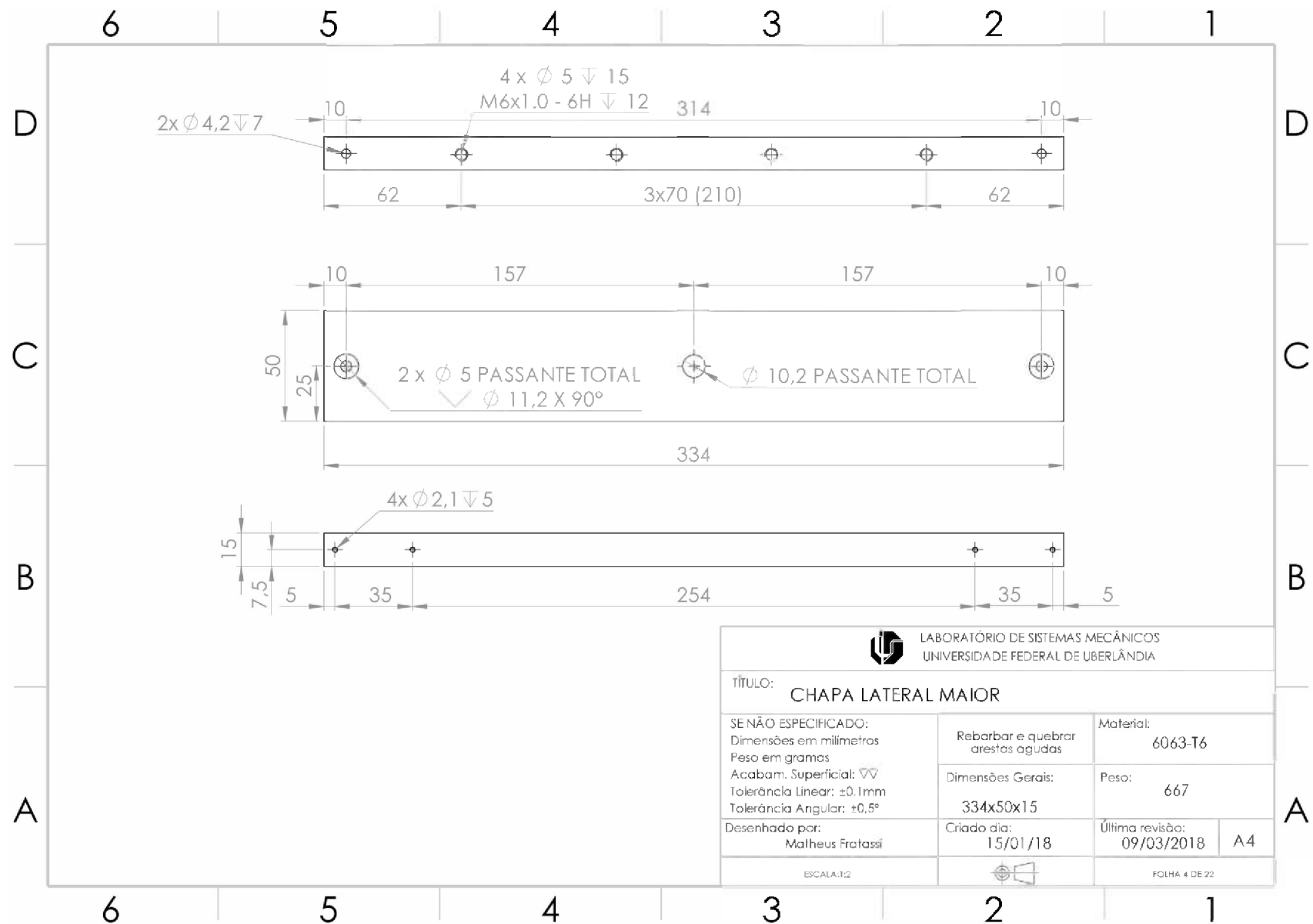
APÊNDICES

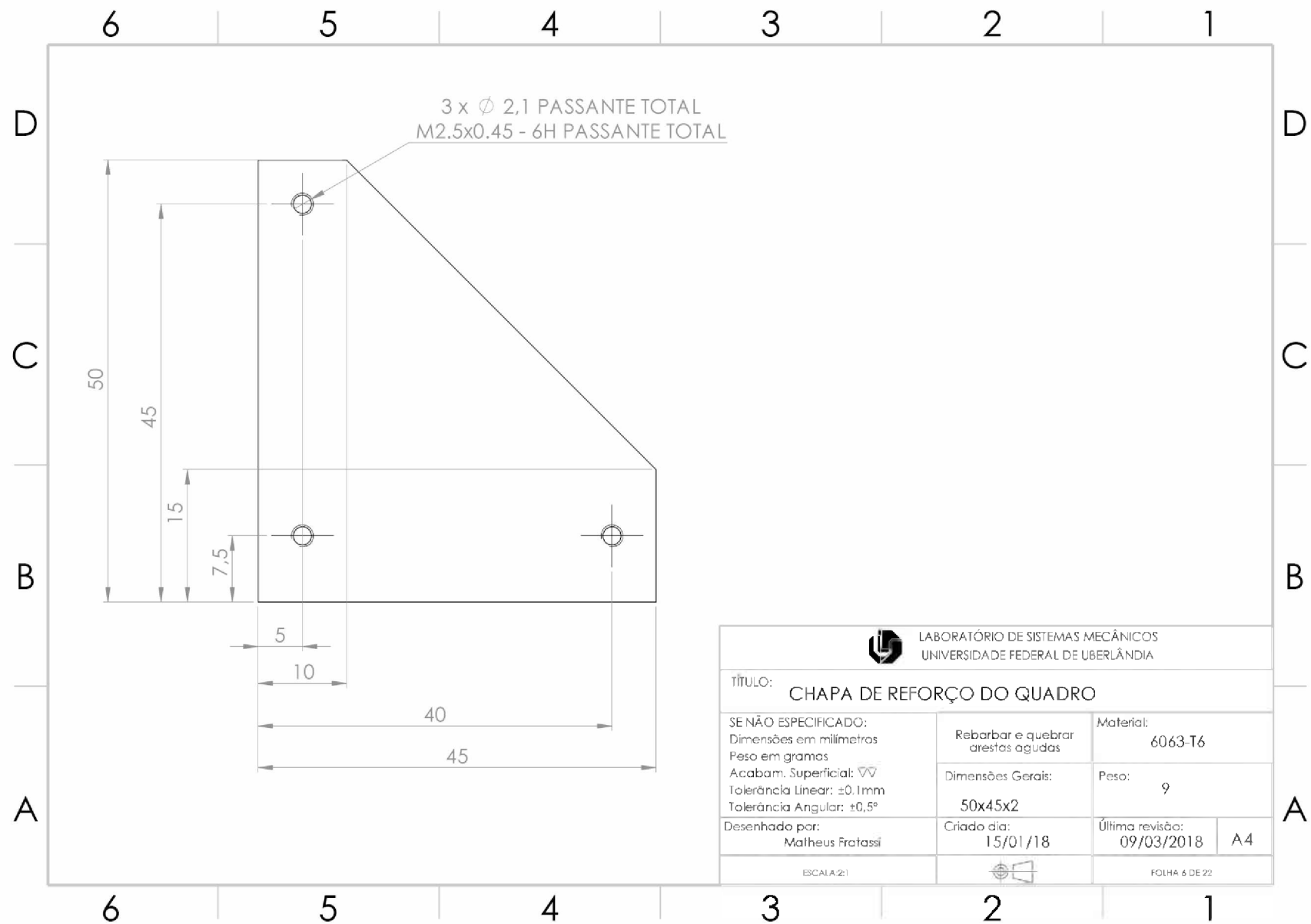
I. Folhas de Projeto

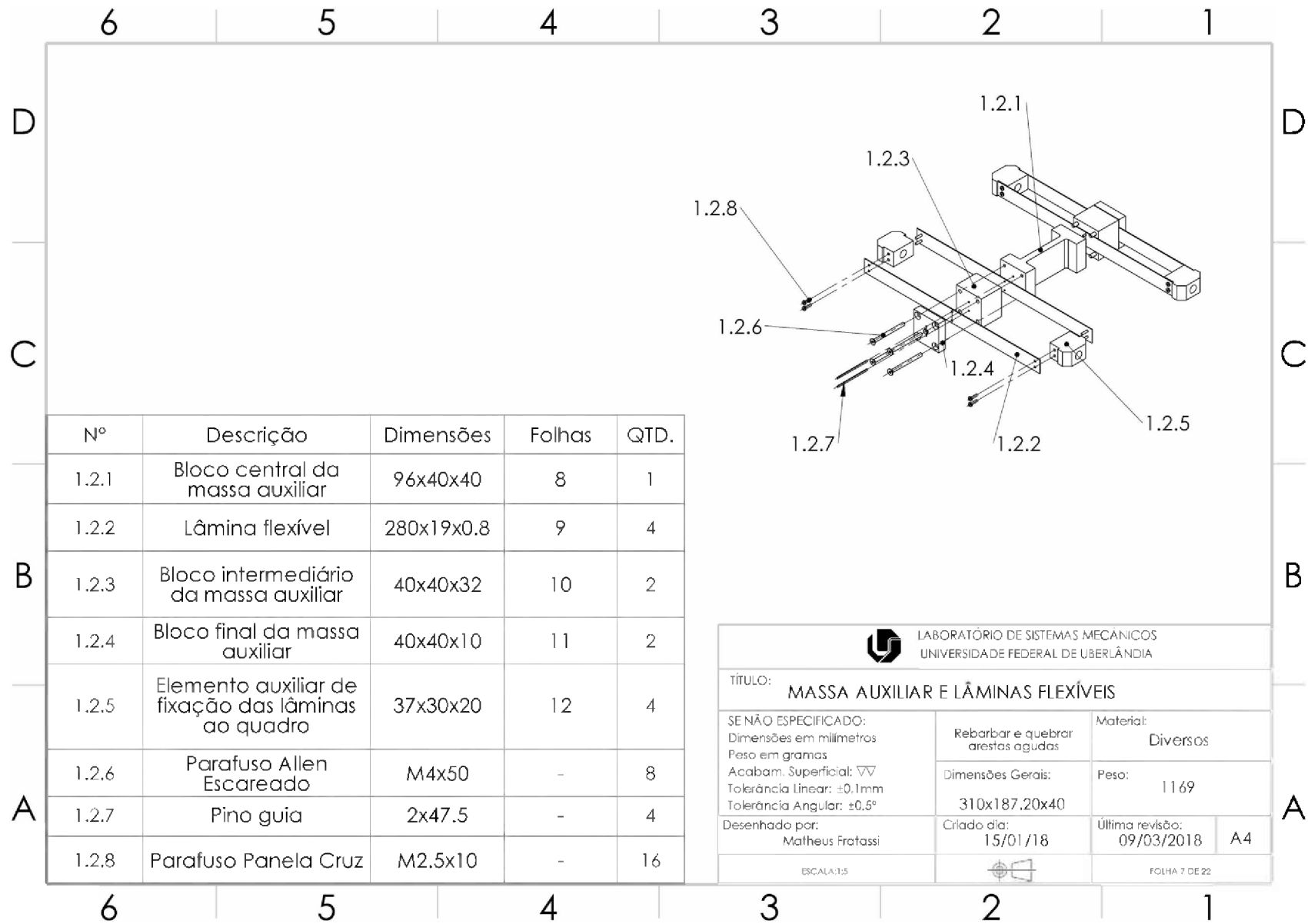


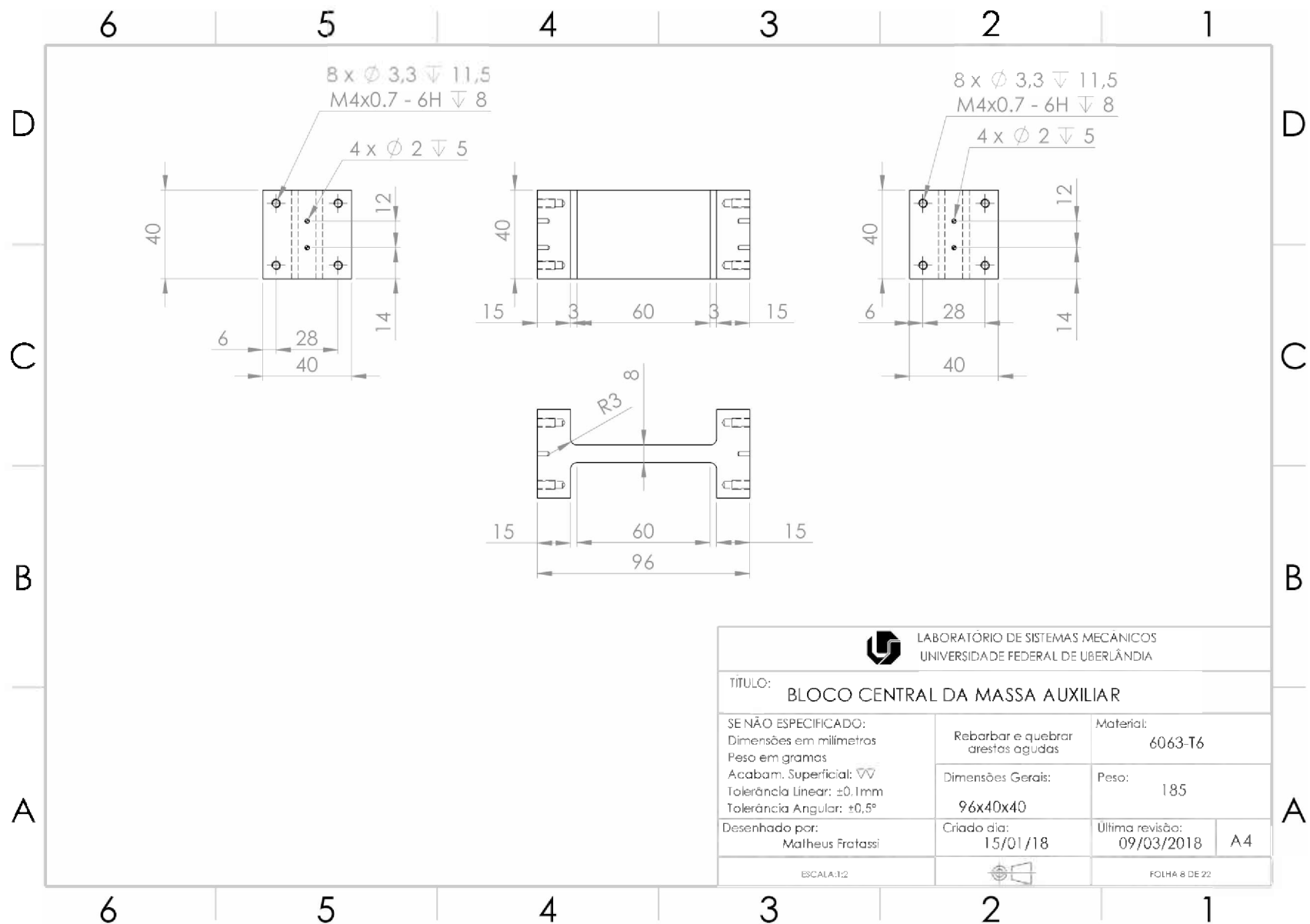

6 5 4 3 2 1
D
C
B
A

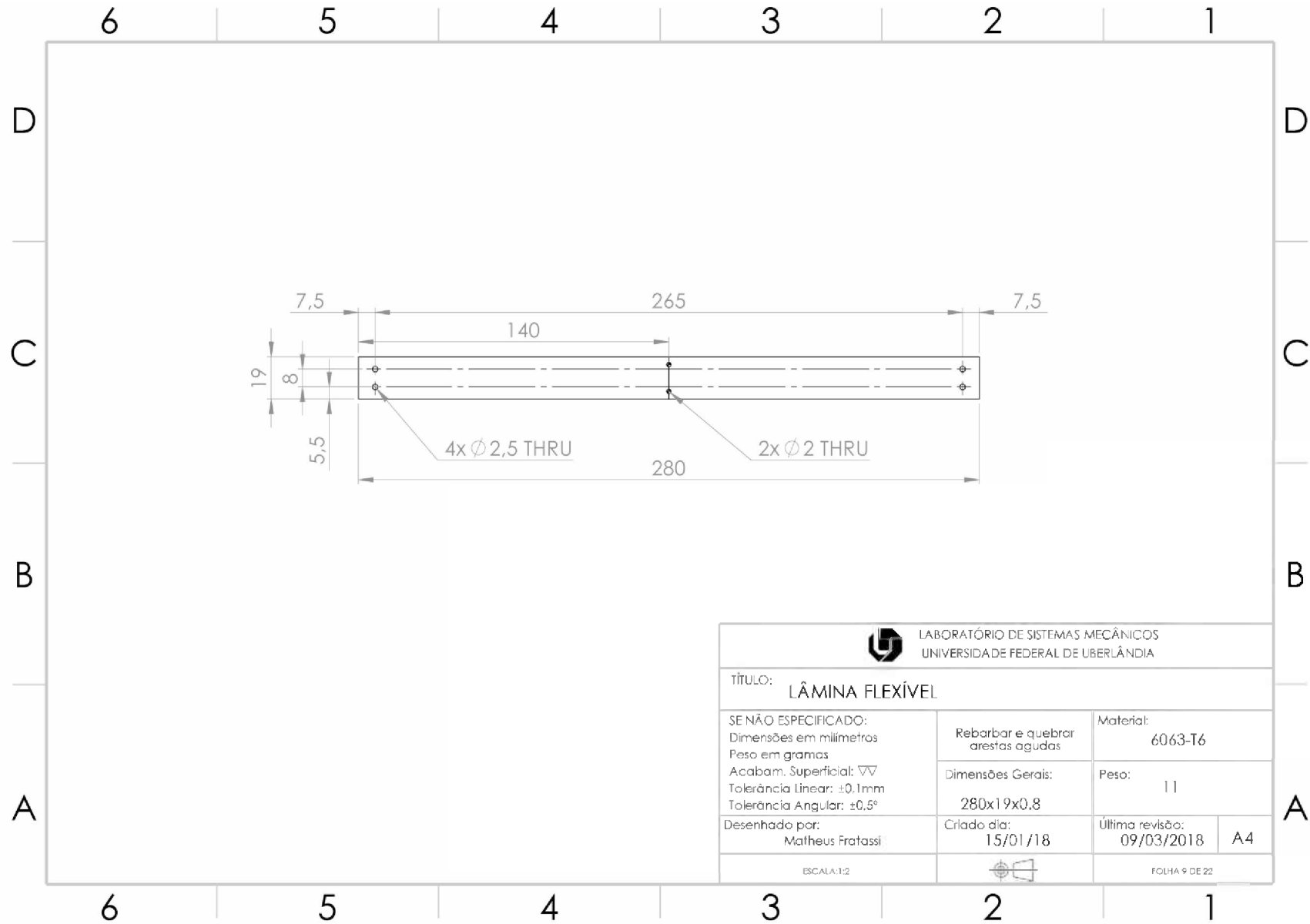


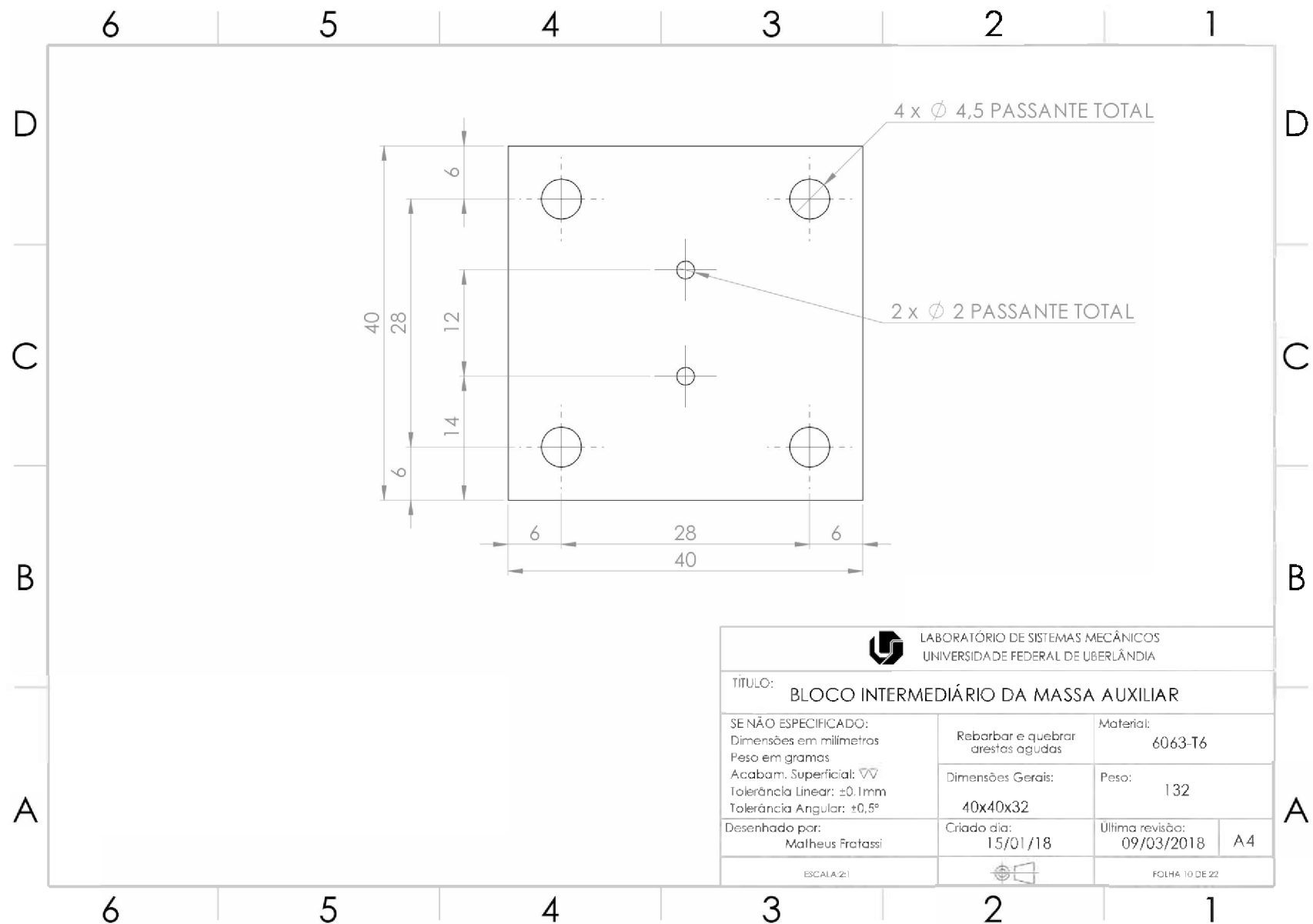


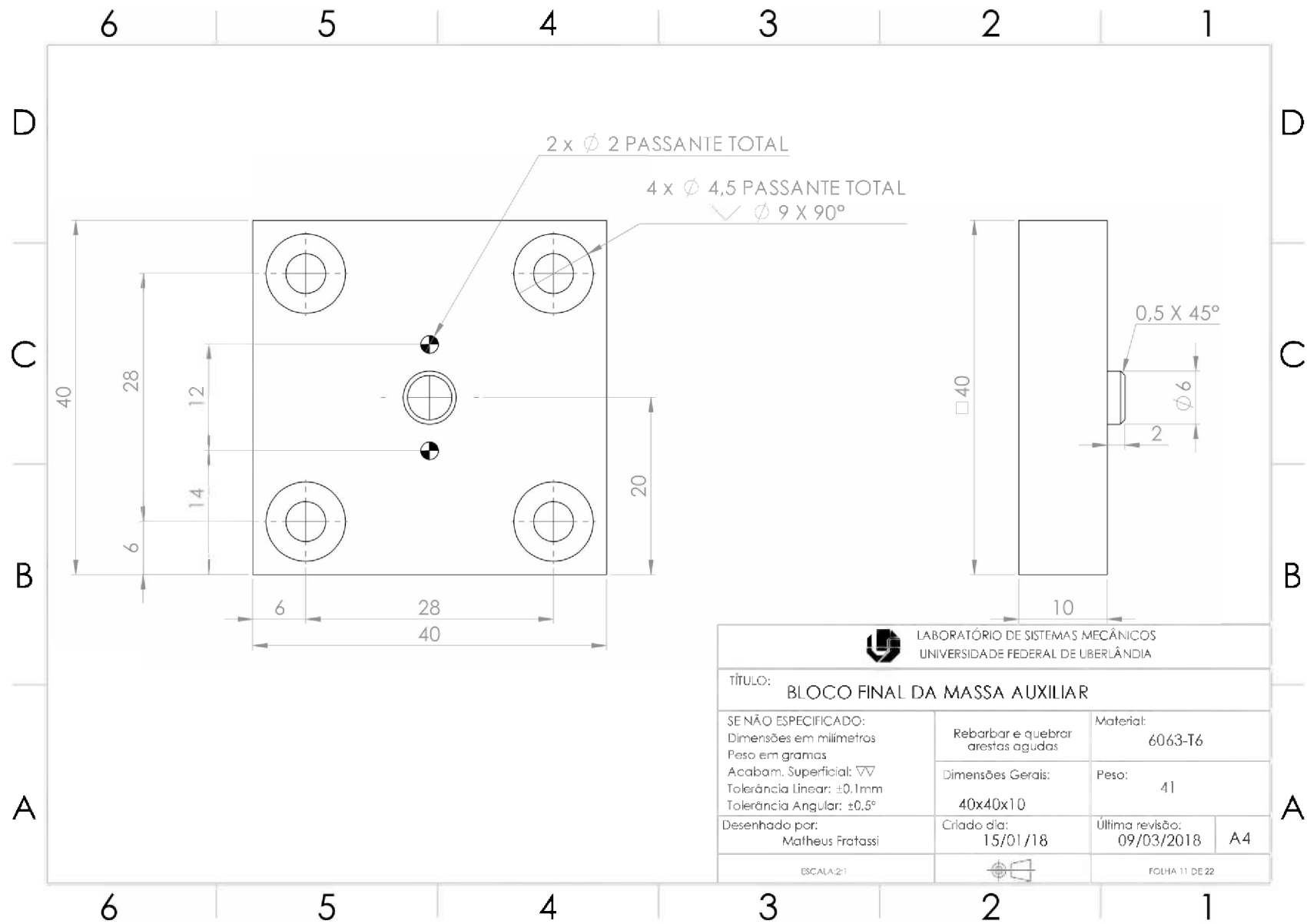


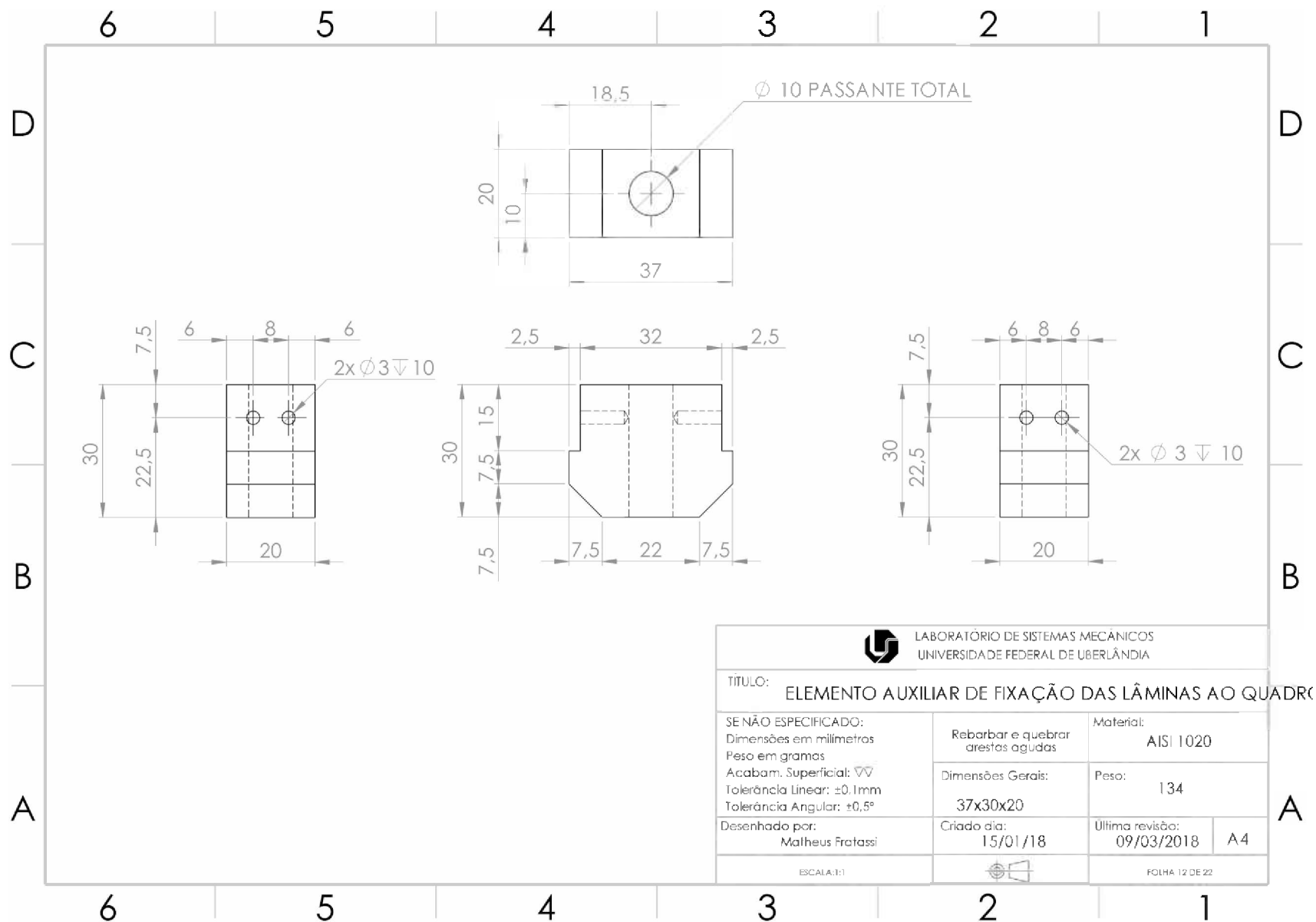


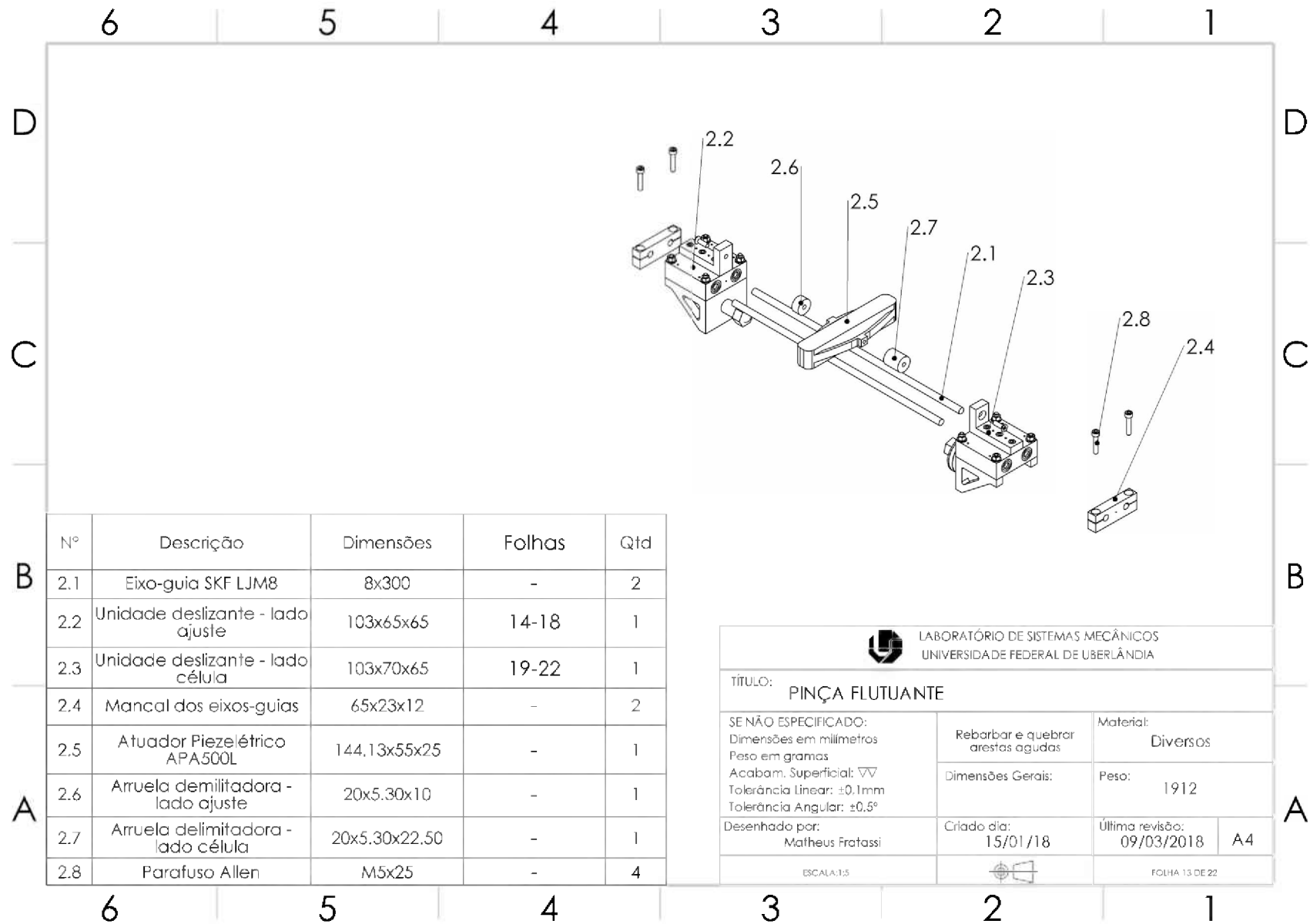


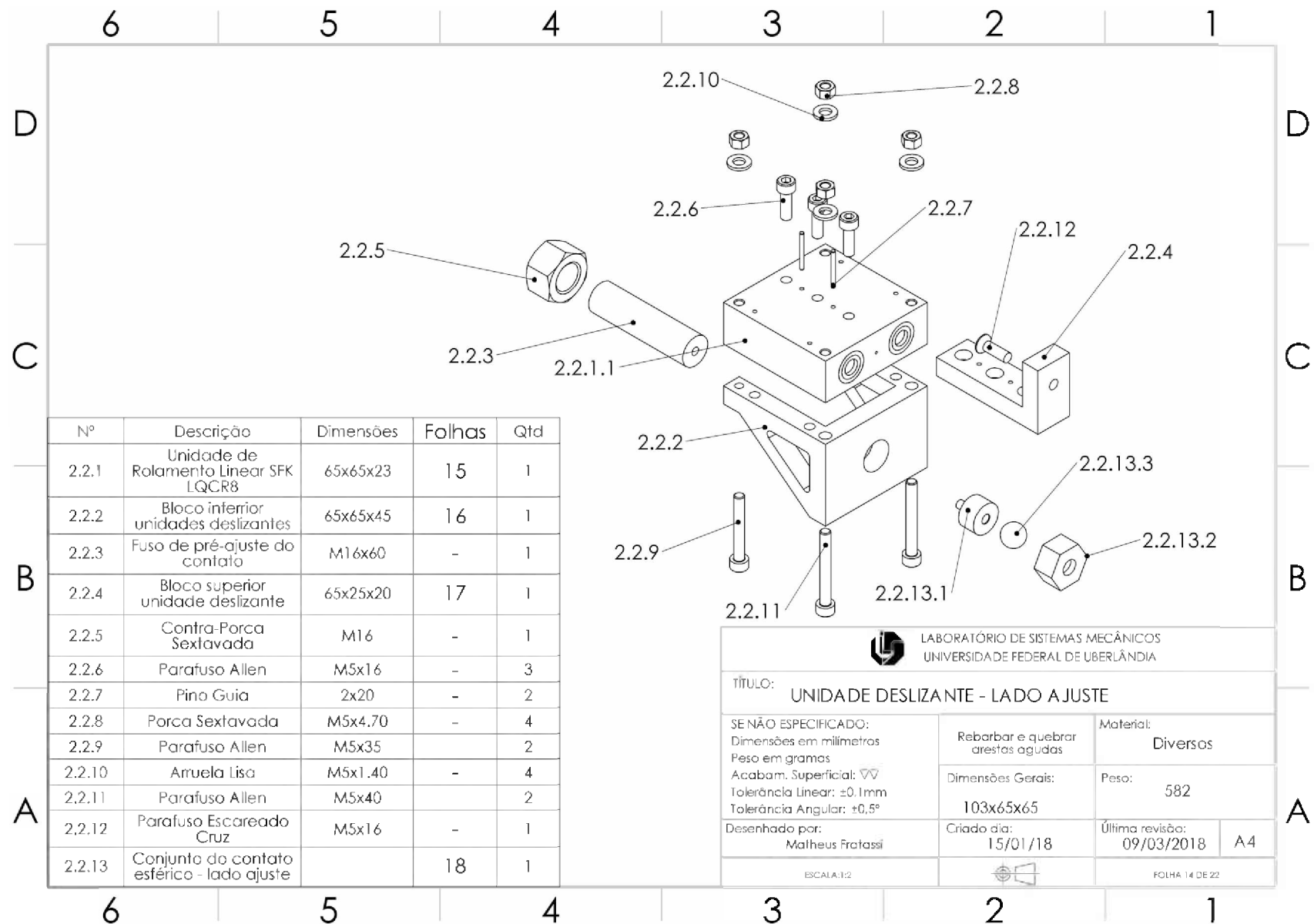


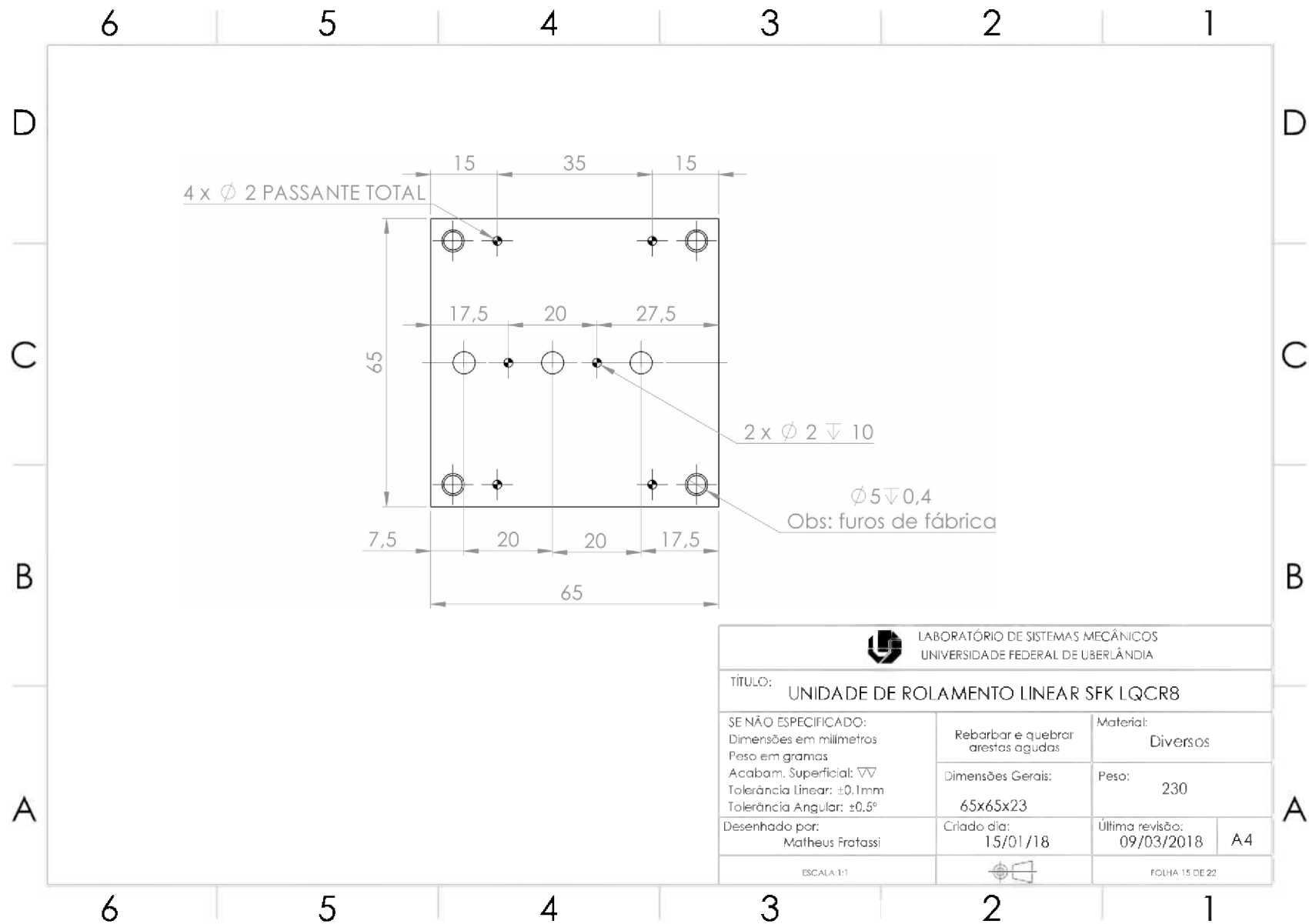


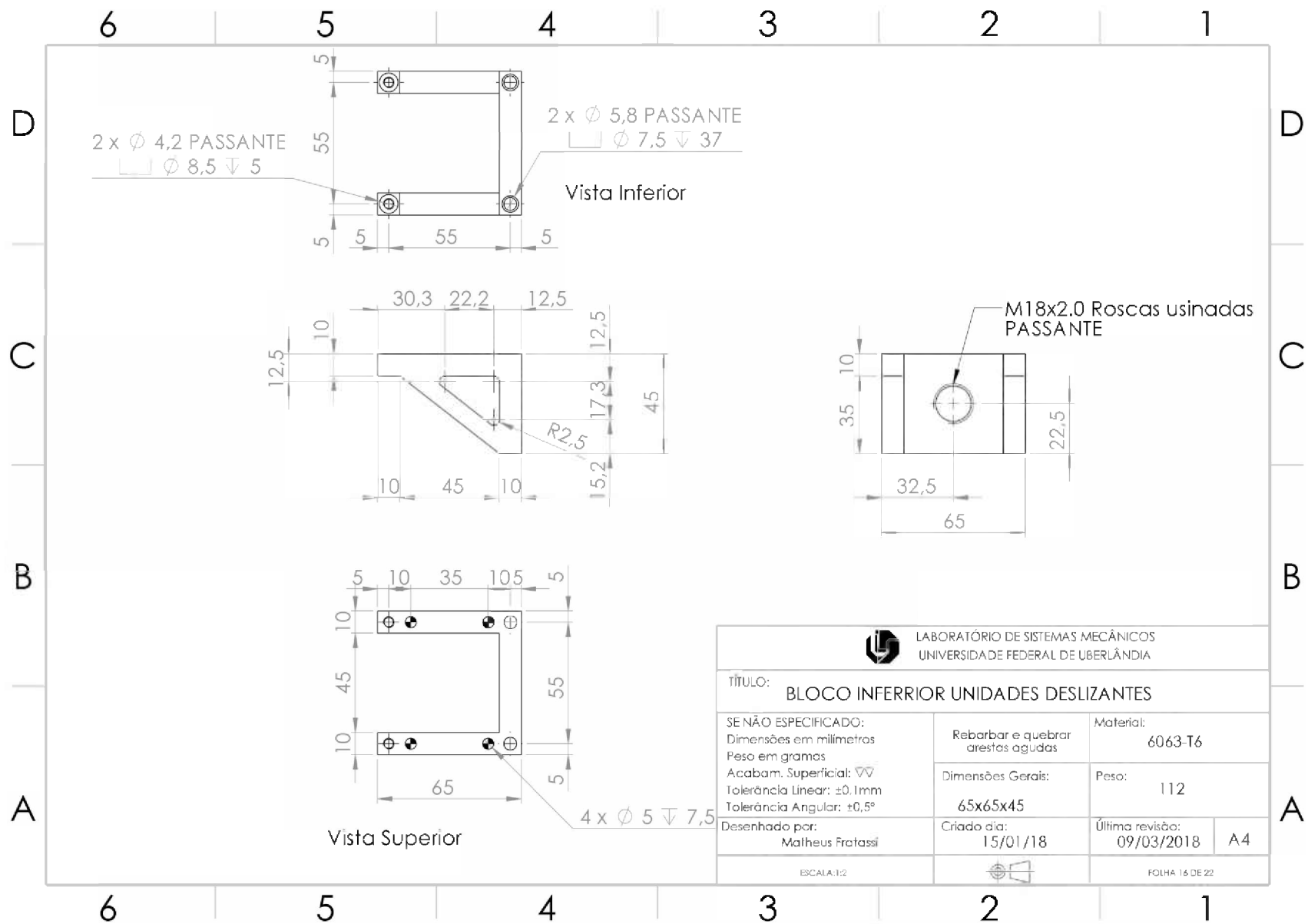


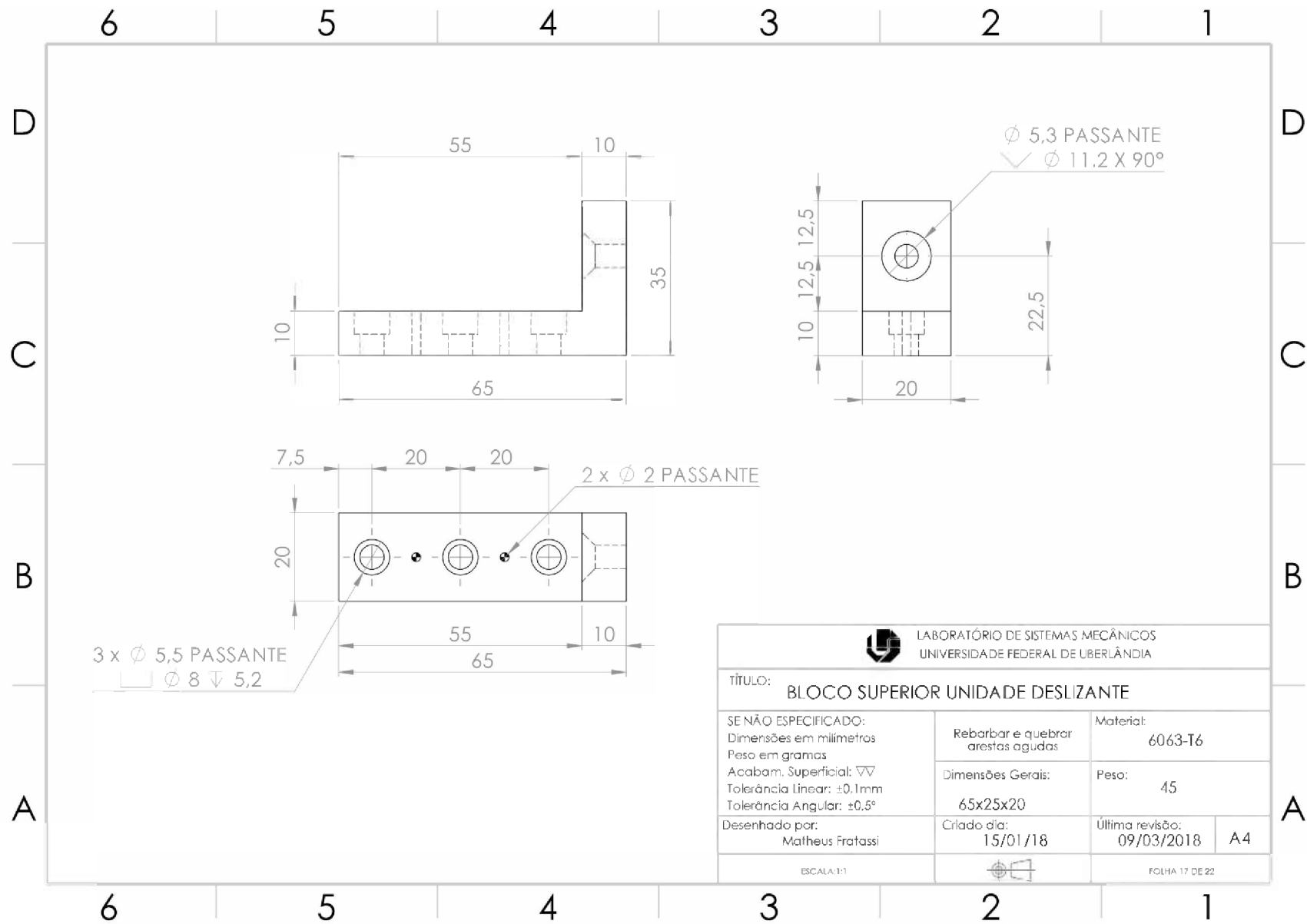


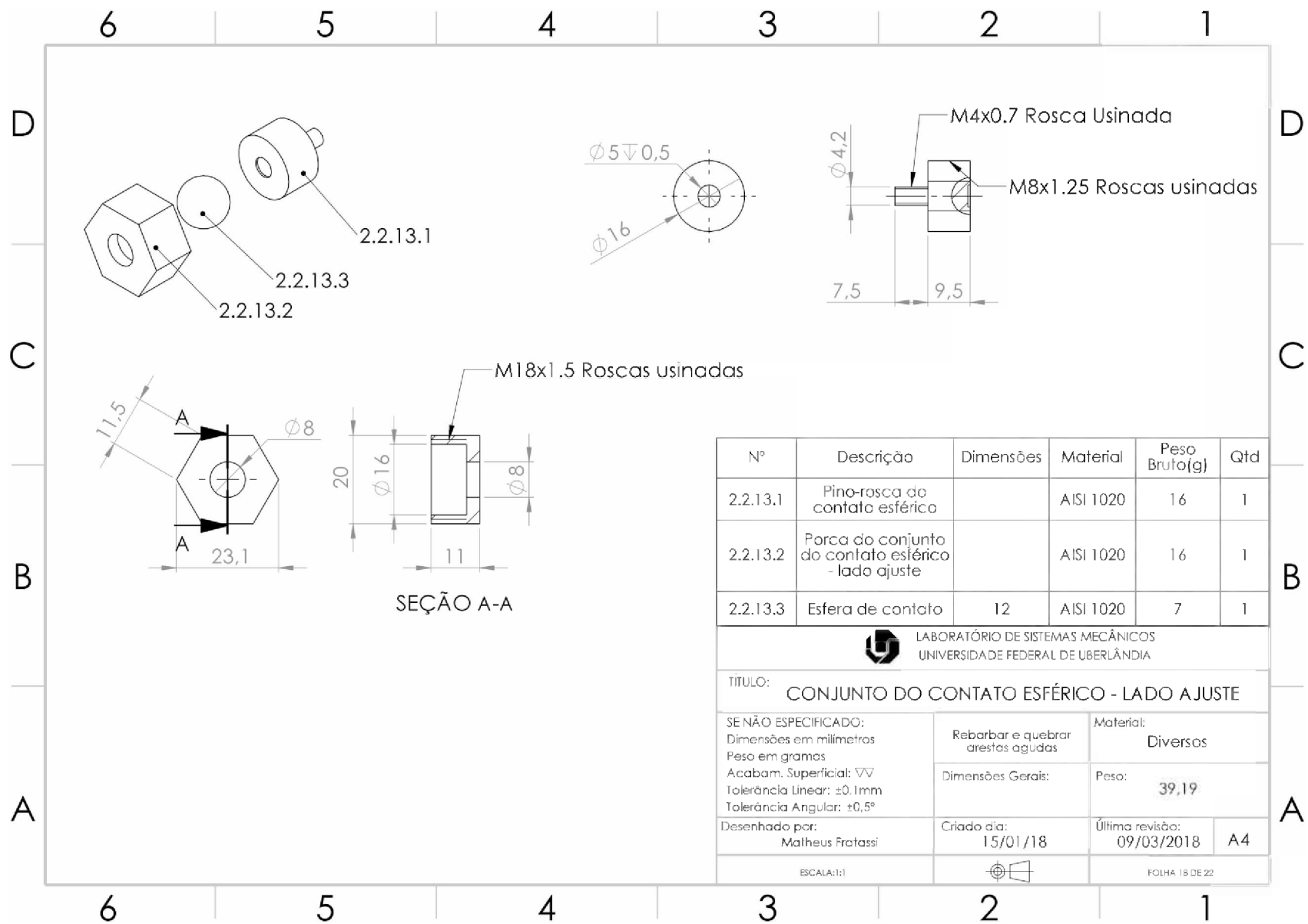


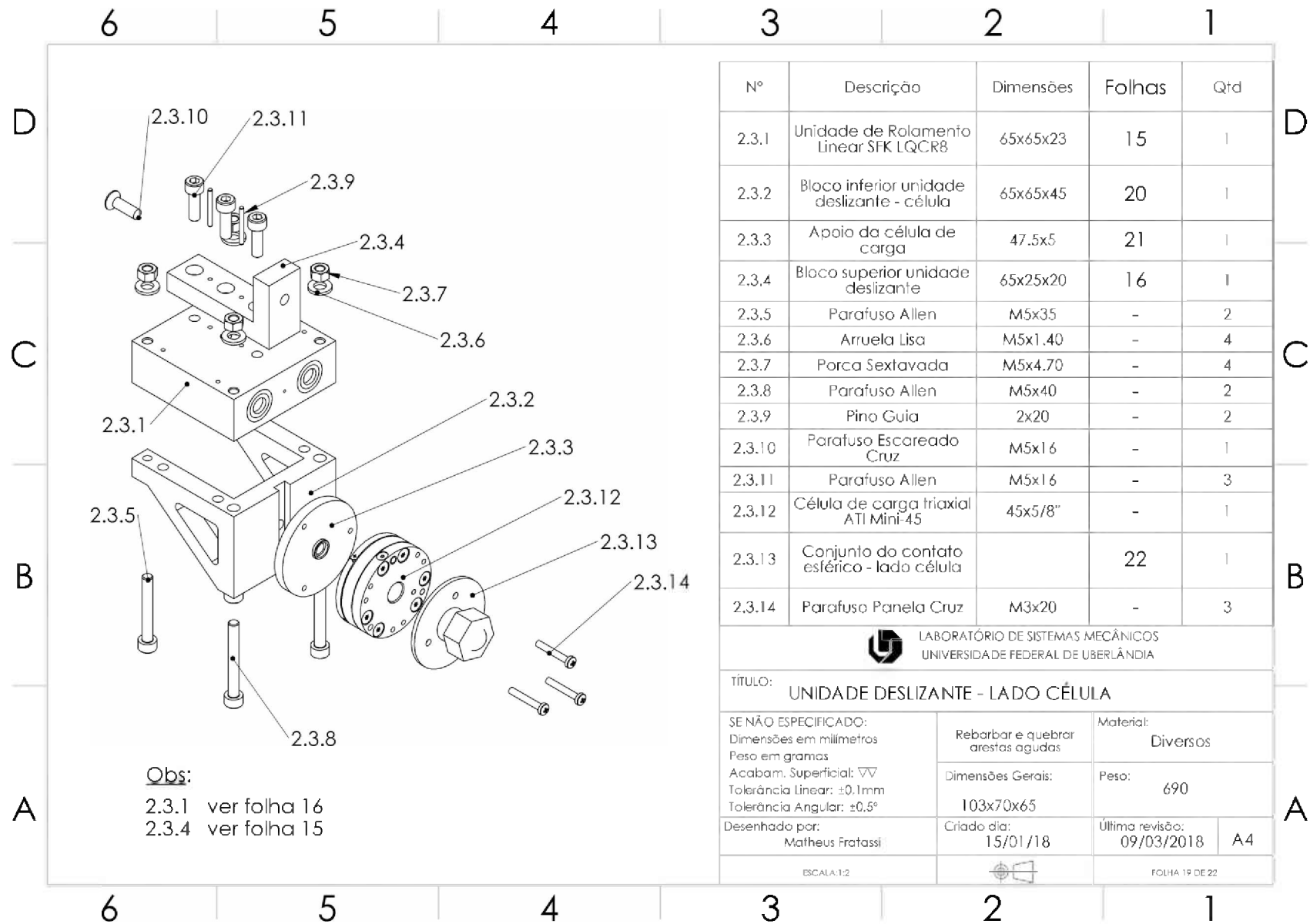


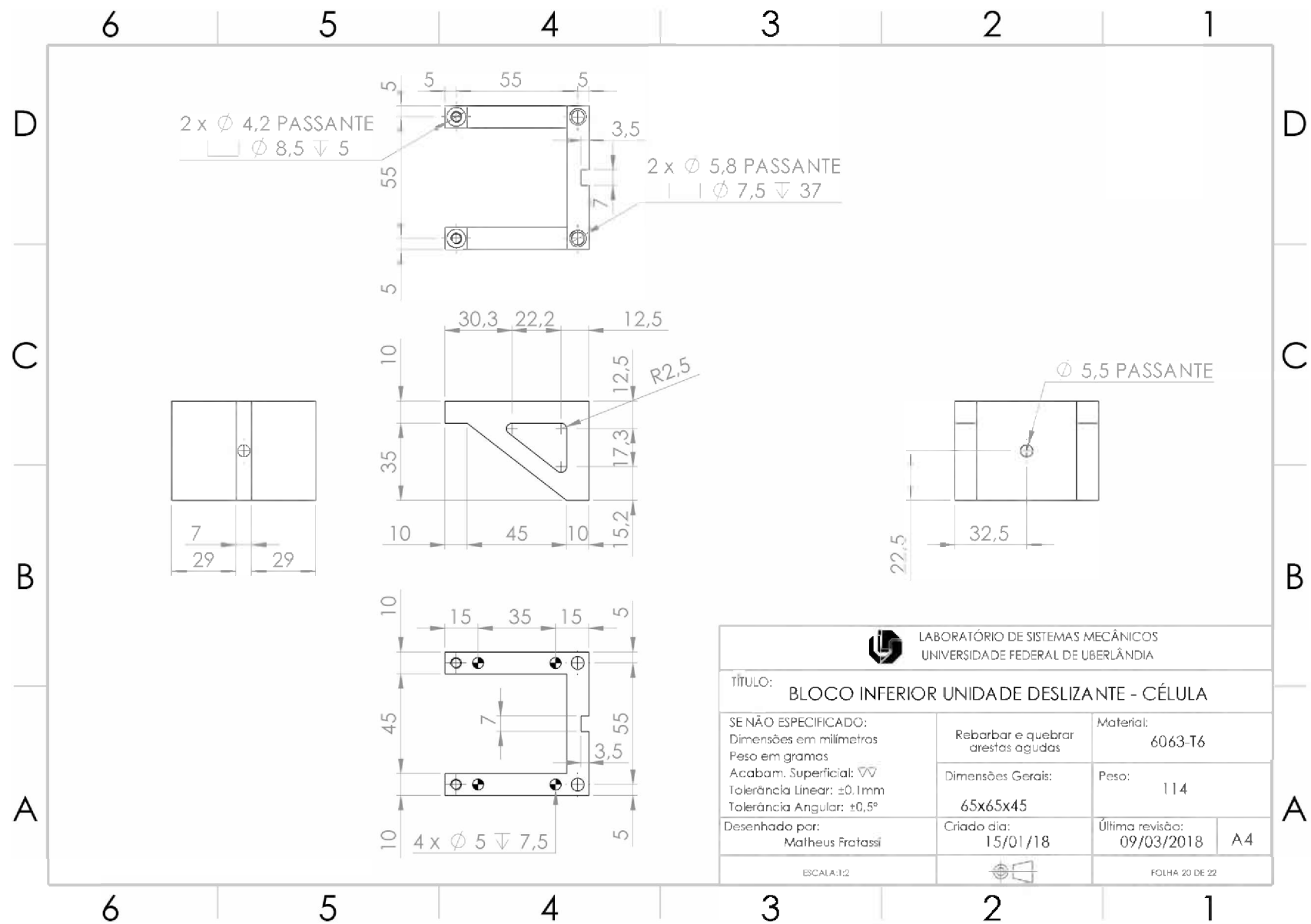


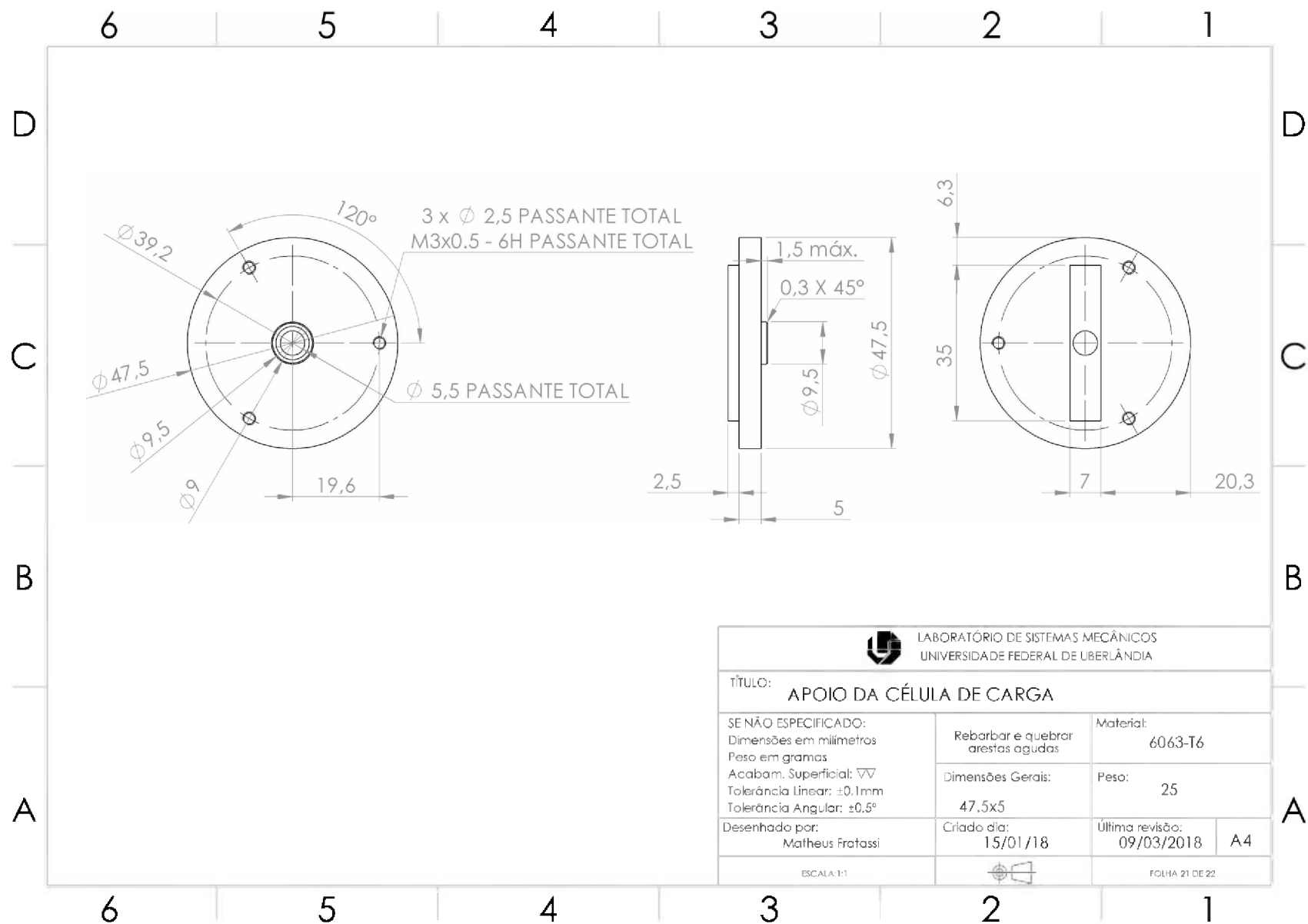


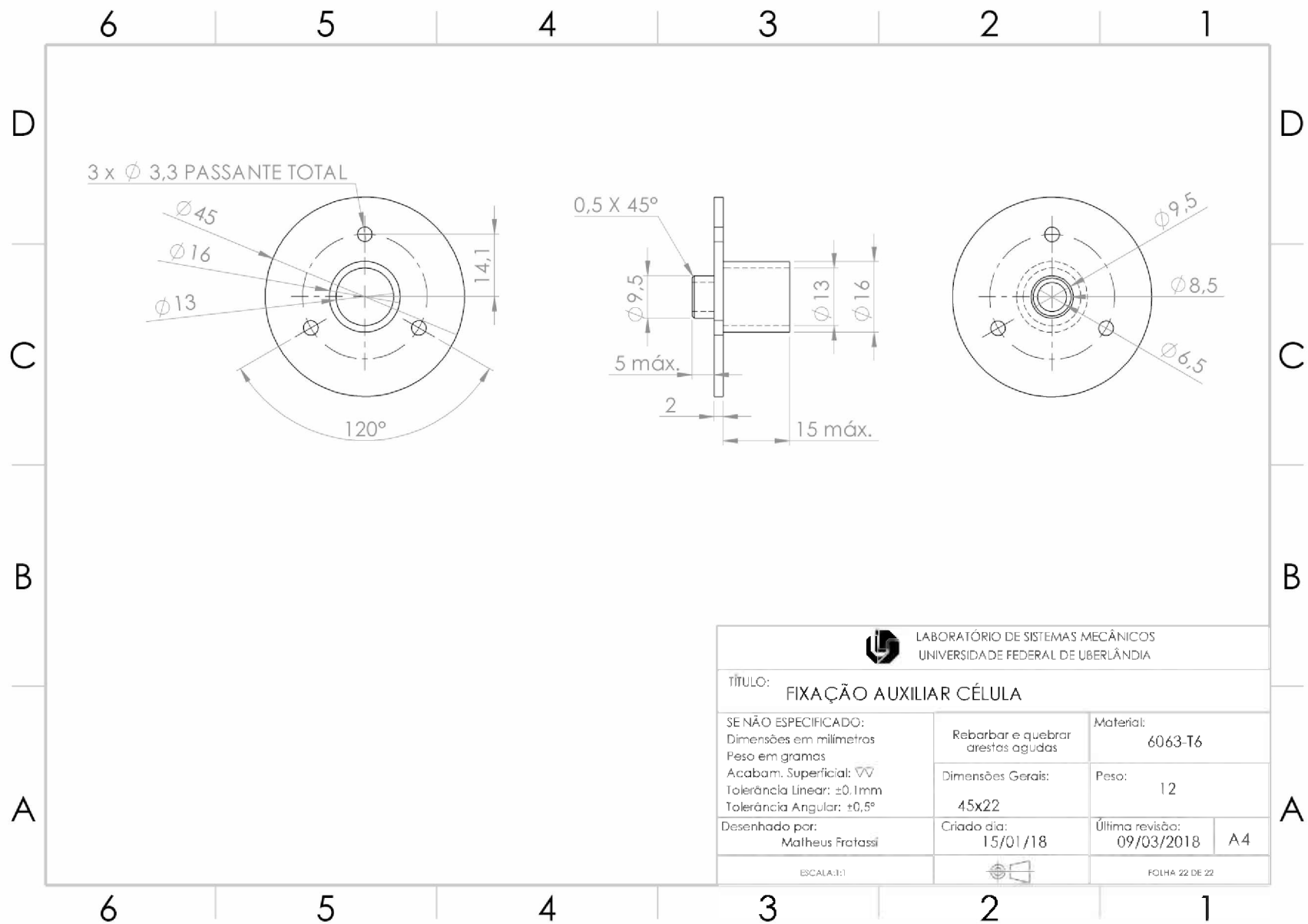












II. Lista de Materiais (*Bill of Materials*)

Tabela II.1 – Lista de Materiais

Item Nº	Descrição	Dimensões	Quantidade
1	Anel de vedação SFK LQCR8	12x8x2	16
2	Apoio da célula de carga	47.5x5	1
3	Arruela delimitadora - lado célula	20x5.30x22x.50	1
4	Arruela delimitadora - lado ajuste	20x5.30x10	1
5	Arruela Lisa	M5x1.40	8
6	Arruela Lisa	M8x2.30	4
7	Atuador Piezelétrico APA500L	144.13x55x25	1
8	Bloco intermediário da massa auxiliar	40x40x32	2
9	Bloco central da massa auxiliar	96x40x40	1
10	Bloco final da massa auxiliar	40x40x10	2
11	Bloco inferior unidade deslizante - célula	65x65x45	1
12	Bloco inferior unidades deslizantes	65x65x45	1
13	Bloco superior unidade deslizante	65x25x20	2
14	Célula de carga triaxial ATI Mini-45	45x5/8"	1
15	Chapa estrutural inferior do quadro	334x248x2	1
16	Chapa de reforço do quadro	50x45x2	8

Item Nº	Descrição	Dimensões	Quantidade
17	Chapa lateral maior	334x50x15	2
18	Chapa lateral menor	218x50x20	2
19	Conjunto do contato esférico - lado ajuste		1
20	Conjunto do contato esférico - lado célula		1
21	Contra porca sextavada	M16	1
22	Corpo da unidade de rolamento linear SKF LQCR8	65x65x23	2
23	Eixo-guia SKF LJM8	8x300	2
24	Elemento auxiliar de fixação das lâminas o quadro	37x30x20	4
25	Esfera de contato	12	2
26	Estojo do rolamento SKF LQCR8	25x16x8	8
27	Fixação auxiliar célula	45x22	1
28	Fuso de pré-ajuste do contato	M16x60	1
29	Lâmina flexível	280x19x0.8	4
30	Mancal dos eixos-guias	65x23x12	2
31	Massa auxiliar e lâminas flexíveis	310x187.20x40	1
32	Mola helicoidal rigidez auxiliar	7x15.9x4	2
33	Parafuso Escareado Fenda	M5x30	4
34	Parafuso Escareado Fenda	M8x65	4

Item Nº	Descrição	Dimensões	Quantidade
35	Parafuso Escareado Cruz	M5x16	2
36	Parafuso Sextavado Assento Mola	M12x30	2
37	Parafuso Allen	M5x16	6
38	Parafuso Allen	M5x25	4
39	Parafuso Allen	M5x35	4
40	Parafuso Allen	M5x40	4
41	Parafuso Allen Escareado	M4x50	8
42	Parafuso panela Cruz	M2.5x10	16
43	Parafuso panela Cruz	M2x8	24
44	Parafuso panela Cruz	M3x20	3
45	Pinça flutuante		1
46	Pino guia	2x20	4
47	Pino guia	2x47.5	4
48	Pino-rosca do contato esférico		1
49	Porca Sextavada	M5x4.70	8
50	Porca Sextavada	M8x1.25	4
51	Porca sextavada do conjunto de contato esférico - lado célula		1

Item Nº	Descrição	Dimensões	Quantidade
52	Porca do conjunto do contato esférico - lado ajuste		1
53	Quadro de fixação	334x294.97x57.95	1
54	Quadro de Fixação e Suporte		1
55	Unidade deslizante - lado ajuste	103x65x65	1
56	Unidade deslizante - lado célula	103x70x65	1
57	Unidade de Rolamento Linear SFK LQCR8	65x65x23	2

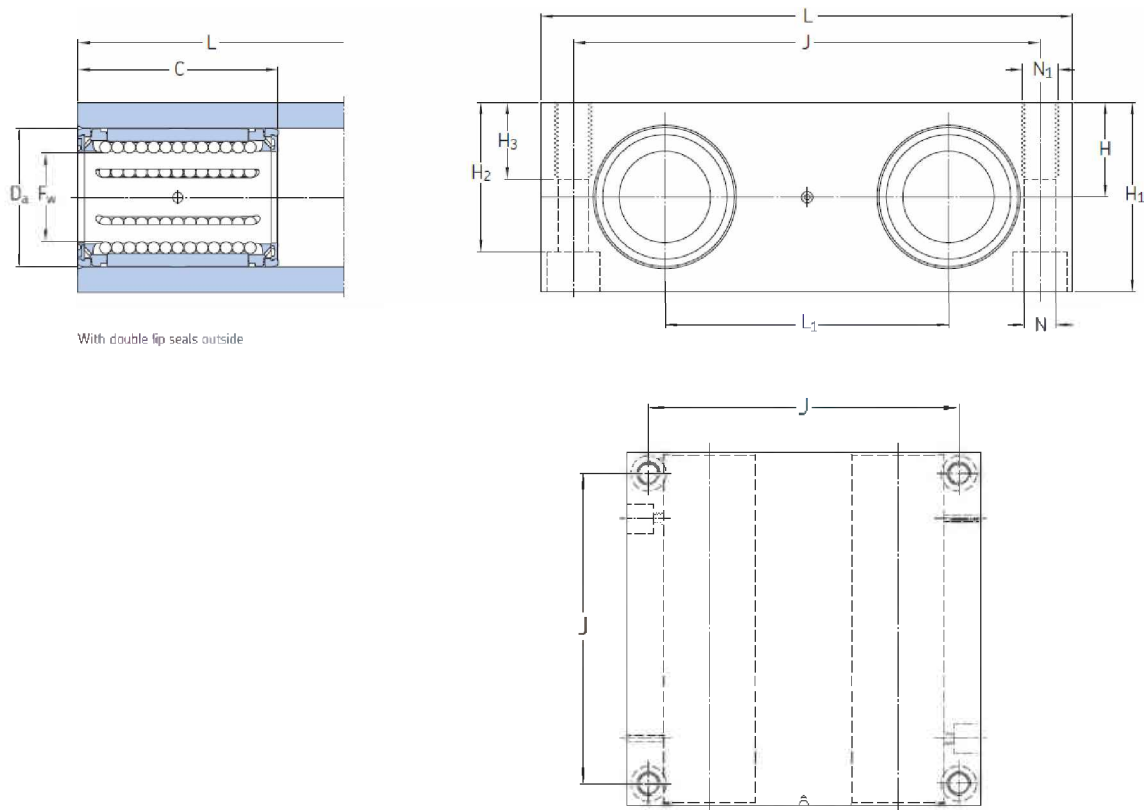
ANEXOS

I. Referências Comerciais (*Datasheet*)

Quadro linear bearing units – LQCR/LQCD

closed housing, can be relubricated.

- LQCR version using LBCR bearing
- LQCD version using LBCD bearing, self-aligning

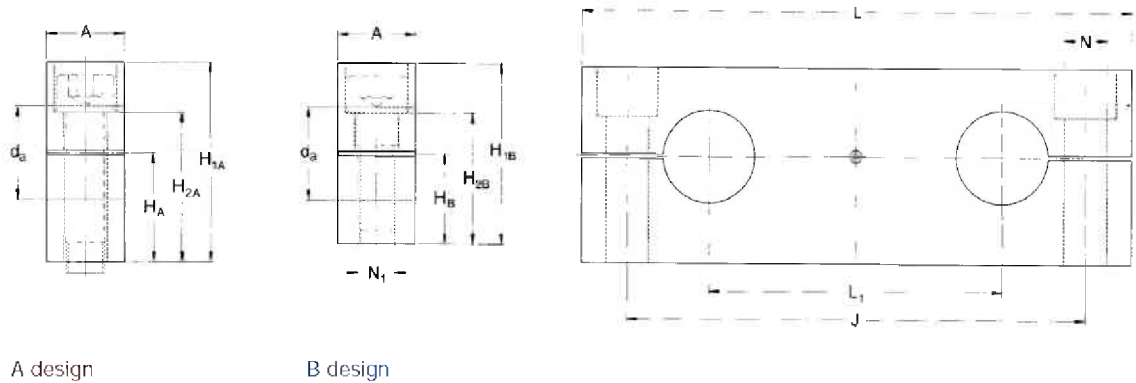


Dimensions												Basic load ratings		Mass	Designations	
F _w	C	D _a	H ±0,01	H ₁	H ₂	H ₃	J	L	L ₁	N ⁽²⁾	N ₁ ⁽²⁾	dyn. C	stat. C ₀		Linear bearing unit with double lip seals	
mm												—	N		kg	—
8	25	16	11,5	23	17,5	11	55	65	32	4,3	M 5	1 290	1 420	0,226	LQCR 8-2LS ⁽¹⁾	
12	32	22	16	32	25	13	73	85	42	5,3	M 6	2 850	3 250	0,492	LQCD 12-2LS	
16	36	26	18	36	29	13	88	100	54	5,3	M 6	3 450	3 450	0,744	LQCD 16-2LS	
20	45	32	23	46	37,5	18	115	130	72	6,6	M 8	5 200	5 500	1,68	LQCD 20-2LS	
25	58	40	28	56	45	22	140	160	88	8,4	M 10	7 650	8 150	3,022	LQCD 25-2LS	
30	68	47	32	64	50,5	26	158	180	96	10,5	M 12	12 200	12 900	4,27	LQCD 30-2LS	
40	80	62	40	80	64	34	202	230	122	13,5	M 16	20 800	20 800	8,38	LQCD 40-2LS	
50	100	75	48	96	80	34	250	280	152	13,5	M 16	30 000	28 000	14,99	LQCD 50-2LS	

Upon request LQCR/LQCD bearing units are available in stainless steel execution.

Designation: e.g. LQCR/LQCD 20-2LS/HV6

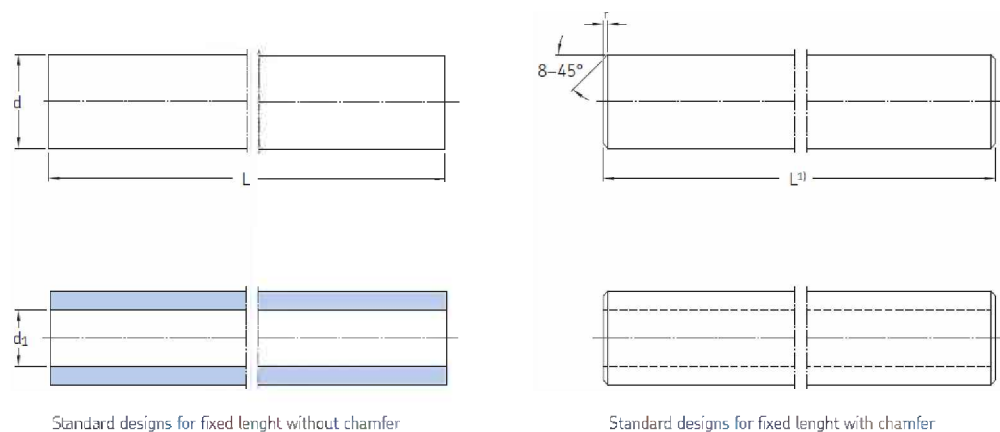
Figura I.1 - Unidade de Rolamento Linear SKF LQCR. Fonte: SKF (2017)

LEBS tandem shaft blocks d_a 12-50 mm**LEAS tandem shaft blocks** d_a 8-50 mm

Dimensions														Mass		Designations	
d _a	A	H _A ±0,015	H _{1A}	H _B ±0,015	H _{1B}	H _{2A}	H _{2B}	J	L	L ₁	N ¹⁾	N ₁ ¹⁾	Design		Tandem shaft block Design		
													A	B	A	B	
mm													—	kg	—		
12	15	17	30	—	—	21,5	—	64	80	40	6,6	—	0,08	—	LEBS 12 A	—	
16	15	19,5	35	—	—	26,5	—	80	96	52	6,6	—	0,11	—	LEBS 16 A	—	
20	18	22	40	—	—	29	—	97	115	63	9	—	0,17	—	LEBS 20 A	—	
25	20	27	50	—	—	36,5	—	115	136	75	11	—	0,28	—	LEBS 25 A	—	
30	20	31	56	—	—	42,5	—	125	146	80	11	—	0,32	—	LEBS 30 A	—	
40	25	38	70	—	—	54	—	160	184	97	13,5	—	0,63	—	LEBS 40 A	—	
50	30	43	80	—	—	59	—	180	210	107	17,5	—	0,90	—	LEBS 50 A	—	
8	12	12,5	23	11	22	16	15	52	65	32	5,5	M 5	0,04	0,04	LEAS 8 A	LEAS 8 B	
12	14	18	32	14	28	23,5	19,5	70	85	42	6,6	M 6	0,09	0,07	LEAS 12 A	LEAS 12 B	
16	18	20	36	17	34	26,5	23,5	82	100	54	9	M 8	0,14	0,13	LEAS 16 A	LEAS 16 B	
20	20	25	46	21	42	32,5	28,5	108	130	72	11	M 10	0,25	0,22	LEAS 20 A	LEAS 20 B	
25	25	30	56	26	52	40	36	132	160	88	13,5	M 12	0,47	0,44	LEAS 25 A	LEAS 25 B	
30	25	35	64	29	58	48	42	150	180	96	13,5	M 12	0,62	0,56	LEAS 30 A	LEAS 30 B	
40	30	44	80	36	72	59	51	190	230	122	17,5	M 16	1,15	1,00	LEAS 40 A	LEAS 40 B	

Figura I.2 - Mancal SKF LEAS. Fonte: SKF (2017)

Precision shafts



Dimension			Mass		Moment of inertia		Cross sectional area		Designations				
d	d ₁	r _{min}	Solid shaft	Hollow shaft	Solid shaft	Hollow shaft	Solid shaft	Hollow shaft	Solid shafts of precision steel	Solid shafts of stainless steel	Solid shafts with high grade steel hard chromium	Hollow shaft high grade steel plated	
									Cf53/Ck53	X90CrMoV18	X46Cr13	Cf53/Ck53	C60/100Cr6
mm			kg/m		cm ⁴		mm ²						
3	—	0,4	0,06	—	0,0004	—	7,1	—		LJMR 3			
4	—	0,4	0,1	—	0,0013	—	12,6	—		LJMR 4			
5	—	0,8	0,15	—	0,0031	—	19,6	—	LJM 5	LJMR 5	LJMS 5	LJMH 5	
6	—	0,8	0,22	—	0,0064	—	28,3	—	LJM 6	LJMR 6	LJMS 6	LJMH 6	
8	—	0,8	0,39	—	0,020	—	50,3	—	LJM 8	LJMR 8	LJMS 8	LJMH 8	
10	—	0,8	0,62	—	0,049	—	78,5	—	LJM 10	LJMR 10	LJMS 10	LJMH 10	
12	4	1	0,89	0,79	0,102	—	113	—	LJM 12	LJMR 12	LJMS 12	LJMH 12	LJT 12
14	—	1	1,21	—	0,189	—	154	—	LJM 14	LJMR 14	LJMS 14	LJMH 14	
16	7	1	1,58	1,28	0,322	0,310	201	163	LJM 16	LJMR 16	LJMS 16	LJMH 16	LJT 16
20	14	1,5	2,47	1,25	0,785	0,597	314	160	LJM 20	LJMR 20	LJMS 20	LJMH 20	LJT 20
25	16	1,5	3,86	2,35	1,92	1,64	491	305	LJM 25	LJMR 25	LJMS 25	LJMH 25	LJT 25
30	18	1,5	5,55	3,5	3,98	3,46	707	453	LJM 30	LJMR 30	LJMS 30	LJMH 30	LJT 30
40	28	2	9,86	4,99	12,6	9,96	1 260	685	LJM 40	LJMR 40	LJMS 40	LJMH 40	LJT 40
50	30	2	15,4	9,91	30,7	27,7	1 960	1 350	LJM 50	LJMR 50	LJMS 50	LJMH 50	LJT 50
60	36	2,5	22,2	14,2	63,6	57,1	2 830	1 920	LJM 60	LJMR 60	LJMS 60	LJMH 60	LJT 60
80	57	2,5	39,5	19,43	201	153	5 030	2 565	LJM 80			LJMH 80	LJT 80

Attention:

d₁ can deviate from the value quoted. Please enquire if necessary.

Different shaft diameters and types on request.

The static load capacity has to be decreased by 8 % and the dynamic load capacity by 18 % when using the non corrosi-on types (HV6) in conjunction with precision steel shafts made of stainless steel.

Figura I.3 - Eixos SKF de precisão para apoio linear. Fonte: SKF (2017)

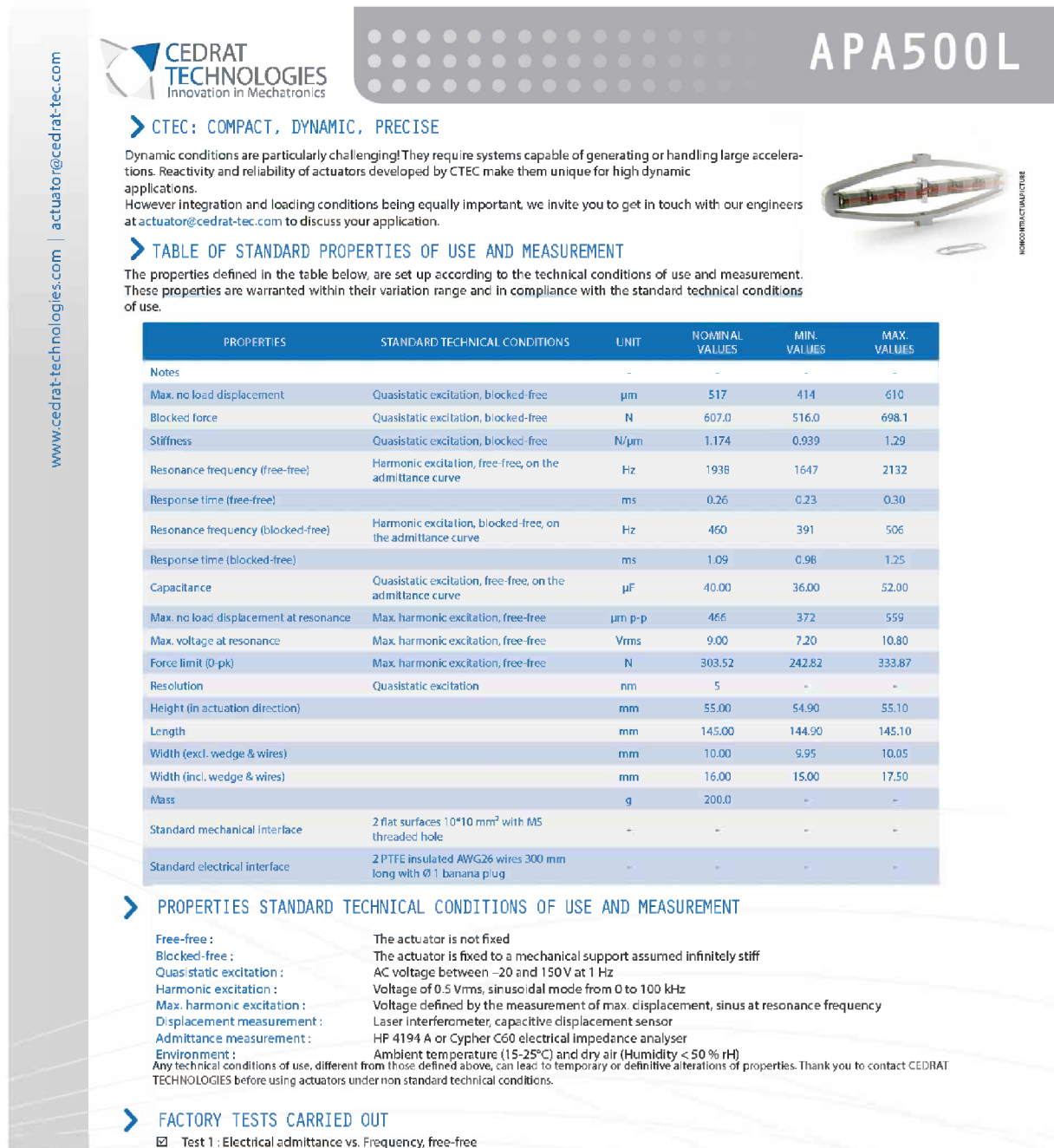


Figura I.4 - Atuador Cedrat APA500L: *datasheet*. Fonte: Cedrat (2017)

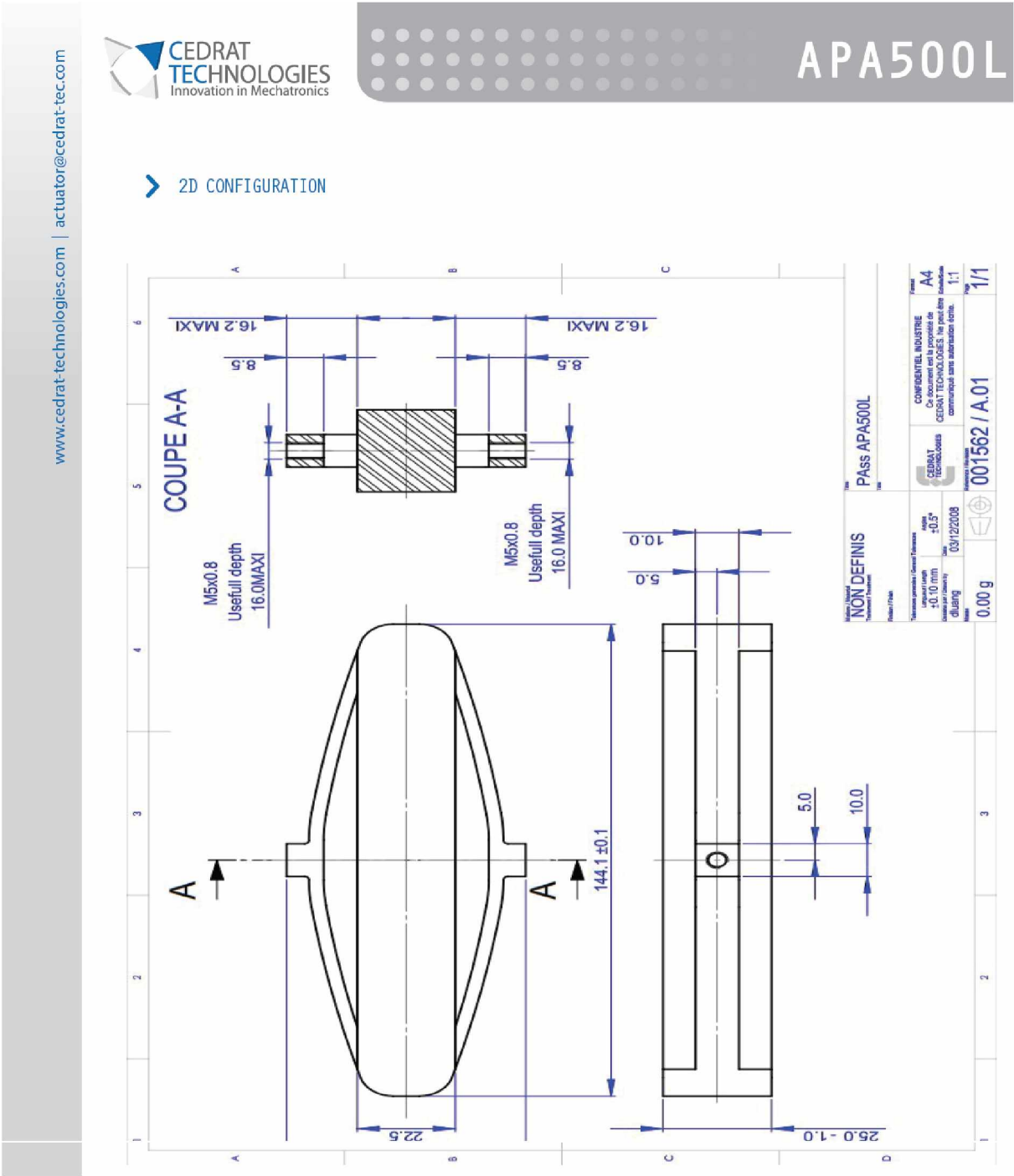


Figura I.5 - Atuador Cedrat APA500L: dimensões. Fonte: Cedrat (2017)

F/T Sensor: Mini45

Home > Products > Force/Torque Sensors > F/T Models > Mini45

Product Advantages

- The Mini45 has a compact, low-profile design with high capacity and a through-hole to allow passage of linkages or cables.
- **Extremely-High Strength:** EDM wire-cut from high yield-strength stainless steel. Maximum allowable overload values are 5.7 to 25.3 times rated capacities.
- **High Signal-to-Noise Ratio:** Silicon strain gages provide a signal 75 times stronger than conventional foil gages. This signal is amplified, resulting in near-zero noise distortion.
- **Industrial Strain Relief Version Available:** E-exit strain relieved version of this transducer is available and offers resistance to a 10 lb cable pull force. E-exit is offered in axial, radial, and right-angle configurations.
- **IP65 and IP68 (10m) Versions Available:** The IP65 version of the transducer is protected against water spray. The IP68 version is submersible in fresh water to a depth of 10 meters.



Mini45-E Transducer

Typical Applications

- Telerobotics
- Robotic surgery
- Robotic-hand research
- Finger-force research

[Ranges and Resolutions](#)
[Specifications](#)
[Drawings](#)
[Documents](#)

☐ US (Standard)
 ☒ SI (Metric)

Single-Axis Overload

F _{xy}	±5100 N
F _z	±10000 N
T _{xy}	±110 Nm
T _z	±140 Nm

Stiffness (Calculated)

X-axis & Y-axis forces (K _x , K _y)	7.4x10 ⁷ N/m
Z-axis force (K _z)	9.8x10 ⁷ N/m
X-axis & Y-axis torque (K _{tx} , K _{ty})	1.7x10 ⁴ Nm/rad
Z-axis torque (K _{tz})	3.5x10 ⁴ Nm/rad

Resonant Frequency

F _x , F _y , T _z	5600 Hz
F _z , T _x , T _y	5400 Hz

Physical Specifications

Weight*	0.0917 kg
Diameter*	45 mm
Height*	15.7 mm

* Specifications include standard interface plates.

ATI Industrial Automation
1031 Goodworth Dr. | Apex, NC 27539 USA
Phone: +1 919-772-0115 | Fax: +1 919-772-8259

[Home](#)

[Library](#)
Glossary

[Contact Us](#)
Sales and Support

Figura I.6 – Célula de Carga ATI-Mini45: *datasheet*. Fonte: ATI (2017)

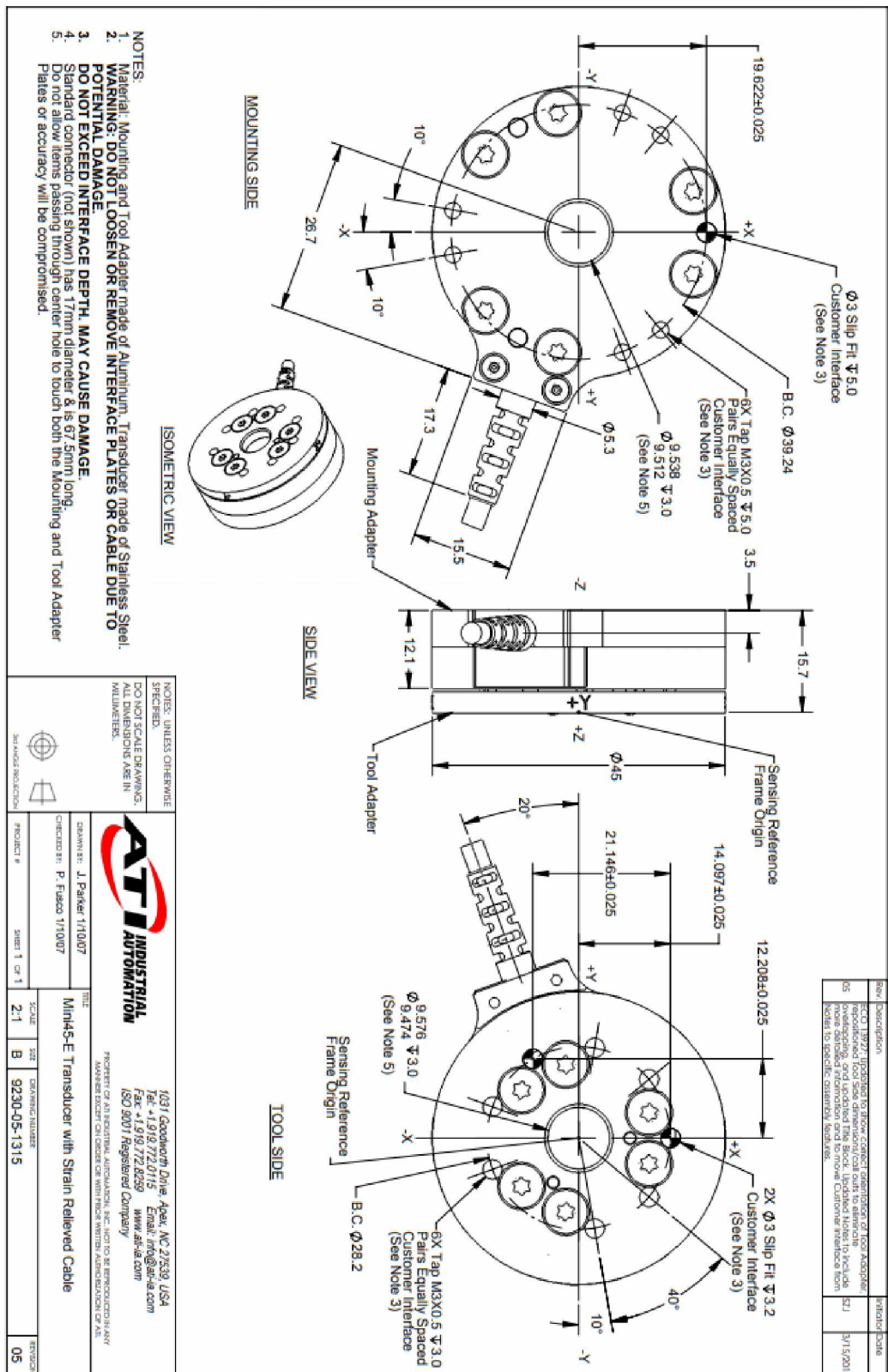


Figura I.7 – Célula de Carga ATI-Mini45: dimensões. Fonte: ATI (2017)