

RAFAEL GOULARTE AMARAL

**CONCEPÇÃO, PROJETO E COMISSONAMENTO DE UM SISTEMA  
PARA ANÁLISE DA PERDA DE PRÉ-TENSÃO EM JUNTAS  
APARAFUSADAS**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**2023**

RAFAEL GOULARTE AMARAL

## PROJETO DE UM APARATO PARA ANÁLISE DE PERDA DE PRÉ-TENSÃO EM PARAFUSOS

**Projeto de Fim de Curso** apresentado ao curso de Graduação em Engenharia Mecatrônica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para obtenção do título de **Engenheiro Mecatrônico**.

Área de concentração: Pré-tensão, Força de aperto, Fixadores e Parafusos.

Orientador: Dr.-Ing. Sinésio D. Franco.

UBERLÂNDIA – MG

2023

RAFAEL GOULARTE AMARAL

**PROJETO DE UM APARATO PARA ANÁLISE DE PERDA DE PRÉ-TENSÃO EM PARAFUSOS**

**Projeto de Fim de Curso** apresentado ao curso de Graduação em Engenharia Mecatrônica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para obtenção do título de **Engenheiro Mecatrônico**.

Área de concentração: Pré-tensão, Força de aperto, Fixadores e Parafusos.

---

Prof. Dr.-Ing. Sinésio Domingues Franco  
Universidade Federal de Uberlândia

---

Prof. Dr.<sup>a</sup> Rosenda Valdes Arencibia  
Universidade Federal de Uberlândia

---

Dr. Miguel Angel Narvaez Ardila  
Universidade Federal de Uberlândia

UBERLÂNDIA – MG

2023

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que, de algum modo, ajudaram na execução deste trabalho.

A Deus, pela força divina, luz que ilumina cada dia de minha vida.

Aos gestores e professores da Universidade Federal de Uberlândia, pelas oportunidades oferecidas e conhecimento adquirido ao longo do curso.

Aos engenheiros Henry Fong Hwang, Rodrigo Freitas da Silva Alvarenga, Miguel Angel Narvaez Ardila e Denis Soares de Freitas, aos técnicos Afrânio Vieira dos Santos Filho, Jefferson Caetano da Silva e Wedeson Oliveira dos Santos, aos professores Dr.-Ing. Sinésio D. Franco, Dra. Vera Lúcia D.S. Franco, M.Sc. Rafael Ariza Gonçalves e Dra. Rosenda Valdés Arencibia, e demais profissionais do Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste (LTAD) pelo auxílio e conhecimento oferecidos na realização deste trabalho.

Ao Prof. Dr.-Ing. Sinésio Domingues Franco, de modo muito especial, pela orientação, confiança, paciência e conhecimento depositados.

Aos meus pais, irmãos e familiares, pelo constante incentivo.

AMARAL, R. G. **PROJETO DE UM APARATO PARA ANÁLISE DE PERDA DE PRÉ-TENSÃO EM PARAFUSOS**. 2022. 82p. PFC – Curso de Engenharia Mecatrônica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

## RESUMO

Ao longo das últimas décadas, as juntas aparafusadas se tornaram indispensáveis e atualmente são as mais utilizadas em serviços de engenharia. Dessa forma, com o desenvolvimento tecnológico e com a submissão dessas juntas a esforços cada vez mais complexos, se faz necessário um projeto mecânico mais eficiente para que falhas em juntas aparafusadas se tornem menos frequentes. Esse trabalho teve como objetivo conceber, projetar e comissionar um equipamento que permite analisar a perda de pré-tensão em juntas aparafusadas. Para tanto foi feita a adaptação de uma máquina de fadiga já existente no Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste (LTAD/UFU). Após a análise do estado da arte referente ao tema estudado, foram definidos os principais parâmetros dos ensaios e concebido um par de garras de fixação para adequação da máquina de fadiga. Ainda, os cálculos para verificação da capacidade da máquina foram apresentados de forma a atender os requisitos de ensaio, assim como o resultado de simulações via Método dos Elementos Finitos. Na construção do equipamento foram solucionados problemas como desalinhamento das chapas de ensaio, rotação do cilindro hidráulico e folgas presentes no sistema. Foram realizados 11 ensaios piloto para obtenção das curvas de perda de pré-tensão em função do número de ciclos de carregamento, variando a amplitude de deslocamento, sobretorque, reaperto do conjunto fixador entre outros fatores. As curvas características obtidas nos ensaios apresentaram coerência com as observadas na literatura técnica sobre o assunto, efetivando a etapa de comissionamento do equipamento. Por fim foi comprovada confiabilidade de operação do equipamento, para ensaio em parafusos M12 a M39, com comprimentos de aperto de até 140 mm.

**Palavras chave:** Pré-tensão, Força de aperto, Fixadores e Parafusos.

AMARAL, R. G. **DESIGN OF AN APPARATUS FOR ANALYSIS OF PRE-TENSION LOSS IN BOLTS**. 2023. 82p. Final Course Project, School of Mechatronics Engineering, Federal University of Uberlandia, Uberlandia/Brazil.

## ABSTRACT

Over the last decades, bolted joints have become indispensable and are currently the most used in engineering services. Thus, with technological development and the submission of these joints to increasingly complex efforts, a more efficient mechanical design is necessary so that failures in bolted joints become less frequent. This work aimed to conceive, design and commission an equipment that allows the analysis of prestress loss in bolted joints. For this purpose, an adaptation of an existing fatigue machine at the Laboratory of Technology in Friction and Wear (LTAD/UFU) was carried out. After analyzing the state of the art regarding the subject studied, the main parameters of the tests were defined and a pair of clamping jaws were designed to adapt the fatigue machine. Also, the calculations for verifying the capacity of the machine were presented in order to meet the test requirements, as well as the result of simulations via the Finite Element Method. In the construction of the equipment, problems such as misalignment of the test plates, rotation of the hydraulic cylinder and gaps present in the system were solved. Eleven pilot tests were carried out to obtain the pretension loss curves as a function of the number of loading cycles, varying the displacement amplitude, overtorque, retightening of the fastener set, among other factors. The characteristic curves obtained in the tests were consistent with those observed in the technical literature on the subject, making the equipment commissioning stage effective. Finally, the equipment's operating reliability was proven, for testing on M12 to M39 screws, with clamping lengths of up to 140 mm.

**Keywords:** Pre-tension, Clamping force, Fasteners and Bolts.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Tipos de juntas: a) junta em tensão; b) junta ao cisalhamento. (SILVA, 2016)	17
Figura 2 – Parafuso, porca e arruela; Parafuso de máquina; e Prisioneiro (NORTON, 2013). .....	18
Figura 3 – Arruelas NordLock (Heistermann, 2011). ....	19
Figura 4 – Esquema do equipamento de ensaio Junker (JUNKER, 1969). ....	22
Figura 5 – Modelo de ensaio baseado no teste Junker (FRIEDE e LANGE, 2010). ....	22
Figura 6 – Resultados dos ensaios para diferentes deslocamentos (FRIEDE e LANGE, 2010). ....	24
Figura 7 – Resultados dos ensaios de incorporação Junker (FRIEDE e LANGE, 2010). ...	25
Figura 8 – Escoamento do revestimento (FRIEDE e LANGE, 2010). ....	25
Figura 9 – Perda de pré-tensão de parafusos M20 submetidos a diferentes comprimentos de aperto (FRIEDE e LANGE, 2010). ....	27
Figura 10 – Flange do tipo solto (fonte: <a href="http://www.flanginox.com.br">www.flanginox.com.br</a> ). ....	32
Figura 11 – Representação da distribuição de tensões em juntas aparafusadas (Shigley, 2005). ....	33
Figura 12 – Desenho esquemático do equipamento de ensaio. ....	35
Figura 13 – Célula de carga com capacidade de 1 MN (fonte: <a href="https://www.hbm.com">https://www.hbm.com</a> ). ....	39
Figura 14 – Fixação de extensômetros em parafuso (NIKRAVESH e M. GOUDARZI, 2017). .....	39
Figura 15 – Exemplos de LVDT (fonte: <a href="http://hbm.com">hbm.com</a> ). ....	40
Figura 16 – Esquema do corpo de prova a ser ensaiado. ....	43
Figura 17 – Pino de 1” (25,4 mm). ....	46
Figura 18 – Modelo do corpo de prova analisado. ....	47
Figura 19 – Malha de análise gerada no <i>software</i> . ....	48
Figura 20 – Aplicação dos esforços no modelo. ....	48
Figura 21 – Distribuição de tensões ao longo do material. ....	49
Figura 22 – Distribuição de tensões com ênfase no parafuso de teste. ....	49
Figura 23 – Leiaute do equipamento de perda de pré-tensão. ....	50
Figura 24 – Detalhe da garra fabricada para os ensaios de perda de pré-tensão. ....	51
Figura 25 – Desenho da montagem das chapas e parafuso para o comissionamento do equipamento de perda de pré-tensão. ....	53

Figura 26 – Dimensões do LVDT WI/5mm-T, em milímetros (fonte: HBM). .....	54
Figura 27 – Fixação e montagem do LVDT no equipamento.....	55
Figura 28 – Espaçamento da estrutura para elevar o cilindro hidráulico. ....	57
Figura 29 – (a) Montagem das chapas dentro das garras; (b) Desalinhamento dos furos das chapas. ....	58
Figura 30 – (a) Parafuso usinado; (b) Parafuso não usinado. ....	60
Figura 31 – Resultados TP1. ....	61
Figura 32 – Resultados TP2. ....	61
Figura 33 – Resultados TP3. ....	62
Figura 34 – Resultados TP4. ....	63
Figura 35 – Resultados TP5. ....	64
Figura 36 – Resultados TP6. ....	64
Figura 37 – Resultados TP7. ....	65
Figura 38 – Resultados TP8. ....	65
Figura 39 – Resultados TP9. ....	66
Figura 40 – Resultados TP10. ....	66
Figura 41 – Resultados TP11. ....	67
Figura 42 – Resultados TP Geral. ....	67

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores de resistência em função da classe do parafuso.....	20
Tabela 2 – Dados utilizados para cálculo da força de aperto nos parafusos.....	41
Tabela 3 – Determinação dos comprimentos de aperto.....	42
Tabela 4 – Largura das chapas de ensaio. ....	43
Tabela 5 – Cálculo de precisão da célula de carga.....	44

# Sumário

1	INTRODUÇÃO .....	13
1.1	Objetivos .....	15
1.2	Objetivos específicos.....	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	16
2.1	Juntas aparafusadas .....	16
2.2	Tipos de fixadores .....	17
2.2.1	Arruela ou superfície de perto .....	18
2.2.2	Porcas .....	19
2.2.3	Parafusos .....	19
2.3	Pré-tensão em juntas aparafusadas.....	21
2.4	Ensaio em juntas aparafusadas .....	21
2.4.1	Características do ensaio .....	23
2.5	Fatores que alteram a pré-tensão .....	23
2.5.1	Deslocamento.....	23
2.5.2	Revestimento.....	24
2.5.3	Embedding .....	26
2.5.4	Comprimento de aperto .....	26
2.5.5	Falhas por fadiga.....	27
3	CONCEPÇÃO DO PROJETO.....	29
3.1	Demanda de projeto .....	30
3.1.1	Cenário proposto .....	30
3.2	Fixadores.....	30
3.3	Corpos de prova .....	31
3.3.1	Chapas de ensaio.....	31
3.3.2	Comprimento de aperto .....	32
3.3.3	Largura dos corpos de prova.....	33

3.3.4	Revestimentos.....	34
3.4	Variáveis de ensaio.....	34
3.5	Montagem da máquina de ensaio.....	34
3.5.1	Força de aperto.....	36
3.5.2	Força transversal.....	36
3.5.3	Porta-amostras.....	37
3.5.4	Sensores.....	38
4	DESENVOLVIMENTO DO PROJETO.....	41
4.1	<i>Design</i> dos corpos de prova.....	41
4.1.1	Força de aperto.....	41
4.1.2	Comprimento de aperto.....	42
4.1.3	Montagem dos corpos de prova.....	42
4.2	Cálculo do erro de leitura dos sensores.....	43
4.2.1	Célula de carga.....	43
4.2.2	Arruelas de carga e Extensômetros.....	44
4.2.3	LVDT.....	44
4.3	Atuador hidráulico.....	44
4.4	Porta-amostras.....	45
4.4.1	Pinos.....	45
4.4.2	Análise em FEA (Finite Element Analysis).....	46
5	COMISSIONAMENTO DO APARATO DE ENSAIO.....	52
5.1	Planejamento dos ensaios e preparação dos corpos de prova.....	52
5.2	Controle da amplitude.....	53
5.3	Medição da perda de pré-tensão.....	54
5.4	Adaptações necessárias para comissionamento.....	56
5.4.1	Ajuste de altura do cilindro hidráulico.....	56
5.4.2	Rotação da haste do cilindro hidráulico.....	58

5.5	Realização dos ensaios.....	59
5.6	Resultados dos ensaios .....	61
6	CONCLUSÕES .....	69
7	PROJETOS FUTUROS .....	70
8	REFERÊNCIAS .....	71
	APENDICE I – DESENHO E DIMENSÕES DAS PEÇAS.....	75

# CAPÍTULO I

## 1 INTRODUÇÃO

Juntas aparafusadas são a ligação mecânica de maior utilização em projetos de construção mecânica, devido à sua relativa facilidade de montagem e desmontagem. Variadas indústrias, como a petroquímica, produção de energia elétrica, automobilística, aeroespacial, dentre tantas outras utilizam desse método de montagem. Em muitas situações, estas ligações estão submetidas a tipos de esforços complexos, casos em que se exigem elevados padrões de segurança e confiabilidade (SILVA, 2016).

Em 1934, foram realizados os primeiros experimentos com parafusos pré-carregados, para avaliar as vantagens de sua utilização pelo Comitê de Estruturas de Pesquisa Científica e Industrial da Grã-Bretanha. Atualmente, é comumente adotado o uso de parafusos pré-carregados, principalmente se a junta aparafusada estiver submetida a altas tensões, carregamentos cíclicos ou deslizamento relativo entre os elementos fixados (NIJGH, 2016).

Croccolo *et. al.* (2016) fazem uma análise da resposta tribológica de juntas aparafusadas sob diferentes condições de operação. Foram utilizados parafusos M14 e analisado o efeito do revestimento e da lubrificação na determinação do coeficiente de atrito do conjunto fixador. Foram utilizados dois tipos de lubrificantes, um sólido (pasta cerâmica) e outro líquido (óleo mineral). A lubrificação com pasta cerâmica reduziu drasticamente o torque de aperto perdido pelo atrito e que não pode ser convertido em pré-tensão axial.

Segundo Zhang *et. al.* (2018), após a fadiga, o autoafrouxamento é o modo de falha que mais ocorre em juntas aparafusadas submetidas a cargas cíclicas. Esse afrouxamento pode levar à redução da rigidez de uma determinada estrutura ou até à separação dos elementos fixados, colocando até vidas em risco. Por isso, faz-se

necessário pré-carregar os fixadores para se garantir uma boa resistência e durabilidade da junta aparafusada.

Friede e Lange (2010) estudaram a relação da perda de pré-tensão em juntas aparafusadas com o revestimento aplicado entre as chapas de ensaio. As amostras com maior espessura de revestimento apresentaram maiores níveis de perda de pré-tensão. Também foram avaliados no trabalho outros parâmetros, como comprimento de fixação e o número de ciclos de carregamento.

Molaei *et. al.* (2015) descreveram em seu artigo a falha de 16 parafusos M36, classe de resistência 12.9, utilizados no cilindro hidráulico de uma prensa de filtragem. A falha se deu por co-fratura nos 16 parafusos. A maioria dos parafusos apresentou características de fadiga na superfície fraturada, onde as trincas por fadiga se iniciaram na raiz da rosca, propagando para o centro do parafuso. A principal causa do incidente foi um erro de montagem do equipamento, onde não foi aplicado o devido torque de aperto nos parafusos, fazendo com que as tensões cíclicas ultrapassassem o limite de fadiga dos fixadores.

Griza *et. al.* (2013) estudaram o caso de um compressor de gás para polimerização de polietileno, onde os parafusos do flange do compressor falharam por fadiga. O flange possuía 16 parafusos prisioneiros M24x3 de classe de resistência 8.8. As falhas se deram nos quatro parafusos ao alto e quatro abaixo do flange, caracterizados por marcas serrilhadas ao longo do raio do parafuso e por fraturas planas seguidas pela falha final. Os estudos foram feitos em dois comprimentos diferentes para os prisioneiros, para avaliar a resistência à fadiga em função do comprimento do fixador. Os resultados do experimento mostraram que parafusos mais longos apresentaram maior resistência à fadiga, portanto a solução foi a utilização de prisioneiros mais longos com espaçadores para suportar melhor os esforços cíclicos do compressor.

Para garantir a qualidade da fixação e aumentar os intervalos entre manutenções periódicas ou preventivas, vê-se a necessidade de se estudar o comportamento de juntas aparafusadas submetidas a carregamentos cíclicos. Os resultados dessas pesquisas proporcionam informações importantes para um melhor projeto de uniões aparafusadas.

As falhas em juntas aparafusadas podem causar acidentes e desastres em pequenas e grandes dimensões, oferecendo riscos, tanto ao meio ambiente, quanto

à vida de seres humanos. Por isso, é importante se estudar os esforços e comportamentos envolvidos em juntas aparafusadas para se ter melhores dados de projeto, além de se garantir a segurança, tanto das estruturas aparafusadas, quanto do ambiente onde são aplicadas.

Este trabalho procura dimensionar um aparato que proporcione analisar o comportamento de fixadores aparafusados submetidos a carregamentos cíclicos de cisalhamento, avaliando a influência dos revestimentos das chapas, comprimentos de aperto, revestimentos dos fixadores, frequência de carregamento e número de ciclos na quantidade de perda de pré-tensão dessas juntas aparafusadas. Para tal, foi feita uma adaptação em uma máquina de fadiga existente no Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste (LTAD), a qual foi projetada para realizar ensaios de flexão a quatro pontos em juntas soldadas. A verificação de desempenho do equipamento foi feita através da realização de ensaios piloto, utilizando chapas de 1" (25,4 mm) de espessura unidas por um parafuso M16.

## **1.1 Objetivos**

Este trabalho tem como objetivo a concepção, projeto e comissionamento de um aparato de ensaio que permita a análise de perda de pré-tensão de parafusos em juntas aparafusadas submetidas a esforços cíclicos de cisalhamento.

## **1.2 Objetivos específicos**

Como objetivos específicos, este trabalho busca determinar:

- Os equipamentos e elementos necessários para construção do aparato de ensaio;
- Os tipos de parafusos possíveis de serem ensaiados;
- As dimensões dos corpos de prova e do equipamento de ensaio;
- Obtenção da curva de perda de pré-tensão em função do número de ciclos.

## CAPÍTULO II

### 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 2.1 Juntas aparafusadas

Quando se deseja uma conexão que possa ser desmontada sem métodos destrutivos e que seja forte o suficiente para resistir a cargas externas de tração, de momento fletor, de cisalhamento ou a uma combinação destas, então a junção parafusada simples, com porcas e arruelas é uma boa solução (SHIGLEY, 2005).

Juntas aparafusadas são amplamente utilizadas em estruturas mecânicas com o objetivo de unir e/ou fixar peças, devido à sua relativa facilidade de montagem e desmontagem. Segundo Nishida (1992), as combinações de juntas por meio de porca e parafusos tem como principais vantagens a facilidade de serem montadas e desmontadas sem métodos destrutivos, podem ser colocadas com alta precisão através de ferramentas simples, além de até mesmo juntas espessas poderem ser montadas apertadamente, devido ao efeito de cunha dos filetes.

No que diz respeito aos tipos de juntas, Silva (2016) divide-as em dois grandes grupos: juntas em tensão e juntas ao corte, como mostrado na Figura 1. Uma junta em tensão é caracterizada pela força atuando em direção paralela ao eixo do parafuso, submetendo-o a um esforço axial de tração. Já uma junta ao corte é quando o parafuso está submetido a um esforço cortante, devido à aplicação de uma força na direção perpendicular ao seu eixo.

Nas juntas sujeitas a esforço cortante, a principal função dos parafusos é prevenir o deslizamento e separação da junta na direção da força aplicada, atuando como pinos, onde a seção transversal do parafuso atua como a seção resistente ao corte. A aplicação de tensão nestes parafusos tem a finalidade de aumentar o atrito de contato entre os elementos da junta, evitando que os mesmos se separem e deslizem. Nas juntas submetidas a forças de tração, o comportamento de uma junta trabalha como um conjunto de molas, onde o parafuso experimenta uma extensão

devido à pré-tensão aplicada na montagem, enquanto os elementos fixados são comprimidos.

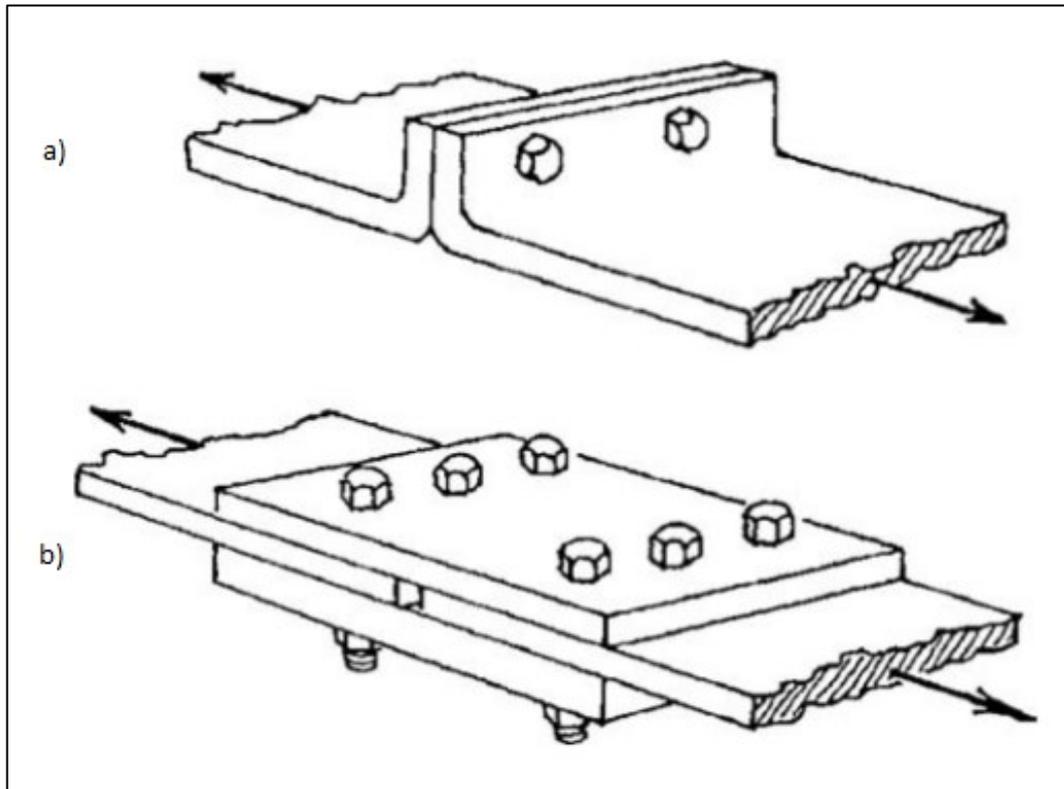


Figura 1 – Tipos de juntas: a) junta em tensão; b) junta ao cisalhamento. (SILVA, 2016)

## 2.2 Tipos de fixadores

A utilização de fixadores aparafusados está presente na maioria dos setores de produção, como por exemplo, na indústria aeroespacial, produção de energias, indústria automobilística, indústria petroquímica, guindastes, pontes, mastros, entre outros. As uniões em juntas aparafusadas podem ser feitas através de diferentes tipos de elementos fixadores (parafusos, porcas, arruelas), divididos em três principais grupos, de acordo com o uso pretendido: parafusos de máquina, parafuso de porca e prisioneiros (ou estojos) (NORTON, 2013). A Figura 2 ilustra esses três grupos de parafusos.

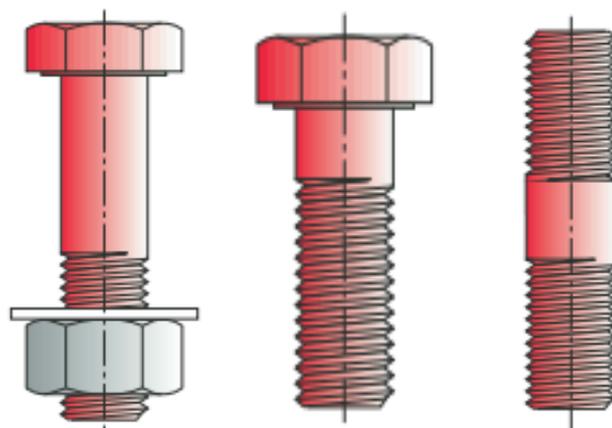


Figura 2 – Parafuso, porca e arruela; Parafuso de máquina; e Prisioneiro (NORTON, 2013).

### 2.2.1 Arruela ou superfície de aperto

As arruelas são elementos planos, com forma de anel, com a finalidade de aumentar a área de contato entre a cabeça do parafuso ou porca e a peça a ser apertada. As arruelas proporcionam uma maior área de distribuição da força de compressão, uma vez que possuem superfícies de contato maiores que o parafuso ou porca (NORTON, 2013).

A norma ISO 16047 (2018) prevê dois tipos de arruelas ou superfície de aperto que podem ser usados: de alta dureza e de baixa dureza. Para ambos os tipos, são definidas características como dureza, rugosidade, diâmetro de furo, espessura, variação da espessura, planeza e condições de superfície. Quanto à aplicação, é selecionada a arruela ou superfície de aperto mais adequada, de acordo com a experiência ou o que for requisitado pelo cliente.

Heistermann (2011) aborda em seu trabalho outro tipo de arruelas capazes de reduzir a perda de pré-tensão em um conjunto fixador, as arruelas do tipo NordLock (Figura 3). Elas são sempre instaladas aos pares e funcionam pelo uso de tensão em vez de atrito. Assim que o parafuso começa a desapertar, o par de arruelas faz o mesmo. Mas devido a diferentes ângulos de passo na arruela e na rosca do parafuso, o parafuso continua pré-tensionado, uma vez que o par de arruelas sempre abrirá um pouco mais do que o passo da rosca.

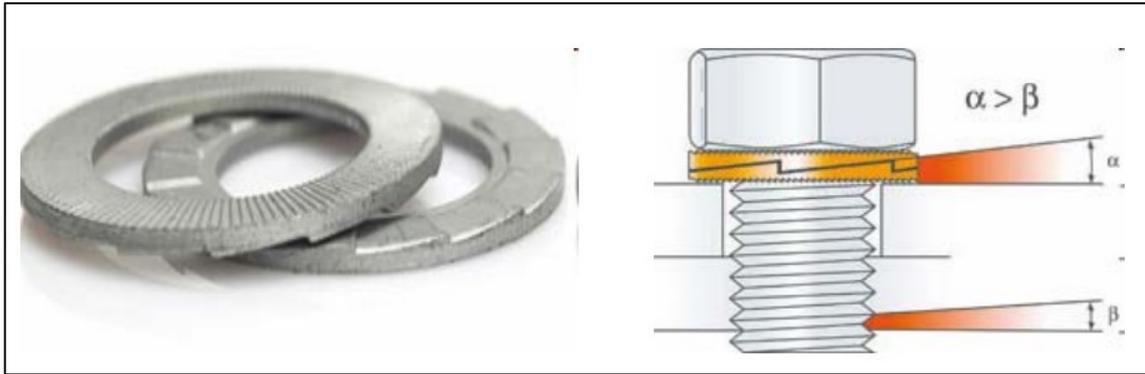


Figura 3 – Arruelas NordLock (Heistemann, 2011).

### 2.2.2 Porcas

De acordo com Shigley (2005), porcas são elementos em sua maioria hexagonais com um furo roscado por onde se encaixa um parafuso ou uma barra roscada. O material da porca deve ser selecionado em função do parafuso, onde a classe de resistência da mesma deve ser igual ou superior à do parafuso.

Segundo a norma ISO 16047 (2018), para aplicação em parafusos de classe de propriedade 10.9 ou abaixo, a porca deve respeitar a norma ISO 4032 ou ISO 8673, classe de propriedades 10. Para parafusos de classe de propriedade 12.9, a porca de teste deve estar de acordo com a norma ISO 4033 ou ISO 8674, classe de propriedade 12.

### 2.2.3 Parafusos

Parafusos são elementos com uma cabeça e corpo reto, que possuem filetes de rosca, cujo uso pretendido prevê a utilização de uma porca e arruelas para manter as partes de um conjunto aparafusado unidas. Podem ainda ser rosqueados a um furo em vez de se engajado a uma porca. Há também os parafusos prisioneiros e do tipo estojo, que não possuem cabeça, com roscas em ambas as extremidades.

A Norma ISO 16047:2005 prevê que os parafusos devem estar de acordo com as normas ISO 4014, ISO 4017, ISO 4762, ISO 8765, ISO 15071 ou ISO 15072 e devem ter uma classe de propriedade correspondente à da porca a ser utilizada, que deve ter, no entanto, propriedades não inferiores à classe 8.8.

A superfície do parafuso pode ser lisa, não revestida e desengordurada ou galvanizado a zinco A1J de acordo com a norma ISO 4042 e desengordurado. A rosca deve estar isenta de rebarbas e contaminações que possam afetar a montagem ou aperto do parafuso. Quando a porca é apertada contra uma arruela ou superfície de aperto, o comprimento do parafuso deve ser tal que se sobressaiam pelo menos dois a sete fios de rosca completos ao comprimento final da união.

### 2.2.3.1 Classes de parafusos

Na especificação de parafusos, a resistência mecânica é determinada pelas quantidades mínimas aceitas pelas normas. A ASTM ISO 989-1 traz as propriedades físicas e mecânicas dos parafusos, dividindo-os em classes de resistência que consiste em dois números, separados por um ponto.

O número da esquerda corresponde a um centésimo (0,01) da tensão nominal em MPa, ou seja, o mínimo de resistência à tração. O número da direita fornece a resistência mecânica com 0,2 % de alongamento não-proporcional, ou seja, corresponde ao limite de escoamento do material. De uma maneira simples, basta multiplicar o primeiro número por 100 para se encontrar a resistência mínima à tração. Para se obter o limite de escoamento, basta multiplicar o segundo número pela resistência à tração.

A Tabela 1 mostra os valores de resistência à tração e limite de escoamento para cada classe de parafusos, segundo a norma ISO 898-1.

Tabela 1 – Valores de resistência em função da classe do parafuso.

<b>Classe de resistência</b>	<b>4.6</b>	<b>4.8</b>	<b>5.6</b>	<b>5.8</b>	<b>6.8</b>	<b>8.8</b>	<b>9.8</b>	<b>10.9</b>	<b>12.9</b>
Resistência à tração [N/mm <sup>2</sup> ]	400	400	500	500	600	800	900	1000	1200
Limite de escoamento [N/mm <sup>2</sup> ]	240	320	300	400	480	640	720	900	1080

### **2.3 Pré-tensão em juntas aparafusadas**

Segundo Friede e Lange (2010), quando é necessária uma certa rigidez da conexão aparafusada ou uma carga cíclica que pode levar a um problema de fadiga é prevista, faz-se necessário fixar a junta aparafusada com determinada pré-tensão.

É importante pré-carregar a junta apertando os parafusos com suficiente torque para criar cargas de tração que se aproximam às respectivas resistências de prova. Para montagens carregadas de forma estática, uma pré-tensão que gera uma tensão no parafuso de até 90 % da resistência de prova (tensão máxima resistida pelo material sem que haja deformação plástica) é utilizada algumas vezes. Para juntas carregadas dinamicamente (carga de fadiga), uma pré-tensão de aproximadamente 75 % da resistência de prova é comumente utilizada (NORTON, 2013).

### **2.4 Ensaio em juntas aparafusadas**

Os ensaios realizados para análise de perda de pré-tensão em juntas aparafusadas consistem em equipamentos que aplicam no conjunto fixador um carregamento transversal cíclico sob determinada frequência, amplitude e número de ciclos, e é observada a redução na pré-tensão da junta.

Junker (1966) desenvolveu um ensaio dinâmico para avaliar o efeito da perda de pré-tensão, através de uma junta de cisalhamento aparafusada movida por um motor rotativo excêntrico. Devido a uma peça central elástica, a carga controlada por deformação é transformada em uma mistura de deformação e força. O ensaio Junker é padronizado pela norma DIN 65151. Com este ensaio é possível comparar diferentes conexões e dispositivos de segurança. Para amostras ensaiadas, superfícies endurecidas são geralmente usadas. A Figura 4 mostra o esquema do aparato de ensaio desenvolvido por Junker.

Estudos – como os de Freide e Lange (2010), Zhang *et al.* (2017), Nijgh (2016), Heistermann (2018), entre outros – baseados no ensaio desenvolvido por Junker, utilizam-se de placas planas unidas por fixadores aparafusados e submetidos a carregamento transversal cíclico. Com estes ensaios, é possível se obter resultados mais concretos sobre o afrouxamento de juntas aparafusadas, pois levam em consideração o atrito entre as placas, na rosca do parafuso e entre as placas e os

elementos fixadores. Diferentemente desta metodologia, o ensaio Junker analisa apenas os elementos fixadores, eliminando o atrito entre as placas através de rolamentos, obtendo assim apenas as interações de atrito entre as roscas dos fixadores.

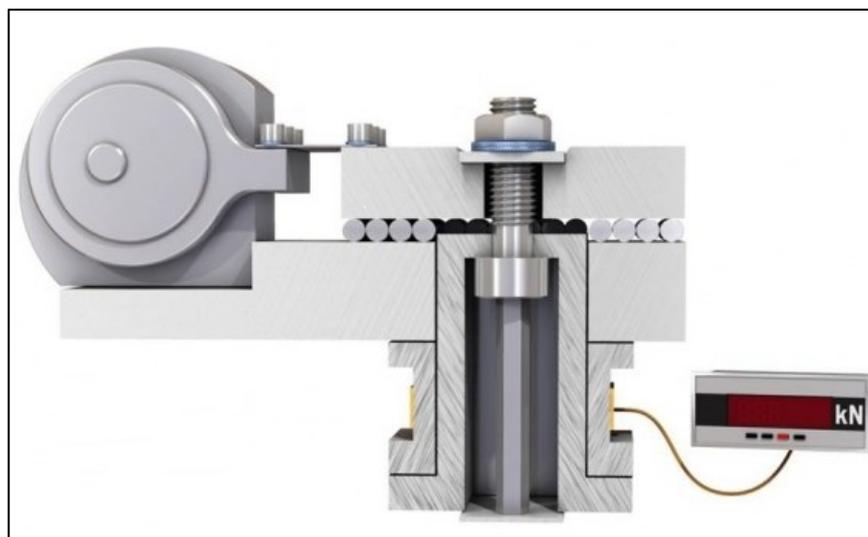


Figura 4 – Esquema do equipamento de ensaio Junker (JUNKER, 1969).

A Figura 5 apresenta um exemplo esquemático do ensaio feito por Freide e Lande (2010), baseado no ensaio de Junker.

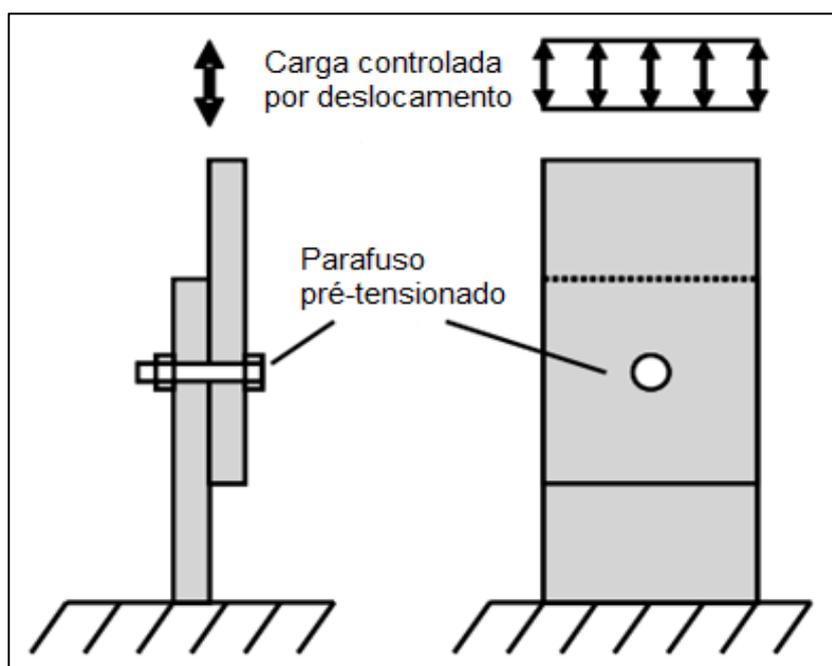


Figura 5 – Modelo de ensaio baseado no teste Junker (FRIEDE e LANGE, 2010).

### **2.4.1 Características do ensaio**

O ensaio consiste na montagem de amostras que são submetidos a um esforço cíclico de cisalhamento. Os corpos de prova consistem em duas placas de aço unidas por um parafuso, porca e arruelas. Os corpos de prova são presos em garras de fixação através de parafusos, que, por sua vez, vão presas ao equipamento. O carregamento se dá através de um cilindro hidráulico localizado em uma das garras de fixação, enquanto a outra garra é fixa na base do equipamento.

## **2.5 Fatores que alteram a pré-tensão**

### **2.5.1 Deslocamento**

A pré-tensão pode ser reduzida quando ocorre um deslocamento entre as chapas da conexão. Esse é o resultado de um efeito físico: quando o atrito estático entre dois corpos é determinado por uma força em uma direção, o atrito entre os corpos em qualquer outra direção, exceto o mesmo plano, é perdido. Isso significa que, quando ocorre um deslocamento na conexão, o atrito na rosca e sob a cabeça do parafuso é reduzido, a pré-tensão pode ser eliminada e o processo de auto afrouxamento é iniciado (FRIEDE e LANGE, 2009).

A Figura 6 mostra os resultados de ensaios variando-se o deslocamento relativo. Observa-se que quanto maior a amplitude do deslocamento, maior a perda de pré-tensão no sistema.

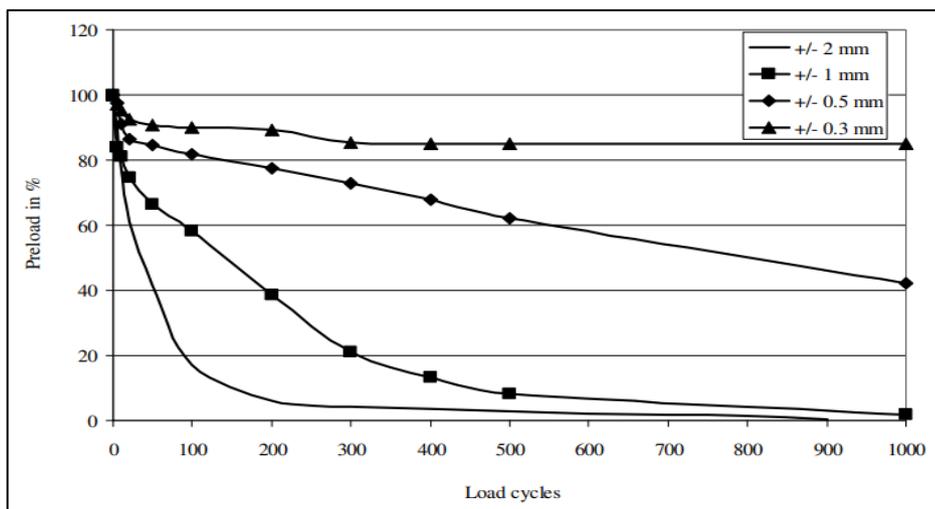


Figura 6 – Resultados dos ensaios para diferentes deslocamentos (FRIEDE e LANGE, 2010).

### 2.5.2 Revestimento

Friede e Lange (2010) analisaram os efeitos do revestimento aplicado entre as chapas na perda de pré-tensão em uniões aparafusadas. Utilizando um leiaute de montagem como mostrado na Figura 5, foram realizados ensaios para diferentes sistemas de revestimento (sem revestimento, revestimento em apenas uma das placas, revestimento em ambas as placas). A Figura 7 mostra os resultados obtidos no ensaio.

A parte inicial do gráfico mostra os resultados referentes à primeira etapa do ensaio aplicando carga estática. Observa-se que nas primeiras horas de ensaio há uma taxa maior de perda de pré-tensão, alcançando um valor constante após um tempo mais prolongado. As curvas de todos os sistemas de revestimento apresentaram a mesma forma, variando apenas o grau de perda de pré-tensão no parafuso.

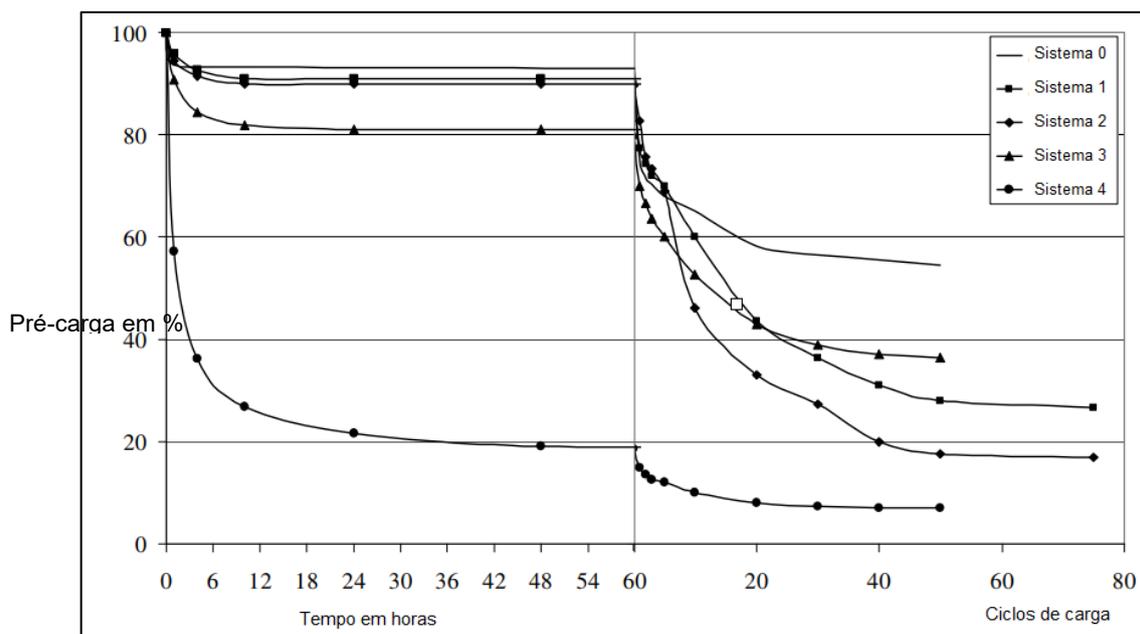


Figura 7 – Resultados dos ensaios de incorporação Junker (FRIEDE e LANGE, 2010).

A segunda parte do gráfico mostra os corpos de prova submetidos ao carregamento cíclico, imediatamente após as 60 horas de carga estática. Pode-se observar que a pré-tensão diminuiu mais ainda nos primeiros ciclos do ensaio e, em aproximadamente 50 ciclos de carga, as curvas alcançam um valor constante de pré-tensão.

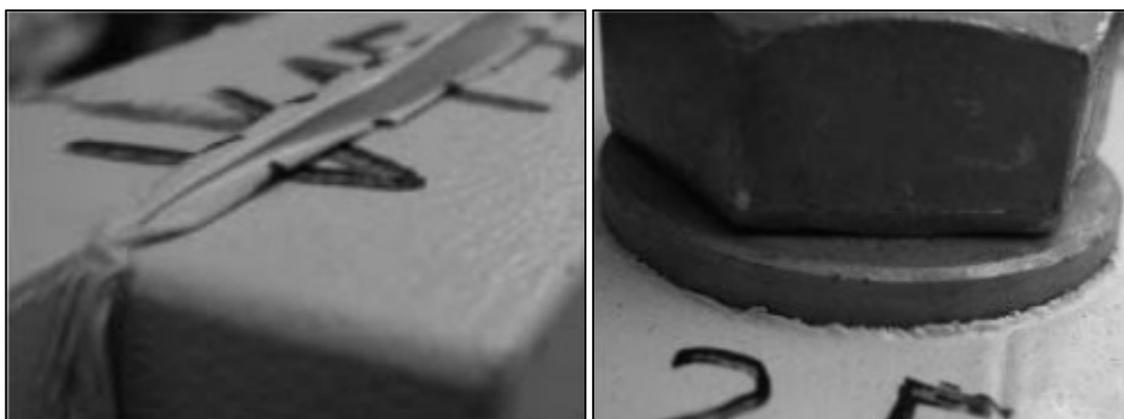


Figura 8 – Escoamento do revestimento (FRIEDE e LANGE, 2010).

Nigh (2016) verificou que o relaxamento do parafuso é principalmente uma função da espessura do revestimento dos membros da junta. Quanto maior a espessura do revestimento, mais relaxamento ocorre no parafuso. No caso de juntas

não revestidas, ocorre o efeito de incorporação no material (chapas, porcas e parafusos), levando também ao relaxamento do conjunto.

### 2.5.3 Embedding

Segundo Martin (2016), o *embedding* é definido como a deformação plástica das superfícies. Geralmente, o *embedding* ocorre em qualquer descontinuidade em relação à espessura do conjunto fixado, como em:

- Interface entre a cabeça do parafuso e a placa;
- Interface placa-placa;
- Interface placa-porca;
- Interface entre as roscas do parafuso e porca.

O nível de *embedding* depende do tempo, pressão, temperatura, material, número de superfícies e carga implementada. O sistema de revestimento tem uma grande influência no *embedding* de conexões (FRIEDE e LANGE, 2010).

O relaxamento devido ao *embedding* começa logo após o aperto e, teoricamente, termina apenas quando se obtém uma perfeita adaptação entre todos os membros subsequentes da junta aparafusada (NIJGH, 2016).

### 2.5.4 Comprimento de aperto

Friede e Lange (2010) analisaram o autoafrouxamento em parafusos de medidas M16 a M24, unindo conexões de 40 a 120 mm de espessura (placas de aço estrutural S235 (equivalente ao ASTM A36) com 20 mm a 60 mm de espessura), submetidos a deslocamentos entre  $\pm 0,3$  e  $\pm 2$  mm com frequências de 0,2 Hz a 0,4 Hz. Os esforços nos parafusos foram medidos por sensores colocados nas hastes dos mesmos. A Figura 9 mostra os resultados desse ensaio para parafusos M20, ensaiados em diferentes comprimentos de aperto.

Como observado na Figura 9, quanto maior o comprimento de aperto, ou seja, a espessura da junta, menor é a taxa de perda de pré-tensão no conjunto.

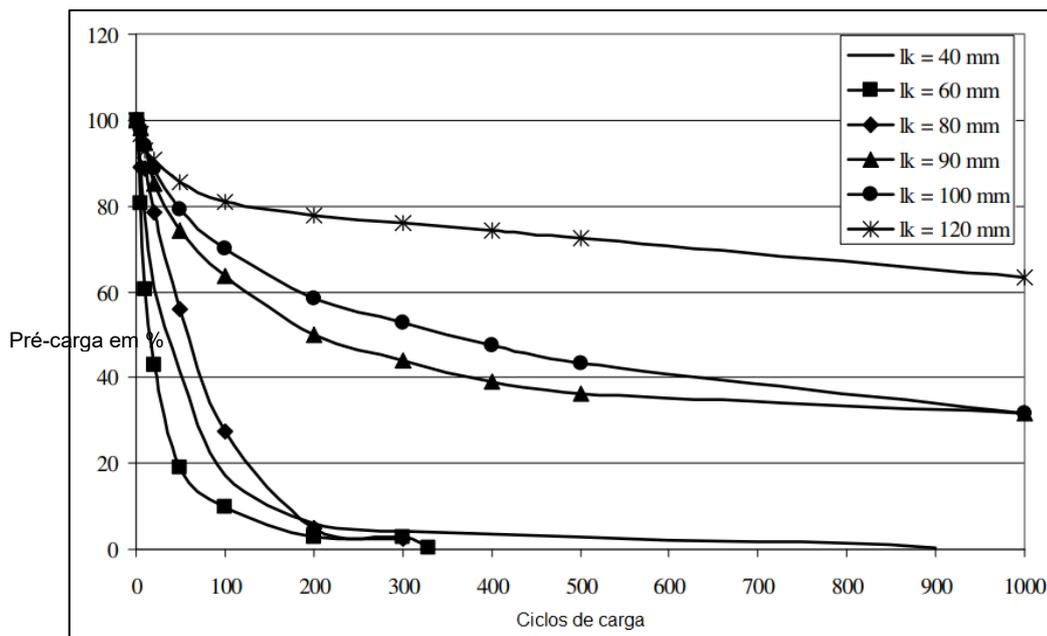


Figura 9 – Perda de pré-tensão de parafusos M20 submetidos a diferentes comprimentos de aperto (FRIEDE e LANGE, 2010).

### 2.5.5 Falhas por fadiga

As falhas por fadiga sempre têm início com uma pequena trinca, que pode estar presente no material desde a sua manufatura ou desenvolver-se ao longo do tempo devido às deformações cíclicas ao redor das concentrações de tensões (NORTON, 2013).

De acordo com Shigley (2005), quando os materiais falham estaticamente, em geral desenvolvem uma deflexão muito grande, visto que a tensão excedeu à resistência ao escoamento, e a peça é trocada antes que a fratura realmente ocorra. Assim, muitas falhas estáticas dão um aviso visível antecipadamente. No entanto, o mesmo não ocorre com a falha por fadiga. Ela é súbita e total, portanto, perigosa. É relativamente simples projetar contra uma falha estática, já a fadiga é um fenômeno mais complicado, apenas parcialmente entendido, que exige dos engenheiros o máximo conhecimento possível sobre o assunto.

As principais causas para o aparecimento de falhas por fadiga são, segundo Shigley (2005):

- Mudanças rápidas na seção transversal da peça, chavetas, furos, etc. (locais onde as concentrações de tensões ocorrem);

- Mancais, engrenagens, cames e demais elementos que rolam e/ou deslizam contra outros, sob altas pressões de contato (fadiga superficial);
- Marcas de ferramentas, impactos, riscos, rebarbas, montagem inadequada e outras falhas de fabricação;
- Composição do material, processamento do material (laminação, forjamento, extrusão, fundição, etc.), e demais processos que causam descontinuidades microscópicas no material.

Segundo Jiménez-Peña (2017), nas juntas aparafusadas, a falha de fadiga por atrito é dada como um dos principais mecanismos de falha nas conexões parafusadas. Em juntas resistentes ao deslocamento, pequenos movimentos oscilatórios relativos causam atrito entre as superfícies em contato. Este fenômeno leva a uma elevada tensão local e desgaste, o que pode levar à nucleação prematura da trinca. Vários fatores afetam o comportamento da junta aparafusada e sua resistência à fadiga. A força de pré-tensão é um dos parâmetros mais significativos, pois gera forças de atrito entre as superfícies acopladas para propagação de cargas de cisalhamento.

## **CAPÍTULO III**

### **3 CONCEPÇÃO DO PROJETO**

O presente trabalho consistiu na concepção, projeto e comissionamento de um aparato para análise da perda de pré-tensão em juntas aparafusadas. Para tanto, foi necessário adaptar uma máquina de fadiga, a qual foi projetada para realizar ensaios de flexão a quatro pontos em juntas soldadas. Assim, as etapas do projeto foram estabelecidas como se segue:

- a. Concepção e definição das forças de aperto a serem aplicadas;
- b. Definição das dimensões dos corpos de prova;
- c. Definição das variáveis do ensaio;
- d. Dimensionamento do atuador hidráulico;
- e. Concepção das garras de fixação dos corpos de prova;
- f. Simulação em elementos finitos;
- g. Fabricação dos componentes mecânicos;
- h. Comissionamento.

Foram também considerados os seguintes parâmetros para a concepção e dimensionamento do sistema de ensaio:

- Diâmetros dos parafusos a serem ensaiados;
- Tipos de parafusos a serem ensaiados;
- Classe de propriedades dos parafusos;
- Comprimento de aperto dos corpos de prova;
- Revestimentos aplicados nos fixadores e corpos de prova.

Além disso, foram determinadas também as condições de ensaio, como frequência, amplitude, número de ciclos, por exemplo. Por fim, foi feito o cálculo dos limites de ensaio para especificação de sensores e demais componentes.

### **3.1 Demanda de projeto**

As definições sobre quais parafusos, arruelas, revestimentos e demais fatores que determinam a perda de pré-tensão em juntas aparafusadas e sob que circunstâncias serão ensaiados, compõem a demanda de projeto. A partir da definição de demanda proposta, foi realizado o estudo para especificação do equipamento de ensaio.

#### **3.1.1 Cenário proposto**

De acordo com a bibliografia estudada, e pensando numa maior variedade de ensaios possíveis de serem ensaiados pelo equipamento proposto, foram definidos os seguintes parâmetros:

- Parafusos de diâmetros entre ½" (12,7 mm) e 1 ½" (38,1 mm), ou M12 a M39;
- Parafusos do tipo sextavado externo, ou montagem estojo e porcas;
- Classe de resistência 8.8;
- Utilização de arruelas lisas e arruelas do tipo NordLock;
- Realização de ensaios com revestimentos e sem revestimentos;
- Ensaios com ou sem lubrificantes nos fixadores.

Estas definições trazem os princípios para o cálculo dos limites de ensaio do projeto. A metodologia e parâmetros utilizados são descritos a seguir.

### **3.2 Fixadores**

Para a realização deste trabalho, foram utilizados como base de projeto parafusos sextavados de aço carbono, classe de resistência 8.8, no diâmetro M12 a

M39. Também podem ser ensaiados neste equipamento fixadores do tipo estojo, no mesmo diâmetro dos parafusos sextavados.

As porcas previstas para aperto destes parafusos devem atender à norma ISO 4032, de classe de propriedades 8 (ISO 898-2). As porcas devem ter propriedades mecânicas iguais ou superiores às dos parafusos.

Foram também previstas arruelas, para a distribuição da força de aperto nas placas. Seguindo a norma ISO 16047, devem ser utilizadas arruelas lisas, mais comuns no mercado, com diâmetros correspondentes aos parafusos. Podem também ser utilizadas arruelas NordLock, que possuem um ângulo maior que o passo do parafuso, garantindo assim menor perda de pré-tensão no conjunto fixador.

### **3.3 Corpos de prova**

Para cada ensaio a ser realizado, deverá ser feita a montagem de um corpo de prova. Os corpos de prova irão diferenciar-se entre si em função da espessura e largura das chapas, devido aos diâmetros dos parafusos e dos diferentes comprimentos de aperto.

Nesta seção estão descritos os procedimentos utilizados para a determinação das dimensões dos corpos de prova, os tipos de revestimentos que serão ensaiados, as condições de ensaio, além da elaboração de uma matriz de ensaios que servirá como um roteiro.

#### **3.3.1 Chapas de ensaio**

As amostras de prova a serem ensaiadas no equipamento em estudo consistem em chapas de aço planas unidas por meio de um conjunto fixador (parafuso, porca e arruelas). O material previsto para as chapas é o aço carbono convencional ASTM 105. O material das chapas foi determinado tendo por base que se tratar de um material amplamente usado em fabricação mecânica e de interesse das indústrias de óleo e gás.

A espessura das chapas foi determinada em função do comprimento de aperto das juntas aparafusadas, e a largura foi calculada através da distribuição de tensões ao longo do material (cone de tensões).

### 3.3.2 Comprimento de aperto

Para o dimensionamento dos comprimentos de aperto dos conjuntos fixadores, foram buscados dados no catálogo de uma empresa fabricante de flanges em aço. Este catálogo foi elaborado respeitando a norma ASME ANSI B16.5, trazendo as dimensões dos flanges disponíveis em função da carga suportada.

O cálculo feito para os comprimentos de aperto se deu a partir dos flanges do tipo solto (*lapped*), para pressões de 150 lbs a 1500 lbs. Os flanges soltos são fixados através de parafuso, conectado em outro flange, de maneira que ficam “soltos”, ou seja, sem solda. São utilizados em tubulações de materiais nobres, de custo elevado, pois os flanges soltos não entram em contato com o fluido e, portanto, podem ser de material menos nobre. A Figura 10 exemplifica um flange do tipo solto.



Figura 10 – Flange do tipo solto (fonte: [www.flanginox.com.br](http://www.flanginox.com.br)).

Foram observadas nos catálogos de fabricantes de flanges as espessuras e respectivos diâmetros dos furos dos flanges informadas no catálogo e anotadas para cada diâmetro de parafuso estudado neste trabalho. Foi elaborada uma tabela com essas informações e assinalados os diâmetros correspondentes aos comprimentos de aperto dispostos em intervalos de 20 mm, começando em 20 mm.

Com os diferentes comprimentos de aperto espera-se observar a influência do mesmo na perda de pré-tensão nas juntas aparafusadas, e a melhor relação diâmetro por comprimento de aperto do conjunto fixador.

### 3.3.3 Largura dos corpos de prova

A largura dos corpos de prova foi determinada em função da distribuição das tensões de aperto ao longo do material. Essa distribuição de tensões se dá sob a forma de um tronco de cone (Figura 11), a partir do contato da cabeça do parafuso ou arruela com o material a ser fixado. Essa distribuição das tensões se prolonga em direção ao centro do comprimento de aperto, a partir das duas extremidades (cabeça do parafuso e porca).

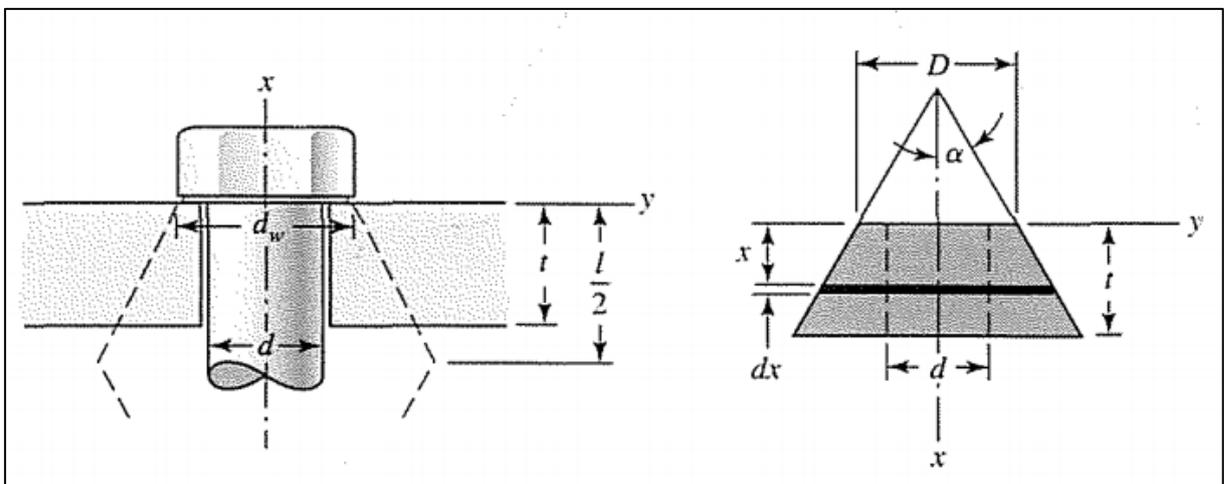


Figura 11 – Representação da distribuição de tensões em juntas aparafusadas (Shigley, 2005).

Onde:

$d$  = diâmetro nominal do parafuso;

$d_w$  = diâmetro da arruela;

$t$  = espessura da chapa;

$D$  = diâmetro de contato dos fixadores com a chapa;

$\alpha$  = ângulo de distribuição das tensões.

Segundo Shigley (2005), o ângulo de distribuição das tensões ao longo do material ( $\alpha$ ) varia de  $25^\circ$  a  $45^\circ$ . O valor recomendado para  $\alpha$  é de  $30^\circ$ . Para a determinação da largura das chapas foram utilizados como parâmetros o diâmetro do parafuso e o comprimento de aperto.

### **3.3.4 Revestimentos**

Nos corpos de prova foi também prevista a análise da influência do revestimento da junta aparafusada na perda de pré-tensão. O equipamento é capaz de realizar ensaios para diversos tipos de revestimentos, tanto para as chapas quanto para os fixadores.

Para o revestimento das chapas será utilizada tinta epóxi convencional, seguindo as recomendações da norma N-262 da Petrobras, onde a camada de primer é utilizada tinta epóxi poliamida.

Os corpos de prova serão ensaiados sem revestimentos, e com revestimentos a uma espessura de no mínimo 450  $\mu\text{m}$  (recomendado por norma).

### **3.4 Variáveis de ensaio**

Para a realização do ensaio das juntas aparafusadas, algumas variáveis devem ser levadas em consideração, como a frequência de ensaio, o número de ciclos, o deslocamento relativo entre as placas, além da pré-tensão aplicada nos fixadores.

Tomando como base as publicações utilizadas como referência para a elaboração deste trabalho e as limitações físicas do equipamento de ensaio, foram determinados como parâmetros:

- Frequência de ensaio: a frequência máxima que o equipamento consegue desenvolver é de 2 Hz. Para não se trabalhar com o limite da máquina, será adotada como frequência de ensaio 1 Hz;
- Número de ciclos: 1000 ciclos;
- Deslocamento relativo:  $\pm 1$  mm.

### **3.5 Montagem da máquina de ensaio**

A máquina de ensaio consiste em um atuador hidráulico, com suportes para fixação dos corpos de prova, dotada de sensores de curso (LVDT) e uma célula de carga para medir a força aplicada transversalmente na junta aparafusada.

Os corpos de prova são fixados em duas garras por meio de pinos, uma garra em cada extremidade do corpo de prova. As garras, por sua vez, são fixadas uma à

base do equipamento e outra na haste do atuador hidráulico. O atuador hidráulico se localiza na parte superior do equipamento. Todos esses componentes são suportados por uma estrutura em aço, com dimensões que facilitam a instalação de sensores, sistemas de aquisição de dados e troca dos corpos de prova.

Para a aquisição de dados do ensaio, estão previstos extensômetros localizados nos parafusos para medição do nível de pré-tensão, extensômetros para medir o deslocamento entre as placas e uma célula de carga para medir a força aplicada transversalmente.

A Figura 12 mostra um desenho esquemático do equipamento de ensaio, desenvolvido no *software* Autodesk Inventor.



Figura 12 – Desenho esquemático do equipamento de ensaio.

### 3.5.1 Força de aperto

De acordo com a norma ISO 16047 (2005), para ensaios em parafusos que não levem à ruptura, o valor mínimo da força de aperto no parafuso deve ser de  $0,75.F_p$ , ou seja, 75 % da carga de prova do elemento fixador.

Carga de prova é o valor, em Newtons, que se pode submeter um elemento fixador sem deteriorá-lo e que sua aplicabilidade é garantida. Este valor é teoricamente o valor máximo que se pode deformar um elemento roscado e mantê-lo, seguramente, em regime elástico. Porém para garantir seu funcionamento e a deformação ser exclusivamente elástica, um coeficiente de prova é utilizado.

O valor real da carga de prova é dado pela norma ISO 898-1, como mostra a Equação 1. A carga de prova é dada pelo produto entre o limite de escoamento do parafuso, a área de seção resistente nominal e a razão de prova.

$$F_p = \sigma \cdot A \cdot k \text{ [N]} \quad (1)$$

O limite de escoamento dos parafusos classe 8.8, segundo a norma ISO 898-1 é 640 MPa. A área de seção resistente foi determinada a partir do catálogo de um fornecedor de parafusos, para os diâmetros M12 a M39. A razão de prova, segundo a ISO 898-1 é 0,91 (classe de resistência 8.8).

### 3.5.2 Força transversal

Para o dimensionamento do atuador hidráulico que vai exercer a força de cisalhamento do corpo de prova, é necessário se determinar a força transversal mínima para se iniciar o movimento relativo entre as placas do corpo de prova. A maior força que o equipamento terá que exercer para a realização do ensaio é para o parafuso M39, que possuirá uma maior pré-tensão na montagem do corpo de prova.

Considerando um coeficiente de atrito estático entre as placas de 0,3 (valor médio apresentado por Fisher, 2001), a força mínima que o atuador hidráulico deverá fornecer é a força de pré-tensão prevista para o parafuso multiplicada pelo coeficiente de atrito da junta.

A força de pré-tensão (ou pré-carga) de um parafuso é dada pela Equação 2:

$$F_{pc} = 0,9 \cdot A \cdot \sigma \text{ [N]} \quad (2)$$

Onde:

A = Área do parafuso sob tração;

$\sigma$  = Resistência mínima de prova.

Com o valor da força de pré-tensão do parafuso, basta multiplicar pelo coeficiente de atrito da junta aparafusada (Equação 3) e se obtém o valor mínimo de força que o atador hidráulico deve oferecer no ensaio.

$$F_a = \mu \cdot F_{pc} \text{ [N]} \quad (3)$$

### 3.5.3 Porta-amostras

Para o posicionamento das amostras no equipamento de ensaio, serão utilizados porta-amostras no formato de garras localizados na haste do atuador hidráulico e na base do equipamento. Os porta-amostras possuem uma abertura central para inserção da extremidade do corpo de prova, e a união é feita por pinos passantes ao longo do corpo das garras e das chapas do corpo de prova.

Os porta-amostras são fixados na haste do atuador hidráulico e na base do equipamento através de roscas. A rosca na garra superior possui diâmetro nominal de 90 mm, enquanto a rosca inferior possui diâmetro nominal de 72 mm.

Para a fixação das amostras no porta-amostras, é necessário que os pinos de fixação não interfiram na análise do conjunto fixador dos corpos de prova. Portanto, terão que possuir capacidade de resistência ao carregamento transversal maior que o esperado para os ensaios. Para isso, a quantidade de pinos na fixação dos corpos de prova nas garras deve ser estimada para que sua resistência ao carregamento transversal supere o maior esforço, no caso para parafusos M39.

A força aplicada transversalmente no corpo de prova é a mesma para o dimensionamento do atuador hidráulico, descrito em 5.6.2. Para o dimensionamento dos pinos dos porta-amostras, essa estimativa de carregamento transversal deverá ser superior à força aplicada para parafusos M39.

De acordo com Fisher (2001), a resistência ao cisalhamento de um fixador é independente do grau do parafuso e igual a 62 % da resistência à tração do material do parafuso, ou seja:

$$\tau = 0,62.\sigma_u \quad (4)$$

Quando o plano de cisalhamento passa pela rosca do parafuso, a área de seção transversal se torna menor, cerca de 70 % a 75 % da área nominal. Portanto, o menor valor para a capacidade máxima de resistência ao cisalhamento de um parafuso pode ser expresso como:

$$\tau = (0,70).(0,62).\sigma_u \quad (5)$$

Ou

$$\tau = 0,43.\sigma_u \quad (6)$$

Essa tensão de cisalhamento calculada não pode ser superior à tensão de escoamento por cisalhamento dos parafusos, que é calculada como:

$$S_{ys} = 0,577 \cdot S_y \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (7)$$

### 3.5.4 Sensores

#### 3.5.4.1 Célula de carga:

Para a medição da carga aplicada transversalmente nos corpos de prova, é necessária a utilização de uma célula de carga, localizada junto à fixação dos corpos de prova no equipamento de ensaio. O Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste (LTAD) possui uma célula de carga com capacidade de leitura de força de até um Meganewton (1 MN), com precisão de leitura de 0,05 %. A norma ISO 16047:2005 define que o menor erro associado aceito na medição é de 2 %.

A Figura 13 mostra a célula de carga disponível no Laboratório.



Figura 13 – Célula de carga com capacidade de 1 MN (fonte: <https://www.hbm.com>).

#### 3.5.4.2 Extensômetros:

Para medir a deformação (e taxa de perda de pré-tensão) do conjunto fixador utilizam-se extensômetros localizados na alma dos parafusos – sua aplicação pode ser ao redor do corpo do parafuso ou em um orifício ao centro de sua seção transversal, a partir da cabeça do parafuso.

A Figura 14 mostra um exemplo de como utilizar extensômetros no parafuso.



Figura 14 – Fixação de extensômetros em parafuso (NIKRAVESH e M. GOUDARZI, 2017).

#### 3.5.4.3 Micrômetro:

Uma outra opção para medição da força de aperto é com micrômetro que, semelhante aos extensômetros e arruelas de carga, pode ser usado para medir deformação axial do conjunto fixador. A força de aperto calculada com o micrometro

é obtida em função do coeficiente de deformação elástica do material, a área de seção transversal do fixador e a sua deformação quando submetido à força de aperto.

#### 3.5.4.4 LVDT:

Para medir e controlar o deslocamento do atuador hidráulico ao longo do ensaio, é utilizado um sensor de deslocamento linear, o LVDT (*Linear Variable Differential Transducer*). O LVDT (Figura 15) possui como principais características a precisão e linearidade nas medições.



Figura 15 – Exemplos de LVDT (fonte: hbm.com).

## CAPÍTULO IV

### 4 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

#### 4.1 *Design* dos corpos de prova

##### 4.1.1 Força de aperto

Como apresentado em 5.2, a força de aperto limite foi calculada seguindo a Equação 1, com os dados do limite de escoamento, carga de prova e área de seção resistente nominal para cada diâmetro de parafuso.

Os resultados dos valores de força de aperto calculados para o maior e menor diâmetros (M12 e M39), bem como os valores utilizados para cálculo são mostrados da Tabela 2:

Tabela 2 – Dados utilizados para cálculo da força de aperto nos parafusos.

<b>Característica</b>	<b>M12</b>	<b>M39</b>	<b>Norma relacionada</b>
Limite de escoamento [N/mm <sup>2</sup> ]	800,00	800,00	ISO 898-1
Área de seção resistente [mm <sup>2</sup> ]	84,27	975,75	Catálogo Parafusos
Razão de prova	0,91	0,91	ISO 898-1
Carga de prova [kN]	42,22	710,35	-
Força de aperto limite – 0,75 $F_p$ [kN]	46,01	532,76	ISO 16047

#### 4.1.2 Comprimento de aperto

Como descrito em 5.2, os comprimentos de aperto foram determinados obedecendo à norma ASME ANSI B16.5. Foram retirados do catálogo de um fabricante de flanges em aço as dimensões e dados necessários para a confecção de uma tabela com os parafusos correspondentes a cada comprimento de aperto.

Para cada diâmetro nominal de parafuso, foi observado no catálogo a faixa de espessura do flange correspondente. Assim foi possível elaborar uma tabela com os comprimentos de aperto do conjunto fixador para cada diâmetro nominal de parafuso. Com o intuito de simplificar a elaboração de ensaios, foram determinados os comprimentos de aperto em intervalos de 20 mm. A Tabela 3 traz um resumo desse cálculo.

Tabela 3 – Determinação dos comprimentos de aperto.

Parafusos	Comprimento de aperto [mm]								
	20	40	60	80	100	120	140	160	180
M12	X								
M14	X	X							
M16		X	X						
M20		X	X	X					
M22			X	X					
M24			X	X					
M27			X	X	X	X			
M30				X	X	X			
M33					X	X	X		
M36					X	X	X	X	
M39							X	X	X

#### 4.1.3 Montagem dos corpos de prova

Após calcular as a largura máxima das chapas para cada diâmetro de parafuso através do cone de distribuição de tensões, como descrito em 5.3.3, e de posse dos comprimentos de aperto, foi possível elaborar o esquema dos corpos de prova a ser ensaiados, desenvolvido no *software* Autodesk Inventor, como mostra a Figura 16. Como forma de padronização e facilidade na fabricação, foi determinada como largura dos corpos de prova o valor referente ao cálculo para o maior diâmetro e maior comprimento de aperto (M39 e comprimento de aperto de 140 mm).

A largura das chapas para os corpos de prova é mostrada na Tabela 4:

Tabela 4 – Largura das chapas de ensaio.

Características	M39
Comprimento de aperto [mm]	150
Diâmetro de contato da cabeça do parafuso ou porca com a superfície [mm]	55,86
Ângulo de distribuição de tensões [graus]	30
Diâmetro maior de distribuição de tensões (arredondado) [mm]	142,46

Portanto, a largura máxima dos corpos de prova deve ser no mínimo o valor encontrado na Tabela 4, sendo escolhido o valor de 145 mm para os mesmos.

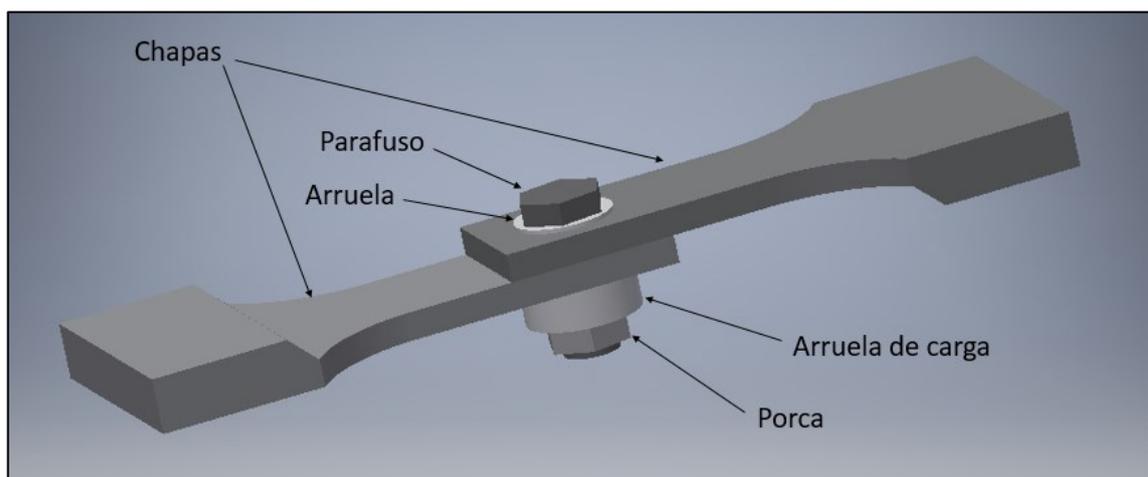


Figura 16 – Esquema do corpo de prova a ser ensaiado.

## 4.2 Cálculo do erro de leitura dos sensores

### 4.2.1 Célula de carga

A célula de carga a ser utilizada nos ensaios possui capacidade de leitura de força de até um Meganewton (1 MN), com precisão de leitura de 0,05 %. O menor erro associado aceito na medição é o mesmo dado em 5.8.3.1. Tomando como base os valores máximo e mínimo calculados na Tabela 5, pode-se calcular o erro associado de leitura do sensor, como mostra a Tabela 5.

Tabela 5 – Cálculo de precisão da célula de carga.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
Menor erro permitido [N]	920,23
Fundo de escala/capacidade do sensor [N]	1 MN
Precisão/erro associado (%) <=	0,092%

Como a célula de carga tem precisão de 0,05 %, pode-se realizar as medições para todos os diâmetros de parafusos dentro da Norma ISO 16047:2005.

#### **4.2.2 Arruelas de carga e Extensômetros**

O princípio de funcionamento dos Extensômetros é dado pela deformação, devido à aplicação de um carregamento, de uma superfície à qual tal componente esteja colocado. Como os extensômetros possuem resposta em tensão elétrica quando submetidos à deformação, a precisão deste tipo de sensor está ligada ao sistema de aquisição de dados.

As arruelas de carga, por seu funcionamento ser baseado em extensômetros internos à sua estrutura, também possuem resposta em tensão elétrica quando submetidas à aplicação de carga em sua estrutura. A precisão das arruelas de carga também depende do sistema de aquisição de dados.

#### **4.2.3 LVDT**

Semelhante às arruelas de carga e os extensômetros, o LVDT também possui uma resposta em tensão elétrica em função do deslocamento a ser medido. Portanto, a precisão do sensor também vai depender do sistema de aquisição de dados.

### **4.3 Atuador hidráulico**

Como descrito em 3.5.2, a força mínima que o atuador deve oferecer no ensaio é a pré-tensão multiplicada pelo coeficiente de atrito estático da união aparafusada. O maior valor dessa força a ser entregue será para o parafuso M39, que possui maior diâmetro e conseqüente maior valor de pré-tensão.

Pela Equação 2, tem-se o cálculo da pré-tensão para o parafuso M39, que possui uma área sob tração de 975,8 mm<sup>2</sup> e uma resistência mínima de prova de 640 MPa:

$$F_{pc} = 0,9 \cdot 975,8 \cdot 600 = 526,9 \text{ kN}$$

Multiplicando esse valor de pré-tensão do M39 pelo coeficiente de atrito da junta aparafusada, obtém-se como força do atuador:

$$F_a = 0,3 \cdot 526,9 = 158 \text{ kN}$$

Para este valor de força, que será aplicada em cisalhamento no corpo de prova, pode-se utilizar um atuador que consiga entregar um esforço maior que o mínimo necessário. Portanto, para o caso que se necessita de maior aplicação de força o atuador hidráulico a ser utilizado poderá ser de valor nominal de 200 kN.

#### **4.4 Porta-amostras**

Como calculado na seção anterior, a força aplicada transversalmente no corpo de prova é de 158 kN. Esse valor de força é utilizado para o dimensionamento dos porta-amostras, bem como dos pinos para fixação dos corpos de prova ao porta-amostras.

##### **4.4.1 Pinos**

Os esforços nos pinos do porta-amostras foram calculados de acordo com 3.5.3. Os cálculos de resistência ao cisalhamento para os pinos foram feitos como o dimensionamento para parafusos.

Como a resistência à tração para o aço de um parafuso classe 8.8 é de 800 MPa, tem-se:

$$\tau = 0,43 \cdot 800 = 344 \text{ MPa}$$

Tomando os cálculos de esforços para um parafuso M20, tem-se que a tensão de cisalhamento aplicada aos parafusos (ou pinos) no porta-amostras é igual à força aplicada pelo atuador hidráulico dividida pela área de seção transversal do fixador. Portanto:

$$\tau = \frac{F_a}{A} = \frac{158 \text{ kN}}{244,8 \text{ mm}^2} = 645,45 \text{ MPa}$$

Para essa tensão aplicada transversalmente nos porta-amostras, a utilização de dois parafusos M20 ou de diâmetro superior garante a resistência da fixação do corpo de prova. Portanto, para cada porta-amostras, serão utilizados 2 pinos de diâmetro 1" (25,4 mm), visto que possuem área superior à utilizada nos cálculos, garantindo a resistência necessária para suportar os esforços.

A Figura 17 mostra o esboço de um pino de 1" (25,4 mm) utilizado para fixação dos corpos de prova nos porta-amostras:

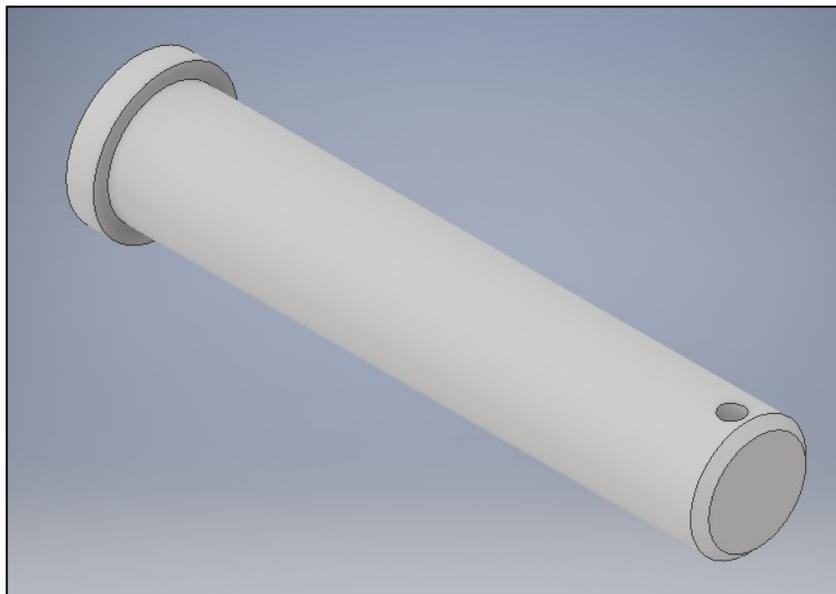


Figura 17 – Pino de 1" (25,4 mm).

#### 4.4.2 Análise em FEA (Finite Element Analysis)

Para o dimensionamento dos porta-amostras, foi elaborado um estudo em Elementos Finitos (FEA – *Finite Element Analysis*), utilizando o *software* ANSYS

Workbench. O dimensionamento foi feito para o pior caso possível de ser ensaiado no equipamento, ou seja, uma montagem de parafuso M39, com um comprimento de aperto de 140 mm.

Foi feito um esboço do corpo de prova juntamente com os porta-amostras no *software* Inventor, e então exportado como sólido para a plataforma do *software* ANSYS Workbench, como mostra a Figura 18.

De posse do modelo, foi gerada a malha triangular no próprio *software*, a fim de dividir os sólidos em vários elementos menores, com ênfase em curvaturas e proximidades (Figura 19).

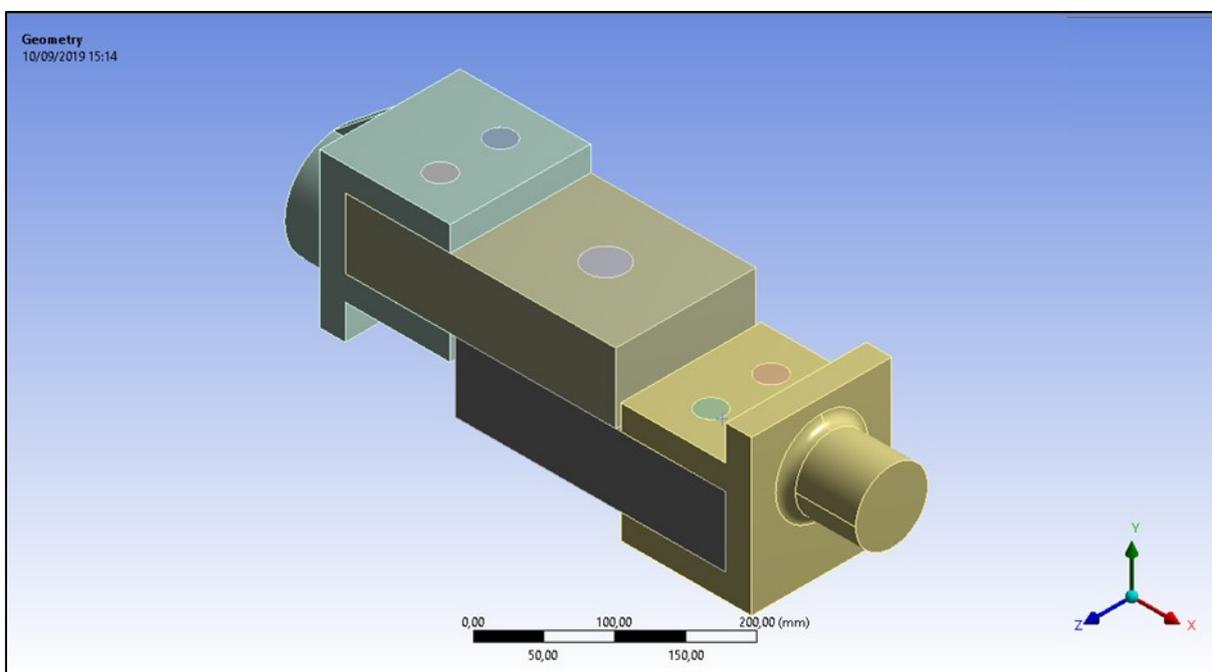


Figura 18 – Modelo do corpo de prova analisado.

Gerada a malha, foram então inseridos os apoios de fixação e esforços no sistema. No porta-amostra inferior, foi atribuído um suporte fixo e no porta-amostras superior foi aplicado um carregamento de 160 kN, representando a fixação no equipamento e aplicação de força pelo atuador hidráulico (Figura 20).

Depois de se atribuir o carregamento de esforços no modelo, o *software* então faz a simulação do sistema, gerando os cálculos de esforços nos elementos de malha e, como resultado obtemos as tensões atuantes ao longo de todo o material. A Figura 21 e Figura 22 mostram a distribuição de tensões no modelo.

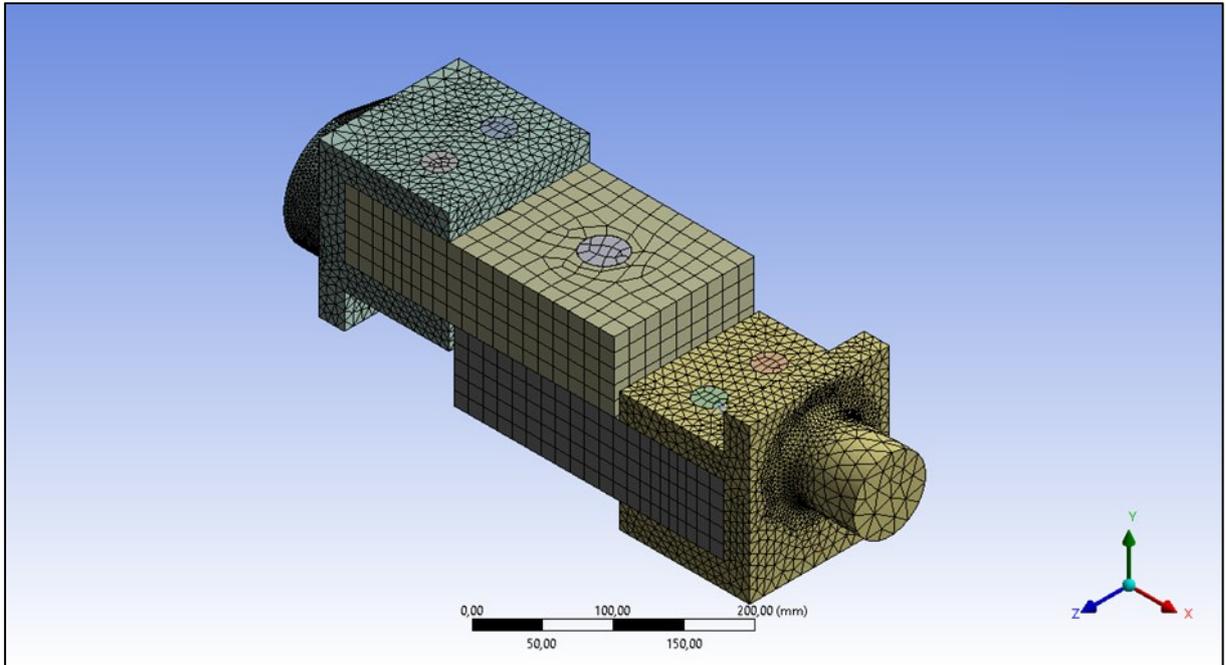


Figura 19 – Malha de análise gerada no *software*.

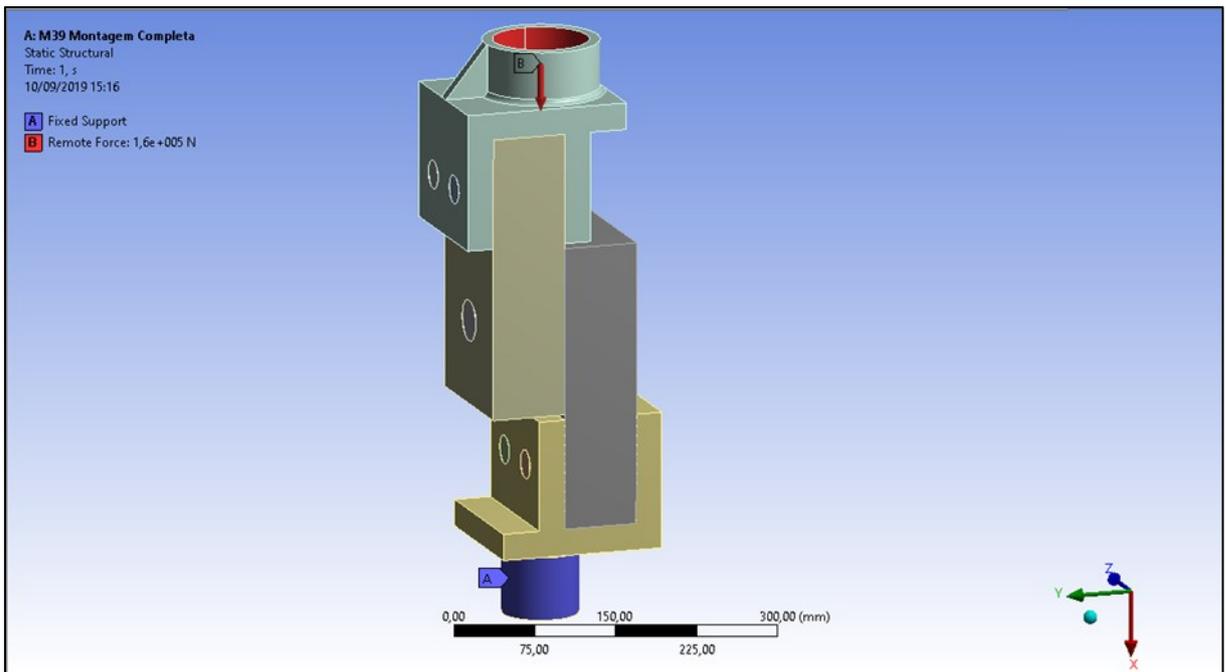


Figura 20 – Aplicação dos esforços no modelo.

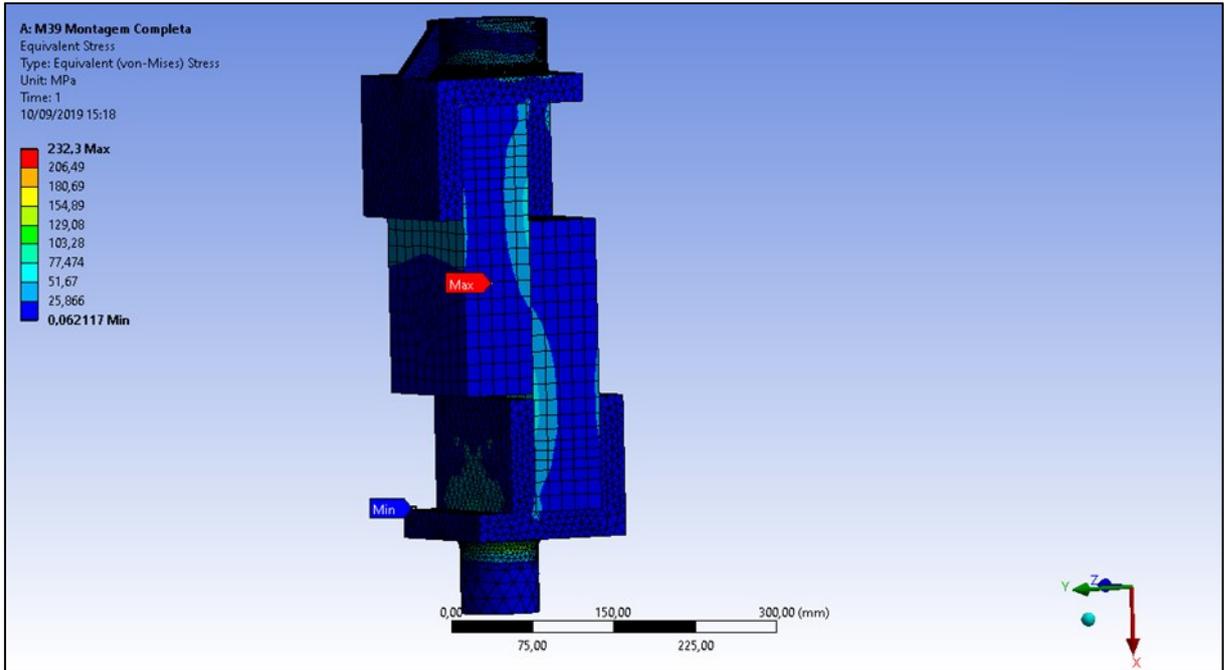


Figura 21 – Distribuição de tensões ao longo do material.

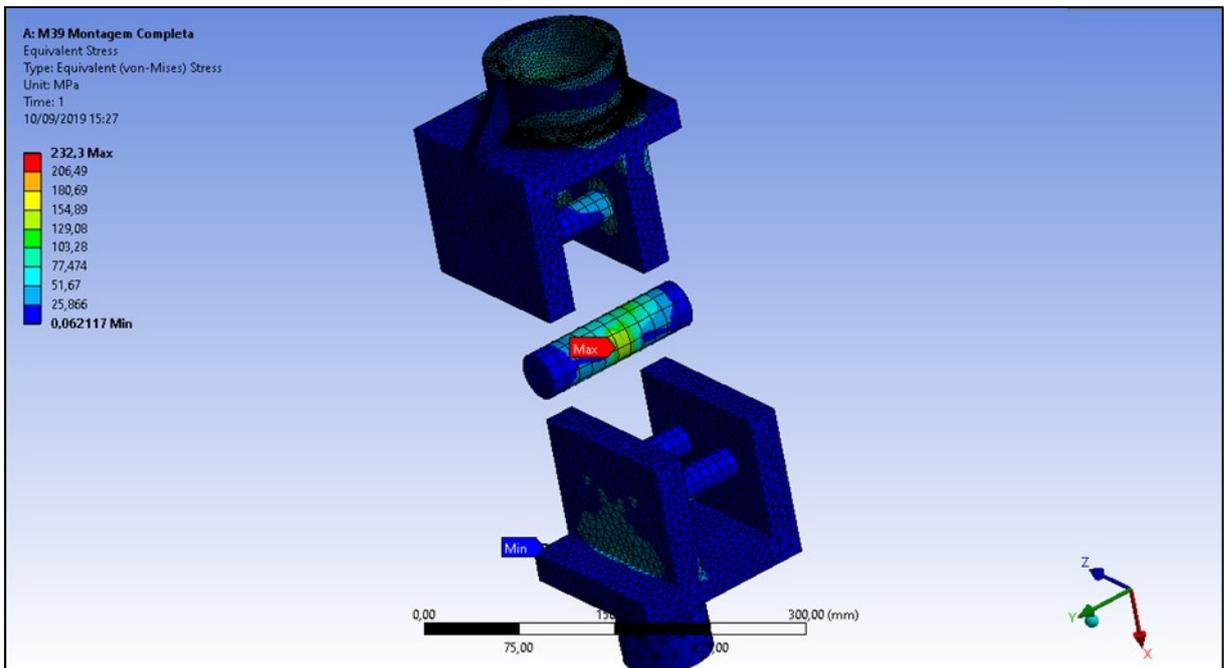


Figura 22 – Distribuição de tensões com ênfase no parafuso de teste.

Observando a Figura 21 e a Figura 22, nota-se que as tensões se distribuem ao longo dos corpos do sistema e o ponto de maior concentração de tensões se dá no parafuso de teste, no caso um M39. Como as tensões nos porta-amostras não são altas a ponto de deformar ou danificar o material permanentemente, pode-se

considerar um dimensionamento satisfatório para tais componentes, podendo assim avançar o projeto à fase de fabricação das peças.

Os desenhos do porta-amostras e pinos de fixação foram então reproduzidos em vistas ortográficas e encaminhados à empresa especializada em usinagem para fabricação dos mesmos. Todas as peças foram, após usinagem, submetidas a tratamento térmico para se atingir durezas de 40 HRC. O material utilizado para os porta-amostras foi o aço SAE 4340, e para os pinos foi utilizado aço inoxidável AISI 420.

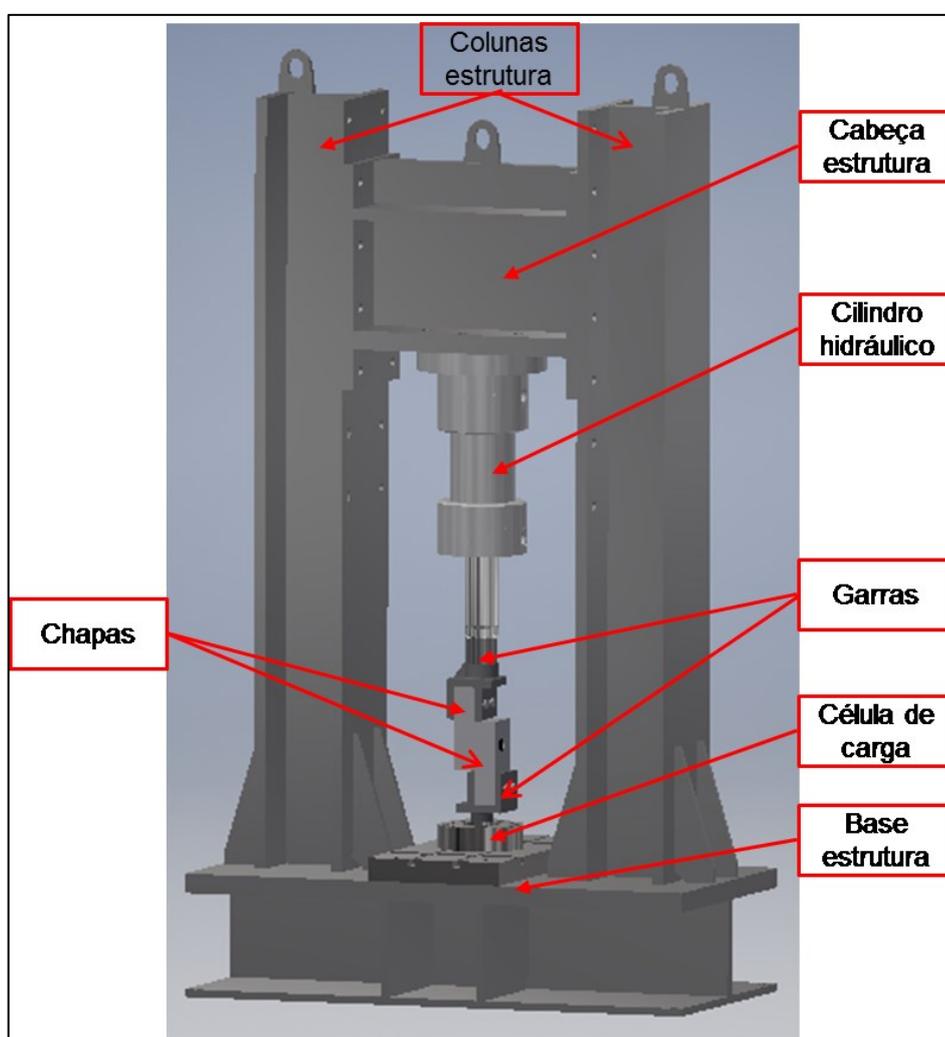


Figura 23 – Leiaute do equipamento de perda de pré-tensão.

Com as peças já fabricadas e entregues, foi feita a montagem do equipamento de ensaio, seguindo o leiaute mostrado na Figura 12, em que a estrutura foi aproveitada da máquina de fadiga, com a célula de carga fixada à base da estrutura,

e o corpo de prova juntamente com os porta-amostras fixados entre a célula de carga e a haste do atuador hidráulico. A Figura 23 mostra a montagem física do equipamento.



Figura 24 – Detalhe da garra fabricada para os ensaios de perda de pré-tensão.

## **CAPÍTULO V**

### **5 COMISSIONAMENTO DO APARATO DE ENSAIO**

Com todas as peças fabricadas e instaladas na máquina, foi feito então a preparação de corpos de prova e realizados ensaios para verificar o funcionamento do equipamento.

#### **5.1 Planejamento dos ensaios e preparação dos corpos de prova**

Para a realização dos ensaios preliminares no equipamento, foi estabelecida a utilização de parafusos de ensaio M16, com comprimento de aperto de 2" (51 mm). Para as chapas de ensaio foi determinada uma espessura de 1" (25,4 mm) e preparadas no próprio laboratório.

Os porta-amostras possuem um espaçamento de 70 mm para o posicionamento das chapas. Como as chapas de ensaio possuem 1" (25,4 mm) de espessura, foi necessária a fabricação de espaçadores para preencher o espaçamento dos porta-amostras e garantir melhor fixação das chapas. O desenho e dimensões das chapas, espaçadores e porta-amostras se encontram no Apêndice I.

Foram determinadas então a realização de cinco ensaios preliminares, três com as chapas revestidas em tinta epóxi (segundo as normas da Petrobras) e dois sem revestimentos, submetidos a carregamento cíclico (2000 ciclos) a uma frequência de 1 Hz com uma amplitude de  $\pm 1$  mm. A Figura 25 mostra como foi feita a preparação dos corpos de prova.

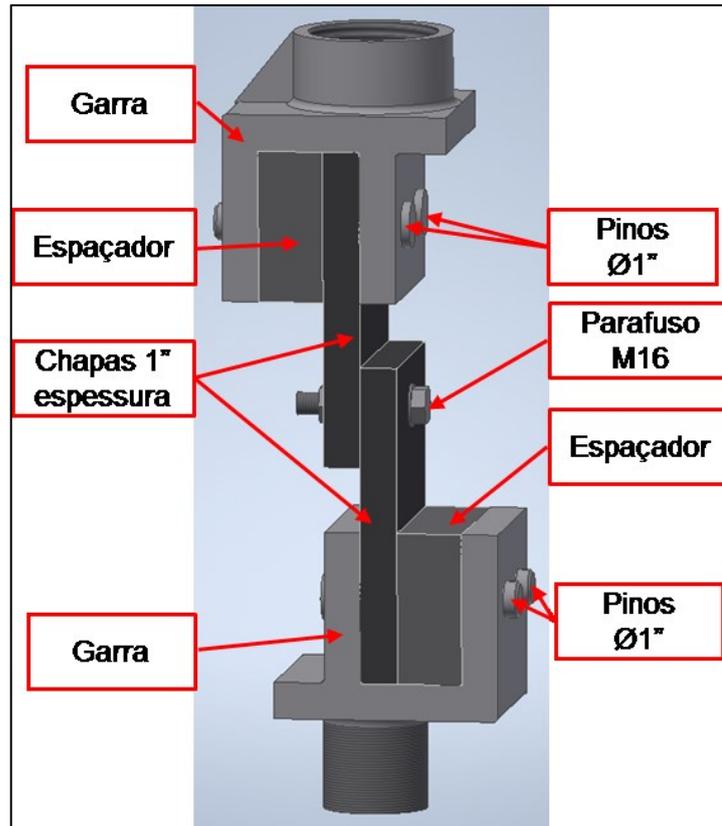


Figura 25 – Desenho da montagem das chapas e parafuso para o comissionamento do equipamento de perda de pré-tensão.

## 5.2 Controle da amplitude

Para os ensaios de perda de pré-tensão, o movimento de cisalhamento cíclico é o fator determinante do ensaio. Para o comissionamento foi estipulado um movimento cíclico com uma amplitude de  $\pm 1$  mm. Assim, o deslocamento do cilindro deve ser monitorado por um sensor compacto e de fácil instalação na montagem. Portanto, foi usado um LVDT.

Para a realização de ensaios no equipamento, foi utilizado um LVDT com uma faixa de deslocamento superior a 2 mm e uma forma acessível de ser fixado. Assim foi selecionado o LVDT WI/5mm-T, fabricado pela HBM. O LVDT selecionado possui uma faixa de deslocamento total nominal de 5 mm. As dimensões do LVDT são apresentadas na Figura 26, onde as dimensões estão em milímetros e ressaltadas em amarelo.

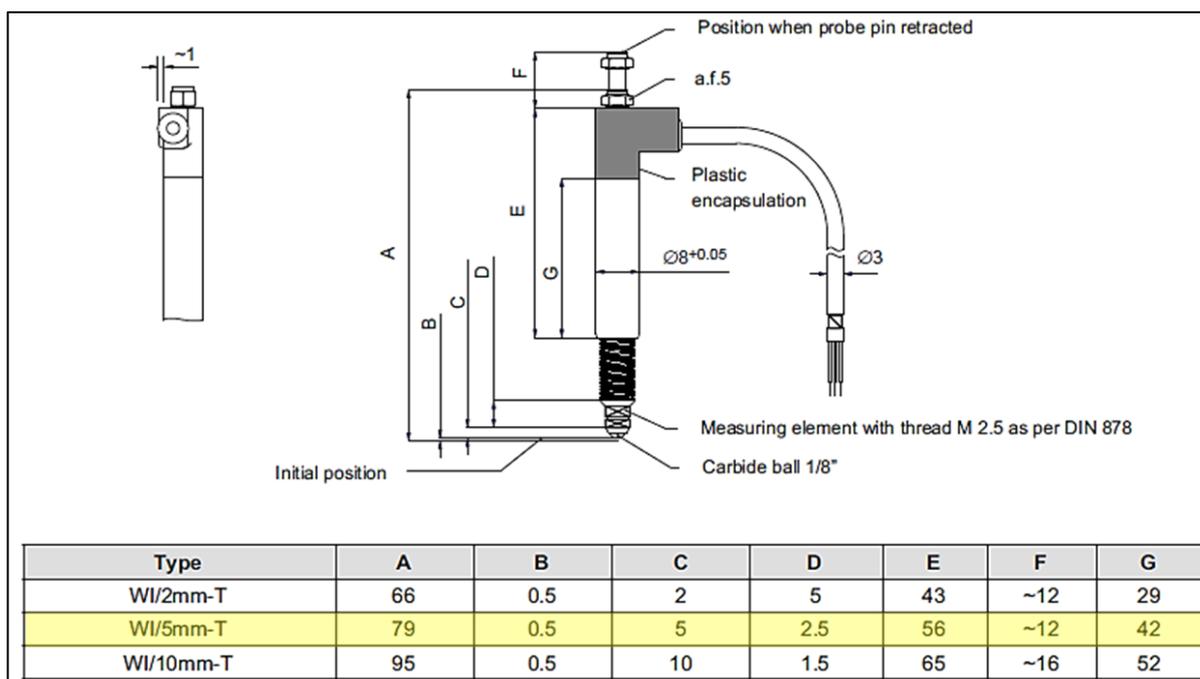


Figura 26 – Dimensões do LVDT WI/5mm-T, em milímetros (fonte: HBM).

Para um controle efetivo do deslocamento, o LVDT mede diretamente o deslocamento relativo das chapas, evitando erros de leitura por possíveis folgas no sistema. Para tanto, o sensor foi fixado em uma das chapas e a base de contato do mesmo foi fixada na outra chapa.

A fixação do LVDT na chapa se deu por meio de um suporte aparafusado na mesma, de tal forma que a ponta da esfera de metal duro tivesse a posição inicial em contato com uma placa fixada na outra chapa. O desenho e dimensões do suporte e contato do LVDT estão anexos no Apêndice I. A Figura 27 apresenta a montagem do LVDT nas chapas de ensaio.

### 5.3 Medição da perda de pré-tensão

Para medir o afrouxamento (perda de pré-tensão) do conjunto fixador, pode-se adotar:

- Medição analógica, pela medição das forças no parafuso;
- Medição manual, pela medição da mudança do comprimento do parafuso (deformação).

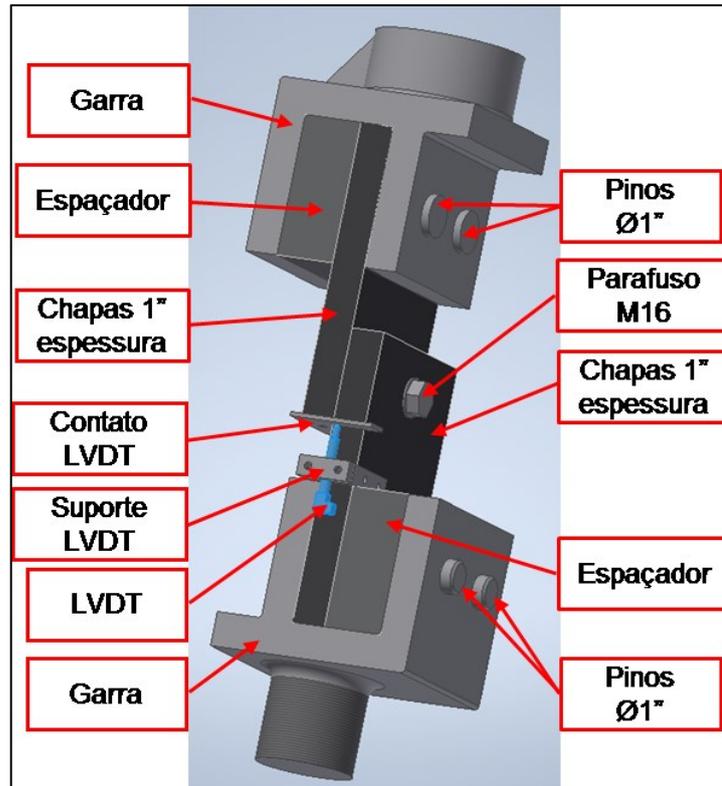


Figura 27 – Fixação e montagem do LVDT no equipamento.

Na medição analógica seriam utilizados extensômetros, localizados na alma dos parafusos – sua instalação pode ser feita ao redor do corpo do parafuso ou em um orifício ao centro de sua seção transversal, a partir da cabeça do parafuso. Um exemplo de como utilizar extensômetros no parafuso está descrito em 3.5.4.2.

Embora o extensômetro seja uma excelente opção para uma medição assertiva da perda de pré-tensão ao longo do ensaio, sua dificuldade de instalação e preparação, a qual deve ser feita para cada parafuso ensaiado, o que fez descartar essa possibilidade.

Como outra opção para medição analógica da força de aperto na montagem dos parafusos e posterior análise da perda de pré-tensão no conjunto fixador, pode ser utilizada uma arruela de carga (*Load Washer*), localizada entre a cabeça do parafuso e a chapa de ensaio. Essa opção também foi descartada, já que a arruela de carga não aceita forças de cisalhamento presentes no parafuso, além de, para cada diâmetro de parafuso, ser necessária uma arruela de carga diferente, já que estas possuem uma geometria (diâmetro nominal) fixa.

Assim, foi optado pela medição manual, através da mudança de comprimento do parafuso. À medida que se aplica uma força no parafuso, no caso uma pré-tensão,

o parafuso se deforma axialmente. Portanto, pode-se medir essa deformação por meio de um micrômetro, essa medição será feita a cada 200 ciclos. A mudança de comprimento representa a mudança na pré-tensão (P) de acordo com a Equação 8:

$$P = \delta AE / L \quad (8)$$

Onde: A é a área de tensão do parafuso, E é o módulo de elasticidade, L é o comprimento inicial do parafuso e  $\delta$  é a deformação do parafuso. Sendo essa deformação o comprimento medido menos o comprimento inicial (L).

#### **5.4 Adaptações necessárias para comissionamento**

Durante a montagem do equipamento para a realização dos ensaios preliminares de comissionamento, foram observados alguns problemas como alinhamento das peças, rotação do sistema, entre outros. Foi feita, então, uma análise das ocorrências e elaborado um plano de ação para solucioná-las. A seguir estão detalhadas as dificuldades enfrentadas, bem como a solução adotada para que o equipamento pudesse funcionar corretamente.

##### **5.4.1 Ajuste de altura do cilindro hidráulico**

Na etapa de posicionamento dos corpos de prova no equipamento de testes, foi observado que a distância entre os porta-amostras não era suficiente para encaixar as chapas com os fixadores, mesmo com o recuo máximo do cilindro hidráulico.

Como o comprimento do cilindro hidráulico não era suficiente, foi necessária a movimentação da cabeça da estrutura para cima em relação às colunas de fixação, ganhando, assim, espaço livre para uma efetiva montagem do sistema. A Figura 28 mostra o espaçamento na estrutura do equipamento que possibilitou o ajuste de altura do cilindro hidráulico.

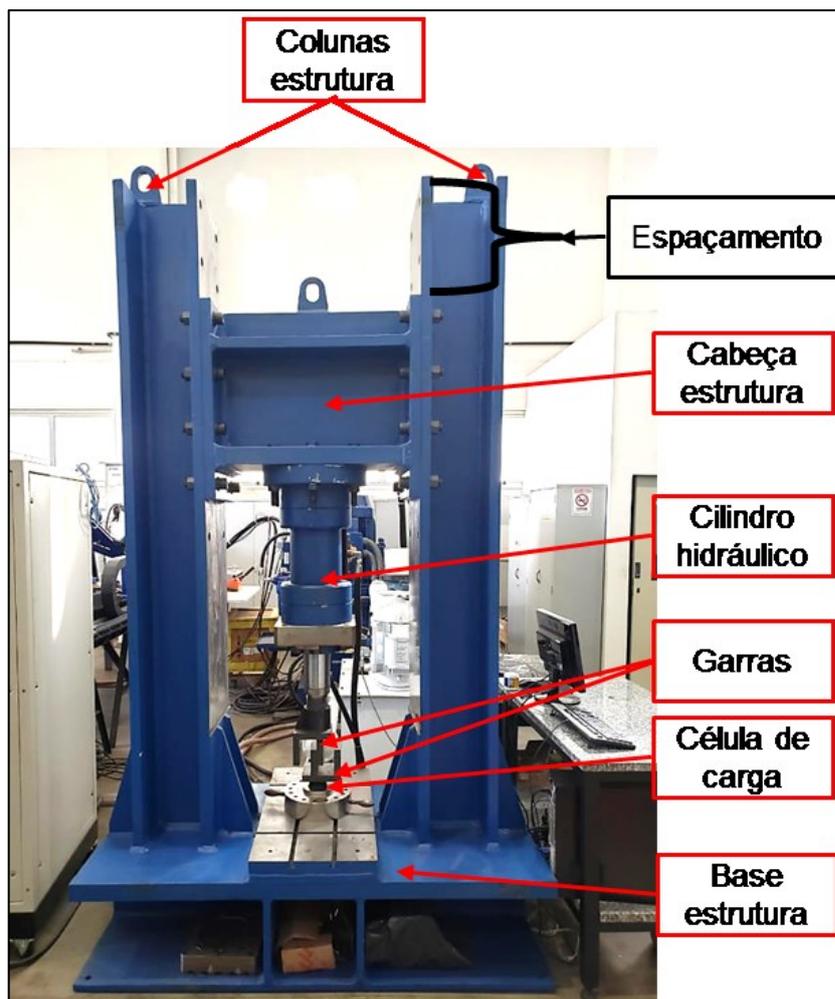


Figura 28 – Espaçamento da estrutura para elevar o cilindro hidráulico.

Após o içamento do cilindro hidráulico, foi possível posicionar as chapas de teste nos porta-amostras, mas foi então observado um desalinhamento entre os eixos do cilindro e da célula de carga (ordenada “Y”, de acordo com a Figura 29-a), local onde se encontra o corpo de prova. Esse desalinhamento impediu a passagem do parafuso M16 a ser ensaiado (Figura 29-b), com um valor aproximado de 10 mm de excentricidade.

A solução encontrada foi afrouxar os parafusos da cabeça da estrutura e, aproveitando a folga nos furos da mesma, corrigir o desalinhamento encontrado. A cabeça da estrutura foi então desparafusada e içada novamente e feito o alinhamento correto dos eixos do sistema. Por fim, os parafusos foram reapertados na estrutura.

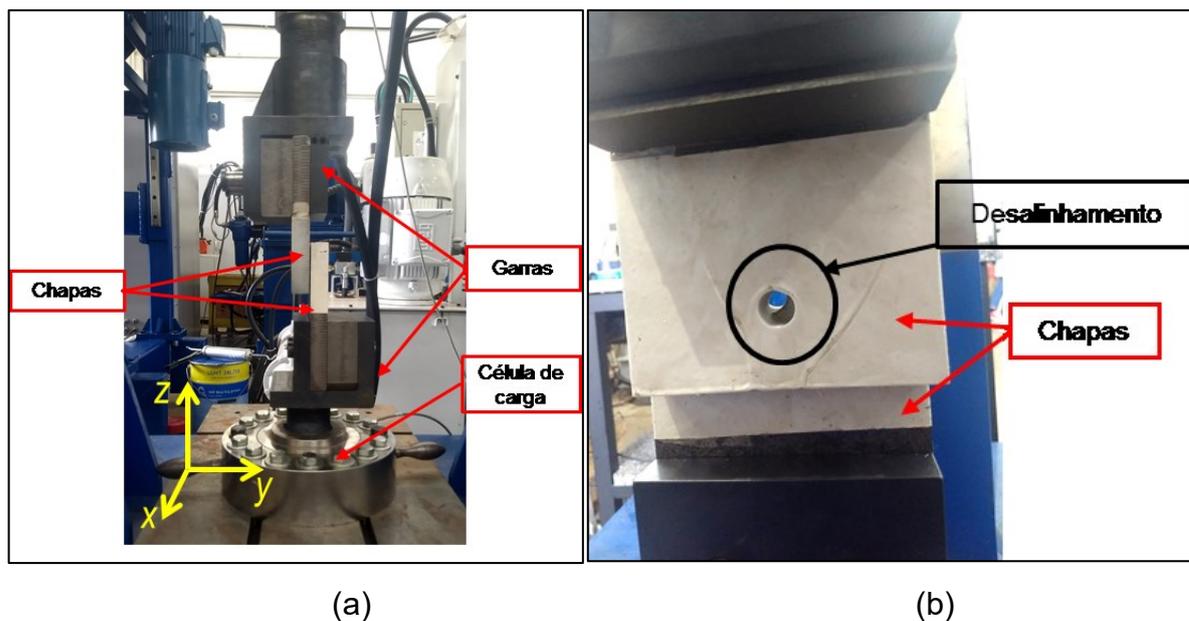


Figura 29 – (a) Montagem das chapas dentro das garras; (b) Desalinhamento dos furos das chapas.

#### 5.4.2 Rotação da haste do cilindro hidráulico

Com o alinhamento da estrutura do equipamento, foi possível então testar o funcionamento do cilindro hidráulico e aplicar um movimento cíclico no sistema de ensaio. O equipamento foi então colocado em funcionamento durante certo período para verificar a performance e estabilidade ao longo dos ensaios.

Após determinado número de ciclos, foi observada uma rotação entre os porta-amostras, causada pela haste do cilindro hidráulico. Isso se deveu pelo fato de a haste possuir liberdade de rotação dentro da câmara do cilindro. Essa rotação deve ser evitada pois pode causar torção nos corpos de prova, gerando assim erros de leitura dos dados de ensaio.

Aproveitando parte da estrutura do equipamento, foi então dimensionada uma peça para impedir a rotação da haste do cilindro hidráulico. Essa peça foi fixada na haste e possuía um eixo fixo à haste e passante por um furo solidário ao corpo do cilindro hidráulico. Esse eixo serve como guia passando pelo furo, permitindo apenas o movimento de translação da haste.

## 5.5 Realização dos ensaios

Com os corpos de prova preparados, sensores instalados e adaptações necessárias feitas, foi deu-se a realização etapa dos ensaios piloto. Para a montagem dos corpos de prova foram utilizadas chapas de 1" (25,4 mm) de espessura unidas por um parafuso M16, submetidos a carregamentos cíclicos de 0,5 Hz e 1 Hz, com deslocamentos de  $\pm 0,5$  mm e  $\pm 0,85$  mm.

Ensaio preliminares foram realizados para verificar o sistema de aquisição de dados dos sensores, e observar o comportamento da pré-tensão do parafuso ao longo dos ensaios em função das diferentes configurações de frequência e deslocamento. Por fim, foram selecionados os parâmetros de ensaio que possibilitariam uma melhor visualização da perda de pré-tensão do parafuso em função do número de ciclos.

Para a realização dos testes piloto foram então definidos como parâmetros:

- Parafusos M16 com arruelas lisas e porcas convencionais;
- Comprimento de aperto de 2" (25,4 mm);
- Amplitude de ensaio de  $\pm 0,5$  mm;
- Frequência de 0,5 Hz;

Durante a realização dos ensaios, primeiramente foram feitas medições do comprimento dos parafusos com um micrômetro antes da instalação no equipamento, após a aplicação de um torque de 213 Nm (valor recomendado em catálogo do fabricante dos parafusos) e medições em diferentes números de ciclos ao longo do ensaio. A cada medição de comprimento, foram tomadas 5 medidas e anotadas em planilha para cálculo da média e desvio padrão.

Além das medições de comprimento dos parafusos com o micrômetro, foi também feita uma coleta de dados dos sensores, onde o sistema supervisor do equipamento monitora os valores de deslocamento do cilindro hidráulico através do LVDT e a força de cisalhamento medida pela célula de carga. Os dados dos sensores foram coletados a uma taxa de amostragem de 100 Hz e salvos em arquivo de texto.

No primeiro ensaio piloto (TP1), as medições de comprimento foram feitas a cada 20 ciclos até os 240 ciclos; depois mais duas medições em 500 ciclos e 1000 ciclos. Para os demais testes piloto (TP2 a TP11) foram feitas medições a cada 20 ciclos até os 100 primeiros ciclos, depois a cada 100 ciclos até os 500 ciclos e por fim medições a cada 500 ciclos até os 2500 ciclos.

Os testes TP1 e TP 2 apresentaram dificuldades em se efetuar a medição do comprimento com exatidão, devido à concavidade das extremidades do parafuso, que dificulta o correto posicionamento do micrômetro. Em consequência da dificuldade na medição do comprimento dos parafusos, os dados obtidos apresentaram altos valores de desvio padrão (Figura 31 e Figura 32). Portanto, a partir do ensaio TP3, os parafusos foram previamente usinados nas extremidades (cabeça e final da rosca), garantindo um maior paralelismo entre as faces e melhor assertividade de medição. A Figura 30 mostra um parafuso já usinado e pronto para ensaio.



(a)

(b)

Figura 30 – (a) Parafuso usinado; (b) Parafuso não usinado.

Nos ensaios TP4, TP5, TP 9 e TP10 foram instaladas arruelas reutilizadas de ensaios anteriores, para observar o comportamento da pré-tensão no parafuso ao longo dos ensaios. Para o ensaio TP6 foi aplicado um torque acima do recomendado e o TP7 apresentou um desaperto antes de se aplicar o torque total de ensaio, para também se observar o comportamento da pré-tensão no parafuso.

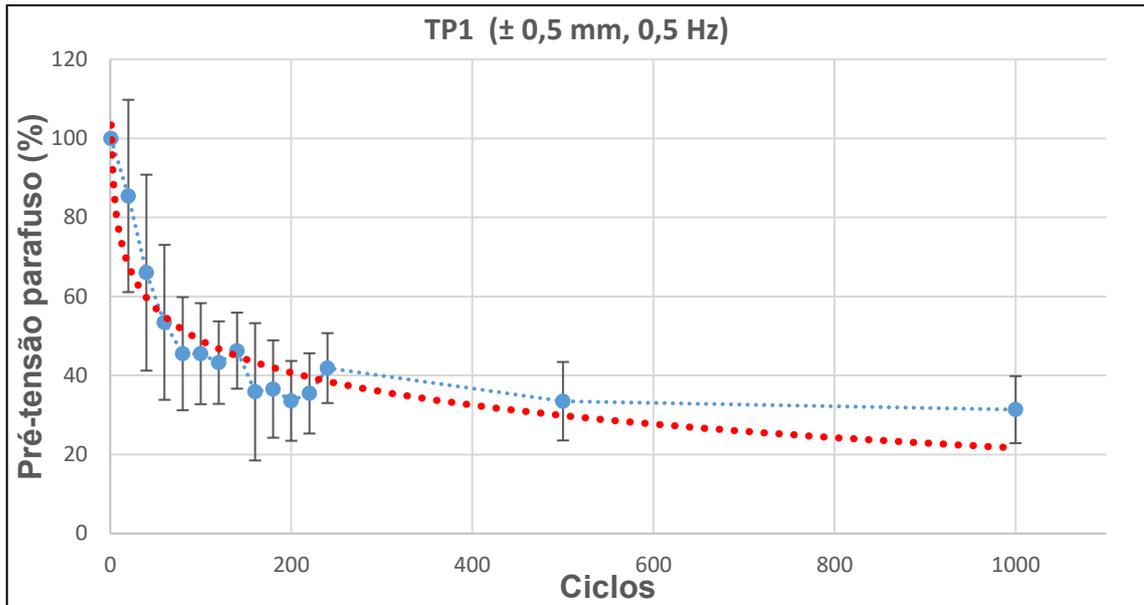


Figura 31 – Resultados TP1.

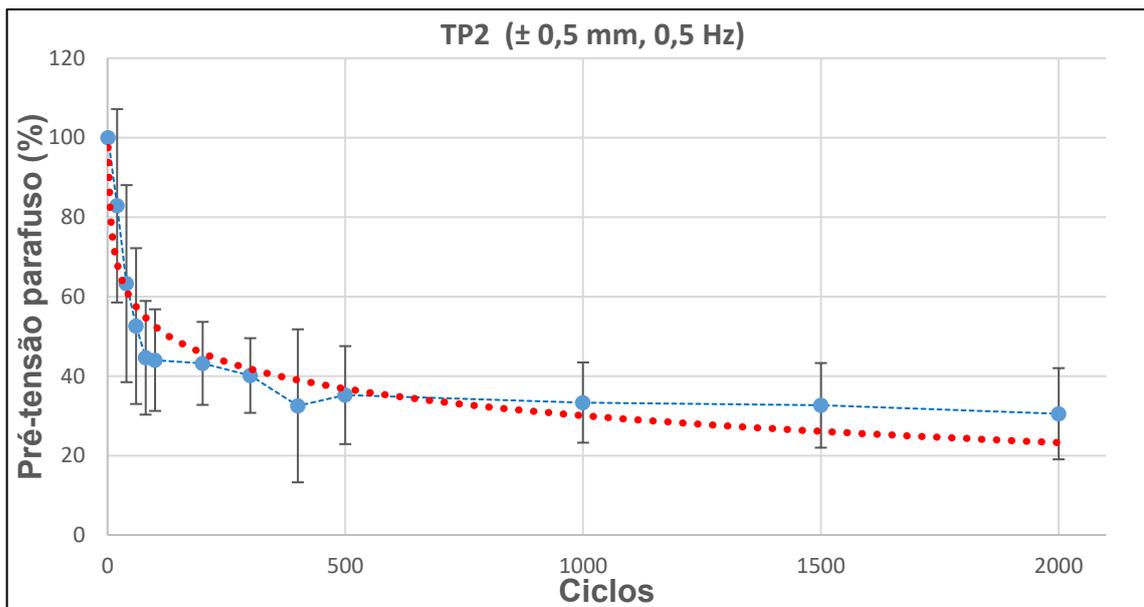


Figura 32 – Resultados TP2.

## 5.6 Resultados dos ensaios

Após a realização dos ensaios e de posse dos valores de comprimento medidos, foram calculadas as médias e os respectivos desvios padrão, bem como os valores de pré-tensão através da Equação 8. Foi também calculada a pré-tensão percentual dos parafusos, onde 100% corresponde à pré-tensão após a aplicação do torque no parafuso. Como a conversão de deformação do comprimento para a pré-tensão no

parafuso foi feita de forma linear, a porcentagem de perda de pré-tensão no parafuso ao longo do ensaio vai ser a mesma porcentagem de deformação elástica medida pelo micrômetro.

Os ensaios TP1 e TP2 (Figura 31 e Figura 32) foram desconsiderados devido à inexatidão das medições, com altos valores de desvio padrão, em consequência da dificuldade de se posicionar o micrômetro nas faces do parafuso. Portanto, são apresentados os ensaios dos parafusos que foram usinados nas extremidades (TP3 em diante), em que a medição com o micrômetro é mais confiável.

Com os valores de percentual de pré-tensão do parafuso em função do número de ciclos, foram então plotados os gráficos para cada ensaio realizado. Seguem a seguir os gráficos **Pré-tensão (%) versus Número de Ciclos** de cada teste piloto.

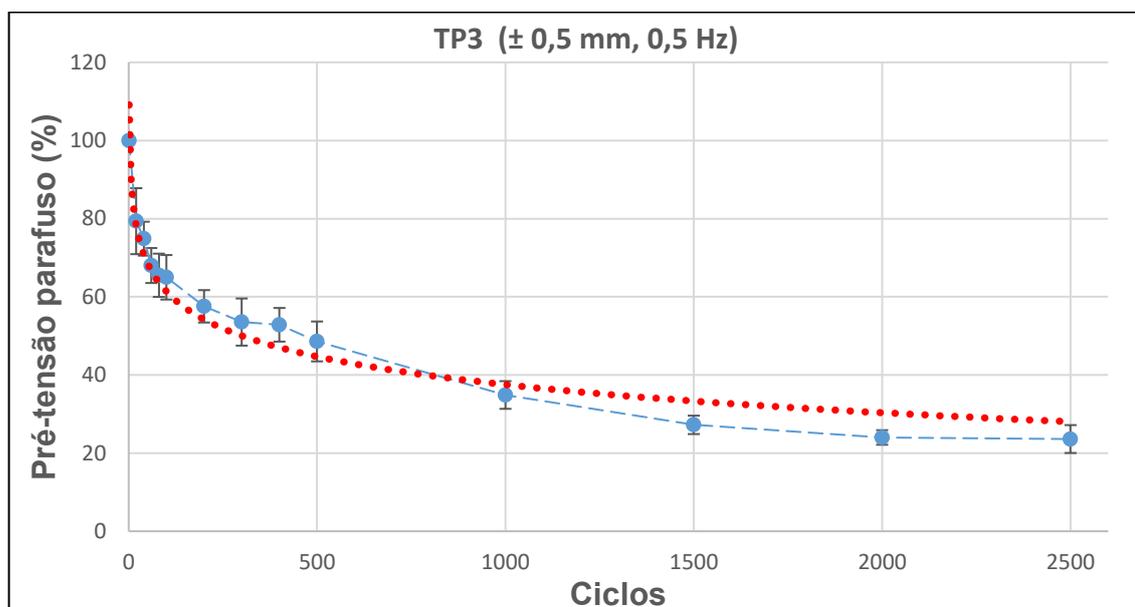


Figura 33 – Resultados TP3.

O ensaio piloto 3 (Figura 33) foi realizado com conjunto fixador (parafuso, porca e arruela) novo, e submetido a um carregamento cíclico de 0,5 Hz e  $\pm 0,5$  mm de deslocamento, até os 2500 ciclos. Observa-se que a perda de pré-tensão no parafuso se dá na forma de uma curva logarítmica, semelhante aos ensaios realizados por Friede e Lange (2010). Ao concluir do ensaio, o parafuso apresenta uma pré-tensão final de aproximadamente 23,6 %, também semelhante ao ensaio de Friede e Lange (2010) com um parafuso M20 submetido a um deslocamento de  $\pm 0,5$  mm (Figura 6). O Teste Piloto 3 serviu de base para comparação com os demais ensaios realizados.

Os Testes Piloto 4, 5, 9 e 10 (Figura 34, Figura 35, Figura 39 e Figura 40) foram realizados com parafusos e porcas novas, mas com as arruelas reutilizadas no ensaio TP3. Observa-se que os ensaios apresentam a curva característica semelhante à apresentada no trabalho de Friede e Lange (2010), mas ao final do teste (2500 ciclos) a pré-tensão cai completamente, com exceção do TP10. Essa característica se dá devido ao *Embedding* (descrito na seção 4.5.3), ou seja, uma deformação plástica do material entre as superfícies das arruelas com as chapas de ensaio e das arruelas com os fixadores (parafuso e porca), favorecendo uma maior perda de pré-tensão no parafuso.

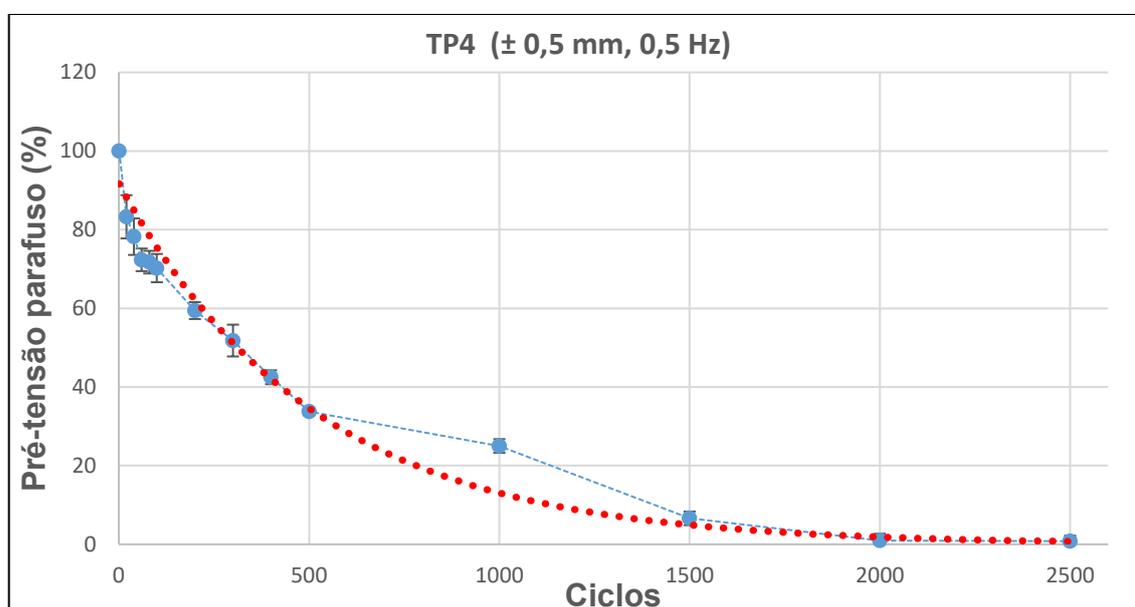


Figura 34 – Resultados TP4.

O Teste Piloto 6 (Figura 36) foi realizado nas mesmas condições e características do TP3, com a diferença da aplicação de um torque no parafuso superior ao recomendado (213 Nm). Observa-se que o decaimento da pré-tensão é menor e ao final do ensaio a pré-tensão residual (aproximadamente 60,8 %) é superior quando comparada ao ensaio TP3. Observando a Figura 33 e Figura 36, pode-se dizer que com o incremento do torque no aperto do conjunto fixador fez com que o gráfico **Pré-tensão parafuso (%) x Ciclos** se deslocasse para cima.

Para a realização do Teste Piloto 7 (Figura 37), fez-se um pré-aperto do conjunto fixador e em então foi desparafusado. Logo em seguida foi aplicado o torque nominal no conjunto fixador (213 Nm) e iniciado o ensaio.

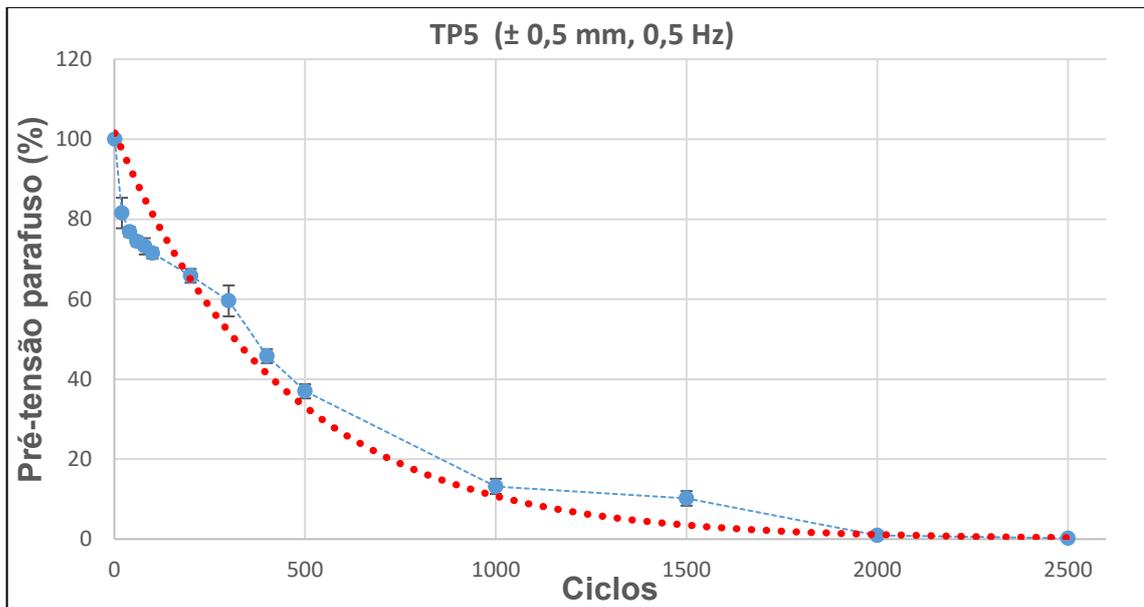


Figura 35 – Resultados TP5.

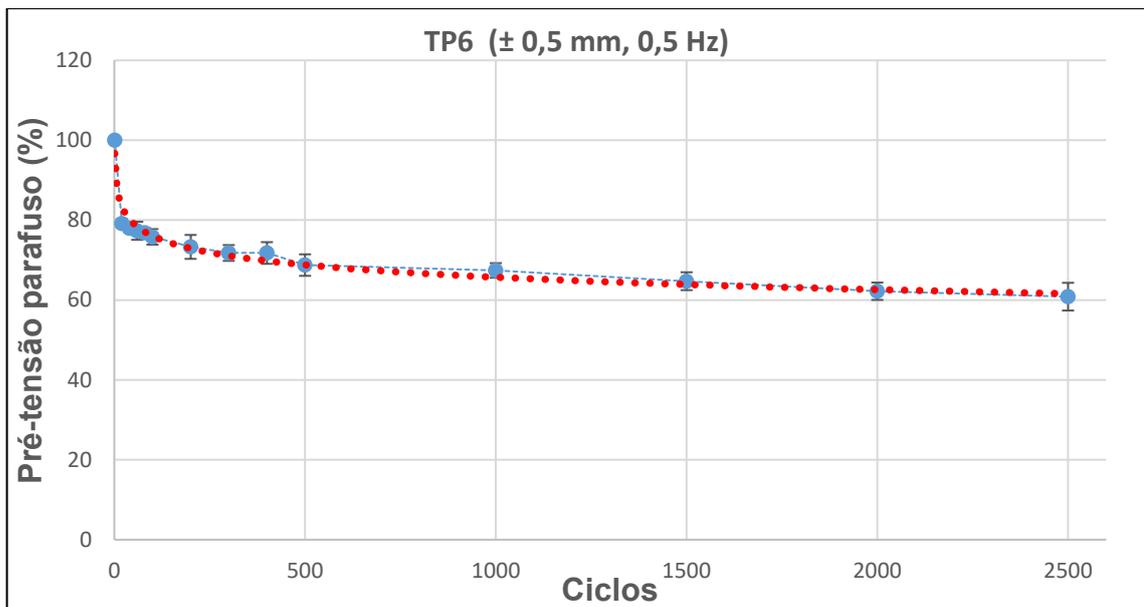


Figura 36 – Resultados TP6.

Observa-se que a pré-tensão cai drasticamente nos primeiros 500 ciclos, ficando a aproximadamente 8,2 % da pré-tensão inicial, e chega a zero ao final do ensaio. Isso se deveu à deformação plástica nas arruelas e entre as roscas do parafuso e da porca durante o primeiro aperto do conjunto, semelhante ao ocorrido com os ensaios TP4 e TP5, devido ao *Embedding* (descrito em 4.5.3).

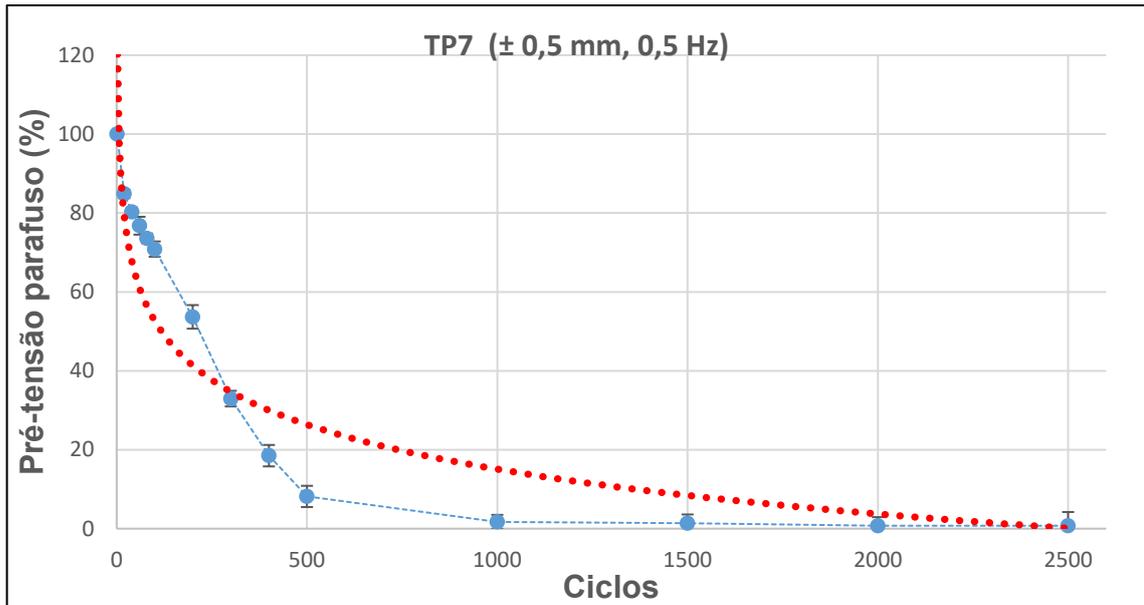


Figura 37 – Resultados TP7.

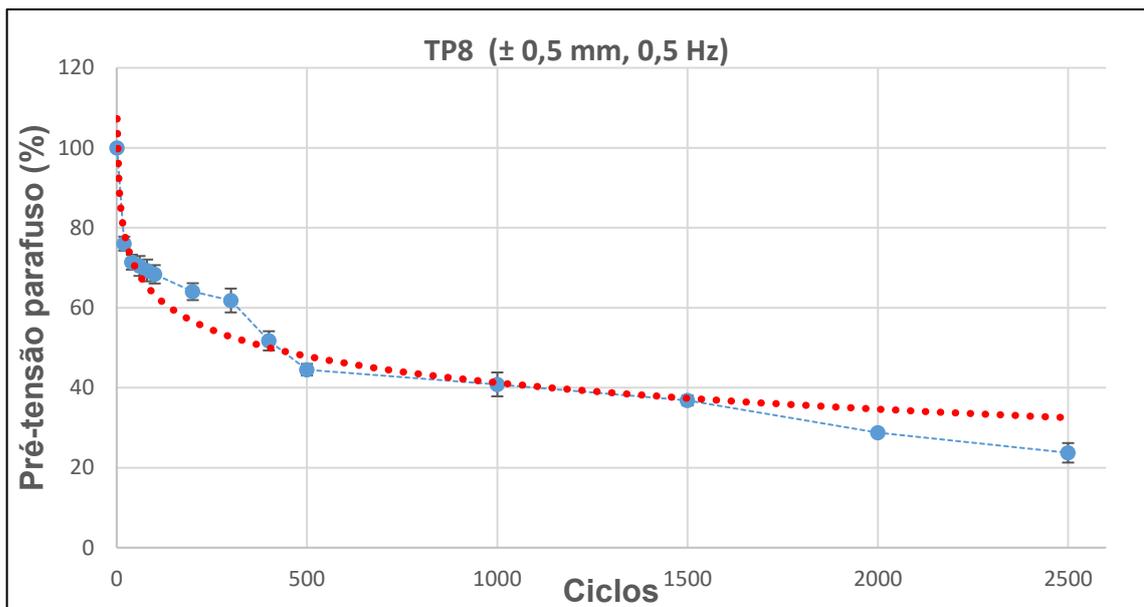


Figura 38 – Resultados TP8.

Os Teste Piloto 8, e 11 (Figura 38 e Figura 41) foi realizado nas mesmas características do ensaio TP3, ou seja, com parafuso, porca e arruelas novos e submetido a torque de aperto nominal de 213 Nm. O ensaio apresentou uma curva característica bem semelhante à do TP3, com uma pré-tensão ao final do teste de aproximadamente 23,7 % e 26,4 %, respectivamente.

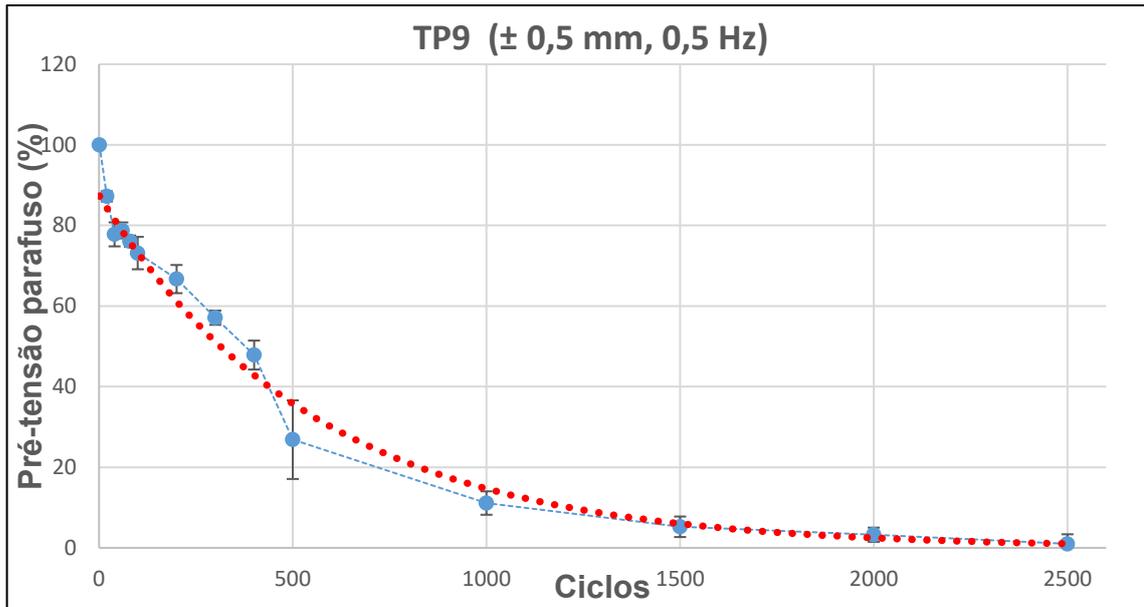


Figura 39 – Resultados TP9.

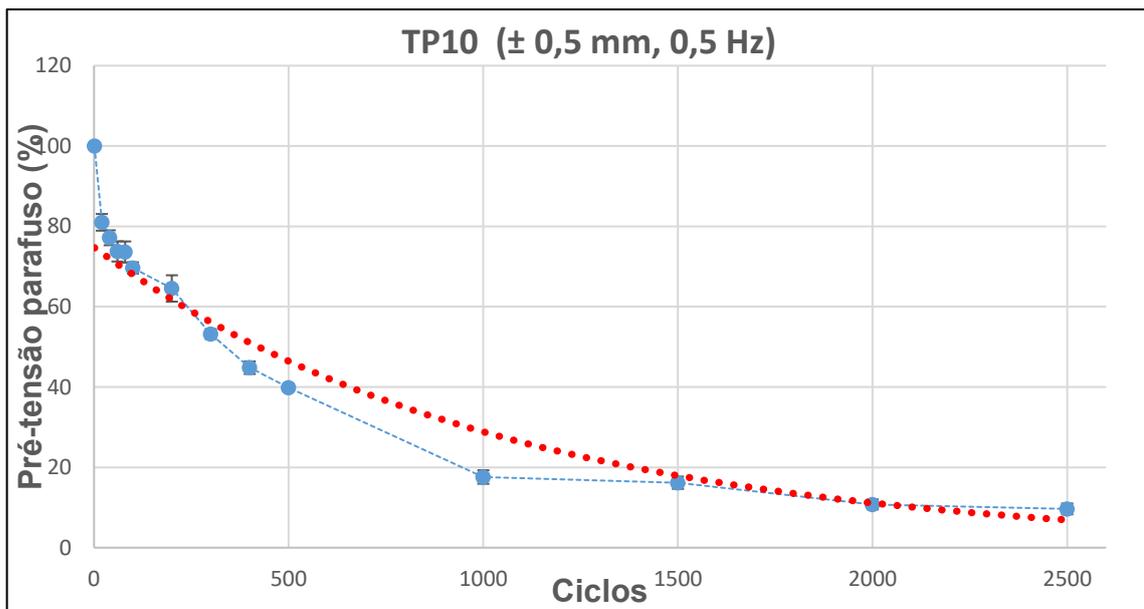


Figura 40 – Resultados TP10.

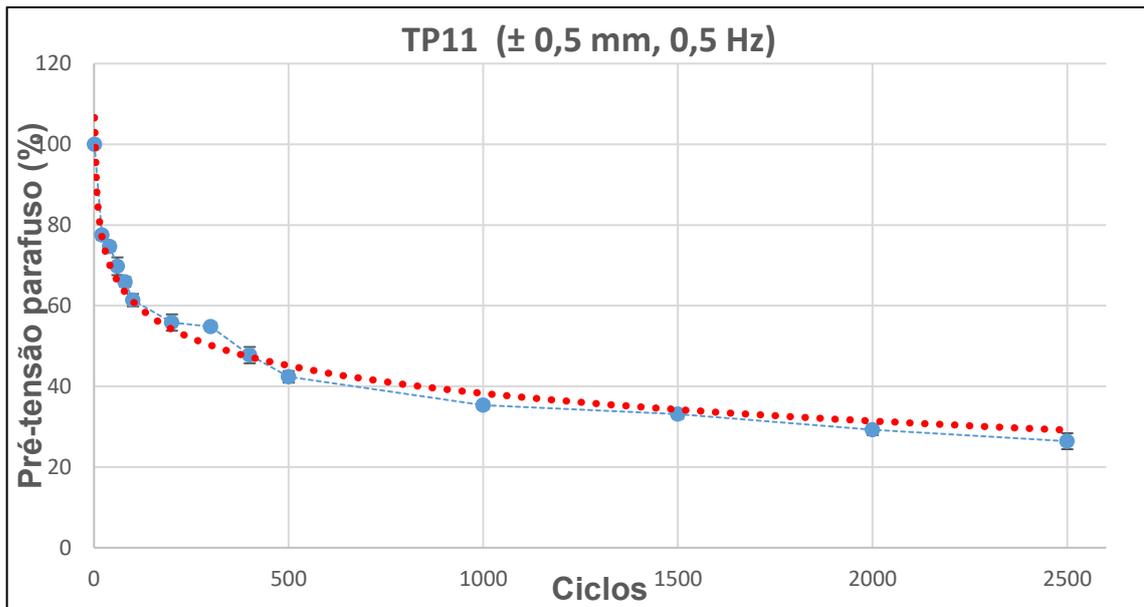


Figura 41 – Resultados TP11.

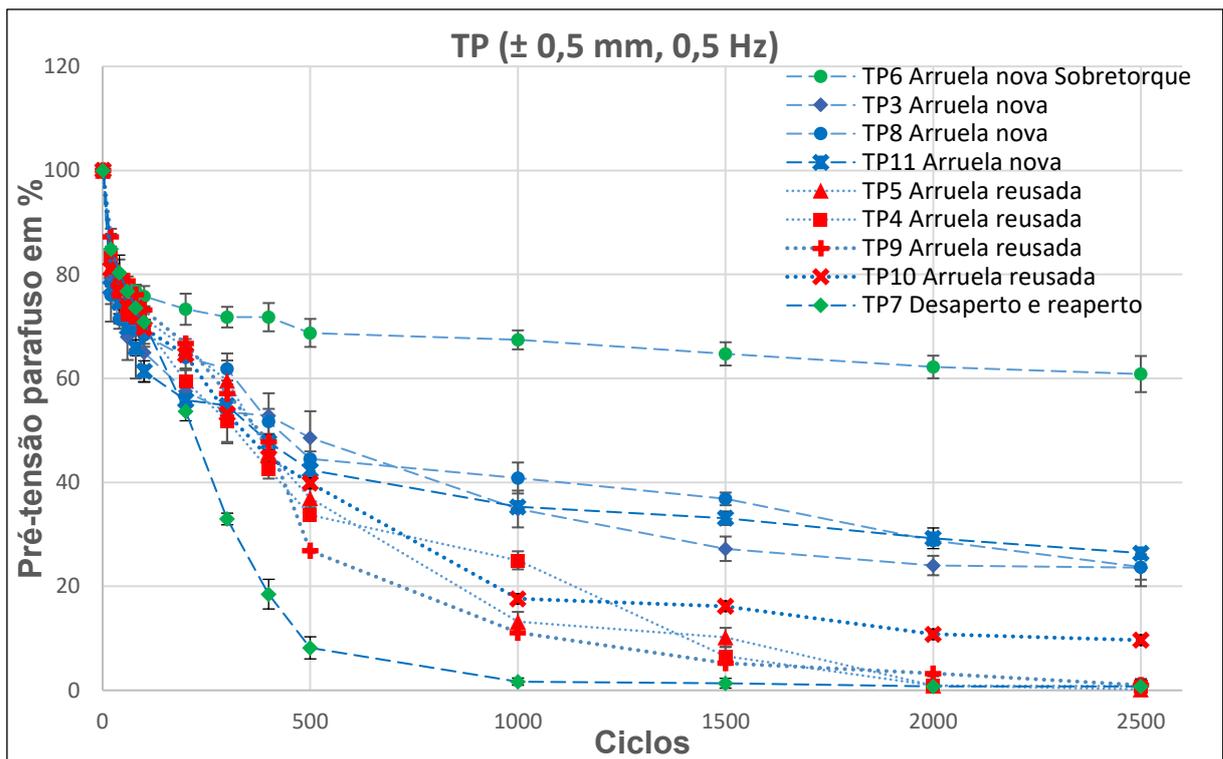


Figura 42 – Resultados TP Geral.

Após a realização de todos os ensaios, é possível observar que as curvas características dos Testes Piloto apresentaram coerência com as observadas na literatura técnica sobre o assunto, efetivando a etapa de comissionamento do equipamento de ensaio. Por fim, foi elaborado o gráfico de testes piloto geral (Figura

42), agrupando todos os ensaios realizados para uma melhor comparação entre as curvas características geradas nas medições.

Com a conclusão dos ensaios e finalização da etapa de comissionamento do aparato de análise da perda de pré-tensão em juntas aparafusadas, é comprovada a confiabilidade de operação do equipamento, possibilitando a realização de ensaios com os seguintes parâmetros:

- Parafusos de diferentes classes de resistência, com diâmetros nominais de 0,5" (12,7 mm) a 1,5" (38,1 mm) ou M12 a M39;
- Comprimentos de aperto de até 140 mm;
- Deslocamentos de até 5 mm (limitado ao curso do LVDT);
- Frequências de até 2 Hz.

## **CAPÍTULO VI**

### **6 CONCLUSÕES**

A adaptação de uma máquina de fadiga já existente no LTAD foi discutida e os cálculos para verificação de sua capacidade foram apresentados nesse trabalho, mostrando que ela pode ser utilizada para ensaios de perda de pré-tensão em juntas aparafusadas. Para isso, foram definidos os parâmetros de ensaios e o tipo de corpo de prova a serem ensaiados, assim como a fabricação de porta-amostras para fixação.

No trabalho foi desenvolvida uma metodologia onde se deve conferir o alinhamento logo após qualquer movimentação das partes para se evitar erros de medição nos ensaios. Quanto à montagem das amostras, deve-se verificar a presença ou não de folgas no sistema, corrigindo sempre que necessário para uma maior segurança na operação e que não permita erros na obtenção de dados.

Analisando todos os testes piloto realizados foi possível fazer um bom comparativo entre as diferentes condições de ensaio, observando o comportamento da perda de pré-tensão para cada caso, seja pelo sobretorque aplicado, a reutilização de arruelas ou o reaperto do conjunto fixador.

Após a concepção, montagem e comissionamento do aparato de análise da perda de pré-tensão em juntas aparafusadas, foi comprovada a confiabilidade de operação do equipamento, possibilitando a realização de ensaios com os mais variados parâmetros e combinações de montagem do conjunto fixador.

## 7 PROJETOS FUTUROS

Após o comissionamento do aparato para análise da perda de pré-tensão em juntas aparafusadas, foi percebido que ainda faltam pontos a ser melhorados no projeto do equipamento a fim de garantir maior segurança nos ensaios e um perfeito funcionamento a longo prazo como por exemplo:

- Eliminação de folgas existentes entre as peças do equipamento: foi percebido que as folgas existentes no sistema interferem na obtenção de dados e controle do movimento do cilindro hidráulico. Foram identificadas folgas entre os porta-amostras e as chapas de ensaio; e nas roscas dos porta-amostras, que são fixos no cilindro hidráulico e na célula de carga.
- Comparativo entre a deformação no comprimento do parafuso e a força medida pela célula de carga: a célula de carga monitora a força aplicada transversalmente no parafuso, e dados coletados nos ensaios mostram que à medida que se reduz a pré-tensão no parafuso ao longo do ensaio, também se reduz a força aplicada transversalmente na amostra. A elaboração de um sistema de conversão da leitura na célula de carga para a determinação da pré-tensão no parafuso evitaria a interrupção do ensaio para realização de medições no comprimento do fixador.
- Análise de diferentes revestimentos nas chapas de ensaio e no conjunto fixador: na etapa de comissionamento do equipamento de ensaio, não foram realizados ensaios para verificar a influência dos revestimentos na perda de pré-tensão em juntas aparafusadas.
- Obtenção do melhor conjunto fixador: para determinada situação identificada em campo, é possível determinar a melhor configuração de diâmetro de parafuso, tipo de porca, tipo de arruela, comprimento de aperto e revestimento, para que a perda de pré-tensão seja a menor possível;
- Testar a capacidade do equipamento: análise dos limites físicos de ensaio do equipamento, ou seja, a possibilidade de realização de testes com parafusos M39 com comprimentos de aperto de 140 mm.

## CAPÍTULO VII

### 8 REFERÊNCIAS

CROCCOLO, Dario; AGOSTINIS, Massimiliano; FINI, Stefano; OLMI, Giorgio. **Tribological properties of bolts depending on different screw coatings and lubrications: An experimental study**, 2016. Department of Industrial Engineering. University of Bologna. Bologna, Itália.

DIN 65151. **Aerospaces series – Dynamic testing of the locking characteristics of fasteners under transverse loading conditions (vibration test)**. Deutsches Institut für Normung, 2002.

Fisher, John W.; Kulak, Geoffrey L.; Struik, John H. A. **Guide to design criteria for bolted and riveted joints**. American Institute of Steel Construction Inc, 2001. Second Edition.

FLANJAÇO. **Catálogo técnico Flanjaço**. Disponível em: <[https://flanjaco.com.br/download/catalogo\\_flanjaco.pdf](https://flanjaco.com.br/download/catalogo_flanjaco.pdf)>. Acesso em: 09 de dezembro de 2018.

FRIEDE, R.; LANGE, J. **Loss of preload in bolted connections due to embedding and self loosening**. 2010. 8 f. Institut für Steel Structures and Material Mechanics, Technische Universität Darmstadt, Germany, 2010.

FRIEDE, R.; LANGE, J. **Self loosening of prestressed bolts**. 2009. 8 f. Institute for Steel Structures and Material Mechanics, Technische Universität Darmstadt, Germany, 2009.

HEISTERMANN, Christine. **Behaviour of Pretensioned Bolts in Friction Connections**. 2011. 188 f. Lulea University of Technology, 2011.

ISO 15071. **Hexagon bolts with flange – Small series – Product grade A**. Switzerland, International Organization for Standardization, 1999.

ISO 15072. **Hexagon bolts with flange with metric fine pitch thread — Small series — Product grade A**. Switzerland, International Organization for Standardization, 2012.

ISO 16047:2005. **Fasteners - Torque/clamp force testing**. Switzerland, International Organization for Standardization, 2005.

ISO 4014. **Hexagon head bolts. Product grades A and B**. Switzerland, International Organization for Standardization, 2011.

ISO 4017. **Fasteners. Hexagon head screws. Product grades A and B**. Switzerland, International Organization for Standardization, 2014.

ISO 4032. **Hexagon nuts, style 1 – Product grades A and B**. Switzerland, International Organization for Standardization, 2012.

ISO 4033. **Hexagon nuts, style 2 – Product grades A and B**. Switzerland, International Organization for Standardization, 2012.

ISO 4042. **Fasteners. Electroplated coating systems**. Switzerland, International Organization for Standardization, 2018.

ISO 4762. **Hexagon socket head cap screws**. Switzerland, International Organization for Standardization, 2004.

ISO 8673. **Hexagon regular nuts (style 1) with metric fine pitch thread — Product grades A and B**. Switzerland, International Organization for Standardization, 2012.

ISO 8674. **Hexagon regular nuts (style 2) with metric fine pitch thread — Product grades A and B**. Switzerland, International Organization for Standardization, 2012.

ISO 8765. **Hexagon head bolts with metric fine pitch thread — Product grades A and B.** Switzerland, International Organization for Standardization, 2011.

ISO 898-1. **Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel – Part 1: Bolts, screws and studs with specified property classes – Coarse thread and fine pitch thread.** Switzerland, International Organization for Standardization, 2009.

ISO 898-2. **Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel – Part 2: Nuts with specified property classes – Coarse thread and fine pitch thread.** Switzerland, International Organization for Standardization, 2012.

JIMÉNEZ-PEÑA, Carlos; TALEMI, Reza H.; ROSSI, Barbara; DEBRUYNE, Dimitri. **Investigations on the fretting fatigue failure mechanism of bolted joints in high strength steel subjected to different levels of pre-tension.** 2017. Tribology international.

Junker, G.H., **New Criteria for Self-Loosening of Fasteners under Vibration,** Reimpresso em outubro de 1973 do Trans. SAE, vol. 78, 1969, pela Sociedade dos Engenheiros Automotivos – SAE.

Maryland Metrics. (n.d.). **Junker Test Principle.** Retirado de MDMetric: <https://mdmetric.com/nordlock/Nord-Lock%20-%20Junker%20test%20principle.htm>.

MOLAEI, Sh. **A failure analysis study on the fractured connecting bolts of a filter press,** 2015.

NIJGH, Martin Paul. **Loss of preload in pretensioned bolts.** 2016. 88 f. Delft University of Technology, 2016.

NISHIDA, S. **Failure Analysis in Engineering Applications.** Butterworth-Heinemann. Great Britain, 1992.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada.** Tradução Renato Machnievszc. 4ª ed. Porto Alegre, Bookman, 2013. 1055 p.

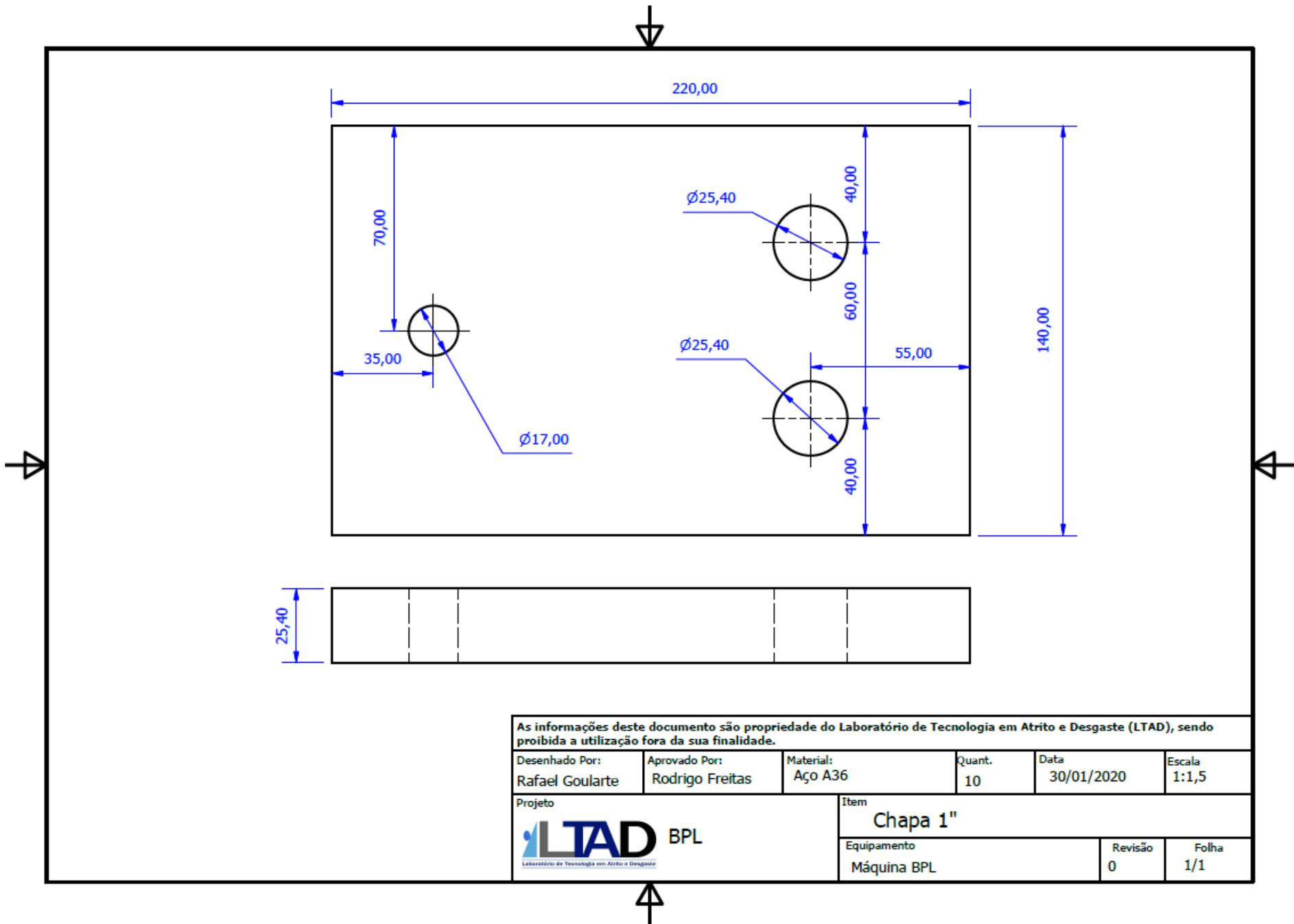
PETROBRÁS, N-2628. **Tinta Epóxi Poliamida de Alta Espessura,** 2012.

SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. Tradução João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar. 7ª ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p.

SILVA, Jorge Miguel Garcia da. **Análise de esforços em juntas aparafusadas pré tensionadas**. 2016. 71 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Aveiro, Aveiro, 2016.

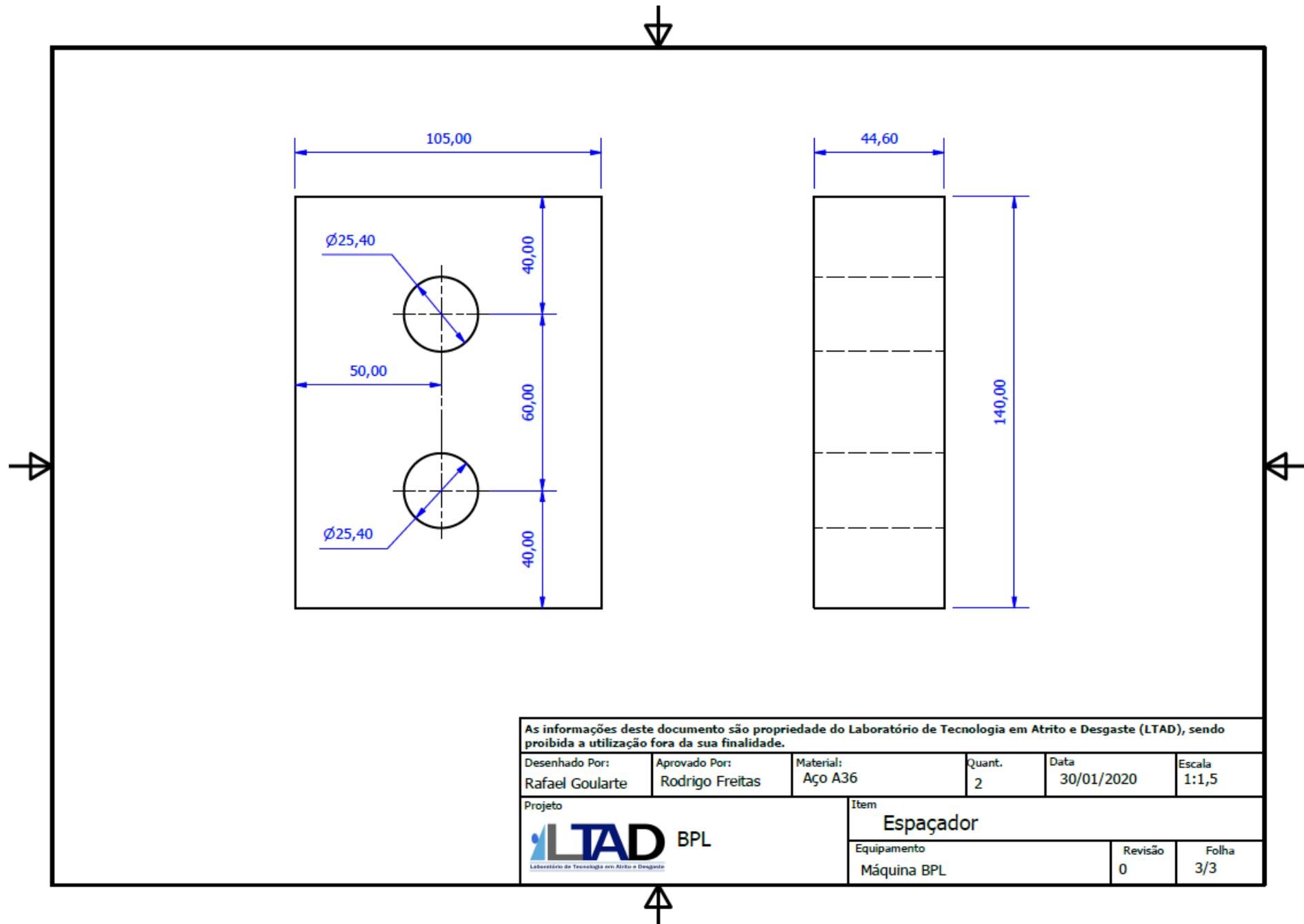
Zhang, M.; Lu, L.; Wang, W; Zeng, D. **The roles of thread wear on self-loosening behaviour of bolted joints under transverse cycling loading**, 2017.

## **APENDICE I – DESENHO E DIMENSÕES DAS PEÇAS**



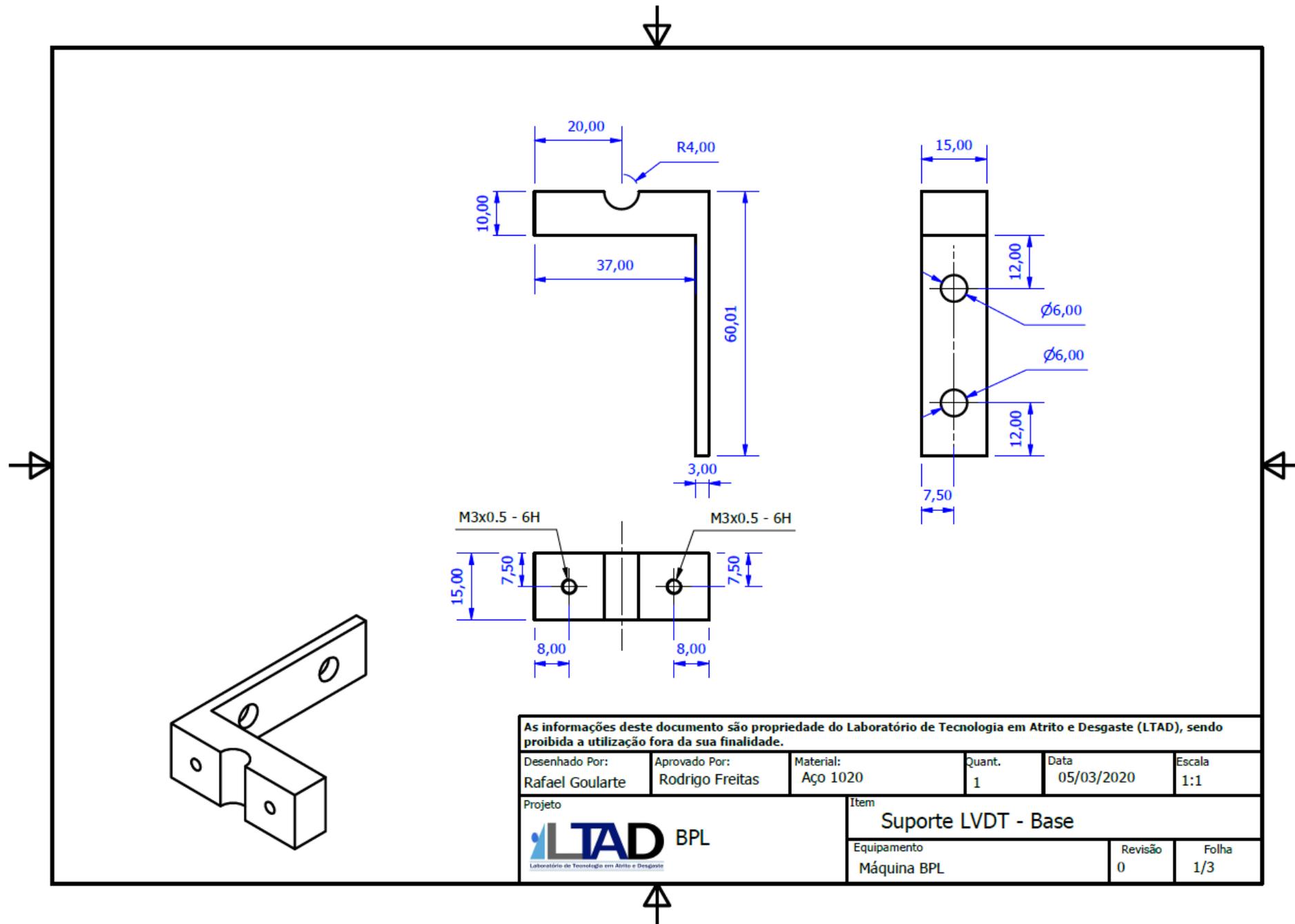
As informações deste documento são propriedade do Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste (LTAD), sendo proibida a utilização fora da sua finalidade.

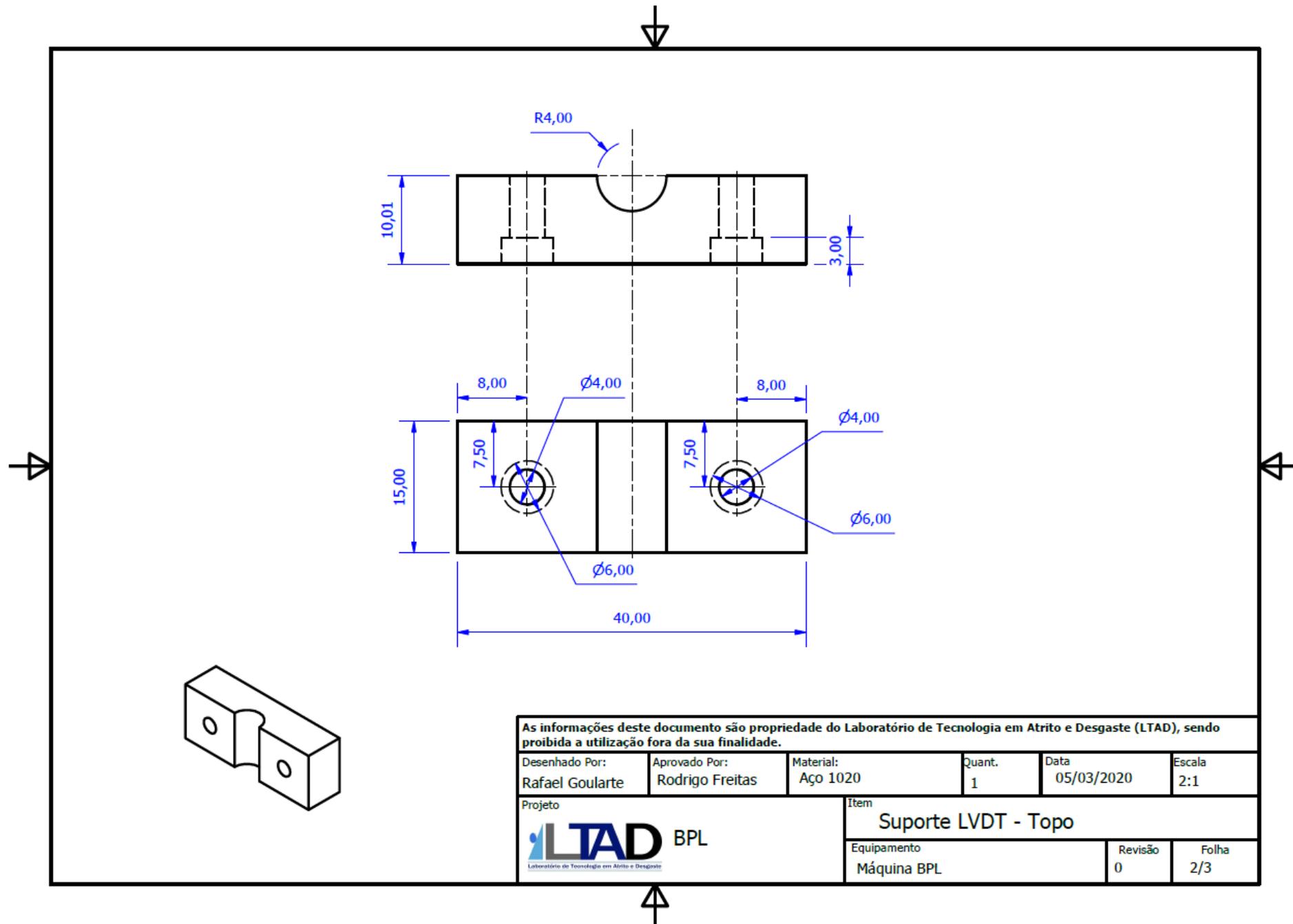
Desenhado Por: Rafael Goularte	Aprovado Por: Rodrigo Freitas	Material: Aço A36	Quant. 10	Data 30/01/2020	Escala 1:1,5
Projeto <b>LTAD</b> BPL <small>Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste</small>			Item Chapa 1"		
Equipamento Máquina BPL			Revisão 0	Folha 1/1	



As informações deste documento são propriedade do Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste (LTAD), sendo proibida a utilização fora da sua finalidade.

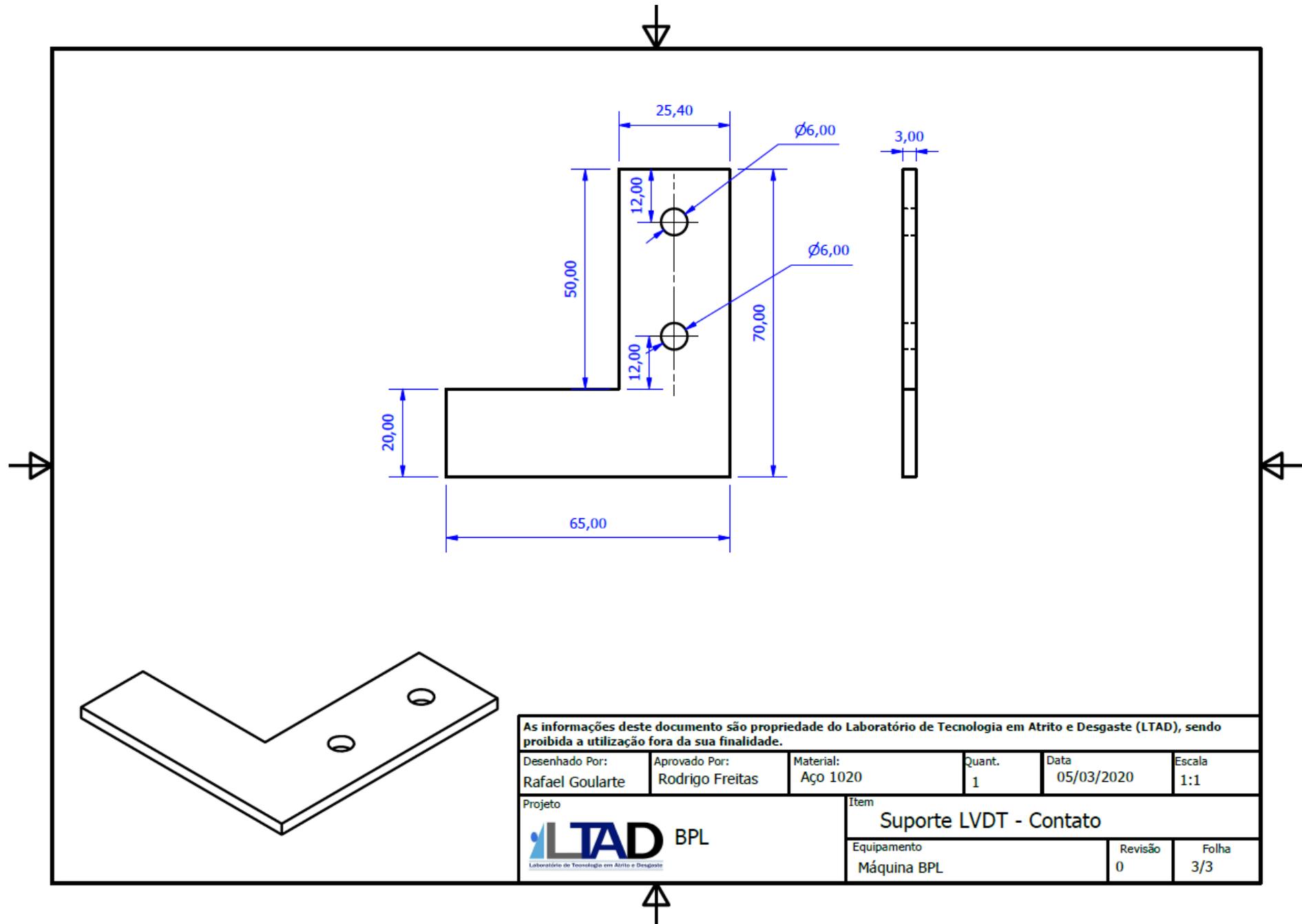
Desenhado Por: Rafael Goularte	Aprovado Por: Rodrigo Freitas	Material: Aço A36	Quant. 2	Data 30/01/2020	Escala 1:1,5
Projeto <b>LTAD</b> BPL <small>Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste</small>		Item Espaçador			
Equipamento Máquina BPL			Revisão 0	Folha 3/3	





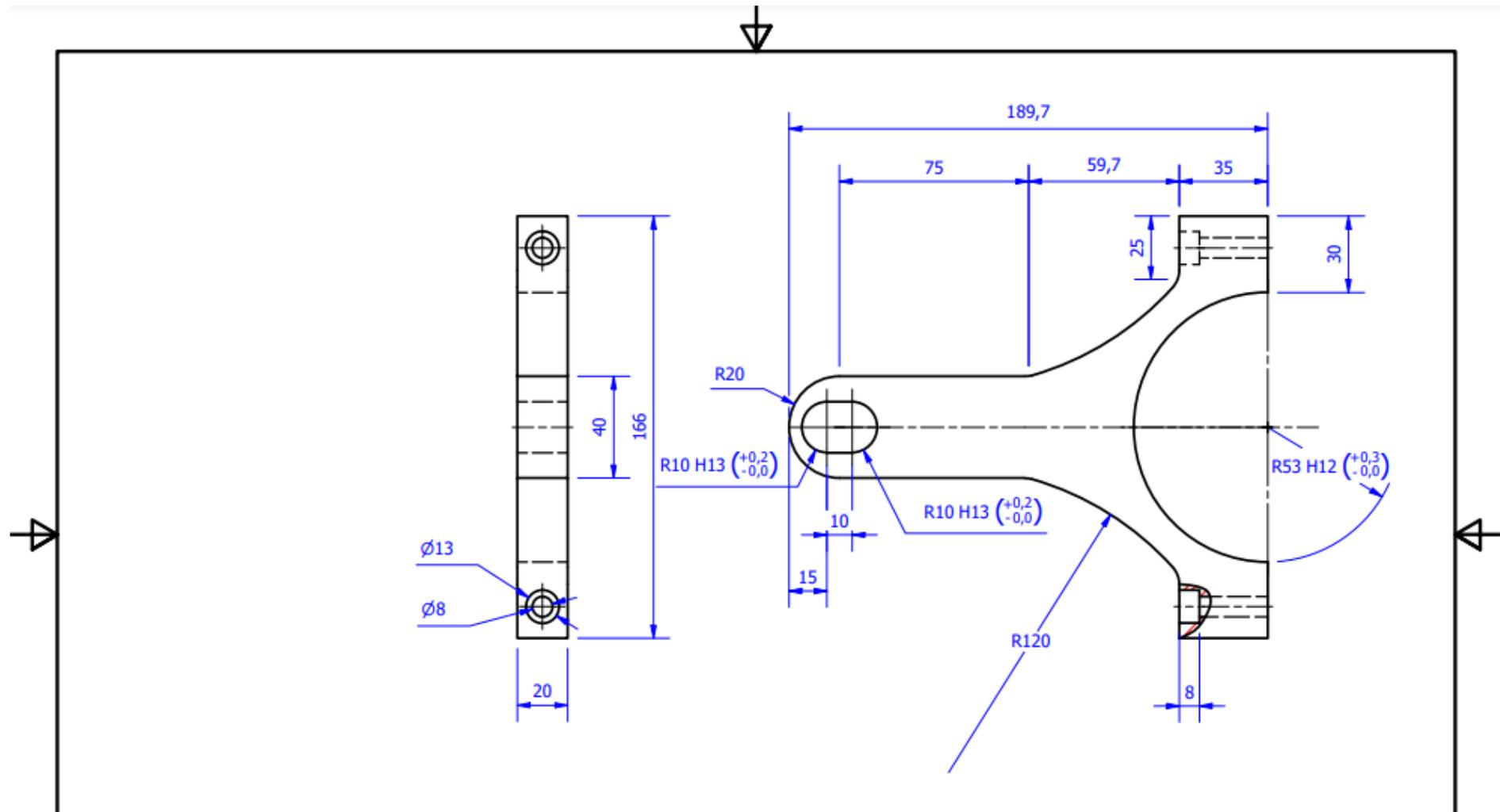
As informações deste documento são propriedade do Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste (LTAD), sendo proibida a utilização fora da sua finalidade.

Desenhado Por: Rafael Goularte	Aprovado Por: Rodrigo Freitas	Material: Aço 1020	Quant. 1	Data 05/03/2020	Escala 2:1
Projeto			Item		
			Suporte LVDT - Topo		
Equipamento Máquina BPL			Revisão 0	Folha 2/3	



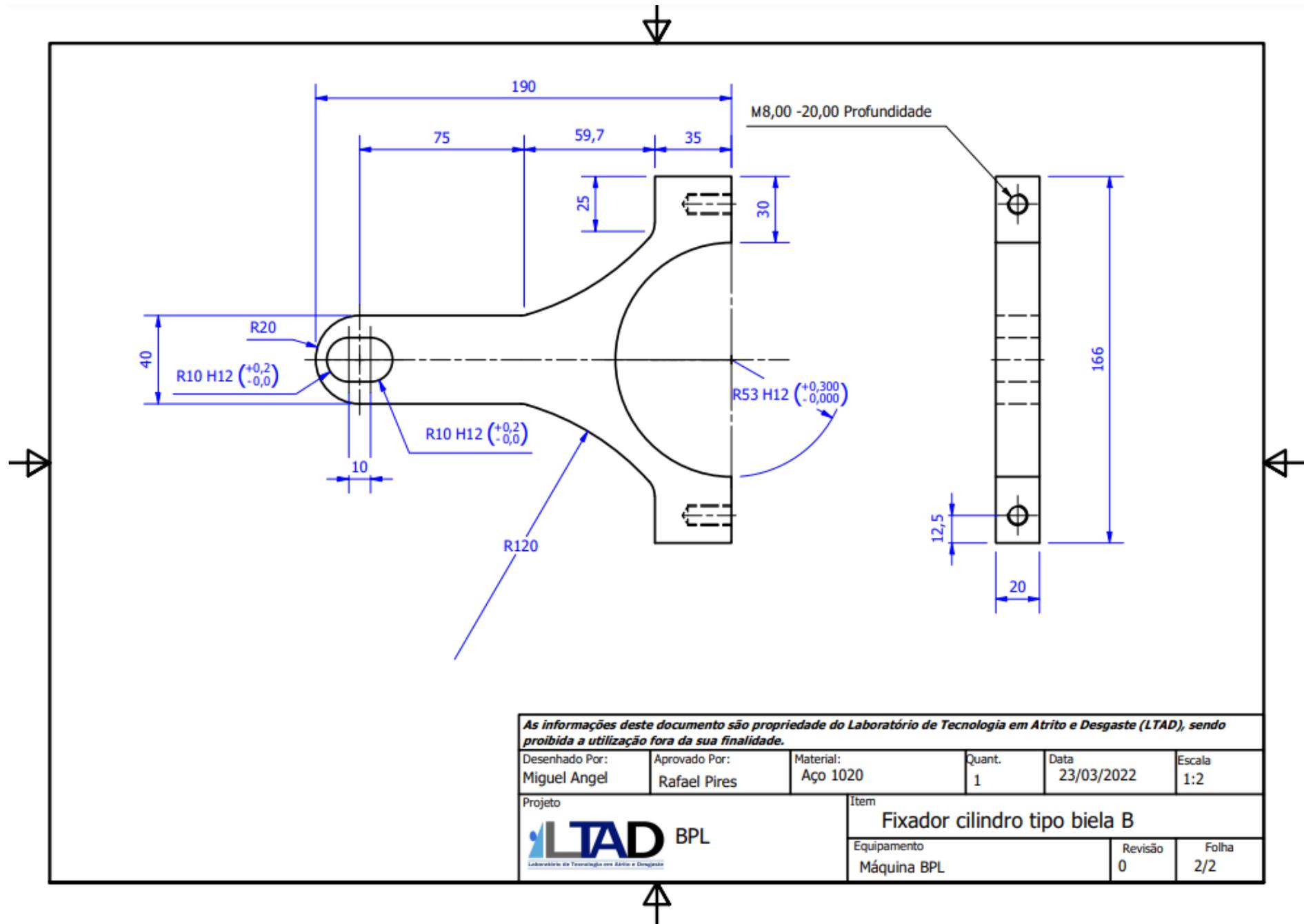
As informações deste documento são propriedade do Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste (LTAD), sendo proibida a utilização fora da sua finalidade.

Desenhado Por: Rafael Goularte	Aprovado Por: Rodrigo Freitas	Material: Aço 1020	Quant. 1	Data 05/03/2020	Escala 1:1
Projeto <b>LTAD</b> BPL <small>Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste</small>			Item Suporte LVDT - Contato		
Equipamento Máquina BPL			Revisão 0	Folha 3/3	



**As informações deste documento são propriedade do Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste (LTAD), sendo proibida a utilização fora da sua finalidade.**

Desenhado Por: Miguel Angel	Aprovado Por: Rafael Pires	Material: Aço 1020	Quant. 1	Data 23/03/2022	Escala 1:2
Projeto		Item			
		Fixador cilindro tipo biela A			
Equipamento Máquina BPL			Revisão 0	Folha 1/2	



As informações deste documento são propriedade do Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste (LTAD), sendo proibida a utilização fora da sua finalidade.

Desenhado Por: Miguel Angel	Aprovado Por: Rafael Pires	Material: Aço 1020	Quant. 1	Data 23/03/2022	Escala 1:2
Projeto			Item		
			Fixador cilindro tipo biela B		
Equipamento Máquina BPL			Revisão 0	Folha 2/2	