

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA

FELIPE MONTEIRO DE PAIVA

**PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA A ANÁLISE DA
EFICIÊNCIA DE LUBRIFICANTES EM ROLAMENTOS RADIAIS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

TCC2 - Nº de Inscrição - 3

CURITIBA

2017

FELIPE MONTEIRO DE PAIVA

**PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA A ANÁLISE DA
EFICIÊNCIA DE LUBRIFICANTES EM ROLAMENTOS RADIAIS**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso - Tcc2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Tiago Cousseau

CURITIBA

2017

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA A ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DE LUBRIFICANTES UTILIZADOS ROLAMENTOS RADIAIS", realizado pelo aluno Felipe Monteiro de Paiva, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso - Tcc2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Tiago Cousseau

Damec, UTFPR

Orientador

Prof. Samuel Soares Ansay

Damec, UTFPR

Avaliador

Prof. Ana Paula Carvalho da Silva Ferreira

Damec, UTFPR

Avaliador

Curitiba, 22 de junho de 2017

RESUMO

LOPES, Adriano (aluno). Compartilhamento da informação e do conhecimento em bibliotecas especializadas. 2017. 150 f. Monografia (Projeto de uma máquina para a análise da eficiência de lubrificantes em rolamentos radiais) – curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2017.

O presente trabalho teve como objetivo o desenvolvimento de uma máquina para o teste da eficiência de lubrificantes em rolamentos radiais, de modo a possibilitar à empresa Vale e aos alunos da UTFPR maior acesso ao conhecimento sobre o comportamento destes lubrificantes, que é, em geral, mantido em sigilo pelas fabricantes de rolamentos. A elaboração deste trabalho envolve um aprofundamento de conhecimento em diversas áreas da engenharia mecânica, como desenvolvimento de projetos, elementos de máquinas, mecânica estrutural, materiais etc. Para isso, foi realizado um levantamento do estado da arte, evidenciando máquinas semelhantes já existentes, e uma revisão técnica sobre os rolamentos, que visou destacar os principais problemas associados ao desenvolvimento da máquina. Com base nestas informações obteve-se um conjunto de requisitos de projeto e suas respectivas possíveis soluções, que foram analisadas com base em aspectos econômicos e técnicos e levaram a proposta de projeto de máquina apresentada neste trabalho.

Palavras-chave: Projeto de máquinas, Rolamentos, Lubrificantes, Eficiência

ABSTRACT

LOPES, Adriano (aluno). Compartilhamento da informação e do conhecimento em bibliotecas especializadas. 2017. 150 f. Monografia (Projeto de uma máquina para a análise da eficiência de lubrificantes em rolamentos radiais) – curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2017.

This study aimed at the development of a testing machine for the efficiency of lubricants in radial bearings, in order to allow Vale and UTFPR students greater access to knowledge about the behavior of these lubricants, which is, in general, kept in secrecy by the manufacturers of bearings. The elaboration of this work involved a deepening of knowledge in several areas of mechanical engineering, like development of projects, machine elements, structural mechanics, materials, etc. For this, a survey of the state of the art was carried out, showing similar existing devices and a technical review on the bearings, which aimed to highlight the main problems associated with the development of the machine. Based on this information, a set of design requirements and their respective possible solutions were obtained, which were analyzed based on economic and technical aspects and led to the machine design proposal presented in this work.

Keywords: Machine Design, Bearings, Lubricants, Efficiency

1 LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Exemplo de termopar.*	19
Figura 2: Exemplo de multímetro.....	20
Figura 3: Exemplo de sensor de torque piezométrico.	21
Figura 4: Exemplo de um tacômetro digital.	21
Figura 5: Classificação comumente utilizada para rolamentos.....	26
Figura 6: Componentes principais de um rolamento.	27
Figura 7: Exemplo de rolamentos acoplados a um eixo.....	28
Figura 8: Exemplo de adaptadores utilizados em conjunto com rolamentos cônicos.....	28
Figura 9: Exemplo de rolamento vedado.....	29
Figura 10: Folga interna de rolamentos radiais.	32
Figura 11: Lubrificação a óleo por banho de óleo.	37
Figura 12: Lubrificação a óleo por gotejamento.	37
Figura 13: Lubrificação a óleo por circulação.....	38
Figura 14: Dimensões dos encostos de alojamentos e eixos.....	39
Figura 15: Modo de aplicação de força na montagem de rolamentos.....	41
Figura 16: Ferramenta utilizada na montagem mecânica de rolamentos.....	42
Figura 17: Ferramenta utilizada na desmontagem mecânica de rolamentos.	43
Figura 18: Relação entre temperatura, diâmetro e tolerância de montagem de rolamentos.	43
Figura 19: Método de aquecimento por indução.	44
Figura 20: Placa de aquecimento (A) e Forno de aquecimento (B).....	44
Figura 21: Aquecimento por banho de óleo.	45
Figura 22: Máquina para aquecimento de rolamentos por indução.....	46
Figura 23: Método hidráulico de desmontagem.	46
Figura 24: Metodologia de desenvolvimento de produtos de Pahl e Beitz.....	47

Figura 25: Máquina para teste de rolamentos ROF.	51
Figura 26: Máquina para teste de rolamentos ROF+.	52
Figura 27: Distribuição de cargas no teste ROF+.	53
Figura 28: Máquina para teste de rolamentos EELPRA – 130.	54
Figura 29: Máquina de Mylr A. Lindeman.	56
Figura 30: Máquina de teste de rolamentos de Radivoje MITROVIĆ.	57
Figura 31: Exemplo de um resultado da máquina projetado por Radivoje MITROVIĆ.	58
Figura 32: Máquina projetada por Cousseau.	59
Figura 33: Fluxograma dos passos tomados para a análise do critério "exatidão"	63
Figura 34: Vistas (superior e lateral) do esboço considerando a utilização de um sensor de torque.	65
Figura 35: Exemplo da planilha utilizada na análise do momento de torque para o rolamento 6310.	67
Figura 36: Vistas (superior e lateral) da nova estrutura de máquina proposta.	68
Figura 37: Volante de inércia modelado para o máquina.	69
Figura 38: Processo empregado para a definição da exatidão deste método.	71
Figura 39: Exemplo da planilha Excel utilizada para se analisar a exatidão do tacômetro.	72
Figura 40: Comparação entre a desaceleração medida com o tacômetro e a esperada pelo modelo SKF.	72
Figura 41: Comparação entre o torque dos lubrificantes de acordo com a rotação.	74
Figura 42: Exemplo das comparações feitas para os resultados do senso de torque.	75
Figura 43: Resistencia elétrica do tipo cartucho.	79
Figura 44: Exemplo da forma de acoplamento da resistência do tipo cartucho.	80
Figura 45: Exemplo de termopar e seu método de fixação.	81
Figura 46: Exemplo de rolamento montado com o anél elástico.	86
Figura 47: Ressalto projetado nos volantes de inércia.	86

Figura 48: Representação simplificada da montagem de um dos alojamentos laterais. .	87
Figura 49: Exemplo da interface do software Mitcalc.	88
Figura 50: Furos para acoplamentos de termopares (medição de temperatura do anel externo).....	93
Figura 51: Furos para acoplamentos de termopares (medição de temperatura do lubrificante).....	94
Figura 52: Furos para acoplamentos de termopares (medição de temperatura do anel interno).....	94
Figura 53: Distribuição de carga axial no alojamento sobre o qual ocorre a aplicação.	101

LISTA DE TABELAS E QUADROS

Tabela 1: Comparação entre óleo e graxa como lubrificantes de rolamentos.....	34
Tabela 2: Graxas e suas propriedades	35
Tabela 3: Índices de consistência.	36
Tabela 4: Rugosidade e precisão para eixos e alojamentos.	39
Tabela 5: Dimensões indicadas para os encostos em eixos e alojamentos.....	40
Tabela 6: Rolamentos utilizados pela Vale.	60
Tabela 7: Parâmetros mínimos de entrada dos testes.	61
Tabela 8: Características técnicas da célula de torque T20WN da HBM.	64
Tabela 9: Lubrificantes e condições de contorno das simulações.....	66
Tabela 10: Características técnicas do tacômetro ACT-3X da Monarch Instrument.	70
Tabela 11: Custos relacionados aos métodos de medição de torque.	75
Tabela 12: Matriz de decisão para o requerimento "medir a eficiência do lubrificante....	76
Tabela 13: Parâmetro de entrada do software Mitcalc.	89
Tabela 14: Resultados e limites esperados para o dimensionamento do eixo.....	90
Tabela 15: Critérios para definição de tolerâncias para eixos.....	95
Tabela 16: Critérios para definição de tolerâncias para alojamentos.....	96
Tabela 17: Dimensionamento do parafuso de potência para carga axial.....	99
Tabela 18: Dimensionamento do parafuso de potência para carga radial.	100
Quadro 1: Grupos de folga interna em rolamentos radiais.....	32
Quadro 2: Requerimentos de projeto.	61
Quadro 3: Lista de requerimento e soluções	82
Quadro 4: Parâmetros de entrada e suas respectivas relações com a estrutura.....	82

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	CONTEXTO DO TEMA	15
1.2	CARACTERIZAÇÃO DA OPORTUNIDADE	16
1.3	OBJETIVOS.....	17
1.3.1	<i>Objetivo Geral</i>	17
1.3.2	<i>Objetivos Específicos</i>	17
1.4	JUSTIFICATIVA	18
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
2.1	FUNÇÃO DA MÁQUINA	19
2.1.1	<i>Variação de temperatura</i>	19
2.1.2	<i>Variação corrente elétrica requerida pelo motor</i>	20
2.1.3	<i>Célula de torque</i>	21
2.1.4	<i>Volante de inércia (desaceleração do conjunto de elementos)</i>	21
2.2	O MODELO TEÓRICO DE ATRITO	22
2.2.1	<i>Momento de atrito de rolagem</i>	23
2.2.2	<i>Momento de atrito deslizante</i>	23
2.2.3	<i>Momento de atrito da vedação</i>	24
2.2.4	<i>Momento de atrito de arrasto</i>	24
2.3	CARACTERÍSTICAS ESTRUTURAIS E GEOMÉTRICAS DOS ROLAMENTOS.....	26
2.3.1	<i>Classificação dos rolamentos</i>	26
2.3.2	<i>Estrutura dos rolamentos radiais</i>	27
2.3.2.1	Componentes principais	27
2.3.2.2	Vedação	29
2.3.3	<i>Capacidade de carregamento</i>	29
2.3.3.1	Capacidade de carga dinâmica.....	30
2.3.3.2	Carga mínima	30
2.3.3.3	Capacidade estática equivalente permissível	31
2.3.4	<i>Rotação permissível dos rolamentos</i>	31
2.3.5	<i>Folga interna, Rigidez e Pré-carga</i>	32
2.3.5.1	Folga interna inicial	32
2.3.5.2	Folga interna operacional	33
2.3.6	<i>Ajuste dos Rolamentos</i>	33
2.3.7	<i>Lubrificação</i>	34
2.3.7.1	Métodos de lubrificação	34
2.3.7.2	Lubrificação com graxa	34
2.3.7.3	Lubrificação com óleo	36

2.3.8	<i>Projeto de eixo e alojamento</i>	38
2.3.8.1	Dimensões de encosto	39
2.3.9	<i>Manuseio dos Rolamentos</i>	41
2.3.9.1	Armazenamento	41
2.3.9.2	Montagem	41
2.3.9.3	Métodos de montagem	42
2.3.9.4	Desmontagem	45
3	METODOLOGIA	47
3.1	PLANEJAMENTO E CLARIFICAÇÃO	48
3.2	PROJETO CONCEITUAL	48
3.3	EXECUÇÃO	49
4	DESENVOLVIMENTO	50
4.1	PLANEJAMENTO E CLARIFICAÇÃO	50
4.1.1	<i>Benchmark</i>	50
4.1.1.1	ROF	50
4.1.1.2	ROF+	51
4.1.1.3	EELPRA – 130	54
4.1.1.4	Máquina de teste de lubrificantes de M. A. Lindeman	55
4.1.1.5	Máquina de teste de rolamentos de Radivoje MITROVIĆ	57
4.1.1.6	Máquina de teste de lubrificantes de Tiago Cousseau	58
4.1.2	<i>Informações da Vale</i>	60
4.1.3	<i>Lista de requerimentos</i>	60
4.2	PROJETO CONCEITUAL	61
4.2.1	<i>Medir a eficiência do lubrificante</i>	61
4.2.1.1	Exatidão	Erro! Indicador não definido.
4.2.1.2	Custo	75
4.2.1.3	Complexidade de realização dos testes	76
4.2.2	<i>Testar rolamentos de diferentes tamanhos</i>	76
4.2.2.1	Acoplamento do anel interno	77
4.2.2.2	Acoplamento do anel externo	77
4.2.3	<i>Aplicação de carga radial e axial</i>	78
4.2.4	<i>Permitir lubrificação com graxa</i>	79
4.2.5	<i>Controle de temperatura</i>	79
4.2.5.1	Aquecimento	79
4.2.5.2	Controle/ Medição de temperatura	80
4.2.5.3	Lubrificação com óleo	81
4.2.6	<i>Requerimentos e soluções</i>	82
4.3	EXECUÇÃO	82
4.3.1	<i>Temperatura</i>	83

4.3.2	<i>Velocidade de rotação</i>	83
4.3.3	<i>Carregamento axial</i>	84
4.3.4	<i>Carregamento radial</i>	84
4.3.4.1	Rolamentos auxiliares e de teste	85
4.3.4.2	Método de fixação axial dos elementos	85
4.3.4.3	Dimensões dos alojamentos	87
4.3.4.4	Definição da carga radial.....	88
4.3.5	<i>Seleção do motor elétrico</i>	91
4.3.6	<i>Seleção da embreagem</i>	91
4.3.7	<i>Seleção dos sensores de carga</i>	91
4.3.8	<i>Seleção do tacômetro e acessórios</i>	92
4.3.9	<i>Seleção e posicionamento dos termopares</i>	92
4.3.10	<i>Outras considerações de projeto</i>	95
4.3.10.1	Tolerâncias de eixos, adaptadores e alojamentos	95
4.3.10.2	Dimensionamento de parafusos de potência	97
4.3.10.3	Distribuição de cargas no máquina	100
4.3.10.4	Apresentação da estrutura do máquina	102
4.3.11	<i>Sugestões para trabalhos futuros</i>	102
4.3.11.1	Custos de fabricação e processos de fabricação	102
4.3.11.2	Materiais dos elementos.....	102
4.3.11.3	Projeto da Base	102
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	103
	REFERÊNCIAS	104
	APÊNDICE A1 – VISTA EXPLODIDA DO MÁQUINA	107
	APÊNDICE A2 – EIXO	108
	APÊNDICE A3A – ALOJAMENTO CENTRAL INFERIOR	109
	APÊNDICE A3B – ALOJAMENTO CENTRAL SUPERIOR	110
	APÊNDICE A3C – ALOJAMENTO CENTRAL LATERAL	111
	APÊNDICE A3D – ALOJAMENTO CENTRAL LATERAL - TERMOPAR	112
	APÊNDICE A4A – ALOJAMENTO - MOTOR - INFERIOR	113
	APÊNDICE A4B – ALOJAMENTO – MOTOR - SUPERIOR	114
	APÊNDICE A4C – ALOJAMENTO - MOTOR - LATERAL	115
	APÊNDICE A5A – ALOJAMENTO - CARGA AXIAL - INFERIOR	116
	APÊNDICE A5B – ALOJAMENTO - CARGA AXIAL - SUPERIOR	117

APÊNDICE A5C – ALOJAMENTO - CARGA AXIAL – LATERAL	118
APÊNDICE A6 – VOLANTE DE INÉRCIA	119
APÊNDICE A7 – PARAFUSO DE POTÊNCIA RADIAL	120
APÊNDICE A8 – PARAFUSO DE POTÊNCIA AXIAL	121
APÊNDICE A9 – ADAPTADOR INTERNO 6204	122
APÊNDICE A10A – ADAPTADOR INTERNO 6305.1	123
APÊNDICE A10B – ADAPTADOR INTERNO 6305.2	124
APÊNDICE A10C – ADAPTADOR INTERNO 6305.3	125
APÊNDICE A11A – ADAPTADOR INTERNO 6306.1	126
APÊNDICE A11B – ADAPTADOR INTERNO 6306.2	127
APÊNDICE A11C – ADAPTADOR INTERNO 6306.3	128
APÊNDICE A12A – ADAPTADOR INTERNO 6308.1	129
APÊNDICE A12B – ADAPTADOR INTERNO 6308.2	130
APÊNDICE A12C – ADAPTADOR INTERNO 6308.3	131
APÊNDICE A13A – ADAPTADOR INTERNO 6309.1	132
APÊNDICE A13B – ADAPTADOR INTERNO 6309.2	133
APÊNDICE A13C – ADAPTADOR INTERNO 6309.3	134
APÊNDICE A14A – ADAPTADOR INTERNO 6310.1	135
APÊNDICE A14B – ADAPTADOR INTERNO 6310.2	136
APÊNDICE A14C – ADAPTADOR INTERNO 6310.3	137
APÊNDICE A15 – ADAPTADOR EXTERNO 6204.....	138
APÊNDICE A16 – ADAPTADOR EXTERNO 6305.....	139
APÊNDICE A17 – ADAPTADOR EXTERNO 6306.....	140
APÊNDICE A18 – ADAPTADOR EXTERNO 6308.....	141
APÊNDICE A19 – ADAPTADOR EXTERNO 6309.....	142
APÊNDICE A20 – ADAPTADOR EXTERNO 6310.....	143
APÊNDICE A21 – VISTA RENDERIZADA DO MÁQUINA	144
APÊNDICE B1 – DIAGRAMAS DE DIMENSIONAMENTO DE EIXO.....	145
APÊNDICE B2 – DIAGRAMAS DE DIMENSIONAMENTO DE EIXO.....	146

ANEXO A – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO MOTOR	147
ANEXO B1 – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DA EMBREAGEM.....	148
ANEXO B2 – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DA EMBREAGEM.....	149
ANEXO C – CARACTERÍSTICAS DO SENSOR DE FORÇA AXIAL	150

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contexto do tema

A grande maioria das máquinas presentes no dia a dia das pessoas tem como objetivo facilitar ou até mesmo eliminar a necessidade de esforço humano. Essas máquinas mecânicas estão presentes nas mais diversas áreas, como transporte (automóveis, bicicletas etc.), serviços domésticos (máquinas de lavar, geladeiras etc.), comunicação (computadores, celulares etc.) e têm em comum a presença de um elemento mecânico em suas estruturas: o rolamento.

Os rolamentos são elementos mecânicos compostos por dois anéis metálicos concêntricos (pistas) e elementos rolantes (esferas ou rolos) entre eles. Sua principal função é sustentar um sistema de transmissão suportando cargas axiais e/ou radiais. A estrutura do rolamento tem como objetivo diminuir as perdas por atrito nas máquinas dos quais fazem parte, tornando-os mais eficientes e aumentando a durabilidade destes (NSK, 2016).

De modo a prevenir o contato direto entre os corpos rolantes e as pistas, a aplicação de lubrificantes (geralmente graxas, mas também óleos ou lubrificantes sólidos) nos rolamentos é imprescindível, pois reduz consideravelmente o atrito, melhora a dissipação do calor gerado no movimento, previne a oxidação e prolonga a vida útil dos rolamentos (SKF, 2016).

A Vale, uma das maiores mineradoras do mundo, utiliza uma grande quantidade de rolamentos em seus dispositivos mecânicos. Assim sendo, elevar a eficiência e aumentar a vida útil destes elementos pode resultar em uma grande economia para a empresa.

O presente trabalho visou, através de um estudo inicial sobre as propriedades dos rolamentos e de seus lubrificantes e de dados recebidos pela empresa Vale, o desenvolvimento de uma máquina para medir o resultado da aplicação de diferentes lubrificantes na eficiência de rolamentos radiais.

1.2 Caracterização da Oportunidade

A Vale, maior mineradora brasileira, utiliza um grande número de rolamentos em suas máquinas de transporte (correias transportadoras, trens etc.). Por este motivo, é de interesse para a empresa buscar as melhores alternativas de lubrificação para estes elementos, diminuindo, assim, a dependência que a empresa tem das informações fornecidas pelas fornecedoras de seus rolamentos.

Devido ao baixo número de fabricantes de graxas em comparação ao de fabricantes de óleos para a lubrificação de rolamentos (respectivamente, 9% e 91% em 2014) existe pouco investimento e, conseqüentemente, entendimento sobre o comportamento na lubrificação com graxa de rolamentos em funcionamento. Os efeitos de temperatura, velocidade e pressão no filme lubrificante são conhecidos experimentalmente, no entanto, os mecanismos envolvidos não são bem entendidos, principalmente quanto ao desempenho das graxas em função do tempo (envelhecimento) (Cousseau, 2010).

A falta de material publicado sobre graxas deve-se principalmente à pesquisa neste tema estar concentrada nas empresas fabricantes de rolamentos, as quais mantêm sigilo sobre os resultados. Estas mesmas empresas apresentam incoerências entre si, quando se trata da indicação de lubrificantes para rolamentos iguais utilizados nas mesmas aplicações. Isso demonstra, o quão incompreendido é este tema e a necessidade de estudos neste sentido.

O entendimento do comportamento tribológico das graxas é o meio mais eficaz de reduzir as perdas de potência e o desgaste de rolamentos. Assim, torna-se necessário desenvolver métodos que permitam comparar o desempenho entre as graxas lubrificantes comerciais e, caso necessário, apoiar o desenvolvimento de novas graxas que possam ser aplicadas a rolamentos.

Neste sentido, o primeiro passo a ser tomado é o desenvolvimento de uma máquina que torne possível a realização de testes de eficiência em rolamentos a partir da determinação da energia perdida por atrito quanto estes elementos estão em funcionamento.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

O objetivo do presente trabalho foi projetar uma máquina para medir a eficiência de diferentes lubrificantes em rolamentos radiais. A medição desta eficiência deve ser feita através da obtenção da energia perdida durante a operação dos rolamentos.

Para a realização deste projeto, foram utilizados os dados fornecidos pela empresa Vale (foco deste estudo de caso), referentes aos rolamentos utilizados pela empresa e as condições de operação dos mesmos. A fabricação da máquina projetada será, caso seja de interesse da empresa, financiada pela Vale, mas permanecerá na UTFPR e poderá ser utilizada para a realização de estudos que sejam de interesse da universidade e de seus alunos. Por este motivo, não somente os interesses da Vale serão considerados, como também os interesses da UTFPR.

É importante salientar que este trabalho faz parte de um conjunto de projetos que a Vale está desenvolvendo, com o objetivo de obter dados sobre seus rolamentos e lubrificantes e que por interesse da própria empresa, a máquina a ser projetada neste trabalho possibilitará o teste da eficiência de lubrificantes em rolamentos que operam com o anel interno em movimento e anel externo imóvel, que é a condição mais comum de funcionamento dos rolamentos.

1.3.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos a serem desenvolvidos foram:

- Analisar as principais características dos rolamentos e dos lubrificantes utilizados nos mesmos, aprofundando o conhecimento sobre o tema;
- Realizar um levantamento do estado da arte, de forma a obter uma visão sobre protótipos existentes, bem como as suas principais aplicações;
- Avaliar formas mais eficientes (menores custos e melhores resultados) para o desenvolvimento da máquina, tendo sempre em vista tornar as condições de testes mais próximas das condições reais de funcionamento dos rolamentos;
- Apresentar uma proposta de projeto de máquina com a qual se possa realizar o maior número de testes possível e que atenda tanto aos interesses da Vale, como da UTFPR;

1.4 Justificativa

A Vale utiliza uma enorme quantidade de rolamentos em suas máquinas, sendo que, somente os gastos com manutenção devido ao desgaste destes elementos são de cerca de R\$ 50 milhões anuais. A reposição de rolamentos demanda intensa mão de obra com os inerentes riscos associados. Também relacionado ao desgaste, outro fator importante na utilização dos rolamentos é o atrito perdido durante a operação, que acarreta em um desperdício de potência. Considerando a enorme quantidade de rolamentos utilizados pela Vale, qualquer ganho de 1% nestas perdas por atrito, podem representar uma grande economia energética para a empresa.

Se comparados a outros elementos de máquinas, os rolamentos são produzidos por um número muito pequeno de empresas, as quais, geralmente, divulgam uma quantidade limitada de informações sobre os seus produtos. Dessa forma, os clientes ficam reféns das indicações sobre a utilização dos produtos feitas por essas empresas. A possível construção desta máquina possibilitará à empresa Vale realizar suas próprias análises dos rolamentos e lubrificantes que utiliza.

Visto que este trabalho contemplou o estudo de diversas áreas da engenharia, como a análise de materiais, o dimensionamento estrutural de componentes, processos de fabricação, análise e gestão de projetos – o que possibilitou o desenvolvimento da interdisciplinaridade e da gestão do tempo – o propósito didático proporcionou ao aluno um aprofundamento dos seus conhecimentos nessas áreas. As dificuldades encontradas durante o projeto permitiram ao final, consolidar esses conhecimentos e incentivar ainda mais a busca contínua por soluções de melhoria e aplicações.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Função da máquina

A função da máquina a ser projetada neste trabalho é analisar a eficiência de lubrificantes aplicados a rolamentos radiais. A análise desta eficiência é feita a partir da energia perdida por atrito nos rolamentos. A determinação deste atrito pode ser feita de quatro diferentes formas: variação de temperatura no rolamento, variação da corrente elétrica requerida pelo motor, volante de inércia ou com uma célula de torque.

É importante se acrescentar que a energia perdida nos rolamentos também é dissipada na forma de ruído e vibração. A medição da eficiência dos lubrificantes somente através destes parâmetros, porém, não é indicada, pois os mesmos só apresentam grandes valores quando existe contato metálico no funcionamento do rolamento. Esses parâmetros são geralmente utilizados para se detectar a falha de rolamentos.

2.1.1 Variação de temperatura

O atrito gerado durante a operação dos rolamentos causa um aumento de temperatura nos próprios rolamentos e na vizinhança. Desta forma, com o auxílio, por exemplo, de termopares (Figura 1), colocados em posições estratégicas e de formulações de transferência de calor, pode-se obter as perdas de atrito no rolamento.



Figura 1: Exemplo de termopar.*

Fonte: <http://www.heatcon.com.br/termopar-tipo-j>

*Todas as Figuras, Tabelas e Quadros sem indicação explícita da fonte foram produzidas pelo autor do trabalho.

Um termopar é um sensor utilizado para a medição da temperatura. Ele é constituído de dois metais distintos, unidos por suas extremidades e ligados a um termômetro, na outra extremidade. Quando configurados corretamente, termopares podem fornecer medições de amplas faixas de temperatura. É um método barato que apresenta, segundo a literatura, um bom nível de precisão, sendo que as maiores desvantagens estão relacionadas à necessidade do desenvolvimento de modelos de transferência de calor para a obtenção dos resultados e a impossibilidade de realização de aquecimento do rolamento de teste (visa tornar o teste mais próximo do real).

2.1.2 Variação corrente elétrica requerida pelo motor

Devido às perdas de atrito do sistema, ocorre um aumento da corrente elétrica que o motor necessita para manter a mesma rotação. Dessa forma, apenas com a medição da variação de corrente elétrica requerida pelo motor, que pode ser medida com a utilização de um multímetro (Figura 2), pode-se saber quanto de energia está sendo perdida pelo sistema. Esse método poderia ser útil para casos em que o número de rolamentos é muito grande, já que a variação da soma da energia perdida em cada um deles poderia ser medida pelo multímetro. Porém, segundo a SKF, para casos em que a variação de energia perdida é muito baixa, esse método não deve ser empregado, sendo que as máquinas de teste de rolamento desta empresa utilizam este método apenas para se detectar a falha e não a eficiência do mesmo.



Figura 2: Exemplo de multímetro.

Fonte: <http://www.pce-medidores.com.pt/fichas-dados/multimetro-ac-dc-trms-c-a-5289.htm>

2.1.3 Célula de torque

A medição do torque perdido no rolamento pode ser feita com a utilização de uma célula de torque, como a representada na Figura 3, que pode ser diretamente acoplada ao elemento mecânico (geralmente o eixo) no qual o torque deve ser medido. Esse método é capaz de medir as variações de torque no sistema, apresentando alta precisão e facilidade de obtenção dos resultados.



Figura 3: Exemplo de sensor de torque piezométrico.

Fonte: http://www.continuummechanics.org/images/straingauges/strain_gauge_on_component.jpg

2.1.4 Volante de inércia (desaceleração do conjunto de elementos)

O torque perdido no rolamento pode ainda ser medido a partir da desaceleração do sistema, sendo que um dos métodos utilizados para essa medição funciona da seguinte forma: o sistema (eixo + rolamentos) é levado a uma determinada rotação e então o contato entre o eixo e o motor é desfeito. Com a utilização de um tacômetro, que é uma máquina utilizada para medir a velocidade de rotação de eixos ou motores e que está representado na Figura 4, é possível se medir a desaceleração do conjunto, do qual é possível se calcular o momento de inércia.



Figura 4: Exemplo de um tacômetro digital.

Fonte: <http://monarchinstrument.com/product.php?ID=16>

Sabendo-se a desaceleração e o momento de inércia dos elementos, é possível, com a utilização da equação 1, se definir o torque perdido no rolamentos no momento de interesse.

$$T = I\alpha \quad (1)$$

Onde:

T = Torque atuante nos rolamentos

I = Momento de inércia do sistema

α = Desaceleração do sistema

2.2 O modelo teórico de atrito

O projeto da máquina desenvolvida neste trabalho se baseará nos modelos teóricos de atrito que as fabricantes de rolamentos utilizam e também na literatura existente sobre as características dos rolamentos e de seu funcionamento que podem afetar estas perdas e que não são consideradas nos modelos atualmente utilizados pelas fabricantes. Deve-se observar que estes modelos, foram todos desenvolvidos para casos em que o anel interno do rolamento apresenta movimento e o anel externo encontra-se imóvel.

Os modelos de atrito das diferentes fabricantes diferem entre si com relação aos parâmetros ligados as perdas por atrito. No entanto, é praticamente consenso que o atrito gerado pode ser dividido em quatro componentes principais: momento de atrito, momento de atrito deslizante, momento de atrito das vedações e momento de atrito do arrasto.

O modelo de atrito da fabricante de rolamentos SKF, é o que engloba o maior número de variáveis, sejam estruturais ou de funcionamento, e por este motivo, este será o modelo utilizado por este trabalho para definir algumas das características da máquina a ser projetada. Segundo a SKF, o atrito gerado nos rolamentos pode ser dado pela equação 2.

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{vedação} + M_{arrasto} \quad (2)$$

Onde:

M = momento de atrito total

M_{rr} = momento de atrito de rolagem

M_{sl} = momento de atrito deslizante

$M_{vedação}$ = momento de atrito das vedações

$M_{arrasto}$ = momento de atrito das perdas por arrasto, agitação etc.

2.2.1 Momento de atrito de rolagem

Esta componente do momento de atrito total é, segundo a SKF, afetada pelos seguintes parâmetros:

- Operacionais: carga radial, carga axial e velocidade de rotação
- Lubrificação: viscosidade cinemática do lubrificante
- Estrutura do rolamento: tipo do rolamento, diâmetros externo e interno do rolamento

A equação matemática utilizada para a obtenção desta componente é representada pela equação 3 a seguir:

$$M_{rr} = \varphi_{ish} \varphi_{rs} G_{rr} (vn)^{0,6} \quad (3)$$

Onde:

φ_{ish} = fator de redução do aquecimento por cisalhamento de entrada

φ_{rs} = fator de redução por esgotamento/reabastecimento cinemático

G_{rr} = parâmetro que depende do tipo e do tamanho do rolamento e dos carregamentos axial e radial

n = velocidade de rotação

v = viscosidade cinemática do lubrificante

2.2.2 Momento de atrito deslizante

Esta componente é, também segundo a SKF, afetada pelos mesmos parâmetros da componente de rolagem:

- Operacionais: carga radial, carga axial e velocidade de rotação
- Lubrificação: viscosidade cinemática do lubrificante
- Estrutura do rolamento: tipo do rolamento, diâmetros externo e interno do rolamento

$$M_{sl} = G_{sl}\mu_{sl} \quad (4)$$

Onde:

G_{sl} = parâmetro que depende do tipo e do tamanho do rolamento e dos carregamentos axial e radial

μ_{sl} = coeficiente de atrito deslizante

É importante se salientar que o coeficiente de atrito deslizante depende da espessura do filme de lubrificação, considerando o atrito em duas situações distintas, o atrito em filme completo e o atrito quando existe contato metálico. Devido a essa constante, o atrito a baixas velocidades é, quando calculado a partir deste modelo, quase igual para todos os lubrificantes, pois a condição de atrito devido ao contato metálico é predominante. Existem, porém, aditivos, que são misturados aos lubrificantes e visam diminuir esse efeito. Este fato não é considerado no modelo de atrito da SKF.

2.2.3 Momento de atrito da vedação

Esta é a única componente do atrito que está somente relacionada a estrutura do rolamento, sendo que os parâmetros a seguir a afetam diretamente.

- Estrutura do rolamento: tipo do rolamento, tipo da vedação, diâmetro da superfície de apoio da vedação e diâmetros externo e interno do rolamento

A equação matemática utilizada para a obtenção desta componente é representada pela equação 5 a seguir:

$$M_{vedação} = K_{S1}d_S^\beta + K_{S2} \quad (5)$$

Onde:

K_{S1} = constante de acordo com o tipo de vedação e tamanho do rolamento

d_S = diâmetro de apoio da vedação

β = expoente de acordo com o tipo de vedação e tamanho do rolamento

K_{S2} = constante de acordo com o tipo de vedação e tamanho do rolamento

2.2.4 Momento de atrito de arrasto

Esta componente de atrito só está presente, segundo a SKF, nos casos de lubrificação com óleo.

Operacionais: velocidade de rotação

- Lubrificação: viscosidade cinemática do óleo e nível de óleo
- Estrutura do rolamento: tipo e largura do rolamento, diâmetros externo e interno do rolamento e número de pistas do anel interno.

A equação matemática utilizada para a obtenção desta componente é:

$$M_{arrasto} = 0,4V_m K_{esfera} dm^5 n^2 + 1,093 \times 10^{-7} \times n^2 dm^3 \left(\frac{ndm^2 f_t}{v} \right)^{-1,379} R_s \quad (6)$$

Onde:

V_m = fator de arrasto

K_{esfera} = constante do elemento rolante

dm = diâmetro médio do rolamento

n = velocidade de rotação

f_t = constante relacionada ao nível de óleo

v = viscosidade cinemática do lubrificante

R_s = constante relacionada ao nível de óleo e ao tamanho do rolamento

A partir dos dados apresentados nos itens 2.2.1, 2.2.2, 2.2.3 e 2.2.4, nota-se que algumas características dos rolamentos e de seu funcionamento devem ser estudadas, de modo a auxiliar no desenvolvimento do presente trabalho. Estas características são: capacidades de carga, rotação permissível, tipos de lubrificação e como possibilitá-las e características estruturais e geométricas dos rolamentos (tamanhos, vedações etc.).

Além destes fatores, relacionados ao modelo teórico de atrito, existem também alguns fatores que segundo a literatura, podem ter influência sobre o atrito perdido nos rolamentos. São eles os ajustes de montagem, a folga interna e o alinhamento dos rolamentos.

A seguir serão apresentadas informações sobre a estrutura e a geometria dos rolamentos.

2.3 Características estruturais e geométricas dos rolamentos

2.3.1 Classificação dos rolamentos

Os rolamentos podem ser classificados por vários critérios diferentes, sendo que uma das formas mais comuns de classificá-los é, como mostra a Figura 5, pela direção de aplicação da carga durante o seu funcionamento. Nesse caso existem dois grandes grupos: rolamentos axiais e rolamentos radiais. (Koyo, 2016)

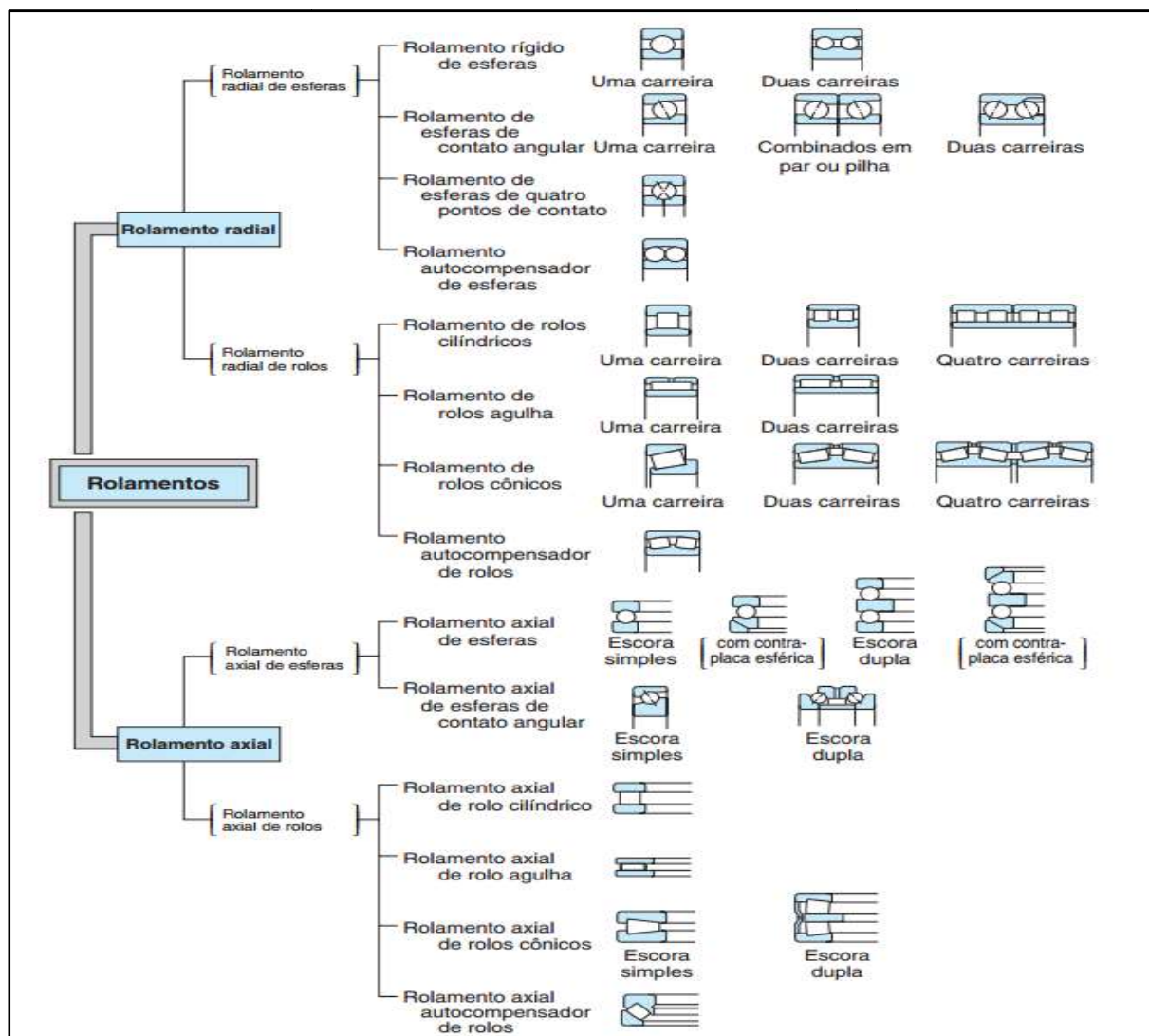


Figura 5: Classificação comumente utilizada para rolamentos.

Fonte: <http://www.koyo.com.br/pdf/tecnica.pdf>

Dentro desses dois grupos, novas classificações podem ser feitas, sendo que a mais usual é pelo tipo de corpo rolante utilizado. Nesse caso existem também dois grandes grupos: rolamentos de esferas e rolamentos de rolos.

Além dos rolamentos axiais e radiais, existem também os rolamentos lineares: rolamento linear de esferas, rolamento linear plano e rolamento linear de rolos.

Há também rolamentos para aplicações especiais, tais como: rolamentos de rolos para vagões de trens (rolamentos RCT), rolamentos para suportar fusos de esferas, rolamentos tipo prato giratório, assim como rolamentos de movimento linear (rolamentos lineares de esferas), rolamentos lineares de rolos e rolamentos de rolos chatos (Koyo, 2016).

Pelo fato deste projeto ter como objetivo o desenvolvimento de uma máquina para testar rolamentos radiais, todos os dados a seguir serão relacionados a esse tipo de rolamento.

2.3.2 Estrutura dos rolamentos radiais

2.3.2.1 Componentes principais

A grande maioria dos rolamentos é metálica e consiste de quatro elementos principais, como representado na Figura 6: anéis de rolamento (interno e externo), corpos rolantes (esferas/rolos) e gaiola.

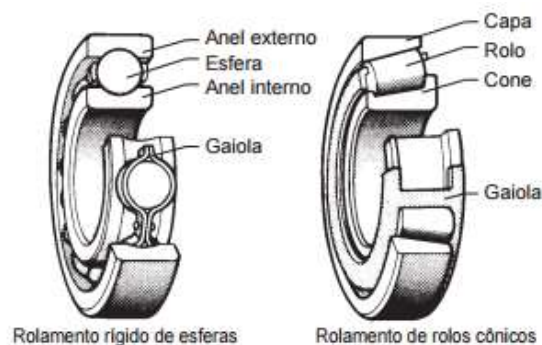


Figura 6: Componentes principais de um rolamento.

Fonte: <https://elearning.iefp.pt>

Anéis de rolamento: são elementos onde as cargas que atuam nos rolamentos são diretamente aplicadas e a partir dos quais as mesmas são distribuídas. Tanto o anel interno quanto o externo possuem pistas sobre as quais os corpos rolantes se movimentam. O anel externo é geralmente acoplado a um mancal e geralmente não apresenta movimento, enquanto o anel interno é acoplado a um eixo, como pode ser visto na Figura 7, e se movimenta na maioria das operações.



Figura 7: Exemplo de rolamentos acoplados a um eixo.

Fonte: <http://www.farmerspoultrysupply.com/36-acme-shaft-bearing-assembly/>

O anel interno do rolamento pode ser fabricado com formato cilíndrico ou cônico. Caso o furo seja cilíndrico, a montagem é feita diretamente no eixo; caso o furo seja cônico e o eixo cilíndrico, é necessária a utilização de uma bucha de fixação, como as representadas na Figura 8.



Figura 8: Exemplo de adaptadores utilizados em conjunto com rolamentos cônicos.

Fonte: Adaptado de: <http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/bearing-accessories/adaptor-sleeves/adaptor-sleeves-for-metric-shafts/index.html>

Todos os rolamentos utilizados como base para o desenvolvimento deste trabalho possuem furo cilíndrico e por este motivo não serão apresentadas as características de rolamentos com furos cônicos.

Corpos rolantes: são geralmente rolos ou esferas dispostos entre os anéis interno e externo. A partir do movimento destes corpos sobre as pistas dos anéis, acontece o movimento relativo entre os anéis interno e externo.

Gaiola: separa os corpos rolantes, mantendo distâncias iguais entre os mesmos. Guia e estabiliza o movimento destes elementos, diminuindo o atrito e a geração de calor e garantindo uma distribuição uniforme de carga.

Essa estrutura do rolamento visa tornar o movimento de rolagem suave durante a operação.

2.3.2.2 Vedação

Grande parte dos rolamentos utilizados hoje em dia é vedada, como é representado na Figura 9. Essa vedação é feita entre os anéis interno e externo e tem como objetivo isolar o interior do rolamento, impedindo a entrada de sujeira e água, bem como possibilitando o preenchimento deste espaço com lubrificante. Uma das desvantagens na utilização de vedantes é a dissipação por atrito gerada pelos mesmos.



Figura 9: Exemplo de rolamento vedado.

Fonte: www.vedacelrolamentos.com.br

Os rolamentos podem ter apenas um lado ou ambos os lados vedados, sendo que, rolamentos vedados dos dois lados são sempre lubrificados para a vida, ou seja, são fornecidos pelas fabricantes com um dos lubrificantes indicados pela mesma. Estes rolamentos lubrificados para a vida não devem ter o lubrificante removido, pois para realizar essa remoção, seria necessário danificar a estrutura do rolamento. Por este motivo, rolamentos deste tipo só podem ser testados com os lubrificantes indicados e fornecidos pelas fabricantes.

Até este item, foram apresentadas as características estruturais dos rolamentos. A partir do Item 2.3.3, serão apresentadas informações relativas ao funcionamento destes elementos mecânicos, que foram anteriormente definidas como importantes para o desenvolvimento deste trabalho.

2.3.3 Capacidade de carregamento

Os rolamentos possuem limites de carregamento máximos e mínimos que devem ser aplicados sobre os mesmos. Os principais limites existentes são a capacidade de carga estática, a capacidade de carregamento dinâmico e a carga mínima. Esses limites

são fornecidos pelos fabricantes e podem ser utilizados como condições de contorno para o desenvolvimento da máquina.

2.3.3.1 Capacidade de carga dinâmica

A capacidade básica de carga dinâmica é uma expressão da capacidade de carga de um rolamento, baseado numa carga constante que o rolamento pode sustentar durante 1 milhão de revoluções (vida básica nominal). Para rolamentos radiais este valor é aplicado para cargas puramente radiais e pode ser dado pelas equações a seguir (NTN, 2013). Essa característica é geralmente fornecida pelas fabricantes e pode ser calculada pelas equações 7 e 8 a seguir.

$$\text{Para rolamentos de esferas: } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (7)$$

$$\text{Para rolamentos de rolos: } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \quad (8)$$

Onde,

L_{10} : vida nominal básica em revoluções (1000000 revoluções)

C: capacidade de carga dinâmica

P: carga dinâmica equivalente

A carga dinâmica equivalente depende de fatores como o carregamento radial, o carregamento axial e os fatores radiais e axiais, que são fornecidos pelas fabricantes dos rolamentos.

2.3.3.2 Carga mínima

Em rolamentos que operam a altas velocidades ou estão sujeitos a acelerações bruscas ou mudanças rápidas na direção da carga, as forças de inércia dos corpos rolantes e o atrito no lubrificante podem ter um efeito prejudicial nas condições de rolagem e causar movimentos de deslizamento danosos entre os corpos rolantes e as pistas.

Para um funcionamento satisfatório, os rolamentos devem ser sempre submetidos a uma determinada carga mínima. Uma regra prática geral indica que uma carga mínima equivalente a 1% da capacidade de carga dinâmica do rolamento deverá ser aplicada em rolamentos de esferas e de 2% em rolamentos de rolos (SKF, 2016).

2.3.3.3 Capacidade estática equivalente permissível

Quando o rolamento está submetido a cargas estáticas, os corpos rolantes desse rolamento sofrem uma deformação parcial permanente da superfície no ponto de contato destes corpos com a pista de rolagem. Essa deformação se acentua com o aumento da carga e, a partir de certo limite, o funcionamento é permanentemente prejudicado.

É verificado que uma deformação de 0.01% no diâmetro dos corpos rolantes pode ser tolerada sem danos para a eficiência de giro. O valor da carga estática se refere a uma carga fixa, limite na qual uma específica quantidade de deformação permanente ocorre. Em rolamentos radiais, aplicam-se cargas puramente radiais. Essa capacidade pode ser obtida a partir da equação 9 a seguir:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (9)$$

Onde:

S_0 : fator de segurança (depende da aplicação e do tipo de corpo rolante)

C_0 : capacidade básica de carga estática (4,2 MPa - rolamentos de esferas, 4,6 MPa - rolamentos autocompensadores e 4,0 MPa - rolamentos de rolos)

P_0 : carga estática equivalente permissível

2.3.4 Rotação permissível dos rolamentos

Na medida em que se aumenta a rotação de um rolamento, sua temperatura também aumenta, em função do calor gerado pelo atrito em seu interior. Ao mesmo tempo, ocorre a dissipação de calor para o lubrificante e para os elementos vizinhos. Se a geração de calor se torna maior do que a capacidade do sistema de dissipá-lo, ocorre um aumento na temperatura do rolamento.

Se essa temperatura continua aumentando e supera certos limites, a eficiência do lubrificante começa a decair rapidamente e o rolamento não poderá continuar seu funcionamento de forma estável. Por este motivo, é de suma importância conhecer a rotação máxima com a qual um rolamento pode operar sem gerar calor excessivo.

Essa rotação máxima depende de fatores como: tipo do rolamento, dimensões, tipo da gaiola, carga, condições de lubrificação e condições de resfriamento e é denominada rotação permissível.

A rotação permissível, que geralmente é fornecida pelo fabricante, é descoberta empiricamente, também com uma máquina semelhante à máquina a ser desenvolvida por este trabalho, e não deve ser ultrapassada nem mesmo quando as condições de funcionamento estão abaixo das condições normais especificadas. Essa informação pode ser de grande importância para a seleção do motor a ser utilizado pela máquina de testes.

2.3.5 Folga interna, Rigidez e Pré-carga

Essas características estão relacionadas a montagem e ao funcionamento dos rolamentos, podendo influenciar na vida e na eficiência dos mesmos. O ajuste utilizado durante a montagem dos rolamentos tem grande influência sobre essas características.

2.3.5.1 Folga interna inicial

A folga interna radial é a folga que rolamentos dotados de anel interno possuem antes de serem montados em um eixo ou um mancal. Ela é definida como a distância radial que o anel interior pode se mover de uma extremidade a outra do anel externo e pode ser classificada em alguns grupos, que estão representados na Figura 10 e descritos no Quadro 1. (FAG, 2016)

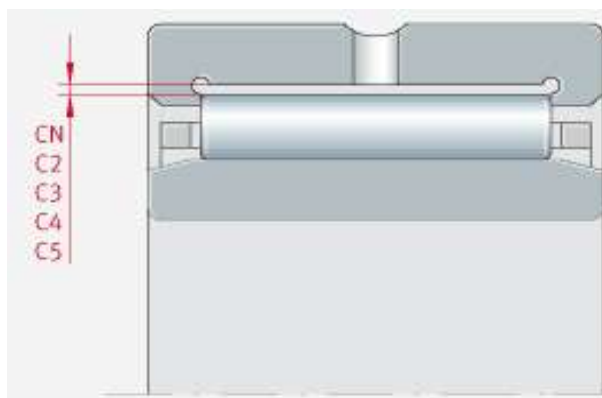


Figura 10: Folga interna de rolamentos radiais.

Fonte: <http://medias.ina.com/medias>

Quadro 1: Grupos de folga interna em rolamentos radiais.

Grupo	Descrição	Aplicação
C1	< C2	Para carregamentos pesados e alternantes combinados com movimento oscilatório
C2	< CN	
CN	Folga radial interna normal	Para operações normais com tolerâncias de eixos e mancais
C3	> CN	Para rolamentos com montagens com interferência e grandes diferenças de temperatura entre os anéis interno e externos
C4	> C3	
C5	> C4	

Fonte: Adaptado de <http://medias.ina.com/medias>

A folga interna referida como “Normal” é definida como a folga obtida quando os rolamentos forem montados com os ajustes normalmente recomendados e as condições de funcionamento forem normais, ou seja, velocidade e carregamento não muito elevados.

As classes de folga C3, C4 e C5, como mostra o Quadro 1, são geralmente indicadas para rolamentos montados com interferência e com grandes diferenças de temperatura entre seus anéis, como os que fazem parte dos rolos de correia transportadora.

2.3.5.2 Folga interna operacional

Na grande maioria das operações, o anel interno do rolamento é acoplado a um eixo e o anel externo a um alojamento. Essa montagem é geralmente feita com ajuste interferente, o que gera uma expansão do anel interno e uma retração do anel externo, diminuindo assim a folga interna do rolamento (NSK, 2016).

Durante a operação do rolamento, o atrito causa um aumento de temperatura de seus componentes, do eixo e do mancal. Esse aumento de temperatura causa uma expansão térmica nestes elementos e acaba por diminuir a folga interna dos rolamentos

2.3.6 Ajuste dos Rolamentos

A fixação dos anéis interno e externo do rolamento tem por objetivo evitar que ocorra um movimento relativo entre as superfícies fixadas durante o funcionamento ou quando sob carga. Esse movimento relativo, conhecido como arraste, pode ocorrer numa direção radial, numa direção axial, ou na direção da rotação. Para ajudar a prevenir esse movimento de arraste, os anéis dos rolamentos e o eixo ou alojamento são instalados com uma das três categorias de interferências de montagem: ajuste forçado ou por interferência, ajuste incerto e ajuste livre ou folgado (NTN, 2013).

O meio mais eficaz de fixação é o ajuste forçado. A vantagem deste ajuste apertado é que ele gera um suporte de carga uniforme através de toda a circunferência do anel, sem perdas para a capacidade de carga. Entretanto, com um ajuste apertado, perde-se a facilidade de montagem e desmontagem do rolamento. Além disso, deve-se evitar que a montagem com ajuste apertado seja feita tanto no anel interno quanto no anel externo do mesmo rolamento, pois isso resultaria em um sistema hiperestático que poderia causar danos a estrutura do rolamento.

Por este motivo, é necessário se fazer uma análise cuidadosa para selecionar o ajuste apropriado. Algumas das consequências negativas causadas por ajustes impróprios são: trinca, abrasão e/ou descascamento prematuro das pistas, travamento causado pela perda da folga interna, aumento de ruído e diminuição da precisão de rotação em razão da deformação do canal da pista (NTN, 2013).

2.3.7 Lubrificação

O entendimento de como a lubrificação de rolamentos pode ser feita é muito importante para o objetivo do trabalho.

2.3.7.1 Métodos de lubrificação

A aplicação de lubrificantes nos rolamentos tem como objetivo prevenir o contato metálico direto entre os corpos rolantes e as pistas. Isto se consegue através da formação de uma película de lubrificante entre as superfícies de contato. A lubrificação tem as seguintes vantagens: redução do atrito e do desgaste, dissipação do calor gerado, prevenção contra a oxidação etc. (FAG, 2016)

Quase todos os rolamentos utilizam graxas ou óleos como lubrificantes, mas em algumas aplicações um lubrificante sólido como o grafite pode ser utilizado. A Tabela 1 faz uma comparação entre a lubrificação com óleo e com graxa.

Tabela 1: Comparação entre óleo e graxa como lubrificantes de rolamentos.

Em relação \ Método	Lubrificação com graxa	Lubrificação com óleo
Manutenção	⊙	△
Confiabilidade	○	⊙
Efeito de refrigeração	×	○ (Circulação necessária)
Estrutura da vedação	○	△
Perda de força	○	○
Contaminação do meio ambiente	○	△
Altas rotações	×	○

⊙ : Muito bom ○ : bom △ : razoável × : pobre

Fonte: <http://www.ntn.com.br/pdfServicos/indiceA11/indiceA11.pdf>

2.3.7.2 Lubrificação com graxa

As graxas são relativamente fáceis de manusear e não requerem dispositivos de vedação complexos, sendo por este motivo o tipo de lubrificante mais utilizado nos rolamentos (cerca de 90% das aplicações).

As graxas lubrificantes podem ser compostas por uma base de óleo mineral ou óleo sintético, ao qual são acrescentados espessantes e outros aditivos. As propriedades das graxas são determinadas pela combinação destes elementos. A Tabela 2 mostra como a combinação destes elementos pode influenciar nas características das graxas.

Tabela 2: Graxas e suas propriedades

Tipo de graxa	Graxa de lítio			Graxa de sódio (graxa de fibra)	Graxa composta de base de cálcio
Espessante	Sabão de lítio (Li)			Sabão de sódio (Na)	Sabão de sódio + cálcio (Na + Ca) Sabão de cálcio + lítio (Ca + Li)
Óleo base	Óleo mineral	Óleo diéster	Óleo de silicone	Óleo mineral	Óleo mineral
Ponto de gota °C	170 ~ 190	170 ~ 190	200 ~ 250	150 ~ 180	150 ~ 180
Campo de aplicação °C	-30 ~ +130	-50 ~ +130	-50 ~ +160	-20 ~ +130	-20 ~ +120
Estabilidade mecânica	Excelente	Bom	Bom	Excelente ~ Bom	Excelente ~ Bom
Resistência à pressão	Bom	Bom	Pobre	Bom	Excelente ~ Bom
Resistência à água	Bom	Bom	Bom	Bom ~ Pobre	Bom ~ Pobre
Aplicações	Maior campo de aplicação. Graxa utilizada em todos os tipos de rolamentos.	Excelente a baixas temperaturas e características de desgaste. Apropriado para rolamentos pequenos e miniatura.	Apropriado para altas e baixas temperaturas. Não apropriado em aplicações com altas cargas em função da baixa resistência do filme de óleo	Parte da graxa se emulsiona quando se mistura com água. Excelentes características em temperaturas relativamente altas.	Excelente resistência à pressão e estabilidade mecânica. Apropriado para rolamentos que recebem cargas de choque.

Fonte: <http://www.ntn.com.br/pdfServicos/indiceA11/indiceA11.pdf>

- Óleo base

As propriedades de qualquer graxa são determinadas principalmente pelas do óleo base. Geralmente, as graxas com óleo base de baixa viscosidade são mais apropriadas para temperaturas baixas e altas rotações, enquanto que as graxas feitas com óleo base de alta viscosidade se adaptam melhor para cargas pesadas (NTN, 2016).

- Espessantes

Os espessantes, que podem ser formados por bases de sabão metálico (lítio, sódio, cálcio etc.), inorgânicas livres de sabão (sílica gel, bentonite etc.) e orgânicas livres de sabão (poli-uréia, fluorcarbono etc.), são combinados com óleos bases para manter o estado semi-sólido das graxas.

As características de uma graxa, tais como o campo limite de temperatura, a estabilidade mecânica, a resistência à água etc., dependem em grande parte do tipo do espessante utilizado. Por exemplo, uma graxa com base de sódio é geralmente de baixa resistência à água enquanto que as graxas que utilizam bentonite têm geralmente propriedades superiores em condições de alta temperatura (NTN, 2016).

- Aditivos

Tem por objetivo melhorar as propriedades e a eficiência das graxas. Em rolamentos submetidos a cargas pesadas e/ou cargas de choque, deve-se utilizar graxas que contenham aditivos para alta pressão. Para altas temperaturas de funcionamento, ou em aplicações onde a graxa não pode ser trocada durante longos períodos de tempo, é melhor utilizar uma graxa com um estabilizante antioxidante.

- Consistência

Indica a rigidez e a liquidez de uma graxa, sendo expressa por um índice numérico. Os valores NLGI deste índice indicam a suavidade relativa da graxa; quanto maior for este número, mais espessa é a graxa. A consistência de uma graxa é determinada pela quantidade de espessante utilizado e, a viscosidade do óleo base. Para a lubrificação dos rolamentos se utilizam graxas com os números de consistência NLGI 1,2 e 3, que estão representados na Tabela 3.

Tabela 3: Índices de consistência.

Consistência NLGI	Penetração trabalhada JIS (ASTM)	Aplicações
0	355~385	Para uso em sistemas de engraxamento centralizado
1	310~340	Para uso em sistemas de engraxamento centralizado
2	265~295	Para uso em geral e rolamentos vedados
3	220~250	Para uso em geral e em altas temperaturas
4	175~205	Para aplicações especiais

Fonte: <http://www.ntn.com.br/pdfServicos/indiceA11/indiceA11.pdf>

2.3.7.3 Lubrificação com óleo

A lubrificação com óleo é utilizada em aplicações onde se requer que o calor gerado pelo atrito no rolamento seja dissipado de forma mais eficiente. As informações sobre consistência e adição de aditivos em graxas também servem para os óleos. Pelo fato de o óleo apresentar uma fluidez maior que a da graxa, máquinas que permitem a lubrificação com este tipo de material exigem mecanismos de vedação mais elaborados.

Existem vários métodos utilizados para fazer a lubrificação de rolamentos com óleo. A seguir serão descritos os principais métodos relacionados a essa prática.

- Banho de óleo

Neste método, representado na Figura 11, o rolamento permanece parcialmente imerso em um banho de óleo, que geralmente tem um nível que alcança o centro do

corpo rolante inferior do rolamento quando o mesmo se encontra em estado estacionário. Quando os corpos rolantes começam a se movimentar, este óleo é coletado por estes componentes e distribuído pelo rolamento até ser novamente derramado no banho de óleo (SKF, 2016).

É o método mais utilizado e é amplamente empregado em aplicações com baixas à moderadas rotações.

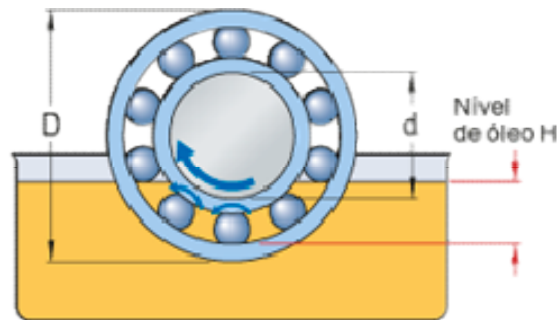


Figura 11: Lubrificação a óleo por banho de óleo.

Fonte: <http://www.skf.com/br/products>

- Gotejamento

No método de gotejamento, que está representado na Figura 12, uma quantidade de óleo dosada com precisão é fornecida ao rolamento em intervalos regulares. A quantidade entregue pode ser relativamente pequena, mantendo mínimas as perdas por atrito em altas velocidades (FAG, 2016).

Definir a quantidade de óleo a ser gotejada, para que o óleo seja capaz de penetrar no rolamento a altas velocidades, é uma das dificuldades deste método. Por este motivo, testes para cada tipo de rolamento e aplicação são recomendados.

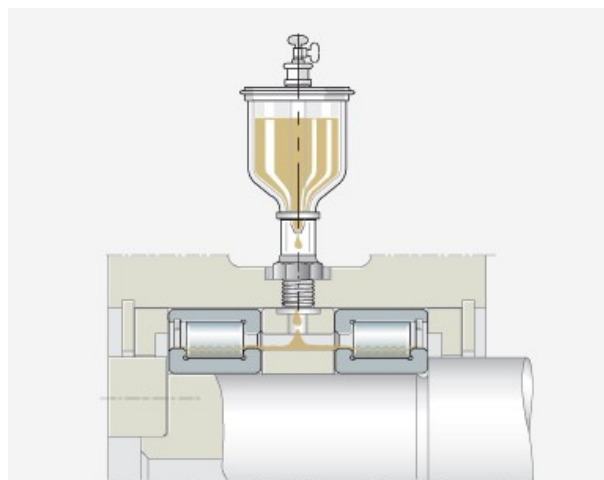


Figura 12: Lubrificação a óleo por gotejamento.

Fonte: http://medias.ina.com/medias/en!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_1652077067

- Circulação

O método de lubrificação por circulação, que está representado na Figura 13, é indicado para operações em altas velocidades. Neste tipo de operação, o calor gerado por atrito aumenta, aumentando também as temperaturas dos componentes e acelerando o envelhecimento do óleo. Por este motivo, a circulação do óleo, que normalmente é controlada por uma bomba, se torna interessante (FAG, 2016).

Depois que o óleo passa pelo rolamento, ele costuma ser depositado em um tanque onde é filtrado e resfriado, antes de retornar ao rolamento. A filtragem correta reduz o nível de contaminação e estende a vida útil do rolamento.

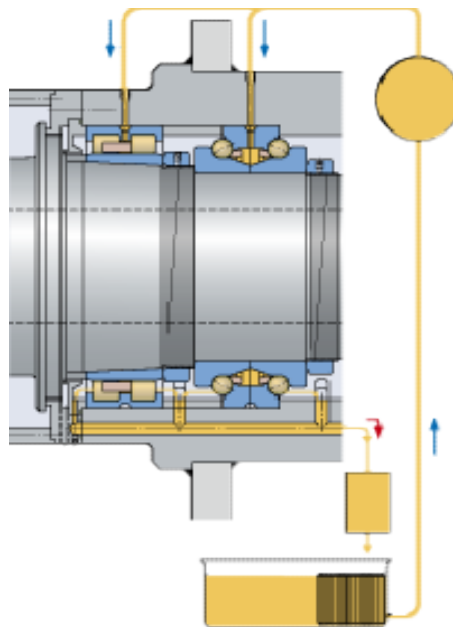


Figura 13: Lubrificação a óleo por circulação.

Fonte: http://medias.ina.com/medias/en!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_1652077067

2.3.8 Projeto de eixo e alojamento

Tanto o eixo quanto o alojamento devem atender a certas condições de projeto, como rugosidade das superfícies de contato e precisão de tolerâncias, para evitar que a performance do rolamento seja prejudicada. Por exemplo, caso haja deficiência na precisão do encosto das partes de assentamento, ocorre o desalinhamento entre os anéis interno e externo, acarretando além da carga normal, uma carga concentrada nas extremidades (carga de canto), diminuindo a vida do rolamento (NSK, 2016).

Além disso, os alojamentos devem ser rígidos o suficiente para proporcionar firme suporte ao rolamento, com pouca deformação devido a cargas externas.

A Tabela 4 apresenta a rugosidade e a precisão indicadas para eixos e alojamentos utilizados em conjunto com rolamentos. Esses valores são genéricos e para montagens mais precisas outras Tabelas devem ser consultadas.

Tabela 4: Rugosidade e precisão para eixos e alojamentos.

Item	Classe do Rolamento	Eixo	Furo do Alojamento
Tolerância da Circularidade	Classe N, Classe 6 Classe 5, Classe 4	IT3-IT4 IT2-IT3	IT4-IT5 IT2-IT3
Tolerância da Cilindricidade	Classe N, Classe 6 Classe 5, Classe 4	IT3-IT4 IT2-IT3	IT4-IT5 IT2-IT3
Tolerância do Desvio de Giro	Classe N, Classe 6 Classe 5, Classe 4	IT3 IT3	IT3-IT4 IT3
Rugosidade da Superfície de Ajuste R_{max}	Rolamentos Pequenos Rolamentos Grandes	3.2S 6.3S	6.3S 12.5S

Fonte: <http://www.irusa.com.br/catalogos/NSK/COMPLETO.pdf>

2.3.8.1 Dimensões de encosto

Os encostos do eixo e do furo do alojamento que ficam em contato com a face lateral do rolamento servem para definir a posição axial dos rolamentos e devem ter bom acabamento.

O canto destes encostos deve ser arredondado de modo que não haja contato entre o chanfro do rolamento (r_a) e os encostos (r). Desta forma, o raio de arredondamento do canto, deve ter valores que não ultrapassem o valor mínimo das dimensões do chanfro do rolamento. A Figura 14 mostra as dimensões mais importantes para o projeto destes encostos e também como esta montagem deve ser feita (NSK, 2016).

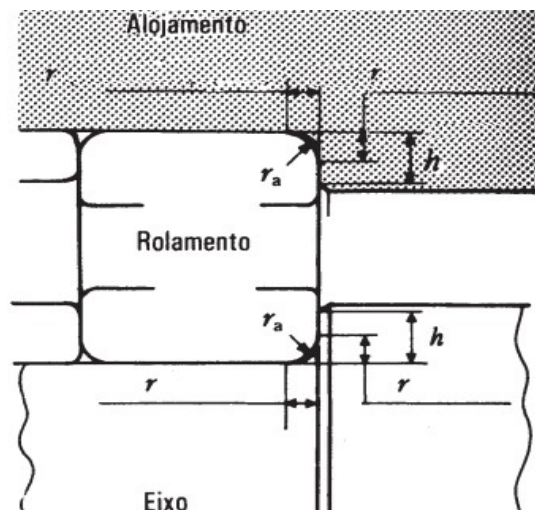


Figura 14: Dimensões dos encostos de alojamentos e eixos.

Fonte: Adaptado de: <http://www.irusa.com.br/catalogos/NSK/COMPLETO.pdf>

As alturas (h) dos encostos devem ser suficientes, não somente para proporcionar adequado apoio à lateral dos anéis, mas ainda, para permitir o posicionamento dos dispositivos extratores. As relações de dimensões dos chanfros e alturas mínimas dos encostos estão relacionadas na Tabela 5.

Tabela 5: Dimensões indicadas para os encostos em eixos e alojamentos.

Dimensões Nominais dos Chanfros	Eixo ou Alojamento		
	Raio de Canto	Altura do Encosto h	
r	r_a	Rolamento Fixo de Esferas, Rolamento Autocompensador de Esferas, Rolamento de Rolos Cilíndricos, Rolamento de Rolos Agulha	Rolamento de Contato Angular, Rolamento de Rolos Cônicos, Rolamento Autocompensador de Rolos
0.05	0.05	0.2	-
0.08	0.08	0.3	-
0.1	0.1	0.4	-
0.15	0.15	0.6	-
0.2	0.2	0.8	-
0.3	0.3	1	1.25
0.6	0.6	2	2.5
1	1	2.5	3
1.1	1	3.25	3.5
1.5	1.5*	4	4.5
2	2*	4.5	5
2.1	2	5.5	6
2.5	2	-	6
3	2.5*	6.5	7
4	3*	8	9
5	4*	10	11
6	5*	13	14
7.5	6	16	18
9.5	8	20	22
12	10	24	27
15	12	29	32
19	15	38	42

Fonte: <http://www.irusa.com.br/catalogos/NSK/COMPLETO.pdf>

2.3.9 Manuseio dos Rolamentos

Rolamentos são componentes de precisão e para preservar sua exatidão e confiabilidade, alguns cuidados devem ser tomados durante seu manuseio.

2.3.9.1 Armazenamento

A maioria dos rolamentos é recoberta com uma camada de óleo protetivo contra a oxidação antes de serem empacotados e transportados, e devem ser armazenados a temperatura ambiente com uma umidade relativa inferior a 60%. Logo, quando visa-se testar eficiência de lubrificantes, um rolamento deve ser completamente limpo e novamente lubrificado antes do teste.

2.3.9.2 Montagem

Quando os rolamentos são montados sobre os eixos ou em seus alojamentos, seus anéis não devem ser golpeados diretamente com um martelo ou qualquer outro objeto, pois isto pode produzir danos ao rolamento. Além disso, a força aplicada durante a montagem e/ou remoção de rolamentos instalados com ajuste interferente, deve ser apenas ao anel correspondente, como está representado na Figura 15, e não em outras partes do rolamento, para evitar possíveis danos internos à pista ou outros elementos rolantes.



Figura 15: Modo de aplicação de força na montagem de rolamentos.

Fonte: Adaptado de <http://www.ctkbrasil.com.br/manuseio.asp>

2.3.9.2.1 Preparação para montagem

A instalação dos rolamentos deve ser feita em um ambiente limpo e seco. Por este motivo, deve-se limpar todas as ferramentas de ajuste, eixos, alojamentos e partes relacionadas e, se necessário remover todas as lascas cortantes ou protuberâncias antes de se realizar a montagem.

Rolamentos lubrificados com graxa podem ser montados sem a remoção da proteção contra a oxidação, desde que a mistura desta proteção com a graxa não cause perdas de eficiência. Na lubrificação com óleo, a proteção contra a corrosão deve ser sempre removida. Essa remoção pode ser feita a partir da lavagem do rolamento com benzeno ou um solvente de petróleo, sendo que a montagem só deve ser realizada após a secagem do rolamento.

Os rolamentos devem ser desempacotados somente no momento de serem montados e os rolamentos com dupla blindagem ou dupla vedação nunca devem ser lavados.

2.3.9.3 Métodos de montagem

2.3.9.3.1 Ajuste com interferência leve

Para este tipo de montagem são utilizados normalmente os métodos mecânicos. Nestes métodos, são utilizadas ferramentas como a representada na Figura 16, com as quais se aplica uma pressão contra a face lateral do rolamento, conforme ilustrado na Figura 15. A desmontagem também pode ser feita desta forma, com a utilização de uma ferramenta como a representada na Figura 17.



Figura 16: Ferramenta utilizada na montagem mecânica de rolamentos.

Fonte: <http://www.skf.com/br/products/maintenance-products/mechanical-tools-for-mounting-and-dismounting/bearing-fitting-tools/index.html>



Figura 17: Ferramenta utilizada na desmontagem mecânica de rolamentos.

Fonte: <http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/mounting-and-dismounting/dismounting/bearings-with-a-tapered-bore/index.html?switch=y>

2.3.9.3.2 Ajuste com interferência apertada

Quando se faz a montagem de rolamentos com ajuste por interferência apertado ou quando se montam rolamentos em eixos de grande diâmetro, é necessária uma força considerável para a montagem em temperatura ambiente.

Para facilitar essa instalação, pode-se aquecer o rolamento (mais comum) de modo a causar uma expansão do anel interno do mesmo ou resfriar o eixo, provocando uma contração do mesmo.

A diferença de temperatura relativa requerida entre o anel interno e o eixo depende do grau de interferência necessário e do diâmetro do eixo. A Figura 18 mostra a relação entre o diâmetro do furo do anel interno, a temperatura do eixo, e a quantidade de expansão térmica. Em qualquer caso, nunca se deve aquecer os rolamentos a temperaturas superiores a 120°C.

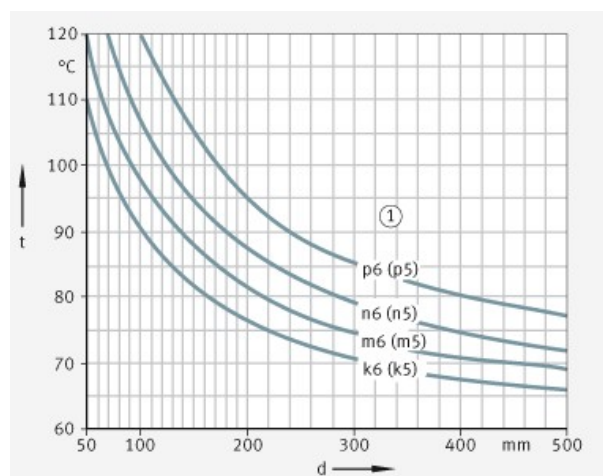


Figura 18: Relação entre temperatura, diâmetro e tolerância de montagem de rolamentos.

Fonte: http://medias.ina.com/medias/en!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_102835979;b1S_gr-5AR2b#

A seguir serão apresentados os métodos mais comumente utilizados para se realizar o aquecimento dos rolamentos.

- **Aquecimento por indução**

Neste método, o rolamento é aquecido por uma máquina que se utiliza de indução eletromagnética, como está representado na Figura 19. Esta é a forma mais moderna, eficiente e segura de aquecer rolamentos. É também mais rápido, limpo, confortável e fácil de usar do que outros métodos de aquecimento.



Figura 19: Método de aquecimento por indução.

Fonte: http://www.inductionheater.in/Induction_Heater_2003.html

- **Placa e forno de aquecimento**

Estes métodos, representados na Figura 20, são normalmente usados para o aquecimento de rolamentos pequenos. São pouco eficientes, demorados quando utilizados no para rolamentos maiores e apresentam certo risco de manuseio.

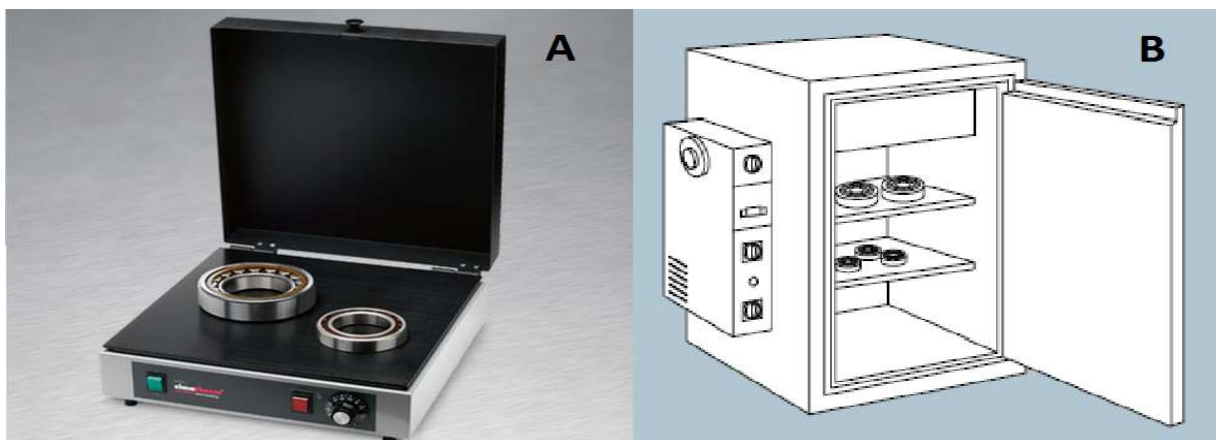


Figura 20: Placa de aquecimento (A) e Forno de aquecimento (B).

Fonte: <http://www.directindustry.com/prod/simatec-ag/product-19092-549968.html> (A)

<http://www.ntnglobal.com/en/products/instruction/mounting/index.html> (B)

- **Banho de óleo**

Este método, que está representado na Figura 21, não pode ser usado em rolamentos vedados, lubrificados a graxa e de alta precisão. O rolamento deve ficar suspenso no banho de óleo ou sobre uma grelha, de modo a garantir um aquecimento uniforme. Um controlador de temperatura também deve ser utilizado. Os riscos de acidentes, poluição ambiental e de contaminação são muito maiores neste método.

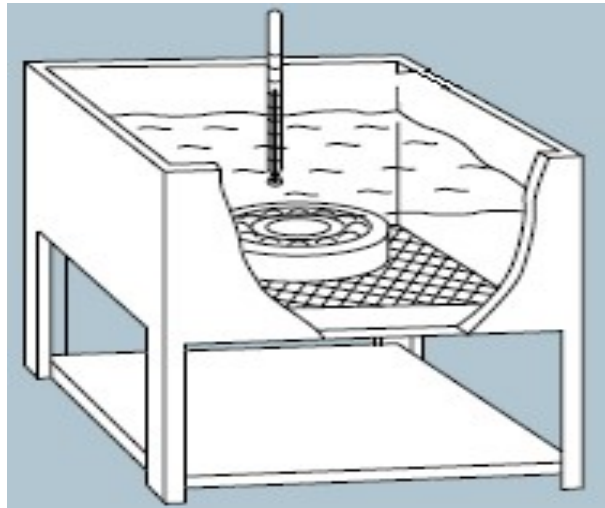


Figura 21: Aquecimento por banho de óleo.

Fonte: <http://www.ntnglobal.com/en/products/instruction/mounting/index.html>

2.3.9.4 Desmontagem

Os rolamentos são geralmente removidos como parte dos procedimentos de inspeção periódicos ou durante a substituição de outras peças. Entretanto, quase sempre se reinstalam o eixo e o alojamento e, em muitos casos, os mesmos rolamentos são utilizados novamente.

Estes rolamentos, eixos, alojamentos e outras peças relacionadas, devem ser projetados de forma a prevenir danos durante os procedimentos de desmontagem, e mais ainda, deve-se utilizar ferramentas adequadas para a desmontagem.

Rolamentos menores (diâmetro interno de até 50mm) instalados com ajustes não muito apertados, podem ser retirados com o auxílio de extratores mecânicos, como o representado na Figura 17.

Rolamentos maiores (diâmetro interno maior que 50mm) e/ou instalados com ajustes apertados são mais difíceis de se extrair. Para estes casos, pode ser empregado um método térmico, que se baseia no aquecimento por indução do rolamento enquanto

o mesmo está montado no eixo e pode ser realizado com uma máquina como o representado na Figura 22.



Figura 22: Máquina para aquecimento de rolamentos por indução.

Fonte: <http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings>

Outro método que pode ser utilizado neste caso é o método hidráulico, representado na Figura 23. Neste método, óleo é bombeado a partir de um furo no eixo, entre as superfícies de ajuste, de modo a separar as mesmas e tornar possível o deslocamento do rolamento sobre o eixo sem causar danos.

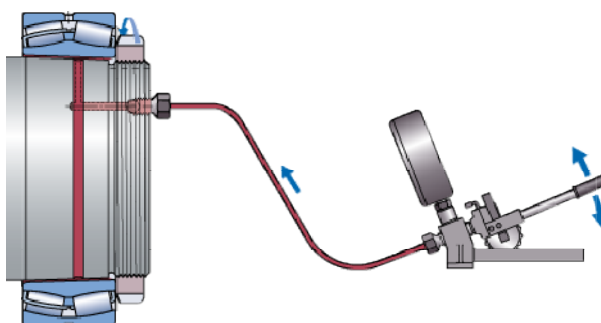


Figura 23: Método hidráulico de desmontagem.

Fonte: http://medias.ina.com/medias/en!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_102835979;b1S_gr-5AR2b#

3 METODOLOGIA

O presente trabalho utilizou como base a metodologia de desenvolvimento de produtos de Pahl e Beitz (1996). Esta metodologia é dividida em quatro partes principais, que estão representadas de forma simplificada na Figura 24.

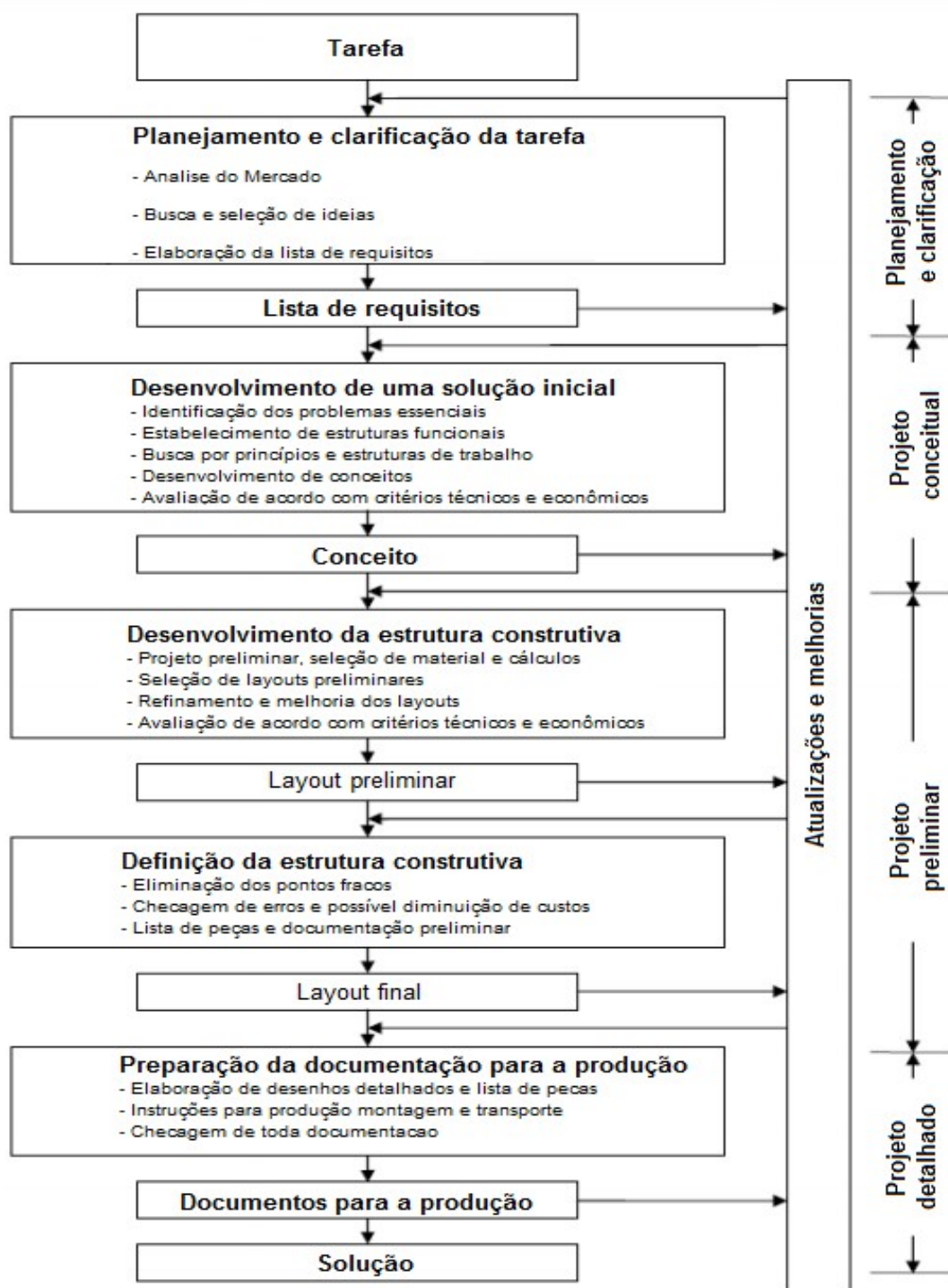


Figura 24: Metodologia de desenvolvimento de produtos de Pahl e Beitz
Fonte: Adaptado de PAHL e BEITZ (2007)

A metodologia de Pahl e Beitz é idealizada para o desenvolvimento de produtos que entrarão no mercado e que serão produzidos em série. A máquina desenvolvida neste trabalho não se trata deste tipo de produto e por esse motivo, algumas alterações foram realizadas nesta metodologia.

De modo a facilitar e estruturar este trabalho de uma melhor maneira, o projeto foi dividido em três etapas principais: Planejamento e clarificação, Projeto conceitual e Execução. É importante se notar que o desenvolvimento do projeto é, muitas vezes, um processo iterativo, sendo que muitas informações vão surgindo ou se fazendo necessárias durante o mesmo e por este motivo, essas etapas muitas vezes se misturam.

3.1 Planejamento e clarificação

Nesta fase foi coletado o maior número de informações possível sobre temas relacionados ao projeto. Isso foi feito a partir da análise teórica referente ao assunto (Item 2 deste trabalho), de informações advindas da Vale (rolamentos a serem testados e condições de funcionamento dos mesmos), que é o foco deste estudo caso, e de um Benchmark para analisar os produtos semelhantes já existentes.

Esta etapa teve como objetivo identificar todas as necessidades, tanto da Vale quanto da UTFPR, com relação ao funcionamento e aos dados a serem obtidos a partir dos testes realizados com a máquina. Ao fim desta fase, foi gerada uma lista de requisitos, na qual se evidenciou cada uma destas necessidades.

3.2 Projeto conceitual

A partir do Benchmark e do embasamento teórico, foram propostas soluções para cada um dos requisitos apresentados ao fim da etapa de Planejamento e clarificação, sendo que cada uma das soluções referentes a um mesmo requisito, foi analisada a partir de critérios técnicos e econômicos.

Algumas destas análises só foram possíveis a partir do desenvolvimento de estruturas funcionais preliminares da máquina, que foram sendo readaptadas de acordo com as definições e necessidades tomadas durante o decorrer do projeto. Requerimentos para os quais foram encontradas ou propostas mais de uma solução, foram analisados com o auxílio de uma matriz de decisão, nas quais foram dados pontos e pesos para as soluções, com base nos critérios mencionados, de modo a identificar a melhor solução para cada um dos requisitos.

Ao fim dessa etapa, foi então gerada uma lista com os requisitos e com as respectivas melhores soluções de um cada deles.

3.3 Execução

Após a definição das melhores soluções, realizada na etapa de projeto conceitual, foi necessário se definir os parâmetros de entrada dos testes a serem realizados pela máquina, sendo que a definição de alguns destes parâmetros teve como principal limitador as características estruturais da máquina. Ou seja, para a definição dos parâmetros de entrada, foi necessário inicialmente se realizar uma análise estrutural dos elementos críticos da máquina e a partir destas análises e também da consideração das necessidades da Vale e da UTFPR, os parâmetros foram definidos.

Com a definição dos parâmetros e da comprovação da viabilidade das soluções escolhidas a partir dos cálculos, foi dado início a definição de tolerâncias de montagem e aspectos construtivos da máquina, seguidos do desenvolvimento dos desenhos de fabricação. Ao fim desta etapa, foi apresentado o projeto de máquina que foi obtido a partir da metodologia aplicada.

4 DESENVOLVIMENTO

Nessa seção, está detalhado o desenvolvimento da metodologia definida na seção anterior, explicitando dados, critérios e considerações utilizadas nos métodos aplicados.

4.1 Planejamento e clarificação

4.1.1 Benchmark

Existem patentes e máquinas comerciais com princípios muito semelhantes à máquina desenvolvida neste trabalho. Essas máquinas são geralmente utilizadas na realização de testes de carregamento e vida, rotação permissível e eficiência de lubrificantes. Entender o funcionamento destas máquinas, em busca de idéias e soluções, foi de grande utilidade para este projeto. Por este motivo, serão apresentadas a seguir algumas das máquinas existentes hoje no mercado e algumas patentes encontradas no banco internacional de patentes.

4.1.1.1 ROF

Máquina da fabricante de rolamentos SKF, que é utilizada para medir a eficiência das graxas utilizadas em seus rolamentos. A medição dessa eficiência é realizada com base na vida do rolamento com a utilização de determinada graxa (forma diferente da buscada pelo presente trabalho).

Nos testes realizados por esta máquina, dois rolamentos iguais (somente um tipo e tamanho de rolamento pode ser testado com esta máquina) são simultaneamente submetidos a uma carga radial e a uma carga axial constantes, que são aplicadas pela correia que transmite a rotação do motor elétrico para o eixo, no qual os rolamentos estão acoplados. Estes testes podem ainda ser realizados a três velocidades diferentes (alternadas por um botão) e em diferentes faixas de temperatura, sendo que o aquecimento do conjunto é feito por meio de resistências elétricas e o controle da temperatura é realizado com o auxílio de termopares.

Os ensaios realizados por essa máquina são feitos da seguinte forma: os rolamentos a serem testados são lubrificados com uma determinada graxa, sendo que 1/3 do volume livre do interior dos rolamentos é preenchido com essa substância. Os rolamentos são então montados no eixo e no mancal e o conjunto é aquecido até a temperatura de teste. A velocidade de teste é então aplicada (não pode ser alterada

durante o teste) e se inicia a contagem de tempo. Quando os termopares indicam uma variação de mais ou menos 20°C da temperatura de teste, quer dizer que a graxa perdeu a sua capacidade de lubrificação e o teste é interrompido. O tempo decorrido até este momento é o resultado do teste, sendo que quanto maior for este tempo, mais eficiente é a graxa para as condições estabelecidas.

O layout e as características da máquina ROF estão representados na Figura 25.

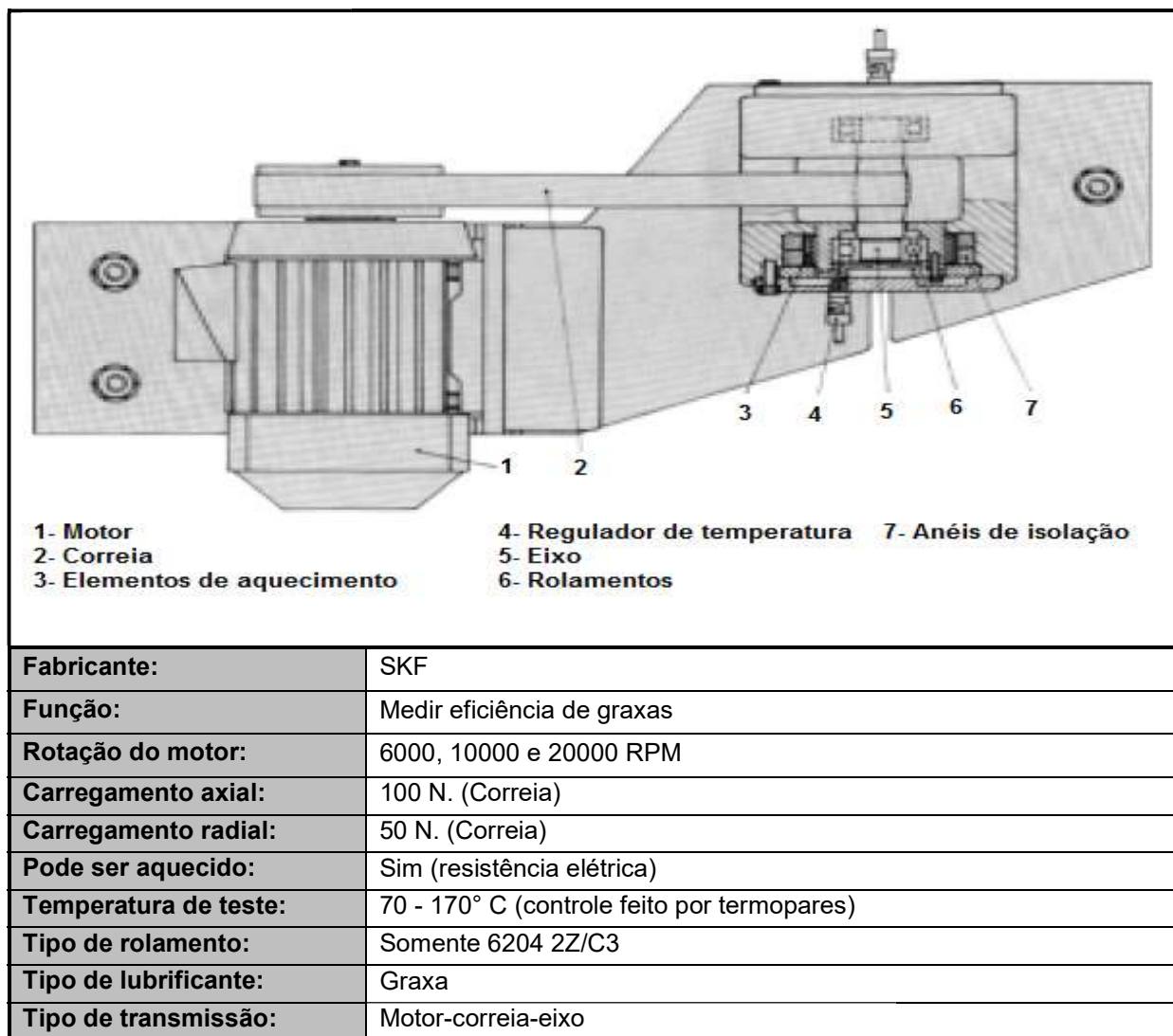


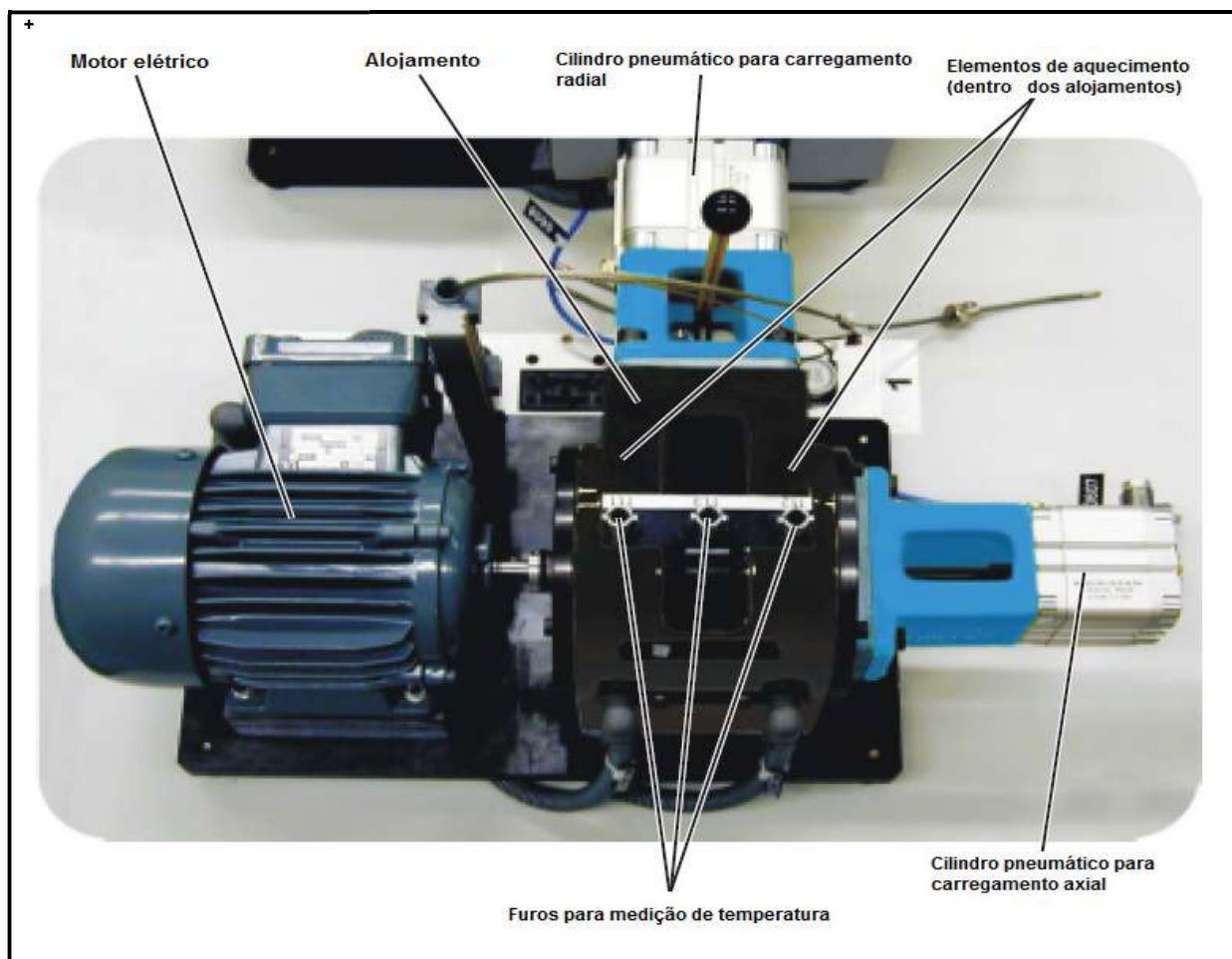
Figura 25: Máquina para teste de rolamentos ROF.

Fonte: Adaptado de <http://www.skf.com/binary/93-68572/R0F-E-2011.pdf>

4.1.1.2 ROF+

É a versão mais recente da ROF e é utilizada com o mesmo objetivo. As principais diferenças estão no layout e na possibilidade de maior variação dos parâmetros de entrada dos testes (velocidade, carregamento e temperatura). A Figura 26 apresenta o

layout da máquina e suas características. A Figura 27 mostra o interior do alojamento desta máquina e como ocorre a distribuição de cargas dentro do mesmo.



Fabricante:	SKF
Função:	Medir eficiência de graxas
Rotação do motor:	5000 – 25000 RPM
Carregamento axial:	100 – 1100 N Cilindro pneumático
Carregamento radial:	90 – 900 N Cilindro pneumático
Pode ser aquecido:	Sim (resistência elétrica)
Temperatura de teste:	Ambiente - 230°C (controle feito por termopares)
Tipo de rolamento:	6204 2Z/C3, 6203 2Z/C3, 6202 2Z/C3 e 608 2Z/C3
Tipo de lubrificante:	Graxa
Tipo de transmissão:	Motor - adaptador - eixo

Figura 26: Máquina para teste de rolamentos ROF+.

Fonte: Adaptado de: http://www.skf.com/binary/21-65469/ROF_plus_E-2013.pdf

As diferenças de layout da ROF+ e da ROF estão basicamente na transmissão de torque, sendo que na ROF+ essa transmissão é realizada diretamente do motor para o eixo e não é mais feita com o auxílio de uma correia, e na aplicação das cargas, que é feita pela correia na ROF e realizada por meio de cilindros pneumáticos na ROF+. Além disso, a ROF+ utiliza dois rolamentos auxiliares, que são acoplados ao mesmo eixo dos

dois rolamentos testados. Esses dois rolamentos auxiliares são utilizados para realizar a transmissão de cargas radial para o anel interno dos rolamentos testados.

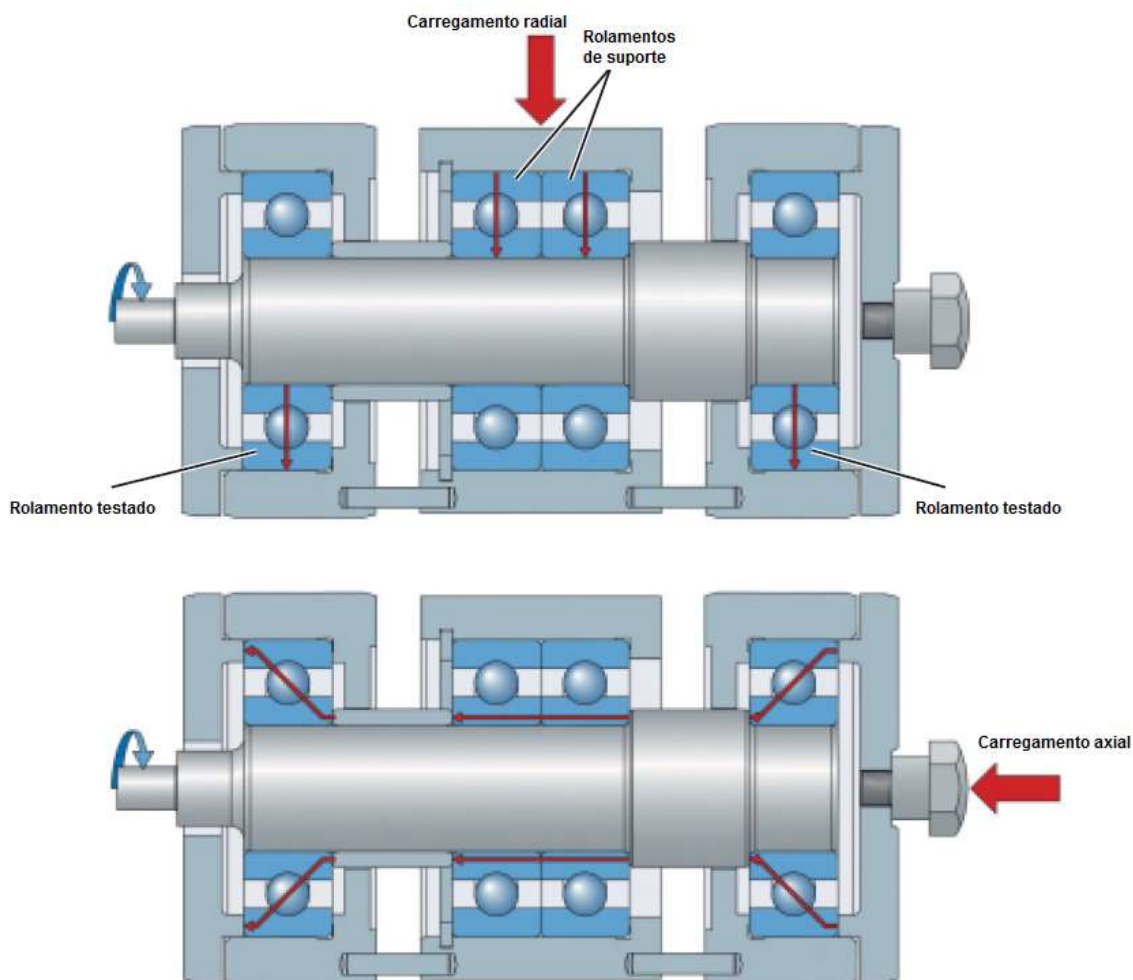


Figura 27: Distribuição de cargas no teste ROF+.

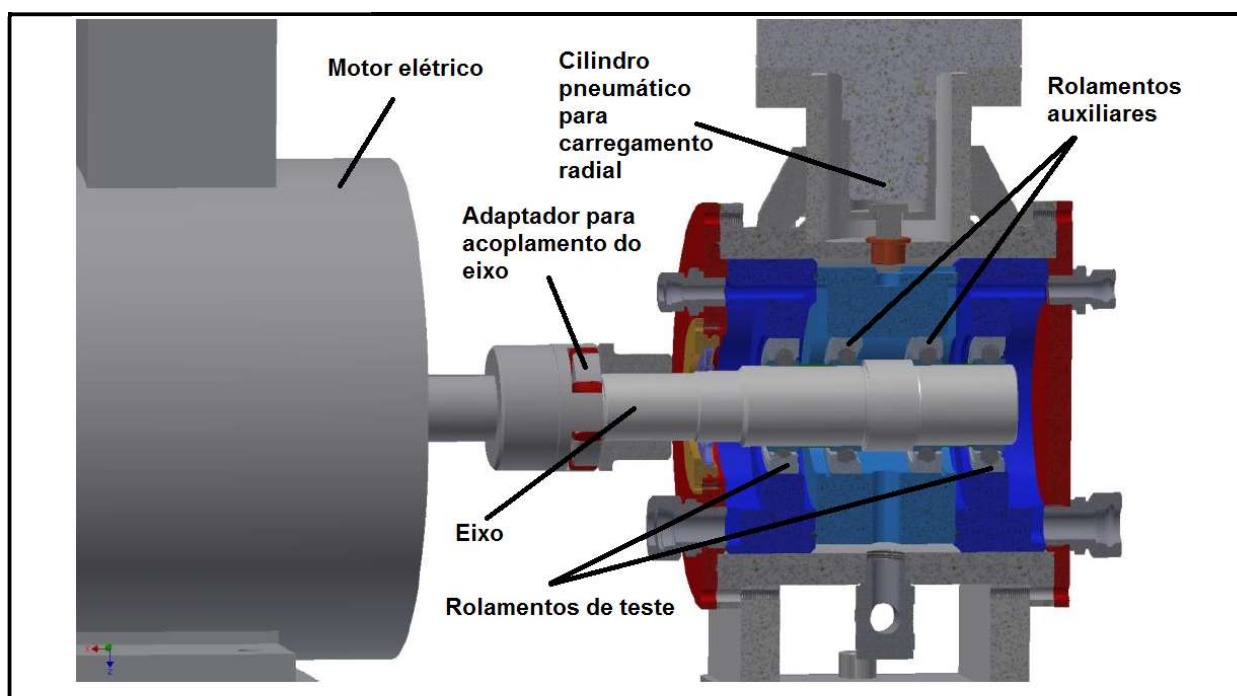
Fonte: Adaptado de: http://www.skf.com/binary/21-65469/R0F_plus_E-2013.pdf

Os testes realizados por essa máquina são iguais aos realizados pela ROF, com a diferença de que tanto a velocidade quanto os carregamentos axial e radial podem ser variados durante o teste (dentro dos intervalos representados na Figura 26). Os resultados e a forma de obtenção dos mesmos são exatamente iguais aos da versão anterior, sendo que a eficiência da graxa é obtida em função do número de horas que o rolamento funciona sem que haja uma variação de mais ou menos 20°C da temperatura de teste.

4.1.1.3 EELPRA – 130

Esta máquina é estruturalmente muito semelhante à ROF+ (também utiliza dois rolamentos auxiliares para a aplicação de carga radial) e tem suas características e layout representados na Figura 28.

O objetivo desta máquina é medir a eficiência de graxas e óleos aplicados em rolamentos radiais. As diferenças básicas desta máquina com relação à ROF e a ROF+ estão na possibilidade de aplicação de óleos como lubrificantes (possui sistemas que possibilitam a lubrificação com óleo por gotejamento e por circulação), na possibilidade de se testar mais de um tipo de rolamento radial (e também tamanhos diferentes), na não aplicação de carga axial e na possibilidade de aplicação de uma carga radial bem mais elevada.



Fabricante:	Elgeti Engineering
Função:	Medir a vida de rolamentos
Rotação do motor:	Até 6000 RPM
Carregamento axial:	Nulo
Carregamento radial:	Até 110.000 N Cilindro pneumático
Pode ser aquecido:	Sim (resistência elétrica)
Temperatura de teste:	Ambiente - 100°C (controle feito por termopares)
Tipo de rolamento:	Rolamentos com diâmetro externo entre 70mm – 130mm
Tipo de lubrificante:	Graxa e óleo (circulação e gotejamento)
Tipo de transmissão:	Motor - adaptador - eixo

Figura 28: Máquina para teste de rolamentos EELPRA – 130.

Fonte: Adaptado de: http://www.elgeti-engineering.de/media/pdf/EELPRA-130_Specification_English.pdf

O teste realizado por essa máquina tem como parâmetros de entrada a velocidade, o carregamento radial e a temperatura, sendo que tanto a velocidade quanto o carregamento podem ser alterados durante o teste. Sensores de vibração, de temperatura e de corrente de entrada no motor são utilizados para detectar a falha dos rolamentos testados, uma vez que variações bruscas detectadas em algum destes sensores indicam esta falha. Os resultados são também dados em função do número de horas que o rolamento funciona sob determinadas condições antes de falhar.

Rolamentos radiais com diâmetros entre 70mm e 130mm podem ser testados, contudo é necessária a fabricação de diferentes eixos e adaptadores para os anéis externos para cada um dos diferentes tamanhos de rolamentos.

4.1.1.4 Máquina de teste de lubrificantes de M. A. Lindeman

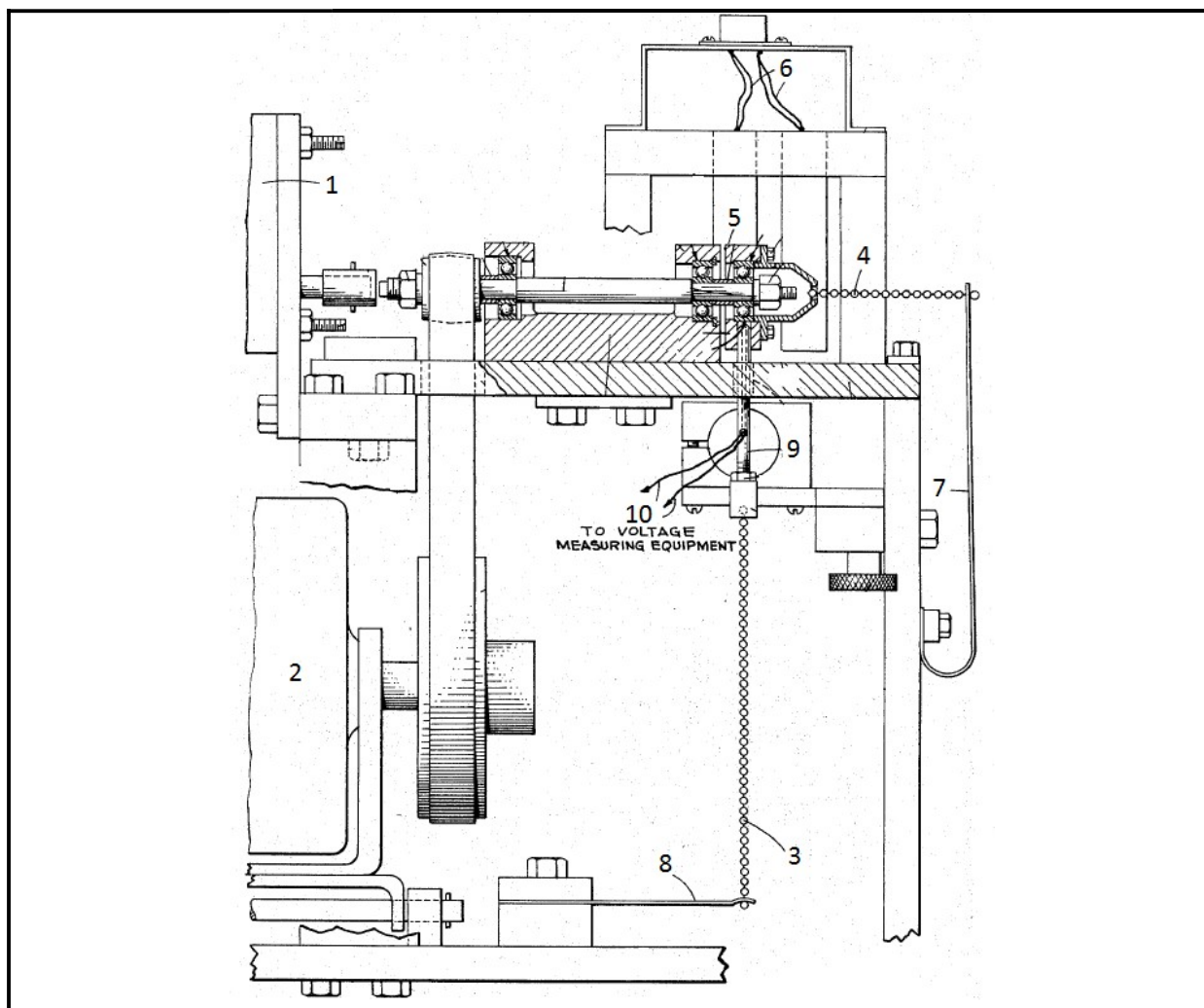
Essa máquina, encontrada no banco de patentes internacionais e projetada por Myrl A. Lindeman no ano de 1968, tem como objetivo principal testar a eficiência de graxas em pequenos rolamentos radiais. As cargas radiais e axiais, a temperatura e a velocidade são também os parâmetros de entrada dos testes desta máquina. A seguir será feita uma breve descrição do funcionamento desta máquina, sendo que os números são referentes aos elementos representados na Figura 29.

As semelhanças desta máquina com as máquinas anteriormente apresentados se dão no aquecimento e no controle da temperatura do rolamento de teste, que são realizados respectivamente, com o auxílio de resistências elétricas (6) e termopares.

Este equipamento possui dois motores (1) e (2) independentes, um para baixas rotações e outro para altas rotações, que são utilizados de acordo com a velocidade requerida para o teste a ser realizado. Outra diferença desta máquina se dá na aplicação das cargas, que são muito baixas se comparadas com as das máquinas já apresentados e são ambas aplicadas com a utilização de correntes (3) e (4) (uma na direção radial e outra na direção axial) que tem uma ponta acoplada ao mancal do rolamento de teste (5) e outra ponta aos ganchos (7) e (8), sendo que a variação da carga aplicada se dá pelo aumento ou diminuição do número de elos das correntes presos a estes ganchos.

A grande diferença desta máquina é a forma e o resultado dos testes. Diferentemente das máquinas anteriores, que se baseiam na variação anormal de algum dos parâmetros de entrada para obtenção dos resultados, esse equipamento possui um braço de torque (9), que é acoplado em uma extremidade do mancal do rolamento de

teste (indiretamente ao anel externo deste rolamento) e em outra extremidade a um transdutor eletromecânico (10). Esse braço de torque transmite o torque exercido no anel externo durante a rotação do anel do rolamento a este transdutor, que transforma esse sinal em um valor. Quando maior for esse valor, menos eficiente é o lubrificante utilizado no teste.



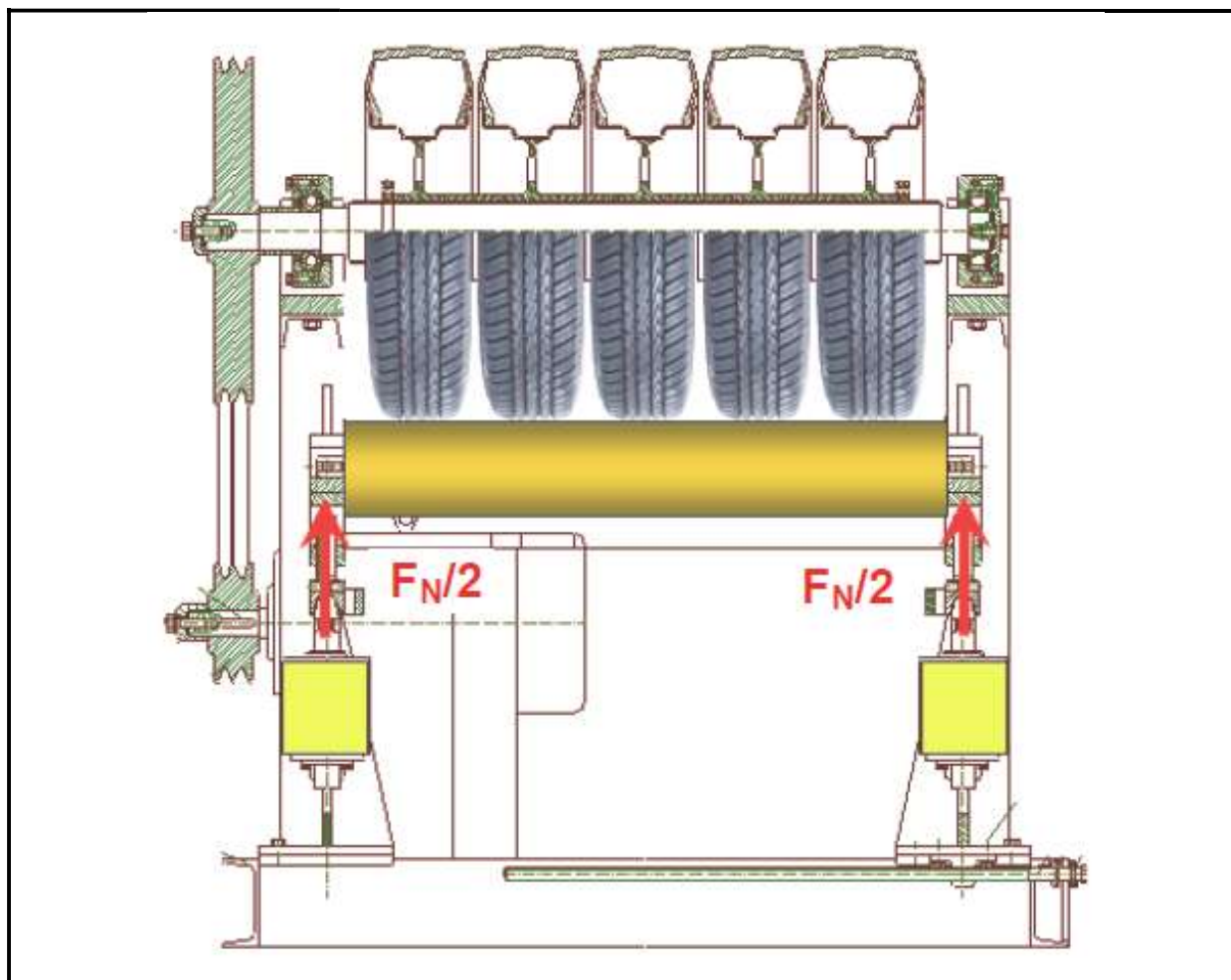
Projetista:	Myrl A. Lindeman
Função:	Medir torque no interior do rolamento
Rotação do motor:	Não especificado
Carregamento axial:	Não especificado
Carregamento radial:	Não especificado
Pode ser aquecido:	Sim (resistências elétricas)
Temperatura de teste:	Não especificado (controle feito por termopares)
Tipo de rolamento:	Pequenos rolamentos
Tipo de lubrificante:	Graxa
Tipo de transmissão:	Motor - correia - eixo ou Motor – acoplamento - eixo

Figura 29: Máquina de Myrl A. Lindeman.

Fonte: adaptado de: Grease Testing Machine, Myrl A. Lindeman.

4.1.1.5 Máquina de teste de rolamentos de Radivoje MITROVIĆ

Essa máquina foi projetada para testar rolamentos utilizados em rolos de correia transportadora, sendo que a própria configuração da máquina é, como pode ser visto na Figura 30, o conjunto rolo-eixo-rolamentos.



Projetista:	Radivoje MITROVIĆ
Função:	Medir torque no interior do rolamento
Rotação do motor:	Até 1120 RPM
Carregamento axial:	Não existente
Carregamento radial:	Até 9000 N
Pode ser aquecido:	Não
Temperatura de teste:	Não especificado (controle feito por termopares)
Tipo de rolamento:	Rolamentos radiais
Tipo de lubrificante:	Graxa
Tipo de transmissão:	Motor - eixo

Figura 30: Máquina de teste de rolamentos de Radivoje MITROVIĆ.

Fonte: adaptado de: CONVEYOR IDLER'S TURNING RESISTANCE TESTING METHODOLOGY, Radivoje MITROVIĆ.

O objetivo desta máquina é medir o torque perdido no interior dos rolamentos utilizados nos rolos, sendo que isso é feito da seguinte forma: O conjunto rolo-eixo-

rolamentos é montado de modo que os dois rolamentos estejam nos locais de apoio. Com a utilização de pneus, é aplicada uma carga radial sobre o conjunto, que quando conectado ao motor pode atingir uma rotação de até 1120 RPM. Quando o carregamento e a velocidade de teste são atingidos, a conexão com o motor é desfeita e o sistema sofre uma desaceleração devido ao torque existente no interior dos rolamentos. Como tanto a desaceleração, que é medida com um conta-giros, quanto o momento de inércia do sistema são conhecidos, O torque perdido no rolamento é obtido para todo o intervalo de velocidade, sendo que o resultado é dado na forma de uma interpolação, como esta representado na Figura 31.



Figura 31: Exemplo de um resultado da máquina projetado por Radivoje MITROVIĆ.

Fonte: adaptado de: **CONVEYOR IDLER'S TURNING RESISTANCE TESTING METHODOLOGY, Radivoje MITROVIĆ.**

A grande vantagem desta máquina é, segundo os próprios autores, a associação de um baixo custo com uma elevada exatidão de medição. A máquina não dispõe de mecanismos de aquecimento e por esse motivo a elevação de temperatura se dá basicamente pelo atrito gerado durante o funcionamento.

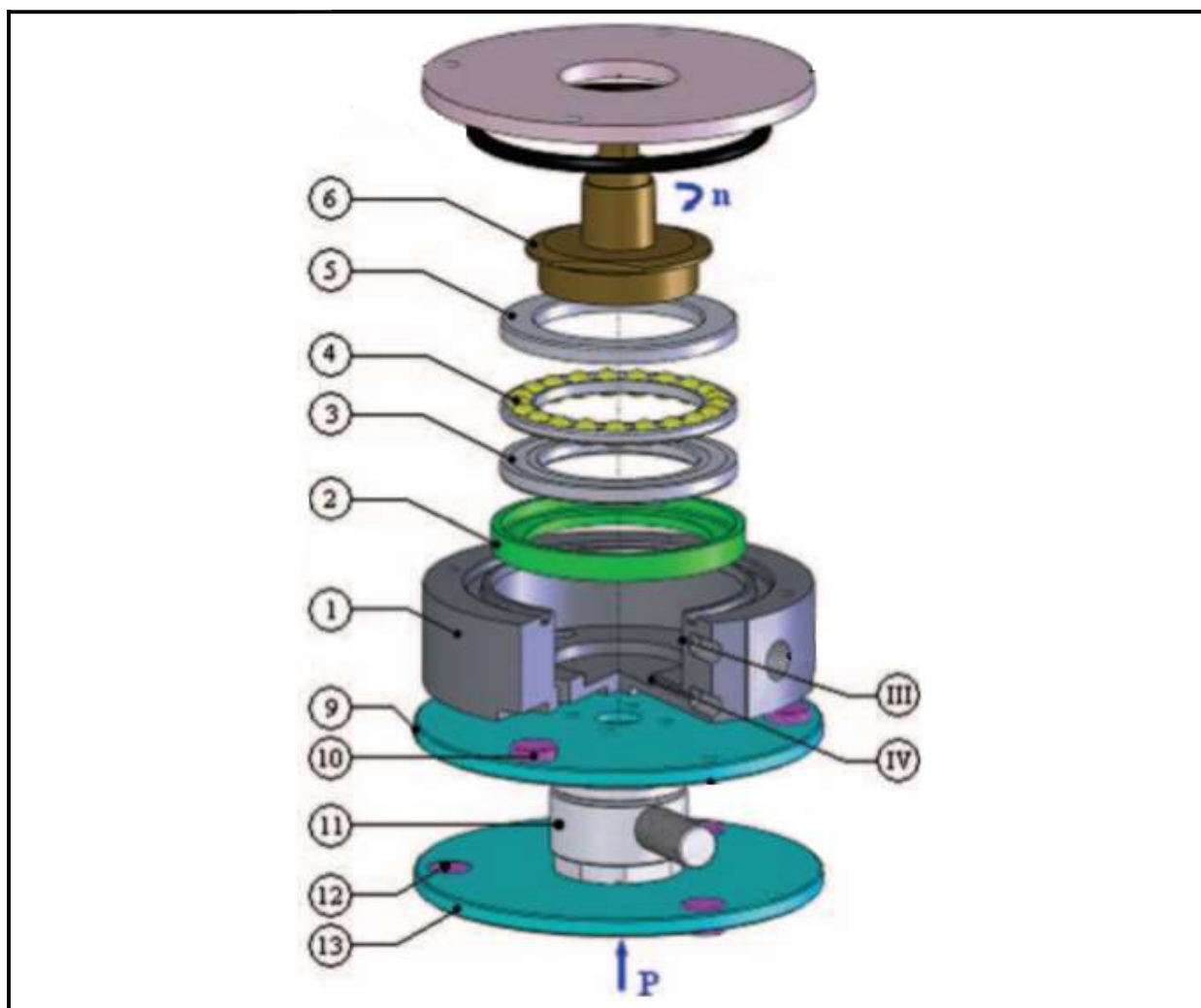
4.1.1.6 Máquina de teste de lubrificantes de Tiago Cousseau

Essa máquina, que foi projetado pelo professor Tiago Cousseau, tem como principal objetivo analisar a eficiência de lubrificantes aplicados em rolamentos axiais com base no torque perdido durante o funcionamento dos mesmos. O torque perdido é medido com a utilização de um sensor de torque piezelétrico

A operação desta máquina, que esta representada na Figura 32, acontece da seguinte forma: o carregamento (P) é aplicado na placa inferior (13) e a rotação é transmitida pelo adaptador de eixo (6), que esta acoplado ao eixo. O movimento rotacional é transmitido pelo anel superior do rolamento (5) para o conjunto esferas-gaiola (4). O movimento gera o atrito interno, que é transmitido para o anel inferior do

rolamento (3), para o mancal (1), para a placa superior (9) e para a célula de torque (11), que estão todos fixados um ao outro.

Nos furos (III e IV) são colocados os termopares que fazem a medição da temperatura dos anéis do rolamento e do lubrificante. A utilização de um adaptador é responsável por possibilitar o teste de diferentes tamanhos de rolamentos.



Projetista:	Tiago Cousseau
Função:	Medir torque no interior do rolamento
Rotação do motor:	Até 5500 RPM
Carregamento axial:	Até 7000 N
Carregamento radial:	Não existente
Pode ser aquecido:	Não?
Temperatura de teste:	-40°C a 120°C (controle feito por termopares)
Tipo de rolamento:	Rolamentos axiais
Tipo de lubrificante:	Graxa e óleo
Tipo de transmissão:	Motor - eixo

Figura 32: Máquina projetada por Cousseau.

Fonte: adaptado de: Experimental measuring procedure for the friction torque in rolling bearings, Tiago Cousseau.

4.1.2 Informações da Vale

A Vale possui uma gama de rolamentos que são mais comumente utilizados pela empresa em seu maquinário e são os lubrificantes (graxas) utilizados nestes rolamentos que serão objetivo da análise realizada pela máquina projetada pelo presente trabalho. A Tabela 6 apresenta os rolamentos e seus respectivos tamanhos e características técnicas, que foram obtidas com a fabricante de rolamentos SKF.

Tabela 6: Rolamentos utilizados pela Vale.

Rolamento	Diâmetro interno (mm)	Diâmetro externo (mm)	Largura (mm)	Velocidade limite (RPM)	Carga radial Limite (N) *	Carga axial Limite (N)**	Temperatura de operação (°C)
6204	20	47	14	17000	4500	1700	Até 110°C
6305	25	62	17	13000	7800	2900	Até 110°C
6306	30	72	19	11000	9800	3700	Até 110°C
6308	40	90	23	8500	14100	5200	Até 110°C
6309	45	100	25	7500	18400	6900	Até 110°C
6310	50	110	27	6700	21500	7700	Até 110°C

*A carga radial limite é 33% da capacidade de carga dinâmica para os rolamentos rígidos de esferas (SKF)

**A carga axial limite é 37% da carga radial limite dos rolamentos rígidos de esferas (SKF)

Fonte: Adaptado de: <http://www.skf.com/group/splash/index.html>

A informação mais importante que pode ser retirada da Tabela 6 é o tamanho dos rolamentos que a máquina deve ser capaz de testar. Além disso, existem ainda informações sobre as velocidades limite e capacidades de carregamento, que foram utilizadas, como será mostrado adiante, para definir alguns parâmetros de entrada dos testes a serem realizados pela máquina. Deve-se acrescentar que os rolamentos em questão são lubrificados somente com graxa nas aplicações da Vale.

4.1.3 Lista de requerimentos

Através da fundamentação teórica realizada, das informações fornecidas pela Vale e da análise das máquinas semelhantes já existentes, foram identificadas sete necessidades de projeto. Esses sete requerimentos estão expostos no Quadro 2, sendo que as linhas em cor verde representam requisitos essenciais do ponto de vista da Vale e as linhas na cor azul representam requisitos não essenciais que podem aumentar a gama de testes da máquina (Interesses da UTFPR).

Quadro 2: Requerimentos de projeto.

	Requerimento
1	Medir a eficiência do lubrificante
2	Permitir o teste de rolamentos de diferentes tamanhos
3	Permitir lubrificação com graxa
4	Aplicar carga radial
5	Permitir testes a temperatura controlada
6	Permitir lubrificação com óleo
7	Aplicar carga axial

Dentre os requerimentos de projeto apresentados no Quadro 2, existem aqueles que estão relacionados aos parâmetros de entrada dos testes. Os parâmetros mínimos que, segundo a Vale, a máquina deve ser capaz de simular se encontram na Tabela 7.

Tabela 7: Parâmetros mínimos de entrada dos testes.

Parâmetro	Valor mínimo necessário
Carga radial	2500 N por rolamento de teste
Velocidade de rotação	1000 RPM
Controle de temperatura	Apenas medição (sem aquecimento)

Nota-se, ao se observar a Tabela 7, que o aquecimento dos rolamentos e a aplicação de carga axial, não são, para a Vale, indispensáveis. Contudo, o objetivo do projeto é, também, possibilitar a maior gama de testes possíveis e por este motivo, essas duas características serão também consideradas.

4.2 Projeto Conceitual

O principal objetivo desta parte do projeto foi analisar os requerimentos expostos no Quadro 2 e definir as melhores soluções para cada um deles. Para isso, as características e as possíveis soluções de cada um destes requerimentos foram a seguir explicitados, sendo que para casos em que existiam mais do que uma solução, a melhor foi definida com a utilização de uma matriz de decisão, com base em critérios técnicos e econômicos.

4.2.1 Medir a eficiência do lubrificante

Esse requerimento é também o objetivo da máquina projetado e por esse motivo foi a primeira característica a ser definida. De acordo com as informações apresentadas nos itens 2.1 e 4.1.1, essa medição pode ser feita por quatro métodos distintos: variação de temperatura do sistema, variação da corrente elétrica do motor, célula de torque e volante de inércia (mesmo princípio do item 4.1.1.5).

O método que considera a variação de temperatura do sistema não é compatível com o requerimento de projeto “Permitir testes a temperatura controlada”, pois a elevação da temperatura do sistema de forma artificial influenciaria nos resultados obtidos por este método, uma vez que não seria possível se aferir se o aumento de temperatura está relacionado ao atrito do rolamento ou ao elemento responsável pelo aquecimento. Por este motivo, esse sistema já foi inicialmente descartado. Ainda assim, o desenvolvimento do equipamento prevê furações para instrumentação com termopares para relacionar as perdas de atrito com temperatura nos testes sem controle de temperatura e para controlar a temperatura (nos locais de interesse) em testes com este controle.

O método que avalia o torque perdido nos rolamentos a partir da variação da corrente elétrica do motor apresenta, como citado no item 2.1.2 e comprovado a partir de consulta a fornecedora de motores elétricos WEG, um grau de precisão muito baixo para o nível de pesquisa que se deseja obter e por esse motivo, também foi inicialmente descartado.

As duas possibilidades restantes foram então analisadas, com o auxílio de uma matriz de decisão, de acordo com os seguintes parâmetros: exatidão, custo, e complexidade de realização dos testes. Os motivos que levaram a escolha destes parâmetros e o peso que cada um teve na tomada de decisão, assim como a nota que cada método obteve nos mesmos, serão esclarecidos a seguir.

4.2.1.1 Exatidão

É a capacidade que o método tem de medir diferenças entre os torques gerados pelos diferentes lubrificantes. Este parâmetro está diretamente ligado à capacidade de medição da máquina e por este motivo teve um peso 3 (máximo previsto) na análise.

A definição do método mais eficiente neste parâmetro foi o maior desafio encontrado durante o projeto. Os problemas e os meios encontrados para solucioná-los estão expostos na Figura 33 abaixo e serão a seguir esclarecidos:

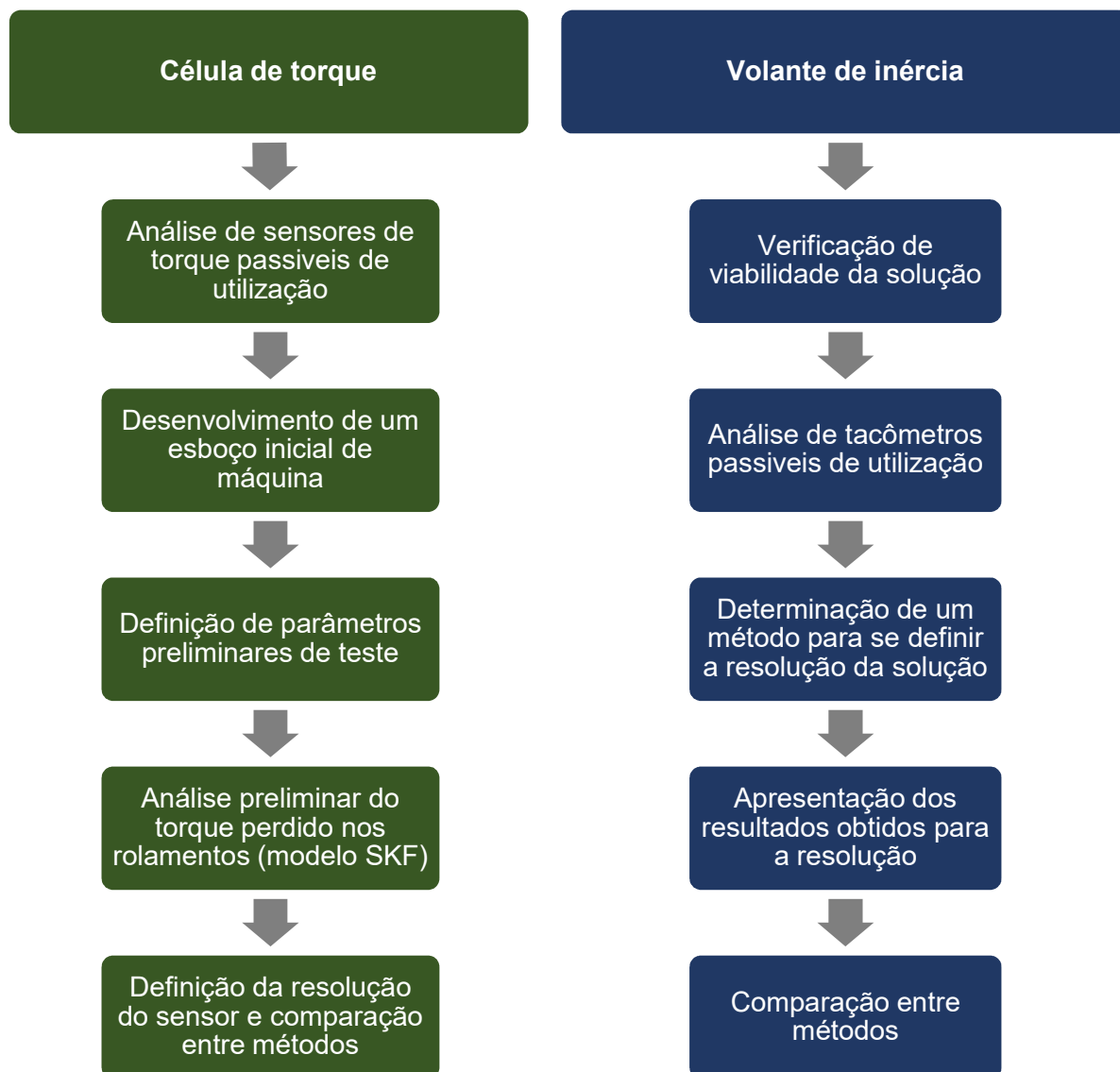


Figura 33: Fluxograma dos passos tomados para a análise do critério "exatidão"

- **Célula de torque**

Como está exposto na Figura 33, foi, inicialmente, necessário se realizar uma pesquisa, que visou encontrar a melhor célula de torque possível para a situação apresentada. Essa pesquisa definiu que a célula de torque T20WN da HBM, que tem seus dados mais importantes apresentados na Tabela 8, seria a melhor alternativa.

Como pode ser visto na Tabela 8, a exatidão do sensor de torque é um percentual (sendo de 0, 2% a melhor para os sensores avaliados) do torque que esta célula é capaz de suportar, sendo que entre os sensores avaliados, essa capacidade de suportar torque pode ser de 1Nm, 2Nm, 5Nm, 10Nm e 20Nm (não existem possibilidades intermediárias). Isso quer dizer que, se o torque perdido nos rolamentos, na condição mais severa que a máquina pode simular, for de 4 Nm, então o sensor selecionado deverá apresentar

para todos os casos (inclusive os casos de condições menos severas) uma exatidão fixa de 10Nmm (0,02 x 5Nm).

Tabela 8: Características técnicas da célula de torque T20WN da HBM.

Classe de precisão	0,2%							
Classes de resistência ao torque (Nm)	0,1	0,2	0,5	1	2	5	10	20
Exatidão	Calculada de acordo com a equação: Exatidão = Classe de resistência ao torque × Classe de precisão							
Limite de carga radial (KN)	0,2	0,2	0,2	0,34	0,5	1,1	1,75	2,75
Limite de carga axial (N)	3,6	3,6	3,6	5,7	8,3	18,2	29	46
Limite de momento fletor (Nm)	0,12	0,12	0,12	0,23	0,4	0,93	1,9	3,7

Fonte: Adaptado de: <https://www.hbm.com/pt/0264/sensores-e-medidores-de-torque/>

Tendo em vista o fato acima citado, foi necessário se desenvolver um primeiro esboço de máquina, que foi utilizado para se saber quantos rolamentos seriam utilizados em uma máquina com o sensor de torque. Para a elaboração deste esboço foi considerado como necessário o posicionamento de um alojamento entre o local de aplicação da carga radial e o sensor de torque, pois este sensor possui uma baixa capacidade de suportar cargas radiais (ver Tabela 8).

Outra consideração feita para se chegar a este esboço foi a de que a aplicação da carga radial deve ser feita no centro do eixo, de modo a tornar o eixo o responsável por transmitir esta carga para o anel interno do rolamento de teste. Essa consideração visou tornar o teste o mais próximo possível da situação real de funcionamento (onde as cargas radiais são aplicadas no eixo) e considerou que a aplicação de uma carga radial no eixo provoca a deflexão do mesmo, o que altera a condição de funcionamento do rolamento, sendo por isso, importante que haja um carregamento neste local.

Tendo em vista os fatos acima citados, o esboço exposto na Figura 34 considerou a utilização de dois rolamentos nas extremidades e dois rolamentos centrais, sendo que os rolamentos localizados nas extremidades seriam os rolamentos a serem testados e seriam trocados a cada teste e os rolamentos centrais seriam sempre os mesmos (rolamentos 6310), e teriam como objetivo auxiliar na distribuição da carga radial que será aplicada (a forma de aplicação não esta representada no esboço). Esse esboço também prevê a não fixação do mancal central na base, de modo que o mesmo possa

se locomover radialmente com a aplicação da carga sobre ele e transmitir a carga através do eixo para os rolamentos de teste

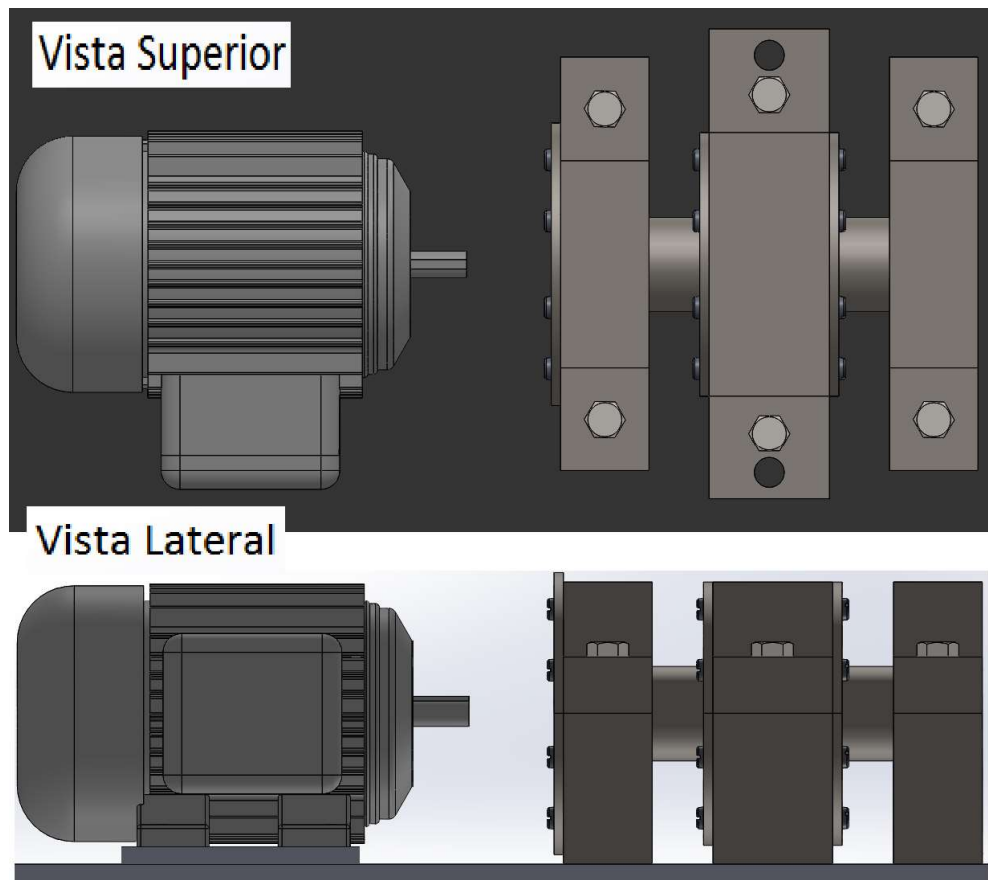


Figura 34: Vistas (superior e lateral) do esboço considerando a utilização de um sensor de torque.

Com a informação sobre o número de rolamentos a serem utilizados, pôde-se utilizar o modelo de atrito da SKF (item 2.2 deste trabalho) para se estimar o torque perdido nos rolamentos utilizados, sendo que para isso, foi necessário se definir condições prévias para os parâmetros de teste. Essas condições de contorno e as viscosidades dos lubrificantes utilizados nas simulações estão contidas na Tabela 9 e foram escolhidas com base na extrapolação das condições de interesse da Vale, ou seja, um aumento desse intervalo de interesse.

Todos os rolamentos puderam ser analisados com a variação dos parâmetros dentro dos intervalos mostrados na Tabela 9, sendo que estes parâmetros foram variados com o objetivo de se avaliar dois casos extremos (mínimo e máximo) e um caso intermediário de carregamento. Os intervalos de cada parâmetro foram:

Tabela 9: Lubrificantes e condições de contorno das simulações.

Lubrificante	Viscosidade a 40°C	Viscosidade a 120°C		
1	200	16		
2	115	12,2		
3	100	11		
4	70	7,2		
	Temperaturas (°C)	Velocidades (RPM)	Carregamento radial (N)	Carregamento axial (N)
Máximo	120	3450	4500	1700
Mínimo	40	50	650*	0

*carga mínima para o maior rolamento em questão (item 2.3.3.2)

- Temperatura: intervalos de 10°C em 10°C (120°C, 110°C,....., 50°C, 40°C)
- Velocidade: intervalos de 50 RPM em 50 RPM (4000 RPM, 3950 RPM,....., 100 RPM, 50 RPM)
- Carregamento radial: Foi dividido em 3 faixas:
 - Máximo: 4500 N
 - Médio: 2250 N
 - Mínimo: 650 N
- Carregamento axial: Foi dividido em 3 faixas também:
 - Máximo: 1700 N
 - Médio: 850 N
 - Mínimo: 0

Com este método foram realizadas, em uma planilha Excel, 44712 simulações diferentes (como as representadas na Figura 35), com as quais foi possível se estimar que, para a máquina com quatro rolamentos (parâmetros sempre iguais para os quatro rolamentos), o máximo torque perdido no sistema será de cerca de 3,16 Nm.

Tendo em vista que a resistência das células de torque escolhida para esta análise mais próximas do valor de 3,16 Nm são as de 2 Nm e 5 Nm (ver Tabela 8) e que essa resistência não pode ser de modo algum menor do que 3,16 Nm, a única solução possível seria a seleção de uma célula de torque com resistência a 5 Nm, que, como citado anteriormente, possui um erro fixo de 0,2% da capacidade máxima de carga da célula de carga, ou seja, 10Nmm.

C0	D	d	Fr	Fa	n	v(40°)	v(100°)	v(temp)	Temp (°C)	Momento total para 4 Rolamentos (Nmm)
38000	110	50	4500	1700	1400	200	16	200	40	3158,69
38000	110	50	4500	1700	1400	115	12,2	115	40	2988,76
38000	110	50	4500	1700	1400	100	11	100	40	2925,49
38000	110	50	4500	1700	1400	70	7,3	70	40	2749,09
38000	110	50	4500	1700	1350	200	16	200	40	3158,45
38000	110	50	4500	1700	1350	115	12,2	115	40	2976,17
38000	110	50	4500	1700	1350	100	11	100	40	2911,26
38000	110	50	4500	1700	1350	70	7,3	70	40	2732,69
38000	110	50	4500	1700	1300	200	16	200	40	3156,78
38000	110	50	4500	1700	1300	115	12,2	115	40	2962,42
38000	110	50	4500	1700	1300	100	11	100	40	2895,96
38000	110	50	4500	1700	1300	70	7,3	70	40	2715,46
38000	110	50	4500	1700	1250	200	16	200	40	3153,58
38000	110	50	4500	1700	1250	115	12,2	115	40	2947,46
38000	110	50	4500	1700	1250	100	11	100	40	2879,55
38000	110	50	4500	1700	1250	70	7,3	70	40	2697,35
38000	110	50	4500	1700	1200	200	16	200	40	3148,73
38000	110	50	4500	1700	1200	115	12,2	115	40	2931,20
38000	110	50	4500	1700	1200	100	11	100	40	2861,96
38000	110	50	4500	1700	1200	70	7,3	70	40	2678,33
38000	110	50	4500	1700	1150	200	16	200	40	3142,11
38000	110	50	4500	1700	1150	115	12,2	115	40	2913,59
38000	110	50	4500	1700	1150	100	11	100	40	2843,13
38000	110	50	4500	1700	1150	70	7,3	70	40	2658,34
38000	110	50	4500	1700	1100	200	16	200	40	3133,57
38000	110	50	4500	1700	1100	115	12,2	115	40	2894,53
38000	110	50	4500	1700	1100	100	11	100	40	2822,98
38000	110	50	4500	1700	1100	70	7,3	70	40	2637,34

Figura 35: Exemplo da planilha utilizada na análise do momento de torque para o rolamento 6310.

- Volante de inércia

Esta solução não mede o torque perdido nos rolamentos de forma direta, como acontece no caso anterior, e por isso, não existe na literatura a definição de uma exatidão para este método. Por isso, foi necessário se definir uma forma para a obtenção da mesma, de modo a tornar possível a comparação entre os dois métodos.

Porém, para se dar continuidade a esta análise, foi necessário se avaliar, inicialmente a viabilidade do método, devido à existência dos volantes de inércia (volantes de inércia extremamente pesados tornariam a realização dos testes inviáveis). Essa verificação passou pela definição de um tempo de parada mínimo para o conjunto (a partir do desacoplamento do motor) e estimativa do momento de inércia (massa e forma dos volantes de inércia) que o conjunto de elementos deveria possuir.

O tempo de parada mínimo foi estimado com base no trabalho apresentado no item 4.1.1.5, que obteve tempos próximos a 30s. Esse tempo foi considerado aceitável e por isso foi utilizado na definição da massa do volante de inércia. Após a definição do tempo, foi preciso se elaborar, assim como para o caso anterior, um esboço de máquina para esta solução.

A estrutura elaborada para este caso, que está representada na Figura 36 e não se encontra em escala, foi desenvolvida com base em critérios parecidos com os utilizados para a estrutura representada na Figura 34, ou seja, considerando aplicação de carga no alojamento central e posicionando um mancal entre a aplicação da carga e da embreagem (para este caso). A única diferença entre as estruturas elaboradas é a existência de volantes de inércia entre os alojamentos, como representado na Figura 36.

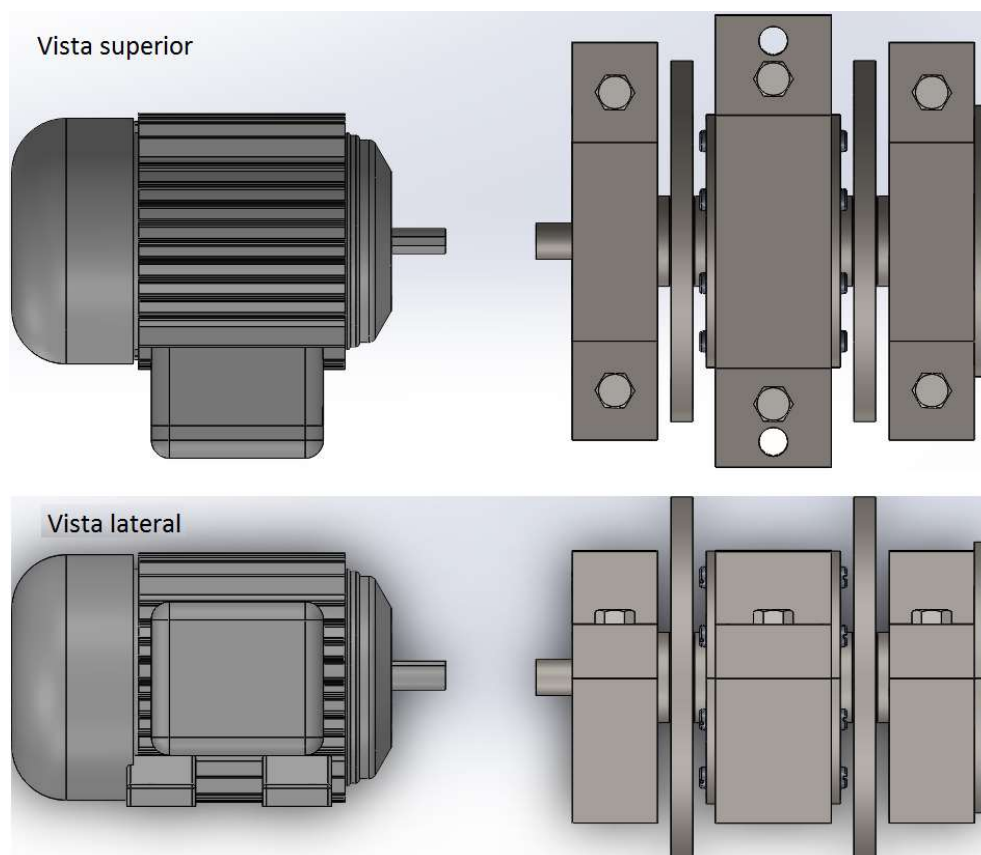


Figura 36: Vistas (superior e lateral) da nova estrutura de máquina proposta.

Sabe-se também, que nos teste realizados com este método, o conjunto é sempre levado a velocidade máxima possível e então desacoplado do motor, para que volte ao estado de repouso. Tendo isso em vista e considerando, como na Tabela 7, a velocidade máxima como 3450 RPM, foi possível, com a utilização da equação 11, se determinar que a máxima desaceleração média (já que o torque varia no intervalo de velocidades e com isso a desaceleração também) do conjunto deveria ser de 12,04 rad/s².

$$\omega = \alpha t \quad (11)$$

Onde:

ω = Velocidade radial inicial do sistema (3450 RPM)

α = desaceleração do sistema devido ao atrito

t = tempo que o sistema leva para atingir o repouso (30 s)

A partir dos fatos acima citados e sabendo-se que o momento de inércia de um elemento ou conjunto de elementos não depende somente da massa destes, mas também do formato e da posição do mesmo na montagem, foi necessário se definir um limite para as dimensões de um possível volante de inércia. Esses limites foram considerados, por questões de compatibilidade com o eixo e com os mancais previstos para este projeto, como 10 mm de largura e 50 mm de diâmetro interno (diâmetro interno do maior rolamento). Foi considerado também, que o volante seria de aço.

Dessa forma, pôde-se estimar, com base nas mesmas simulações realizadas para o caso do sensor de torque (já que esta máquina também considerou a utilização de 4 rolamentos e também teria um torque máximo de 3,16 Nm) e com base na equação 1, que para o caso mais severo, a massa máxima de cada um dos volantes de inércia, como o que está representado na Figura 37, deveria ser de cerca de 12 kg, que é uma massa de simples manipulação, que não inviabilizaria a realização de possíveis testes.

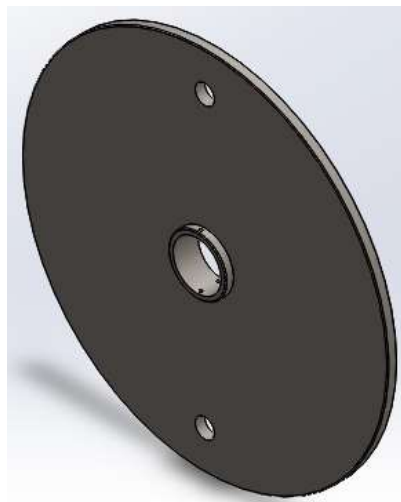


Figura 37: Volante de inércia modelado para o máquina.

Tendo sido comprovada a viabilidade, foi-se necessário definir uma forma de se analisar a exatidão deste método. O modo encontrado para isso foi com a utilização de um tacômetro e será a seguir exposta.

Uma pesquisa de mercado foi realizada e mostrou que o tacômetro ACT-3X da empresa Monarch Instrument apresenta as melhores características, dentre as

requeridas para este projeto. As características técnicas deste tacômetro, que são de maior importância para esta análise, estão expostas na Tabela 10.

Tabela 10: Características técnicas do tacômetro ACT-3X da Monarch Instrument.

Capacidade de medição	5 – 999.999 RPM (1 pulso pro revolução) 0,5 – 999.999 RPM (10 pulsos por revolução)
Exatidão	Calculada de acordo com a equação: $\text{Exatidão} = \frac{(\text{Intervalo de velocidades a ser medido})}{32.000} \quad (10)$
Classe de precisão	$\pm 0,001\%$ da leitura - (porta padrão) $\pm 0,01\%$ da leitura - (porta rápida)
Taxa de medição	100 x por segundo - (porta padrão) 1000 x por segundo - (porta rápida)
Sensores de medição disponíveis	Ótico - Monarch ROS-W, ROS-P-25, ROS-HT-W-25, ROSM-5W Proximidade - Monarch P5-11 Magnético - Monarch M-190W ou MT-190W Infravermelho - Monarch IRS-W Laser - Monarch ROLS-W, SLS-115/230 Indutivo - Gas Engine GE-200

Fonte: Adaptado de: http://www.monarchinstrument.com/pdfs/ACT3x_Datasheet_Feb_10.pdf

Como pode ser visto na Tabela 10, a exatidão do tacômetro para a velocidade até aqui estudada (3450 RPM) pôde ser obtida com a equação 10 e seria de 0,1 RPM para o caso estudado. Além disso, nota-se que o tacômetro possui uma taxa de medição máxima de até 1000x por segundo.

Com estes dois dados (variação de velocidade e intervalo de tempo) é possível se definir a desaceleração de um sistema. Com o auxílio da equação 1 e partindo-se do princípio que o momento de inércia do sistema é conhecido, chegou-se a conclusão que é possível se determinar o torque para cada momento de funcionamento dos rolamentos.

É possível também se determinar se um lubrificante é mais eficiente do que outro, sendo que, se para exatamente as mesmas condições de funcionamento, a desaceleração provocada por um lubrificante A for maior do que a desaceleração provocada por um lubrificante B, isso quer dizer que, o atrito gerado com a utilização do

lubrificante B é menor do que o gerado com a utilização do lubrificante A, sendo assim, o lubrificante B mais eficiente do que o lubrificante A para aquela condição.

Sendo assim, para se definir a exatidão deste método, utilizou-se a mesma planilha Excel representada na Figura 34. A abordagem das simulações foi, porém, diferente da abordagem adotada para o caso do sensor de torque. O método utilizado para se verificar a exatidão desta solução está representado na Figura 38.

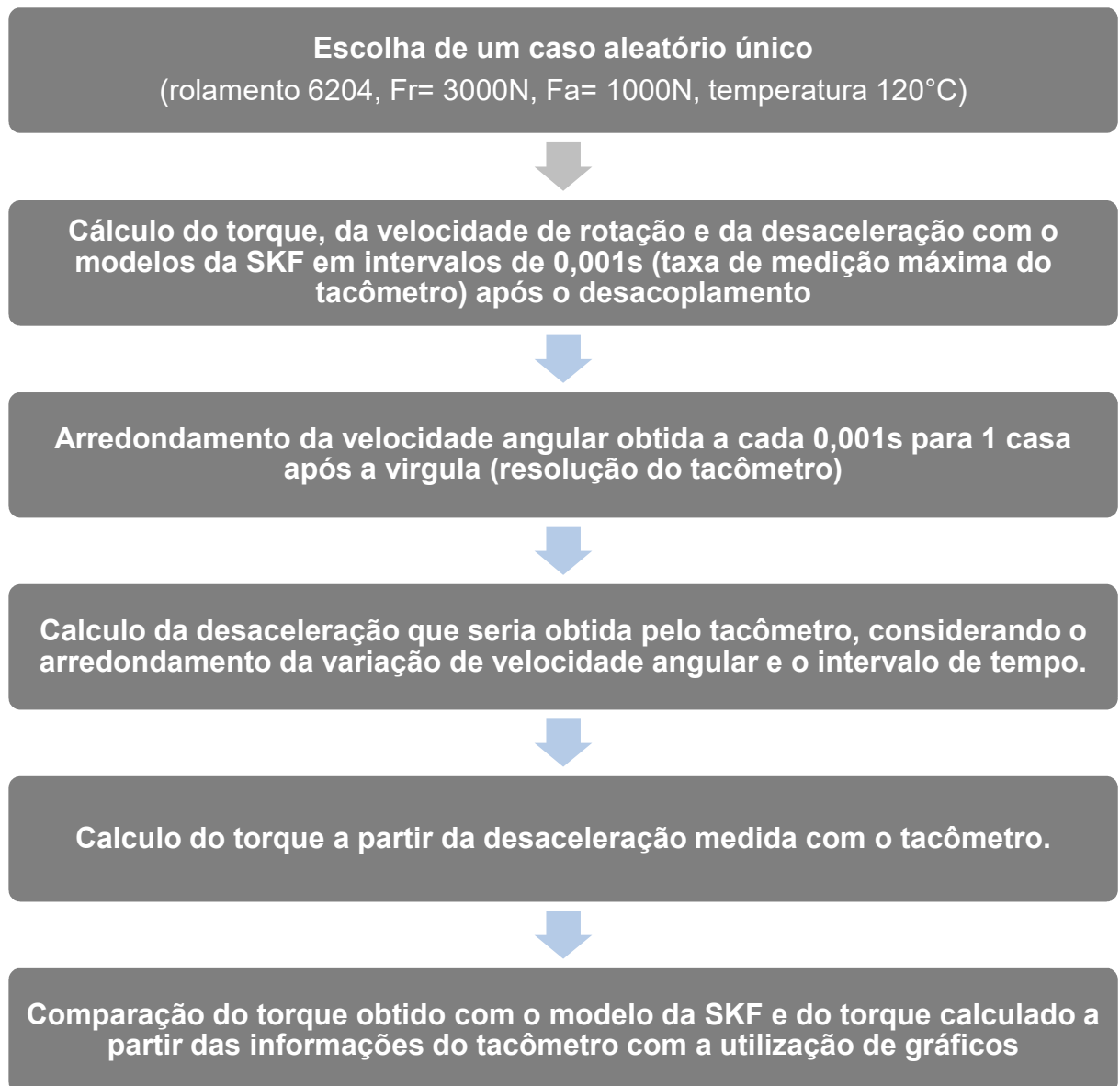


Figura 38: Processo empregado para a definição da exatidão deste método.

Para se facilitar o entendimento do processo representado na Figura 38, deve-se observar um exemplo das simulações realizadas (Figura 39) e o gráfico representado na Figura 40. Neste gráfico é possível se ver que os valores de desaceleração obtidos com o tacômetro são bem diferentes daqueles que seriam de se esperar de acordo com o

modelo da SKF. Isso se deve ao fato de que a exatidão de 0,1 RPM não é capaz de assimilar a aceleração do intervalo de forma correta. Por exemplo, a linha em vermelho na Figura 39 mostra que a velocidade angular em $t = 0,001s$ seria de 3449,4481 RPM, porém, o tacômetro foi capaz de medir 3449,4 RPM. Essa diferença entre a velocidade real e a velocidade medida pelo tacômetro gera o erro observado no gráfico da Figura 40.

Fr	Fa	n	tempo decorrido	n tacometro	Alfa tacometro	Torque tacometro	v(40°)	v(100°)	Temp	Torque total
3000	1000	3450,0000	0,000	3450,0	62,83	628,32	200	16	120	577,90
3000	1000	3449,4481	0,001	3449,4	62,83	628,32	200	16	120	577,92
3000	1000	3448,8963	0,002	3448,9	52,36	523,60	200	16	120	577,94
3000	1000	3448,3444	0,003	3448,3	62,83	628,32	200	16	120	577,96
3000	1000	3447,7925	0,004	3447,8	52,36	523,60	200	16	120	577,98
3000	1000	3447,2405	0,005	3447,2	62,83	628,32	200	16	120	578,01
3000	1000	3446,6886	0,006	3446,7	52,36	523,60	200	16	120	578,03
3000	1000	3446,1366	0,007	3446,1	62,83	628,32	200	16	120	578,05
3000	1000	3445,5846	0,008	3445,6	52,36	523,60	200	16	120	578,07
3000	1000	3445,0326	0,009	3445,0	62,83	628,32	200	16	120	578,09
3000	1000	3444,4806	0,010	3444,5	52,36	523,60	200	16	120	578,11

Figura 39: Exemplo da planilha Excel utilizada para se analisar a exatidão do tacômetro.

Fonte: elaboração própria

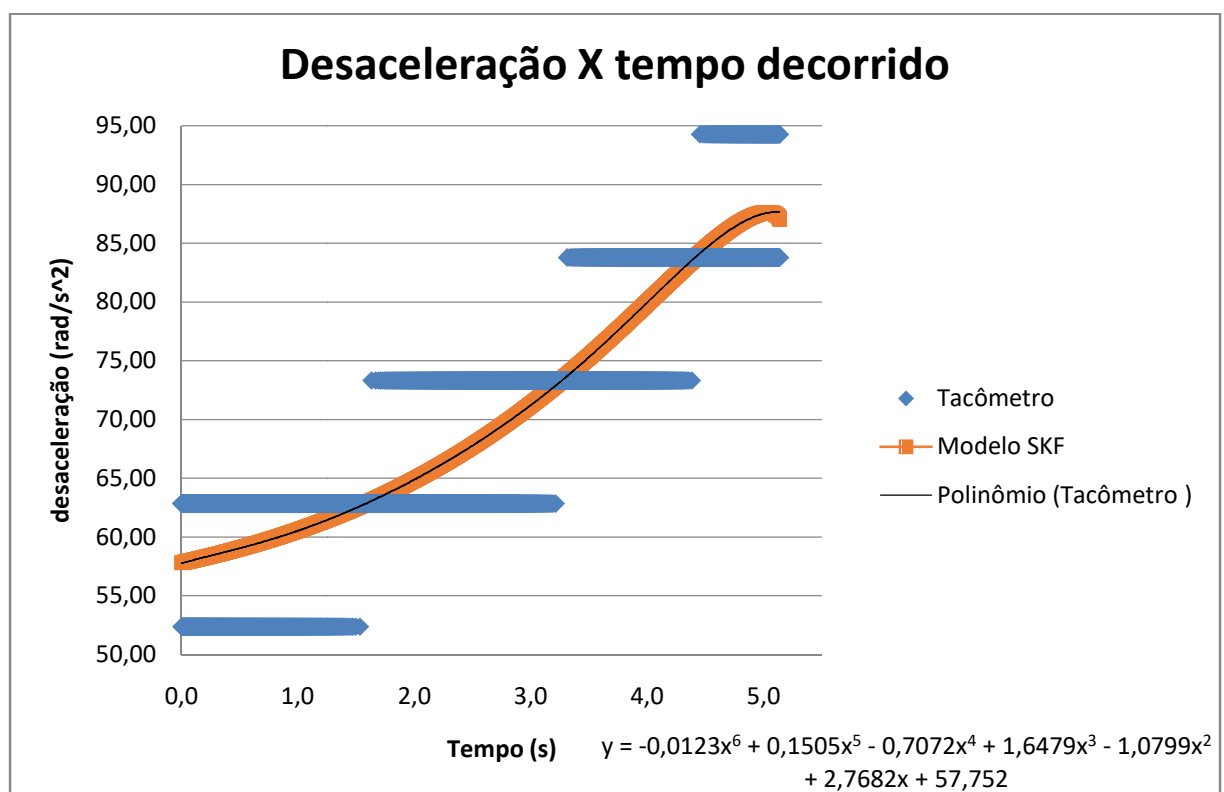


Figura 40: Comparação entre a desaceleração medida com o tacômetro e a esperada pelo modelo SKF.

Fonte: elaboração própria

A existência do erro descrito acima já era esperada, porém, deve-se notar que, assim como está representado na Figura 40, o erro apresenta um comportamento fixo para determinados intervalos de tempo. Por esse motivo, resolveu-se analisar o

comportamento que uma linha de tendência (relativa aos dados coletados pelo tacômetro) teria e com isso chegou-se a conclusão que, apesar do erro relacionado à exatidão do tacômetro, a geração de uma linha de tendência dos dados obtidos com o mesmo, é capaz de fornecer resultados praticamente idênticos aos resultados esperados pelo modelo da SKF.

Para se comprovar que esta linha de tendência é capaz de fornecer dados muito próximos dos resultados esperados, calculou-se a desaceleração fornecida pela linha de tendência (equação presente na Figura 40). O cálculo desta desaceleração e do torque a ela relacionado, mostrou que a variação do torque esperado pelo modelo da SKF e do torque calculado a partir dos dados do tacômetro apresentam uma variação média de apenas 0,25% entre si.

Os dados acima descritos mostram que a solução que utiliza o tacômetro apresenta uma grande capacidade de obter resultados confiáveis. O próximo passo foi então comparar capacidade de diferenciar a eficiência de lubrificantes dos dois métodos.

- Comparação entre propostas

Para se comparar as duas propostas, utilizou-se a mesma planilha de dados utilizada para se definir a exatidão da solução “volante de inércia” (parâmetros de entrada representados no fluxograma da Figura 38). A única diferença foi que a simulação que antes havia sido realizada para apenas um lubrificante, foi dessa vez feita para mais 3 lubrificantes, de modo que foi possível se comparar a capacidade de cada um dos métodos de diferenciar a eficiência destes 4 lubrificantes.

Para se analisar o método que utiliza o tacômetro, foi gerado um gráfico Torque x Velocidade de rotação com os 4 lubrificantes, com os dados que seriam obtidos com a máquina. Esse gráfico, que está representado na Figura 41, mostra que os únicos pontos para os quais não seria possível se diferenciar os lubrificantes, seriam os pontos de intersecção das curvas dos mesmos, ou seja, para todo o intervalo de velocidades estudado (e para os parâmetros de carga e temperatura definidos), em apenas dois momentos não seria possível saber qual o melhor lubrificantes para o caso.

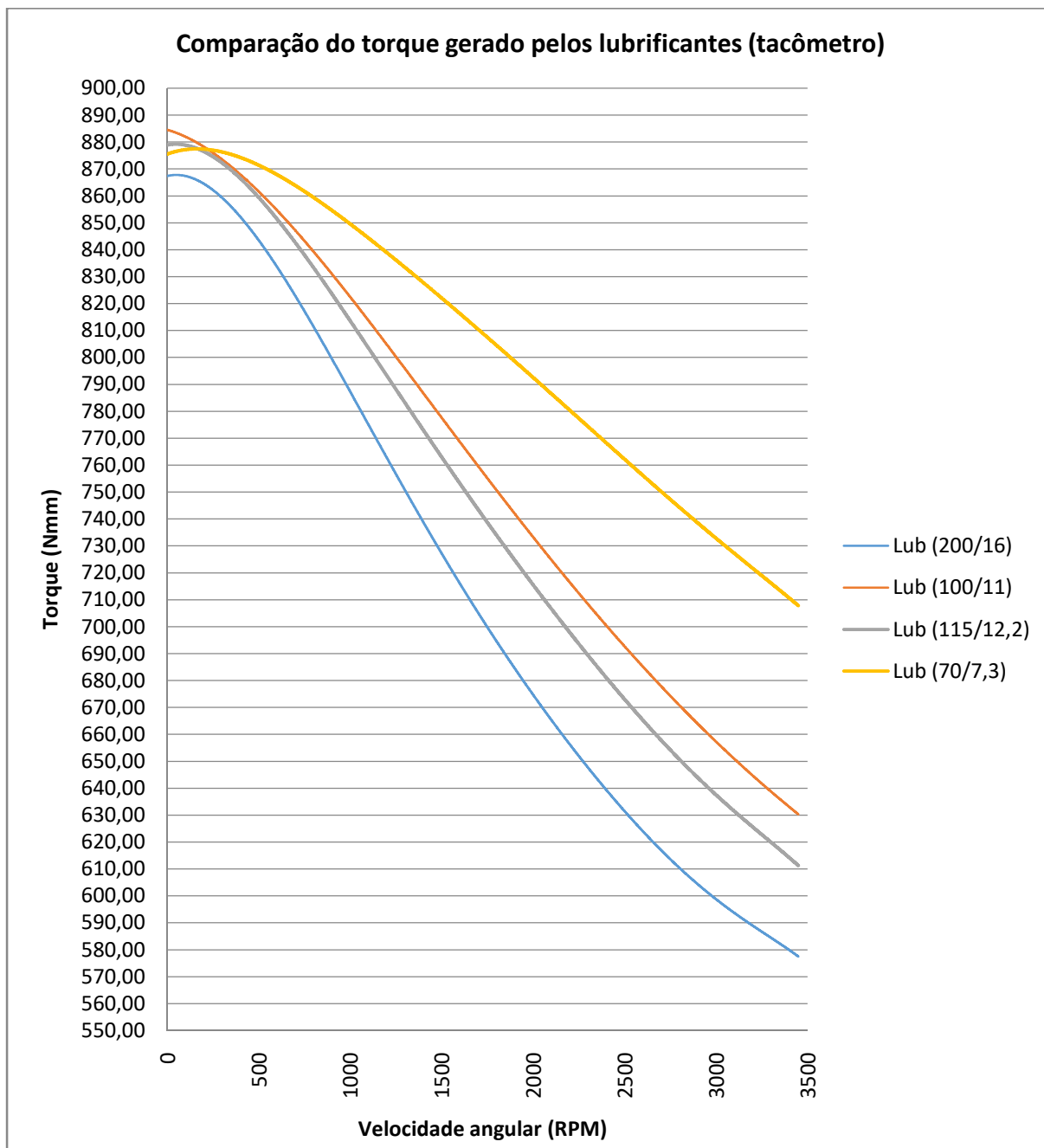


Figura 41: Comparação entre o torque dos lubrificantes de acordo com a rotação.

Fonte: elaboração própria

Já para se determinar a eficiência do método com o sensor de torque, se calculou com o modelo da SKF, o torque gerado pelos 4 lubrificantes para o mesmo intervalo (0 a 3450 RPM) e comparou os mesmos. Caso a diferença entre os torques gerados fosse menor do que 10 Nmm (exatidão definida para o sensor), o sensor não seria capaz de mensurá-la. Com isso, obteve-se, como representado na Figura 42, que 15,8% das comparações feitas não seriam perceptíveis para o sensor de torque. Esse valor é muito maior do que o resultado obtido no gráfico representado na Figura 41, e por este motivo,

definiu-se que a solução “sensor de torque recebe uma nota 3 neste quesito, enquanto a solução “volante de inércia” recebe uma nota 5.

Diâmetro externo (mm)	diâmetro interno (mm)	Carga radial (N)	Carga axial (N)	Velocidade angular (RPM)	Lubrificante	Viscosidade do lubrificante	Temperatura (°C)	Torque total (Nmm)	Comparacoes		
47	20	2250	850	3450	1	9,595	120	1094,80			
47	20	2250	850	3450	2	7,734	120	1081,35	13,4		
47	20	2250	850	3450	3	6,987	120	1078,36	3,0	16,4	
47	20	2250	850	3450	4	4,664	120	1084,43	6,1	10,4	3,1

Figura 42: Exemplo das comparações feitas para os resultados do senso de torque.

4.2.1.2 Custo

Este é sempre um parâmetro importante a ser levado em consideração em projeto de máquinas, sendo, neste caso, devido principalmente a grande diferença de valores entre os métodos, analisada com um peso 2.

A única medida possível para se definir o custo da implementação de qualquer um dos dois métodos, foi fazer um orçamento preliminar do valor total que cada um teria. Esse orçamento preliminar esta representado na Tabela 11 e não apresenta os valores exatos de cada componente, porém, apresenta valores muito bem embasados com base em uma pesquisa de mercado.

Tabela 11: Custos relacionados aos métodos de medicao de torque.

Sensor de torque		Volante de inércia	
Componente	Valor (R\$)	Componente	Valor (R\$)
Sensor de torque + sistema de aquisição de dados	23.000,00	Fabricação dos volantes de inércia	400
		Tacômetro	1000
		Itens adicionais relacionados ao tacômetro	400
		Embreagem eletromagnética	600
Total	23000	Total	2400

Como pode ser visto na Tabela 11, os únicos itens considerados para se analisar o custo das soluções foram as diferenças entre elas, ou seja, componentes que estão previstos no projeto de ambos os casos não entram na conta. É notável ainda que a solução “volante de inércia apresenta uma grande vantagem com relação ao custo e por esse motivo, foi considerada como tendo uma nota 4, enquanto a solução com o sensor de torque foi considerada como tendo uma nota 1.

4.2.1.3 Complexidade de realização dos testes

Este parâmetro leva em consideração o tempo e o meio para se obter os resultados (diretamente, através de cálculos etc) e a dificuldade de se preparar o teste. O peso considerado para este parâmetro foi 1, pois a dificuldade não impossibilita o teste, apenas faz com que a preparação e ou a obtenção de resultados seja mais demorada.

Com relação a forma com que os resultados são obtidos, o sensor de torque leva vantagem, já que os dados são transmitidos direto para o sistema de aquisição e os resultados são dados diretamente em Nmm, que é o objetivo da máquina. Já o resultado da solução com o volante de inércia é dado na forma de uma curva velocidade tangencial X tempo, como esta representado na Figura 34, e o resultado pode ser obtido a partir da derivação desta curva e da utilização da equação 1.

Com relação à montagem da máquina para a realização dos testes, as duas soluções apresentam problemas relacionados à montagem dos rolamentos, sendo a principal diferença, a presença dos volantes de inércia, que tornam a máquina mais pesado e de mais difícil preparação.

Considerando que neste quesito a solução com o sensor de torque apresenta vantagens nos dois critérios analisados, a nota para esta solução foi considerada como 4 e a nota para a outra solução foi considerada como 2.

As partir dos dados apresentados, foi possível se definir com critérios técnicos e objetivos qual seria a melhor solução para este requisito. A Tabela 12 apresenta o resultado desta avaliação e mostra que a solução que utiliza o volante de inércia é a melhor para os objetivos propostos neste trabalho.

Tabela 12: Matriz de decisão para o requerimento "medir a eficiência do lubrificante.

	Exatidão		Custo		Complexidade		Total	
Peso	Sensor	Volante	Sensor	Volante	Sensor	Volante	Sensor	Volante
3	3	5	x	x	x	x	9	15
2	x	x	1	4	x	x	2	8
1	x	x	x	x	4	2	4	2
							15	25

4.2.2 Testar rolamentos de diferentes tamanhos

A máquina deve ser capaz de testar diferentes rolamentos, que possuem diâmetro interno, diâmetro externo e largura diferentes. Por este motivo, esse requerimento deve

ser analisado de duas formas distintas: acoplamento do anel interno e acoplamento do anel externo.

4.2.2.1 Acoplamento do anel interno

Existem duas maneiras para se possibilitar a realização de testes para rolamentos com diâmetro do anel interno diferentes: a fabricação de um eixo para cada rolamento com tamanho diferente ou com a fabricação de buchas de fixação, parecidos com as representadas na Figura 8.

Considerando que o custo de fabricação das peças utilizadas na implementação destas soluções (vários eixos ou vários adaptadores) seria parecido e não inviabilizaria a fabricação da máquina, e sabendo que a utilização de adaptadores, que seriam acoplados por interferência ao eixo, não enfraqueceria o eixo em demasia e nem teria influência nos resultados da máquina, o único critério utilizado para se definir a melhor, foi a complexidade de montagem e desmontagem relacionada a cada uma delas.

Partindo-se deste critério, nota-se que (considerando o esboço representado na Figura 35) que a utilização de vários eixos levaria a necessidade de se desacoplar todos os 4 rolamentos da máquina de um eixo e montá-los em outro eixo a cada realização de um teste diferente. Já com a utilização de adaptadores, os rolamentos centrais ou auxiliares podem ser sempre mantidos no eixo, sendo que só seria necessário se realizar a troca dos rolamentos de teste e seus respectivos adaptadores.

Pelos motivos acima expostos, a solução escolhida para satisfazer esse requerimento, foi o projeto e fabricação de adaptadores.

4.2.2.2 Acoplamento do anel externo

As soluções são parecidas com as para o acoplamento do anel interno, sendo elas: fabricação de adaptadores (como os apresentados no item 4.1.1.6 deste trabalho) ou a fabricação de vários mancais com diferentes tamanhos.

A fabricação de vários mancais com diferentes tamanhos e substituição dos mesmos a cada teste, seria praticamente o mesmo que fabricar uma máquina diferente se para testar cada um dos rolamentos e por isso foi considerada como sendo uma solução completamente inviável. Sendo assim, a única solução considerada como para este requerimento, foi a fabricação de adaptadores, que possibilitem o acoplamento de cada um dos rolamentos a um alojamento fixo.

4.2.3 Aplicação de carga radial e axial

As aplicações de carga radial e axial foram consideradas como requerimentos diferentes, porém, a escolha da melhor solução para estes requisitos foi feita com base nas mesmas informações e critérios. As formas encontradas para a aplicação dos carregamentos na máquina foram as seguintes: peso morto, pistão pneumático e parafuso de potência. Todas estas formas de aplicação de carga são compatíveis com o requerimento mínimo exigido pela Vale de aplicação de 2500 N por rolamento.

Primeiramente, deve-se deixar claro que nenhuma solução parecida com a apresentada no item 4.1.1.5 deste trabalho, que utiliza pneus para transmitir a carga radial ao eixo, poderia ser utilizada, pois, além da dificuldade de implementação de tal solução devido à existência do volante de inércia, o atrito relacionado ao funcionamento destes pneus (por exemplo) teria influência sobre os resultados obtidos.

A utilização de um peso morto é outra solução que estaria relacionada a grandes problemas tanto de implementação quanto de manuseio, pois, considerando a configuração representada na Figura 35, seria necessário possibilitar que uma massa de cerca de 1000 kg (considerando que a carga máxima radial a ser aplicada como 10000 N ou 2500 N em cada rolamento) fosse posicionada pelo operador sobre o mancal central. Por estes motivos, esta solução foi considerada como inviável.

A partir disso e considerando que as duas soluções restantes são capazes de atingir os carregamentos necessários para a realização dos testes e que a implementação de ambas não apresenta grandes problemas para o projeto, o único critério utilizado para a definição deste requerimento foi com relação ao custo das soluções.

Para se estimar o custo da utilização de um cilindro pneumático para a aplicação das cargas, deve-se considerar que além dos custos com a obtenção dos cilindros, existe ainda a necessidade de existência de uma linha de ar comprimido ou de uma bomba de compressão de ar no local onde a máquina será instalada, que possibilite a utilização destes cilindros. Essas considerações já deixam claro, que a fabricação de um parafuso de potência e possível adaptação à máquina, apresentaria um custo bem menos elevado do que a implementação de um sistema de carregamentos com cilindros pneumáticos. Por este motivo, as cargas radial e axial serão aplicadas nesta máquina com a utilização de um parafuso de potência.

4.2.4 Permitir lubrificação com graxa

É a forma de lubrificação utilizada em cerca de 90% das aplicações. Esse requerimento não apresenta dificuldades com relação ao projeto da máquina, pois a graxa pode ser aplicada manualmente aos rolamentos durante a preparação da máquina para os testes.

4.2.5 Controle de temperatura

Esse requerimento pode ser dividido em duas partes: aquecimento e controle/medição da temperatura.

4.2.5.1 Aquecimento

Como descrito anteriormente, tornar possível o aquecimento dos rolamentos e do lubrificante é muito importante, pois aproxima as condições de funcionamento de teste das condições reais. A única proposta de solução encontrada para este requisito foi, com base no Benchmark realizado, a utilização de resistências elétricas.

Com isso, foi realizada uma pesquisa sobre os tipos de resistências existentes. Essa pesquisa mostrou que a resistência do tipo cartucho, que está representada na Figura 43, é o tipo de resistência mais compatível com este projeto.

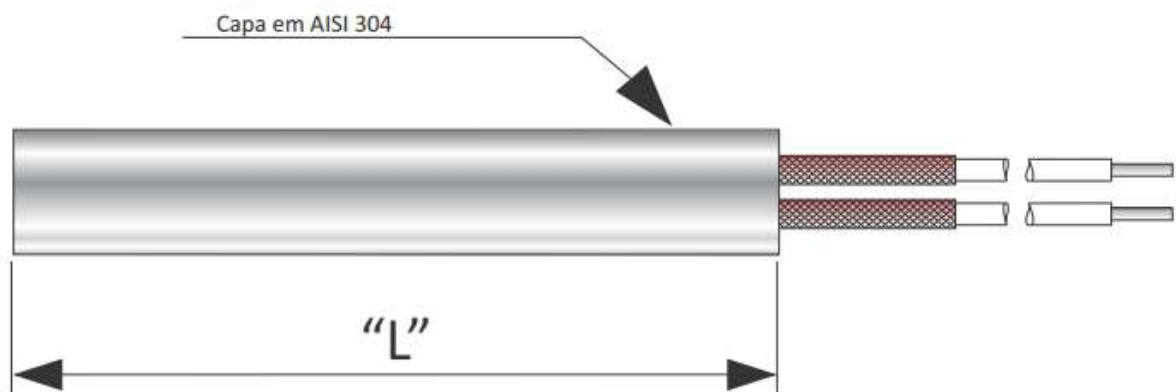


Figura 43: Resistencia elétrica do tipo cartucho.

Fonte: http://anluz.com.br/catalogo/catalogo_completo.pdf

Essa resistência elétrica pode atingir temperaturas de até 600°C e pode ser encontrada com comprimentos (“L” na Figura) que variam de 50mm a 500mm e diâmetros que variam de 6,5mm e 25mm. A utilização deste tipo de elemento na máquina, seria a realizada a partir do acoplamento de 4 destas resistências separadas em 90° em cada alojamento (visando aquecimento uniforme), como esta representado na Figura 44. O valor de cada uma destas resistências é de cerca de R\$ 50,00, ou seja,

o custo total deste método para este projeto, que prevê a utilização de 3 alojamentos e 4 resistências por alojamentos, seria de R\$ 600,00.

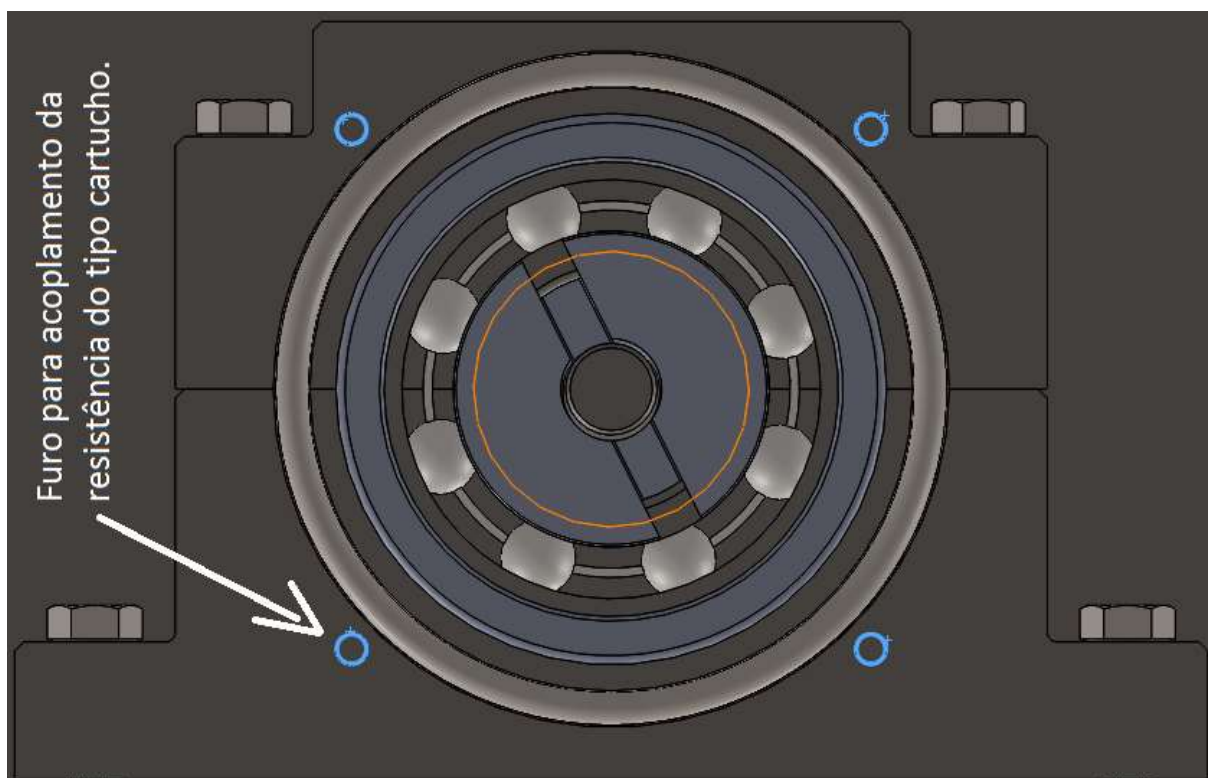


Figura 44: Exemplo da forma de acoplamento da resistência do tipo cartucho.

4.2.5.2 Controle/ Medição de temperatura

Todas as máquinas apresentadas no Benchmark realizam o controle de temperatura com a utilização de termopares, pois este é o método mais simples e barato de se realizar este controle. Esses elementos podem ser fixados com o auxílio de uma rosca de fixação (M4 x 0,7, por exemplo), como a representada na Figura 45, em locais estratégicos dos alojamentos, para realizar a medição de temperatura nos pontos de interesse.

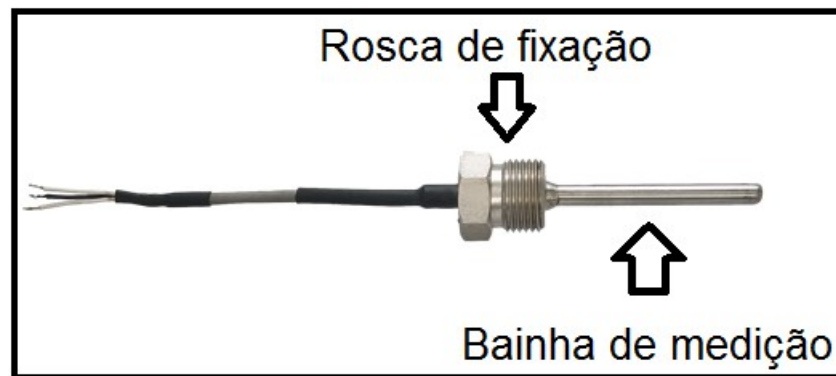


Figura 45: Exemplo de termopar e seu método de fixação.

Fonte: <http://www.jonhis.com.br/product/termoresistencia-modelo-pt-100din/>

Para este projeto, deve ser considerada a utilização de 8 termopares. Os alojamentos que contem os rolamentos a serem testados, devem ter termopares acoplados de forma que seja possível se medir a temperatura do lubrificante (em caso de lubrificação com óleo) e dos anéis interno e externo dos rolamentos. Já ao alojamento central, onde se encontram os rolamentos auxiliares, para os quais não se prevê a necessidade de lubrificação com óleo, devem ser acoplados dois termopares, para monitoramento da temperatura dos anéis interno e externo dos rolamentos auxiliares.

4.2.5.3 Lubrificação com óleo

Utilizado em cerca de 10% das aplicações, não é feita de forma tão simples como a lubrificação com graxa. As principais soluções para esse requisito estão apresentadas no item 2.3.7.3 e são: lubrificação por banho de óleo, lubrificação por gotejamento e lubrificação por circulação.

Este requisito, no entanto, visou garantir que possa ser realizada a lubrificação com óleo, e não definir de que forma será feita esta lubrificação. Deste modo, a única necessidade deste projeto foi garantir que, durante a seleção ou projeto dos mancais, esse fator fosse levado em consideração.

Para garantir essa possibilidade, deve-se garantir que o mancal seja vedado, de modo que, em caso de utilização de óleo como lubrificante, o mesmo não vaze do mancal. A solução encontrada para isso foi a fabricação de ranhuras nos alojamentos laterais para o acoplamento de O`Rings, que podem vedar o mancal a partir do momento em que as face laterais são fixadas.

4.2.6 Requerimentos e soluções

Ao fim de cada uma das análises realizadas, chegou-se a melhor solução para cada um dos requisitos encontrados. Esses requisitos e suas respectivas soluções estão representados no Quadro 3.

A partir das definições desta etapa do projeto, foi possível se dar início aos cálculos estruturais e definições de parâmetros de teste, assim como realizar aprimoramentos na última estrutura de máquina proposta neste capítulo, que está representada na Figura 36.

Quadro 3: Lista de requerimento e solucoes .

Requerimento	Solução
Medir a eficiência do lubrificante	Volante de inércia
Permitir o teste de rolamentos de diferentes tamanhos	Adaptadores internos e externos
Permitir lubrificação com graxa	Não necessária
Aplicar carga radial	Parafuso de potência
Permitir testes a temperatura controlada	Resistências elétricas / termopares
Permitir lubrificação com óleo	Características de projeto do mancal
Aplicar carga axial	Parafuso de potência

4.3 Execução

Para se dar início ao desenvolvimento dos desenhos de fabricação, foi antes necessário se definir os parâmetros de entrada de teste desejados para a máquina, assim como algumas questões estruturais da mesma. É importante acrescentar que essas duas questões (estrutura e parâmetros de entrada) estão intimamente relacionadas. O Quadro 4 representa quais são os parâmetros de entrada e quais suas respectivas relações com as questões estruturais.

Quadro 4: Parâmetros de entrada e suas respectivas relações com a estrutura.

Parâmetro de teste	Características estruturais
Temperatura	Temperatura limite de funcionamento dos rolamentos
Velocidade de rotação	Eixo
Carga Axial	Rolamento do motor
Carga radial	Eixo e rolamentos de teste

A seguir foram definidos os quatro parâmetros de teste da máquina restantes, levando-se em consideração as informações contidas no Quadro 4.

4.3.1 Temperatura

Segundo informações obtidas com as fabricantes SKF e FAG, os rolamentos em questão não devem ser expostos a temperaturas acima de 110°C (ver Tabela 6).

As utilização de 4 resistências elétricas, como as que foram definidas no item 4.2.5.1, é capaz de extrapolar esta temperatura facilmente (as resistências podem chegar até 600°C). Sendo assim, foi definida, com base nas máquinas apresentados no item 4.1.1 deste trabalho, que uma temperatura de teste limite de 120°C é o suficiente para se atingir os objetivos desejados.

4.3.2 Velocidade de rotação

Como pode ser visto na Tabela 7, a mínima velocidade de rotação que o motor selecionado deve ser capaz de satisfazer é de 1000 RPM. Ou seja, qualquer motor capaz de operar a essa velocidade já satisfaz a condição mínima de projeto.

As duas características, que devem ser levadas em consideração durante a seleção de um motor, são a velocidade de rotação desejada e a potencia com a qual o motor deve ser capaz de trabalhar.

O primeiro passo durante a seleção do motor foi então, consultar o catalogo de motores elétricos da empresa WEG, no qual se buscou pelo motor capaz de operar a maior velocidade possível. Neste catalogo, encontraram-se motores que operam a velocidade de até 3455 RPM, que já extrapola a condição mínima de 1000 RPM, e que fornecem variados valores de potencia. A seleção do motor depende também da potencia que o mesmo é capaz de fornecer, sendo que a mesma pode ser obtida com a utilização da equação 12.

$$P = T \times \omega \quad (12)$$

Onde:

P = potência requerida pelo motor (Watts)

T = torque atuante no sistema (Nm)

ω = velocidade angular (rad/s)

O torque requerido pelo sistema pode ser estimado com a utilização do modelo da SKF e da planilha Excel utilizada no item 4.2.1.1 deste trabalho. Porém, a estimativa deste torque só pode ser feita de maneira confiável após a definição dos parâmetros “carregamento axial” e “carregamento radial” que a máquina será capaz de aplicar, pois estes são parâmetros de entrada do modelo de torque da SKF.

4.3.3 Carregamento axial

Esse parâmetro não se trata de algo indispensável para a Vale, porém, será acrescentado à máquina de modo a aumentar a gama de testes possíveis. O principal limitador deste parâmetro é o rolamento utilizado pelo motor (6204), que tem uma capacidade máxima de carga axial de trabalho de 1700 N. Por este motivo, esta será a máxima carga axial a ser aplicada pela máquina. É importante notar-se que esses 1700 N serão aplicados a todos os rolamentos, uma vez que esta carga não se divide entre eles.

4.3.4 Carregamento radial

O método utilizado para se definir esse parâmetro foi a partir da análise estrutural do eixo e dos rolamentos de teste. Ou seja, já que todos os outros parâmetros já estavam definidos, já era possível saber sob quais condições o eixo trabalharia e se verificar qual a maior carga radial que o eixo suportaria.

O eixo pôde ser modelado antes da definição da carga radial, pois as larguras e diâmetros internos dos alojamentos, dos volantes de inércia e dos adaptadores (internos e externos), assim como os métodos de fixação dos mesmos, já podiam a essa altura ser definidas. Todos estes elementos foram então modelados, levando sempre em consideração a necessidade de torná-los o menos largo possível, já que com isso o comprimento do eixo poderia ser menor, e os efeitos da carga radial a ele aplicada também, possibilitando assim a aplicação de uma carga radial mais elevada.

As características, que foram levadas em consideração para o projeto dos elementos relacionados ao eixo serão a seguir esclarecidas, sendo que os desenhos de fabricação destes elementos, assim como suas respectivas dimensões, podem ser encontrados no Apêndice A, ao fim deste trabalho.

4.3.4.1 Rolamentos auxiliares e de teste

O tamanho e o tipo dos rolamentos auxiliares, que ficam localizados no alojamento sob o qual a parte central do eixo será posicionada (ver Figura 36), não têm influência sobre os resultados obtidos pela máquina e por este motivo puderam ser definidos sem restrições. Por este fato, levou-se em consideração apenas a facilidade de montagem e desmontagem na hora de se escolher estes rolamentos.

Como já foi explicitado durante a secção 2.3.9.3 deste trabalho, rolamentos com diâmetro interno maior do que 50 mm devem, em geral, ser montados com o auxílio de métodos de aquecimento. Considerando que todos os rolamentos de teste estão abaixo deste limite de diâmetro interno e visando a não necessidade de obtenção de aquecedores de rolamentos apenas para a montagem dos rolamentos auxiliares, foi definido que os rolamentos centrais a serem utilizados serão os rolamentos rígidos de esferas 6310, que são, também, os maiores rolamentos alvos dos testes.

Alem disso, foi considerado que o diâmetro interno do menor rolamento que deve ser testado na máquina (6204) deve ser o diâmetro máximo do eixo nas extremidades.

4.3.4.2 Método de fixação axial dos elementos

O método de fixação axial de cada um dos rolamentos foi definido levando-se em consideração a capacidade que o mesmo tem de suportar a carga axial que a máquina será capaz de aplicar e também visando a minimização de criação de zonas de concentração de tensão no eixo.

- Rolamentos auxiliares

De modo a garantir a fixação axial dos rolamentos auxiliares da maneira mais compacta possível, determinou-se que a mesma será feita com anéis elásticos, como os representados na Figura 46. Esses anéis são acoplados ao eixo a partir de ranhuras, que devem ser fabricadas no mesmo.

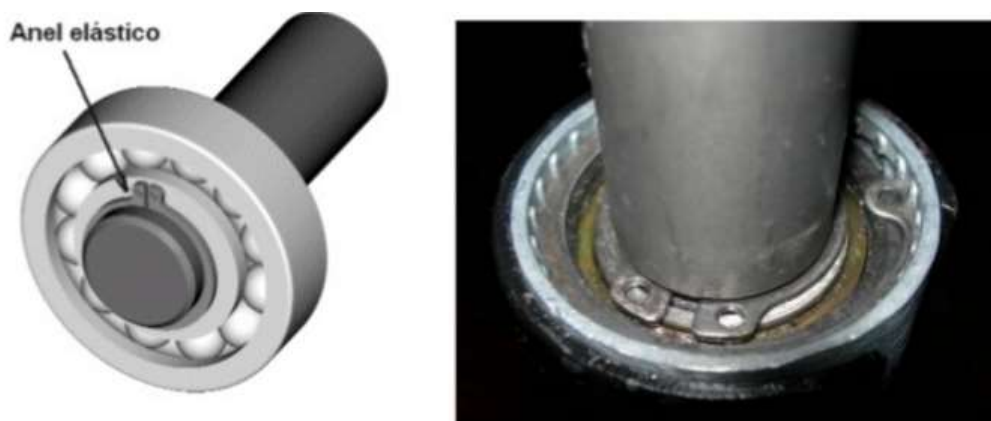


Figura 46: Exemplo de rolamento montado com o anel elástico.
 Fonte: www.ordenaelbass/elementos-de-maquinas-anel-elstico.com

- Rolamentos de teste

A fixação axial dos rolamentos de teste será feita pelos próprios adaptadores de diâmetro interno, os quais serão projetados levando-se em conta as dimensões dos encostos indicadas pelas fabricantes de rolamentos.

- Volante de inércia

Como pode ser visto na Figura 47 e também, os volantes de inércias foram projetados considerando a fabricação de ressaltos (ambos os lados do volante) com dois furos roscados (180° separados). Isso foi projetado para possibilitar a fixação destes volantes ao eixo com a utilização de parafusos de pressão.

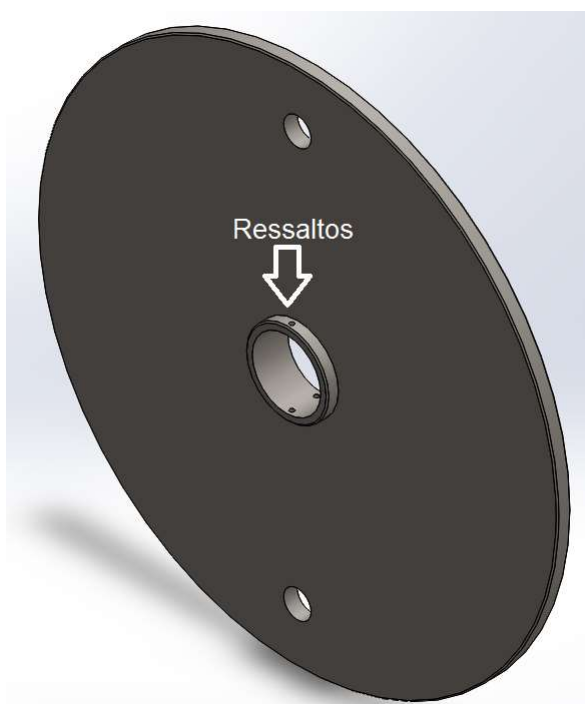


Figura 47: Ressalto projetado nos volantes de inércia.

4.3.4.3 Dimensões dos alojamentos

Devido a maior facilidade de montagem e de inserção no projeto, foi considerada a utilização de 3 alojamentos bipartidos, que consistem basicamente de 3 partes diferentes: inferior, superior e faces laterais. As partes superior e inferior são elementos basicamente espelhados, sendo que uma das únicas diferenças se dá na altura da parte superior, que é menor (visando economia de material e diminuição de peso).

Já as faces laterais têm a função de selar o alojamento da melhor maneira possível (visando possibilitar a lubrificação com óleo) e de garantir o encosto dos anéis externos dos rolamentos.

A Figura 48 mostra uma representação simplificada da estrutura dos alojamentos laterais, que visa facilitar o entendimento das informações que serão a seguir expostas.

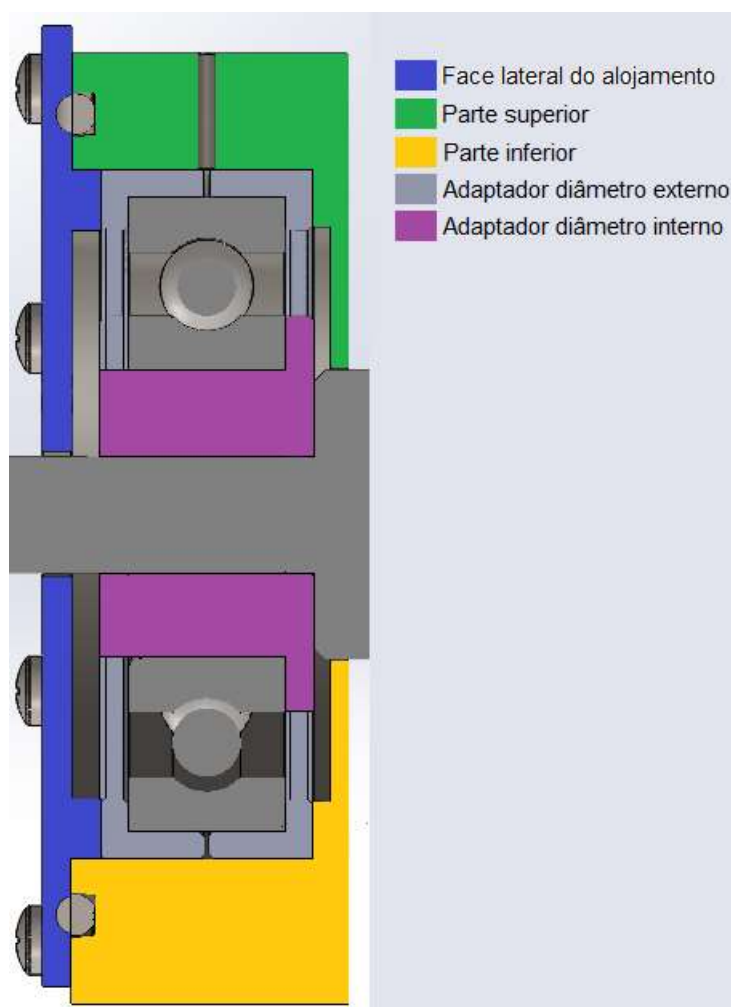


Figura 48: Representação simplificada da montagem de um dos alojamentos laterais.

Cada alojamento lateral deve ser capaz de acoplar, segundo necessidades de projeto, todos os rolamentos contidos na Tabela 6, sendo que o rolamento 6310 é o

maior deles. Além das dimensões deste rolamento, foram consideradas as dimensões dos adaptadores externo e interno e também de uma folga entre a face destes adaptadores e as faces do alojamento, além de uma largura mínima para a face lateral do mancal.

Existe uma pequena diferença entre os alojamentos laterais e o central, que se dá nas faces laterais, sendo que uma das faces laterais dos alojamentos laterais faz parte das porções superior e inferior do mancal, ou seja, apenas uma das faces laterais é independente (observar Figura 47). Já no alojamento central, ambas as faces laterais são independentes. Essa diferença foi considerada visando os processos de montagem e desmontagem da máquina.

4.3.4.4 Definição da carga radial

Após a determinação das dimensões de todos os elementos relacionados ao eixo, foi possível se modelar o mesmo (Apêndice A). Com isso, foi dado início a uma análise estrutural do eixo, levando-se em conta os coeficientes de segurança dinâmico e estático, velocidade crítica e também a deflexão, sendo que todos os parâmetros citados foram obtidos com a utilização de um software chamado Mitcalc, que foi desenvolvido pela Universidade americana Massachusetts Institute of Technology e tem sua interface representada na Figura 49.

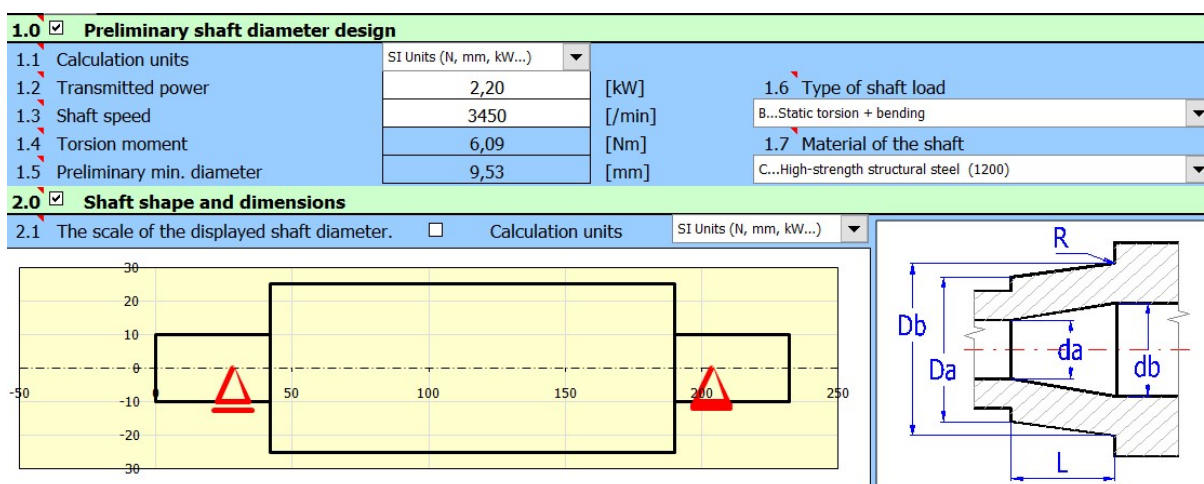


Figura 49: Exemplo da interface do software Mitcalc.

Fonte: <http://www.mitcalc.com/>

O objetivo desta análise foi garantir que os parâmetros de velocidade de rotação e carregamento axial pré-definidos eram aceitáveis e também qual seria o máximo carregamento radial, atrelado aos outros dois parâmetros, que o eixo seria capaz de suportar. Para se definir o máximo carregamento radial que pode ser aplicado pela

máquina, se utilizou, assim como descrito anteriormente, o software Mitcalc. Para se utilizar este software, é necessário se introduzir as informações contidas na Tabela 14.

Como pode ser visto na Tabela 14, o máximo carregamento radial que deve ser aplicado ao eixo da máquina, segundo a análise realizada com o Mitcalc, é de 19825. A aplicação deste carregamento, atrelada aos outros valores expostos nesta mesma Tabela, gerou os resultados apresentados na Tabela 15.

É importante se acrescentar que o carregamento radial é um parâmetro de entrada dos resultados obtidos com este software. Porém, neste caso, o carregamento radial foi sendo variado (com todos os outros parâmetros constantes), de até que um limite aceitável fosse obtido.

Tabela 13: Parâmetro de entrada do software Mitcalc.

Parâmetro de entrada	Valores considerados
Potencia do motor	2,2 KW
Velocidade de rotação máxima	3450 RPM
Tipo de carregamento	Torção + deflexão
Forma do eixo	Apêndice A
Localização dos apoios no eixo X	Dois rolamentos de teste x = 28,5 mm e x = 203,5 mm
Acabamento superficial do eixo	Ra = 0,2
Localização de ranhuras no eixo	2 ranhuras iguais (d=47,2 mm e L = 1,75 mm): X= 87,25 mm; X= 143 mm
Localização de chavetas no eixo*	2 chavetas iguais (B=14 mm; H= 9 mm; L= 10 mm): X= 60,5 mm e X= 161,5 mm
Ponto de aplicação e valor da carga axial	1700 N em x= 190 mm (segundo rebaixo do eixo)
Ponto de aplicação de momento**	Relativos aos 4 rolamentos (pior caso = 0,79 Nm): X= 28,5 mm; X= 102,5 mm X= 129,5 mm; X= 203,5 mm
Geometria e localização de massas giratórias no eixo	2 volantes de inércia (D= 408 mm; d=50 mm; largura= 12 mm; Massa= 12 Kg): X= 59,5 mm; X= 160,5 mm
Material do eixo	Aço refinado e ligado
Condições de carregamento	Carregando do momento de flexão: estático Carregando da força radial: estático Carregamento do momento torcional: estático Carregamento da força de tensão/pressão: estático
Ponto de aplicação e valor da carga radial	Carga distribuída (pelos anéis internos dos rolamentos centrais): Q=370 N/mm de x= 89 mm a x = 143mm Total de 19825 N

*os rebaiços modelados no eixo foram considerados, para efeito de aproximação, como chavetas.

**estimados com base no torque gerado em cada rolamento acoplado ao eixo.

***objetivo da análise / valor máximo obtido para coeficientes aceitáveis.

A partir dos dados apresentados na Tabela 14 e dos resultados e informações apresentados na Tabela 15, definiu-se que, visando um coeficiente de segurança estático maior (resultado mais crítico da análise), que a máxima carga radial a ser aplicada pela máquina será de 19000 N. A aplicação de um carregamento radial dessa magnitude levará a uma aplicação máxima de 4750 N em cada um dos rolamentos da máquina. Esse valor já extrapola o valor desejado pela Vale e dessa forma satisfaz também o objetivo de se aumentar a gama de testes da máquina.

Tabela 14: Resultados e limites esperados para o dimensionamento do eixo.

	Resultado	Limite máximo aceitável
Deflexão máxima	$Y = 0,0379 \text{ mm}$	$Y = 0,0003 * L$ L = distancia entre apoios
Deflexão torcional máxima	$0,0063^\circ$	Máximo de $0,25^\circ$ por metro de comprimento do eixo
Deflexão angular nos apoios	$0,0663^\circ$	Máximo de $0,1^\circ$ para rolamentos fixos de esferas
Coeficiente de segurança estático	1,5	Entre 1,2 e 2,2 para aços
Coeficiente de segurança dinâmico	132,3	Entre 1,5 e 1,8 para o caso analisado
Velocidade limite (Calculado pelo método de Rayleigh's)	45.132 RPM	O valor utilizado (3450 RPM) deve ser até 10x menor do que o calculado

Alem dos dados apresentados na Tabela 15, o software fornece também diagramas relativos ao comportamento estrutural do eixo. Esses diagramas podem ser encontrados no Apêndice B deste trabalho.

A partir deste ponto, pôde-se dar inicio a seleção dos componentes comerciais, ainda não selecionados, que farão parte da máquina. Esses componentes são: Motor elétrico, embreagem e sensores de força (para o carregamento axial e radial). Foi também finalizada a seleção dos seguintes componentes: tacômetro e termopares. Alem disso, deve-se lembrar que os outros elementos comerciais a serem usados neste

trabalho são as resistências elétricas. Porém, esses elementos já foram definidos no item 4.2.5.1.

Deve-se notar que a seleção de alguns destes componentes teve influencia na estrutura de alguns componentes que já haviam sido pré-modelados. Contudo, foi tomado o devido cuidado, para que as dimensões que foram importantes nas análises anteriores não fossem alteradas, garantindo assim, a segurança das mesmas.

4.3.5 Seleção do motor elétrico

Como já foi mostrado no item 4.3.2, a velocidade do motor a ser utilizado será de 3455 RPM. O único dado faltante naquele momento, para que fosse possível se aplicar a equação 12, era o máximo torque perdido nos rolamentos, que pôde, a partir das definições de carregamento, ser definido. Para isso, foi utilizado mais uma vez o modelo da SKF e a planilha Excel utilizada no item 4.2.1.1 e representada na Figura 35.

A partir desta análise e considerando um coeficiente de segurança de 20% para a potencia do motor selecionado, chegou-se a conclusão que o motor deveria ser capaz de fornecer no mínimo 1,5 KW de potencia. As características técnicas e dimensionais do motor selecionado podem ser encontradas no Anexo A deste trabalho.

4.3.6 Seleção da embreagem

O critério mais importante levado em consideração ao se selecionar a embreagem (alem da compatibilidade com a máquina a ser projetada), foi a velocidade com que a mesma é capaz de interromper a transmissão motor/eixo. Com isso, verificou-se que embreagens eletromagnéticas (Eletromagnetic Friction Clutches em inglês) seriam a melhor solução. Outro fator de projeto a ser considerado, foi a capacidade da embreagem de suportar o torque e a velocidade de rotação aplicadas na máquina.

Tendo esses fatores em vista, foi possível se seleciona a embreagem eletromagnética SO22 da empresa Inertia Dynamics. As características técnicas e dimensionais deste elemento podem ser encontradas no Anexo B deste trabalho.

4.3.7 Seleção dos sensores de carga

Para a seleção dos sensores de carga (um para carga axial e outro para carga radial), foram consideradas as características: capacidade de medir a carga desejada, exatidão e dimensão (quanto mais compacto melhor).

A partir dessas 3 características foi feita uma busca que determinou que o sensor que melhor reúne as mesmas, é a célula de carga C9C da empresa HBM. Essa célula pode ser encontrada em várias versões, que variam entre si de acordo com a carga que deseja ser medida. Por isso, foram selecionadas 2 células diferentes, uma para medições de até 2 KN (carga axial) e uma para medições de até 20 KN (Carga radial). As características técnicas e dimensionais destes elementos podem ser encontradas no Anexo C deste trabalho.

4.3.8 Seleção do tacômetro e acessórios

Como já foi mostrado no item 4.2.1.1, o tacômetro ACT-3X da empresa Monarch Instruments se mostrou ser a melhor máquina para as necessidades deste projeto. Foi citado também, que a obtenção deste tacômetro deve ser feita em conjunto com um Software e um cabo para a transmissão de dados. Além disso, foi necessário se definir, como mostra a Tabela 10, o tipo de sensor a ser utilizado.

Dos 5 sensores disponíveis para utilização com este tacômetro, 3 não são compatíveis com o projeto desta máquina, sendo eles o sensor magnético, o sensor de proximidade e o indutivo. O sensor indutivo é indicado para medir a velocidade de motores a gasolina, sendo que o mesmo realiza esta medição a partir de um campo indutivo criado pelo próprio combustível. Já o sensor de proximidade, deve ser colocado a uma distância muito pequena do alvo de medição, o que traria dificuldades para a sua implementação. O sensor magnético é, por sua vez, indicado para medir a velocidade de rotação de engrenagens, sendo a medição feita em função destes dentes.

Com isso, restaram os sensores ótico e infravermelho. Já que os dois sensores são compatíveis com o projeto, a definição foi feita com base no custo. O sensor ótico apresenta um valor de aproximadamente R\$ 500,00 e o sensor de infravermelho pode ser obtido por cerca de R\$ 700,00. Por este motivo, ficou definido que o sensor ótico deve ser o sensor a ser utilizado por esta máquina.

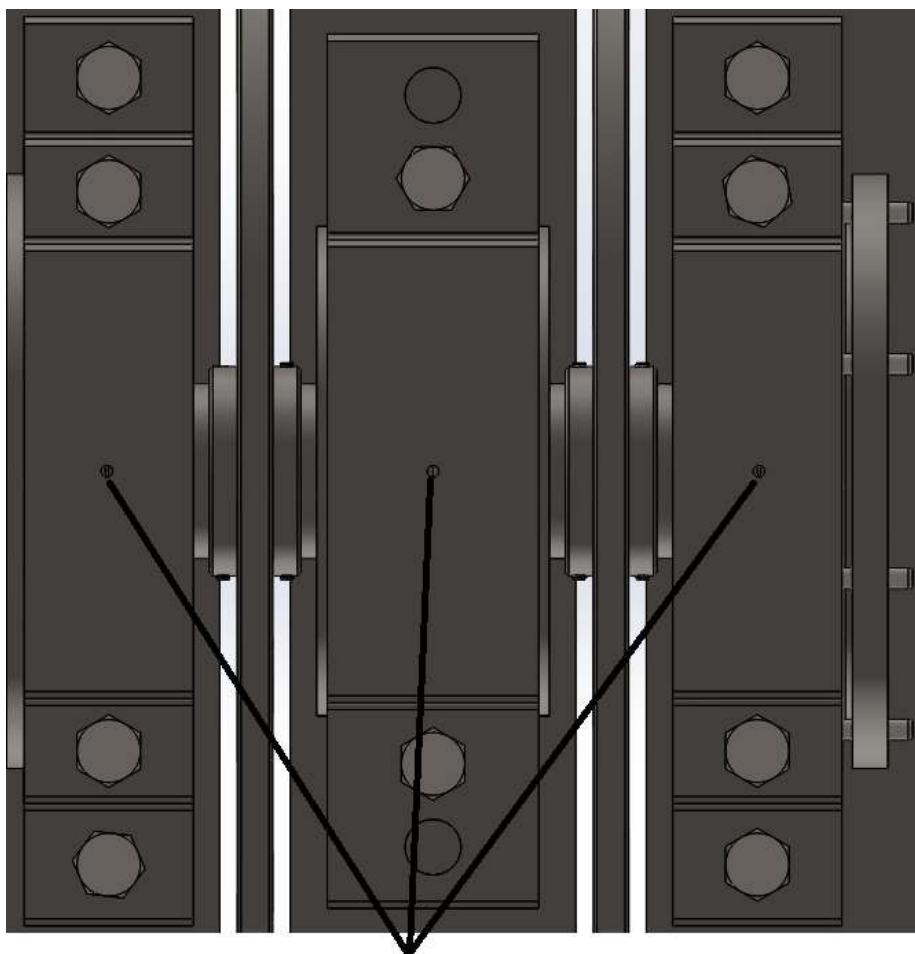
4.3.9 Seleção e posicionamento dos termopares

Por serem os tipos mais comuns, mais baratos e também apresentarem uma boa exatidão, serão utilizados termopares do tipo K neste projeto. Esse tipo de termopar pode operar em temperaturas entre 0°C e 1400°C e possuem uma exatidão de $\pm 2^\circ\text{C}$.

Como já foi dito anteriormente, serão utilizados 3 termopares em cada alojamento lateral e dois no alojamento central, visando a medição da temperatura do anel interno, e

do anel externo dos rolamentos (de teste e auxiliares) e também do lubrificante (somente alojamentos laterais).

O posicionamento dos termopares que devem medir a temperatura do lubrificante e do anel externo dos rolamentos não apresenta grandes problemas, uma vez que nenhum deles se encontrará em movimento. As Figuras 50 e 51 mostram como foram projetados os furos para estes casos.



Furos roscados para acoplamento de termopares

Figura 50: Furos para acoplamentos de termopares (medição de temperatura do anel externo)

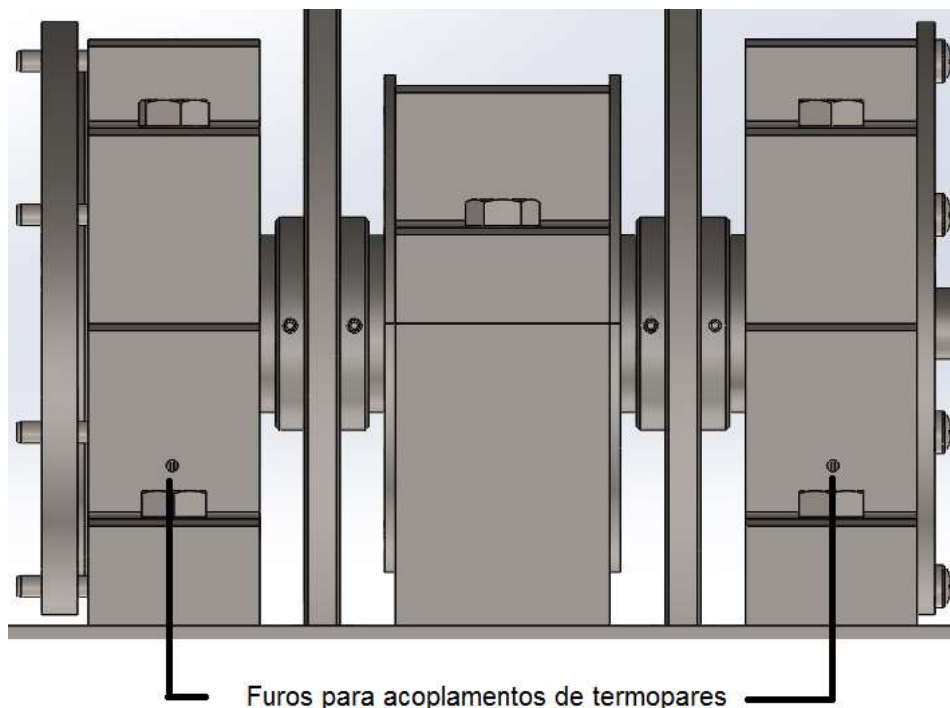


Figura 51: Furos para acoplamentos de termopares (medição de temperatura do lubrificante)

Já os anéis internos dos rolamentos apresentam movimento durante os testes e por esse motivo, o posicionamento de termopares para a medição da temperatura apresenta maiores dificuldades. A saída encontrada para isso foi a fabricação de diversos furos em uma das faces laterais dos alojamentos, como pode ser visto na Figura 52. A necessidade de diversos furos se deve a variação do diâmetro destes anéis. Por este motivo, estes furos possuem dimensões iguais e estão separados 36° entre si. A distancia de cada furo do centro da face lateral do mancal foi definida com base no raio do anel interno de cada um dos anéis internos dos rolamentos contidos na Tabela 6.

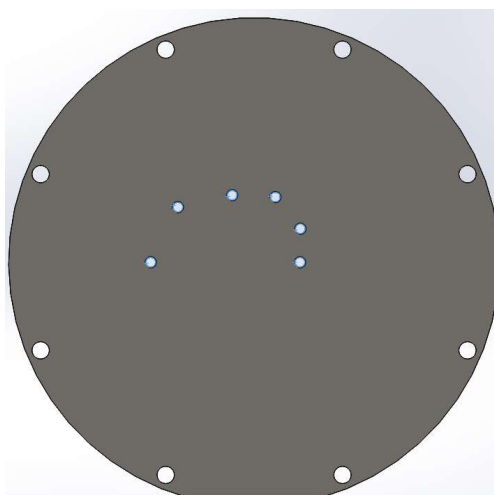


Figura 52: Furos para acoplamentos de termopares (medição de temperatura do anel interno)

Nota-se que os furos representados na Figura 52 se encontram na parte superior do mancal. Isso se deve ao fato de que apenas um destes furos será selado (pela presença de um termopar) a cada teste. Se houvessem furos na porção inferior da face lateral, a lubrificação com óleo seria prejudicada, pois provavelmente haveria vazamento.

4.3.10 Outras considerações de projeto

Dentre todas as considerações e decisões tomadas durante o desenvolvimento deste projeto, restam três questões que ainda devem ser esclarecidas. São elas: tolerâncias de eixos, adaptadores e alojamentos, dimensionamento dos parafusos de potência, distribuição de cargas na máquina e projeto da base.

4.3.10.1 Tolerâncias de eixos, adaptadores e alojamentos

Os métodos utilizados para se definir as tolerâncias das dimensões do eixo, dos adaptadores (tanto anel interno quanto externo) e dos alojamentos foram muito similares e tiveram como base as Tabelas 15 e 16, porém, foram esclarecidos separadamente.

Tabela 15: Critérios para definição de tolerâncias para eixos.

Condições	Rolamentos de esferas		Rolamentos de rolos cilíndricos Rolamentos de rolos cônicos		Rolamentos autocompensadores de rolos		Tolerância	Observações	
	Diâmetro do eixo (mm)								
	Acima	Inclusive	Acima	Inclusive	Acima	Inclusive			
Rolamentos radiais com furo cilíndrico (Classes 0, 6X e 6)									
Direção da carga indeterminada ou carga relativa no anel interno	Carga leve ou flutuante e variável	— 18 100 —	18 100 200 —	— — 40 140	— — 40 140 200	— — — —	— — — —	h5 js6 k6 m6	Quando é exigida uma precisão mais alta, js5, k5 e m5 devem ser substituídas por js6, k6 e m6.
	Carga normal	— 18 100 140 200 —	18 100 140 200 280 —	— — 40 100 140 200	— — 40 100 140 200 400	— — 40 65 100 140 280	— — 40 65 100 140 280 500	js5 k5 m5 m6 n6 p6 r6	A alteração da folga interna para acomodar o ajuste não é considerado para rolamentos de contato angular de uma carreira e rolamentos de rolos cônicos. Portanto, k5 e m5 devem ser substituídos por k6 e m6.
	Carga pesada ou de choque	— — —	— — —	50 140 200	140 200 —	50 100 140	100 140 200	n6 p6 r6	Use rolamentos com folga interna maior que a normal.
Carga estática no anel interno	Possibilidade de deslocamento axial do anel interno	Todos os diâmetros de eixos						g6	Quando é exigida uma precisão mais alta, use g5. Para rolamentos grandes, f6 pode ser aplicado.
	Desnecessário o deslocamento axial do anel interno	Todos os diâmetros de eixos						h6	Quando é exigida uma precisão mais alta, use h5.
Carga axial central	Todos os diâmetros de eixos						js6	Em geral, dependendo do ajuste, o eixo e os anéis internos não são fixos.	
Rolamentos com furo cônico (classe 0) com buchas adaptadoras e de desmontagem									
Todas as cargas	Todos os diâmetros de eixos						h9/IT5	h10 / IT7 para eixos de transmissão	

Fonte: <http://www.ntn.com.br/pdfServicos/indiceA7/indiceA7.pdf>

Tabela 16: Critérios para definição de tolerâncias para alojamentos.

		Condições		Tolerância	Observação
Alojamento	Tipo de carga	Deslocamento axial do anel externo			
Alojamento inteiro ou bipartido	Carga estática no anel externo	Todos os tipos de carga	Possibilidade de deslocamento	H7	G7 também é aceitável para rolamentos de grande porte ou com alta diferença de temperatura entre o anel externo e o alojamento
		De cargas leves ou normais	Possibilidade de deslocamento	H8	—
		Eixo e anel interno atingem alta temperatura	Deslocamento fácil	G7	F7 também é aceitável para rolamentos de grande porte ou com alta diferença de temperatura entre o anel externo e o alojamento
Alojamento inteiro	Carga com direção indeterminada	Requer precisão rotacional com cargas leves ou normais	Deslocamento não é possível (em princípio)	K6	Aplica-se primordialmente a rolamentos de rolos
			Possibilidade de deslocamento	JS6	Aplica-se primordialmente a rolamentos de esferas
		Requer funcionamento silencioso	Possibilidade de deslocamento	H6	—
		Carga leve ou normal	Possibilidade de deslocamento	JS7	Quando é requerida uma precisão maior, substitua JS7 por JS6 e K7 por K6
		Carga normal ou pesada	Deslocamento não é possível (em princípio)	K7	
		Carga pesada de choque	Deslocamento não é possível	M7	—
	Carga rotacional no anel externo	Carga leve ou variável	Deslocamento não é possível	M7	—
Carga pesada ou variável		Deslocamento não é possível	N7	Aplica-se primordialmente a rolamentos de esferas	
	Carga pesada (alojamento de parede fina) ou carga pesada de choque.	Deslocamento não é possível	P7	Aplica-se primordialmente a rolamentos de rolos	

Fonte: <http://www.ntn.com.br/pdfServicos/indiceA7/indiceA7.pdf>

- Eixo

Para se definir as tolerâncias a serem aplicadas ao eixo foi utilizada a Tabela 15 e também as informações de que os rolamentos a serem acoplados ao eixo deste projeto são rolamentos rígidos de esferas que serão expostos a condições normais de carga. Por isso, a tolerância escolhida para o eixo, em todos os seus diâmetros foi a classe k5.

- Alojamentos

Para se definir as tolerâncias a serem aplicadas aos alojamentos foi utilizada a Tabela 16 e também as informações de que os alojamentos são bipartidos, estão expostos a cargas leves ou normais e existe a possibilidade de deslocamento do anel externo dos rolamentos. Por isso, a tolerância escolhida para os alojamentos foi a classe H8.

- Adaptadores internos

Uma vez que os adaptadores possuem diâmetros internos e externos, a definição das tolerâncias para estes elementos foi mais difícil. Todos os adaptadores de anel interno terão seu furo acoplado às extremidades do eixo. Considerando que essas extremidades possuem um diâmetro de 20 mm, determinou-se que a tolerância do furo destes adaptadores deveria ser igual a tolerância de fabricação de um rolamento com anel interno de 20mm.

A tolerância nominal normal para os rolamentos rígidos de esferas com diâmetro interno de 20 mm varia, segundo a SKF, entre 0 e -0,001 mm no diâmetro. Essa foi, portanto, considerada como sendo a tolerância nominal do diâmetro interno dos adaptadores de anel interno.

O diâmetro externo destes adaptadores devem ser considerados como eixos para seus respectivos rolamentos e por isso, a tolerância para este diâmetro do adaptador foi, pelos mesmos motivos considerados para o eixo e com base na Tabela 15, de classe k5

- Adaptadores externos

O método para a definição das tolerâncias destes adaptadores foi praticamente o mesmo que o do anterior. Todos os adaptadores de anel externo terão seu furo acoplado ao anel externo de seus respectivos rolamentos, ou seja, devem ser considerados como alojamentos para eles. Por isso, a tolerância para diâmetro interno destes adaptadores deve ser, também, da classe H8

Já os diâmetros externos desses adaptadores serão acoplados aos alojamentos e por isso foram consideradas as mesmas classes de tolerância de nominal fabricação que um rolamento com o mesmo diâmetro externo destes adaptadores (120mm). Essa tolerância deve variar então, segundo a SKF, entre 0 e -0,015 no diâmetro.

4.3.10.2 Dimensionamento de parafusos de potência

O dimensionamento dos parafusos de potencia (carregamento axial e radial) foi feito tomando-se como referencia o livro “Projetos de máquinas 4ª Ed. Norton”. Segundo este livro, os parafusos de potencia devem ser dimensionados levando-se em consideração 3 fatores: torque de subida, torque de descida e tensão na rosca.

Todos estes fatores podem ser obtidos a partir do diâmetro primitivo, diâmetro de raiz e passo da rosca e da carga a ser aplicada. Os 3 primeiros são definidos de acordo com a norma ISO (para padrão métrico) segundo as equações 13 e 14.

$$d_p = d - 0,649519 \times p \quad (13)$$

$$d_r = d - 1,226869 \times p \quad (14)$$

Onde,

d_p = diâmetro primitivo da rosca (mm)

d = diâmetro nominal (mm)

p = passo da rosca (mmm)

d_r = diâmetro de raiz (mm)

Com essas equações, um diâmetro nominal e um passo podem ser estipulados para a rosca, de modo a se obter as outras duas variáveis.

A tensão na rosca pode ser, então, calculada, visando-se saber qual a classe de resistência que o parafuso deve ter para as dimensões estipuladas e para carga a ser aplicada. Essa tensão pode ser calculada com a utilização da equação 15.

$$\sigma_t = \frac{F}{A_t} \quad (15)$$

Onde,

σ_t = tensão na rosca (N/mm²)

F = força atuante nos filetes da rosca (N)

A_t = área de contato da rosca (mm²)

A área de contato da rosca pode ser calculada com a equação 16.

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad (16)$$

Já a força atuante nos filetes da rosca pode ser obtida a partir da equação 17.

$$F = \frac{(2 \times T_u)}{d_p} \quad (17)$$

Onde,

T_u = torque total de subida do parafuso (Nmm)

Os torques totais de subida e de descida dos parafusos de potencia podem ser calculados a partir das equações 18 e 19.

$$T_u = \frac{P d_p}{2} \frac{(\mu \pi d_p + L \cos \alpha)}{(\pi d_p \cos \alpha - \mu L)} + \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (18)$$

$$T_d = \frac{P d_p}{2} \frac{(\mu \pi d_p - L \cos \alpha)}{(\pi d_p \cos \alpha + \mu L)} + \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (19)$$

Onde,

P = Carga total a ser aplicada pelo parafuso (N)

μ = Coeficiente de atrito entre os filetes do parafuso e a superfície rosca

L = avanço do filete de rosca (mm)

μ_c = Coeficiente de atrito da coroa

d_c = diâmetro da coroa (mm)

α = ângulo da rosca (14,5° para rosca ACME)

A partir de todos os dados acima apresentados foi possível se definir as dimensões dos parafusos de potencia a serem utilizados para a aplicação das cargas radial e axial. Para isso, o primeiro passo foi se determinar o tipo de rosca do parafuso, sendo que a rosca escolhida foi a rosca do tipo ACME, devido a maior facilidade de fabricação da mesma. As Tabelas 17 e 18 representam os valores obtidos para o dimensionamento dos parafusos de potencia que serão utilizados nesta máquina.

Tabela 17: Dimensionamento do parafuso de potência para carga axial.

Rosca Acme (alfa=14,5°)	
Diâmetro nominal (mm)	8,00
Passo (mm)	1,00
L (mm)	1,00
P (N)	1700
Diâmetro do colar (mm)	12,00
Diâmetro primitivo (mm)	7,35
Diâmetro de raiz (mm)	6,77
μ	0,15
π	3,14
α	0,25
Área sob tração (mm ²)	39,17
Torque U (Nmm)	1246,95
Torque D (Nmm)	692,81
Toque do colar (Nmm)	1530,00
F (N)	339,28
Torque total de subida (Nmm)	2776,95
Força aplicada pelo operador para barra de meio metro (N)	5,55
Torque total de descida (Nm)	2222,81
Tensão na rosca (N/mm ²)	8,66
Condição de autotravamento	0,04
$L/(\pi * D_p) < \mu$ então o parafuso é autotravante	

Como pode ser visto nas Tabelas 17 e 18, a força a ser aplicada pelo operador, para se aplicar a máxima carga, não é elevada em nenhum dos casos. Além disso, a tensão na rosca também é baixa, sendo que qualquer classe de parafuso pode ser usada (classe 8.8, por exemplo).

Deve-se levar em consideração também, que parafusos de potência devem ser utilizados em conjunto com duas porcas (uma normal e uma rebaixada).

Tabela 18: Dimensionamento do parafuso de potência para carga radial.

Rosca Acme (alfa=14,5°)	
Diâmetro nominal (mm)	12,00
Passo (mm)	1,50
L (mm)	1,50
P (N)	19000
Diâmetro do colar (mm)	16,00
Diâmetro primitivo (mm)	11,03
Diâmetro de raiz (mm)	10,16
μ	0,15
π	3,14
α	0,25
Área sob tração (mm ²)	88,13
Torque U (Nmm)	20904,75
Torque D (Nmm)	11614,73
Toque do colar (Nmm)	22800,00
F (N)	3792,00
Torque total de subida (Nmm)	43704,75
Força aplicada pelo operador para barra de meio metro (N)	87,41
Torque total de descida (Nm)	34414,73
Tensão na rosca (N/mm ²)	43,03
Condição de autotravamento	0,04
$L/(\pi * D_p) < \mu$ então o parafuso é autotravante	

4.3.10.3 Distribuição de cargas na máquina

A distribuição de cargas projetada para a máquina foi baseada na máquina ROF+ (Figura 27). Para isso, foi considerado que o mancal central não será fixado à base e por isso poderá se movimentar radialmente a partir da aplicação da carga, transmitindo a carga para todos os anéis internos dos rolamentos. Haverá ainda um sensor de força no

local de aplicação desta carga, que visa garantir que a força aplicada à máquina será conhecida.

Para que a força axial aplicada possa ser transmitida de forma eficiente entre os elementos da máquina, foram feitas algumas considerações, que podem ser observadas na Figura 53.

- A face lateral do alojamento sobre o qual a carga axial seria diretamente aplicada não será fixada com parafusos a este mancal, e sim posicionada com a utilização de pinos, de modo que a mesma pudesse apresentar movimento no sentido axial.
- Essa mesma face lateral foi projetada com dois ressaltos, um que visa servir de encosto para os rolamentos e ao mesmo tempo transmitir a carga axial para os anéis externos dos mesmos e outro que visa gerar pressão sobre o O´ring, tornando a vedação mais eficaz.

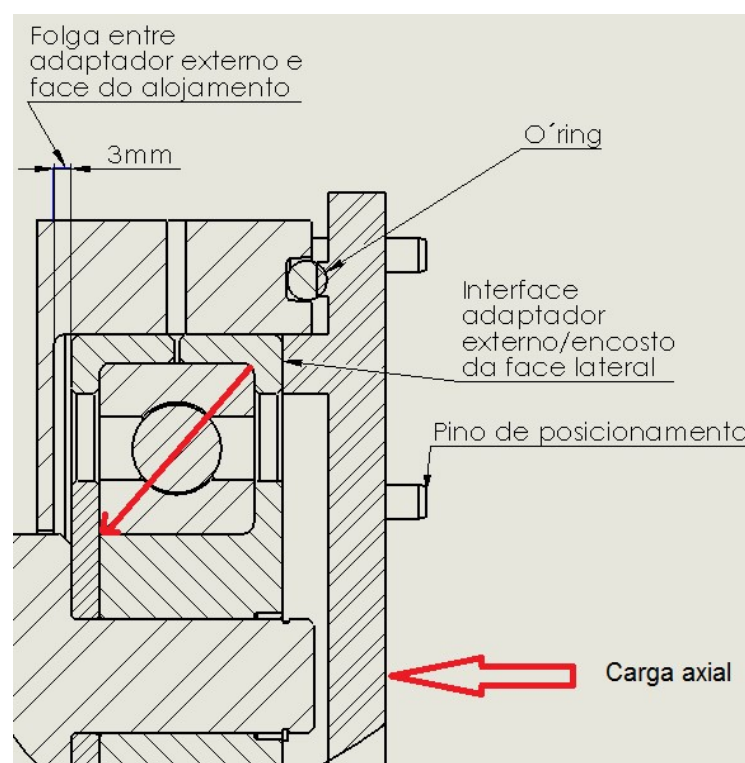


Figura 53: Distribuição de carga axial no alojamento sobre o qual ocorre a aplicação.

- Foi considerada ainda a existência de uma folga entre a face oposta a de aplicação da carga e o adaptador externo do rolamento. Isso visou possibilitar que uma pequena movimentação possa ocorrer no anel externo do rolamento e que a carga possa assim ser transmitida pelos corpos rolantes para o anel interno e para o eixo da máquina.

4.3.10.4 Apresentação da estrutura da máquina

Detalhes sobre os desenhos de fabricação e a estrutura da máquina projetada podem ser vistos no Apêndice A deste trabalho.

4.3.11 Sugestões para trabalhos futuros

4.3.11.1 Custos de fabricação e processos de fabricação

Critérios econômicos foram levados em consideração em todas as decisões tomadas neste trabalho, sendo que todos os elementos comerciais tiveram seus custos estimados. Porém, os custos de fabricação dos elementos não comerciais, assim como os processos de fabricação relativos aos mesmos, não foram definidos neste projeto. Esse dois aspectos devem ser, caso a máquina venha a ser fabricada, melhor estudados e detalhados.

4.3.11.2 Materiais dos elementos

Como pode ser visto nos desenhos encontrados no Apêndice A, os materiais dos elementos a serem fabricados foram pré-definidos. Os alojamentos, por exemplo, foram definidos como sendo de ferro fundido nodular, que é o tipo de material mais comumente utilizado para este tipo de aplicação. A classe exata do tipo de ferro fundido nodular, com a qual esse alojamento deve ser fabricado, não foi especificada. Esse é outro aspecto que deve ser, caso a máquina venha a ser fabricado, melhor detalhado.

4.3.11.3 Projeto da Base

Uma base foi considerada para a realização dos desenhos de fabricação e para que a representação esquemática da máquina pudesse ser mais bem entendida. Porém, nenhuma base foi modelada e/ou dimensionada. Em caso de fabricação da máquina, essa base deve ser projetada, levando-se em conta algumas questões como:

- Locais para que os parafusos de potencia possam ser acoplados.
- A massa da base deve ser igual a pelo menos 3 x a massa do resto da máquina (a máquina apresenta uma massa total aproximada de 85 Kg, sendo que 35 destes devem ser manipulados a cada montagem e remontagem da máquina). Isso visa diminuir os efeitos de vibração durante a operação.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Por meio do entendimento da fundamentação teórica e da busca por soluções através da análise de mercado realizada e pela aplicação de uma metodologia de projeto, conclui-se que os objetivos do trabalho foram plenamente satisfeitos.

A partir da metodologia aplicada, foi possível se obter o maior número de informações possíveis e analisá-las com base em critérios técnicos e econômicos, obtendo-se, com justificativas muito bem embasadas, sempre a melhor solução para cada caso. Com isso, foi possível apresentar uma proposta de projeto de máquina que reúne um conjunto de características único, já que nenhuma máquina existente no mercado é capaz de realizar testes com parâmetros de entrada tão amplos.

Conclui-se ainda que, todos os requisitos, tanto do ponto de vista da Vale, quanto da UTFPR, foram satisfeitos, já que todos os requerimentos e parâmetros de entrada desejados pela Vale puderam ser implementados, e houve ainda uma grande extrapolação destes requerimento, que visou tornar a possibilidade de estudos o mais ampla possível.

REFERÊNCIAS

SKF USA Inc. **Bearing Installation and Maintenance Guide**. 2012.—. Disponível em: <http://www.skf.com/binary/tcm:12-114679/140-710%20BIMG%2011_2012_tcm_12-114679.pdf> Acesso em 10 outubro 2016.

NSK Brasil Ltda. **NSK Manual de treinamento**. 2016.—. Disponível em: <<http://www.rolamentoscbf.com.br/novo/downloads/nsk-manual-de-treinamento.pdf>> Acesso em 13 outubro 2016.

Schaeffler Technologies GmbH & Co.KG. **Rolling Bearings**. 1.ed. Herzogenaurach, Alemanha, 2010. 1640p. 40-200.

NSK Brasil Ltda. **Rolamentos**. 2013.—. Disponível em: <[http://www.nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK\(1\).pdf](http://www.nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK(1).pdf)> Acesso em 13 outubro 2016.

SNR Rolamentos do Brasil Ltda. **SNC: Linha de mancais bipartidos para sua aplicação**. 2013.—. Disponível em: <http://www.lacarolamentos.com.br/catalogos/snr/catalogo_snr_mancais_bipartidos_snc.pdf> Acesso em 01 novembro 2016.

NTN Driveshaft do Brasil. **Capacidade de Carga e Vida Útil**. 2013.—. Disponível em: <<http://www.ntn.com.br/pdfServicos/indiceA1/indiceA1.pdf>> Acesso em 12 outubro 2016.

NTN Driveshaft do Brasil. **Atrito e Aumento da Temperatura**. 2013.—. Disponível em: <<http://www.ntn.com.br/pdfServicos/indiceA10/indiceA10.pdf>> Acesso em 12 outubro 2016.

NTN Driveshaft do Brasil. **Ajuste dos Rolamentos**. 2013.—. Disponível em: <<http://www.ntn.com.br/pdfServicos/indiceA7/indiceA7.pdf>> Acesso em 12 outubro 2016.

NTN Driveshaft do Brasil. **Folga Interna e Pré-carga dos Rolamentos**. 2013.—. Disponível em: <<http://www.ntn.com.br/pdfServicos/indiceA8/indiceA8.pdf>> Acesso em 12 outubro 2016.

NTN Driveshaft do Brasil. **Rotação Permissível.** 2013._.
Disponível em:<<http://www.ntn.com.br/pdfServicos/indiceA9/indiceA9.pdf>> Acesso em 12 outubro 2016.

NTN Driveshaft do Brasil. **Lubrificação.** 2013._.
Disponível em:<<http://www.ntn.com.br/pdfServicos/indiceA11/indiceA11.pdf>> Acesso em 12 outubro 2016.

NTN Driveshaft do Brasil. **Manuseio dos Rolamentos.** 2013._.
Disponível em:<<http://www.ntn.com.br/pdfServicos/indiceA15/indiceA15.pdf>> Acesso em 12 outubro 2016.

ANDREIS, D. B. **Modelo para a definição de processo produtivo enxuto a partir do conceito do produto.** 2015. Dissertação (Pós-graduação em Engenharia mecânica e de materiais) – Programa de Pós-graduação em Engenharia mecânica e de materiais, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Paraná, 2015.

SKF USA Inc. **ROF: Datasheet for SKF Grease Test Rig R0F.** 2011.–. Disponível em: <<http://www.skf.com/binary/93-68572/R0F-E-2011.pdf>> Acesso em 10 outubro 2016.

SKF USA Inc. **SKF Grease Test Rig R0F+.** 2016.–. Disponível em: <http://www.skf.com/binary/21-65469/R0F_plus_E-2013.pdf> Acesso em 20 outubro 2016.

Andrés, L.S ; Rohmer, M.. **A Test Rig For Evaluation of Thrust Bearings and Face Seals.**Texas, U.S.A. 2014.–. Disponível em: <http://rotorlab.tamu.edu/tribgroup/14_TRC_slideshow/5%20LSA%202014%20PPP%201519F2%20Thrust%20Bearing%20presentation_proposal.pdf> Acesso em 21 outubro 2016.

Gdansk University of Technology. **PG-II 1L Test rig for journal bearings.**Gdansk, Polônia. 2010.–. Disponível em: <<http://mdl.mech.upatras.gr/index.php/el/component/attachments/download/252>> Acesso em 22 outubro 2016.

ELGETI ENGINEERING GmbH. **Bearing test rig ELLPRA-130**. 2016.–. Disponível em: <http://www.elgeti-engineering.de/media/pdf/EELPRA-130_Specification_English.pdf> Acesso em 23 outubro 2016.

PORTNOI, M. **Extensometria: história, usos e aparelhos**. Disponível em: <<https://www.eecis.udel.edu/~portnoi/academic/academic-files/extensometria.html>>. Acesso em 2 novembro 2016.

Koyo do Brasil. **Estruturas e tipos de rolamentos**. Disponível em: <<http://www.koyo.com.br/pdf/tecnica.pdf>>. Acesso em 2 novembro 2016.

Kistler. **Reaction torque sensor**. Disponível em: <https://kistler-embedded.partcommunity.com/3d-cad-models/FileService/File/kistler/03_torque/01_fixed_sensors_piezo/9329a_9389a_english.pdf>. Acesso em 2 novembro 2016.

SKF do Brasil. **Informações de produtos**. –. Disponível em: <<http://www.skf.com/pt/products/index.html>> Acesso em 10 outubro 2016.

PAHL, G.; BEITZ, W. **Engineering design: a systematic approach**. London: Springer, 1996.

COUSSEAU, T.; GRACA, B.; CAMPOS, A.; SEABRA, J. **Experimental measuring procedure for the friction torque in rolling bearings**, Porto, 2010.

APÊNDICE A1 – VISTA EXPLODIDA DO DISPOSITIVO

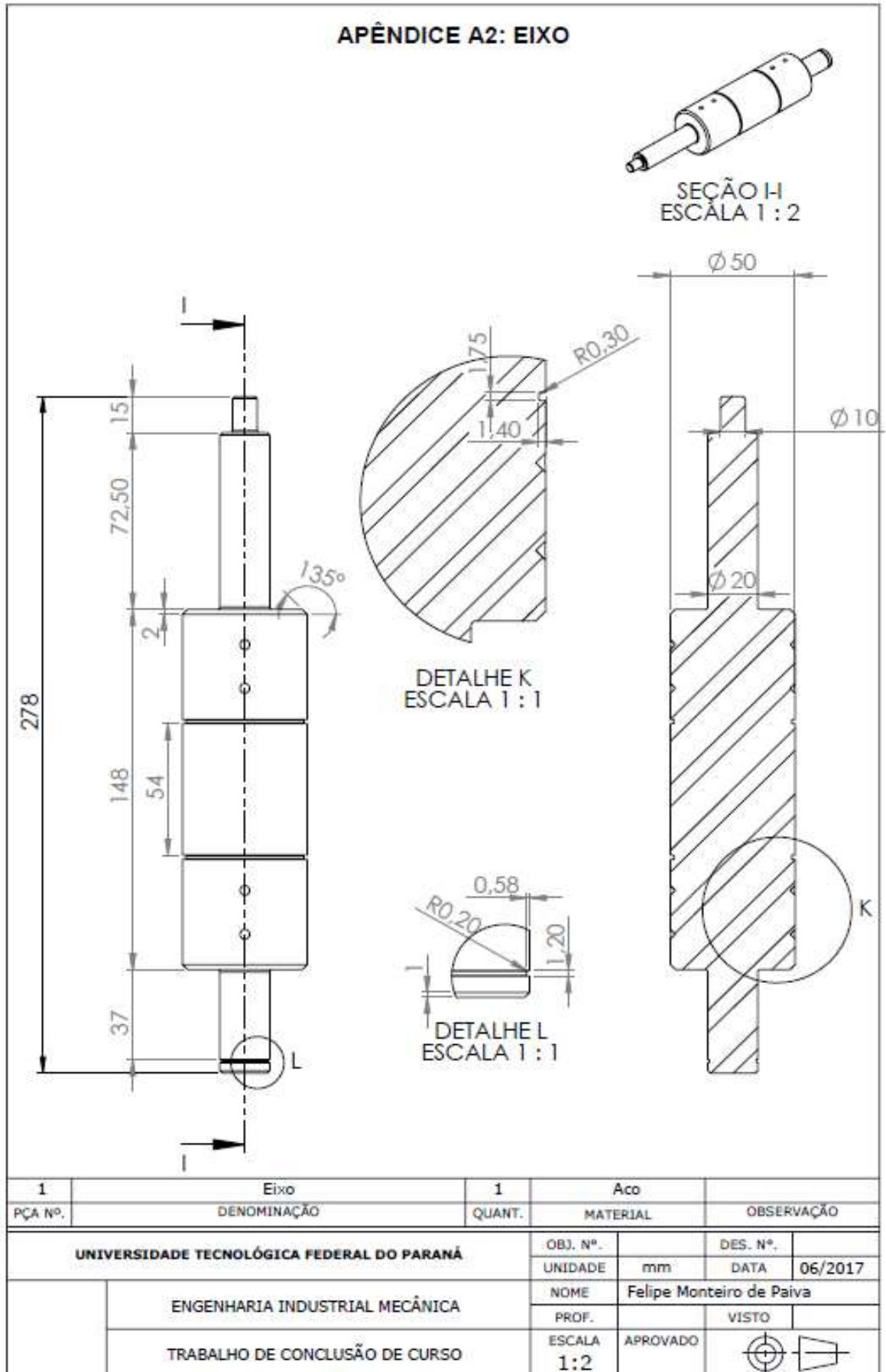
APÊNDICE A1: VISTA EXPLODIDA DO DISPOSITIVO

23	Base	1	Aço	
22	Alojamento inferior - carga axial	1	Ferro fundido nodular	
21	Alojamento inferior central	1	Ferro fundido nodular	
20	Rolamento auxiliar	2	Comercial	
19	Alojamento superior - carga axial	1	Ferro fundido nodular	
18	Sensor do tacômetro	1	Comercial	
17	Alojamento central superior	1	Ferro fundido nodular	
16	Parafuso sextavado M12x1,75	10	Comercial	
15	Alojamento inferior -extremidade do motor	1	Ferro fundido nodular	
14	Eixo	1	Aço	Retificado
13	Tampa lateral - alojamento central	3	Ferro fundido nodular	
12	Tampa lateral - alojamento central - termopar	1	Ferro fundido nodular	
11	Volante de inércia	2	Aço	
10	Adaptador de diâmetro interno	2	Nodular BGFN 01	Retificado
9	Parafuso de pressao M4x0,7	8	Comercial	
8	Adaptador de diâmetro interno - disco	2	Nodular BGFN 01	
7	Rolamento de teste	2	Comercial	
6	Adaptador de diâmetro externo	4	Nodular BGFN 01	
5	O' Ring 132 x 7 ISO	2	Comercial	
4	Tampa lateral extremidade do motor	1	Ferro fundido nodular	
3	Parafuso máquina M6x1,0	18	Comercial	
2	Embreament	1	Comercial	
1	Motor	1	Comercial	
PCÁ Nº.	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	OBSERVAÇÃO

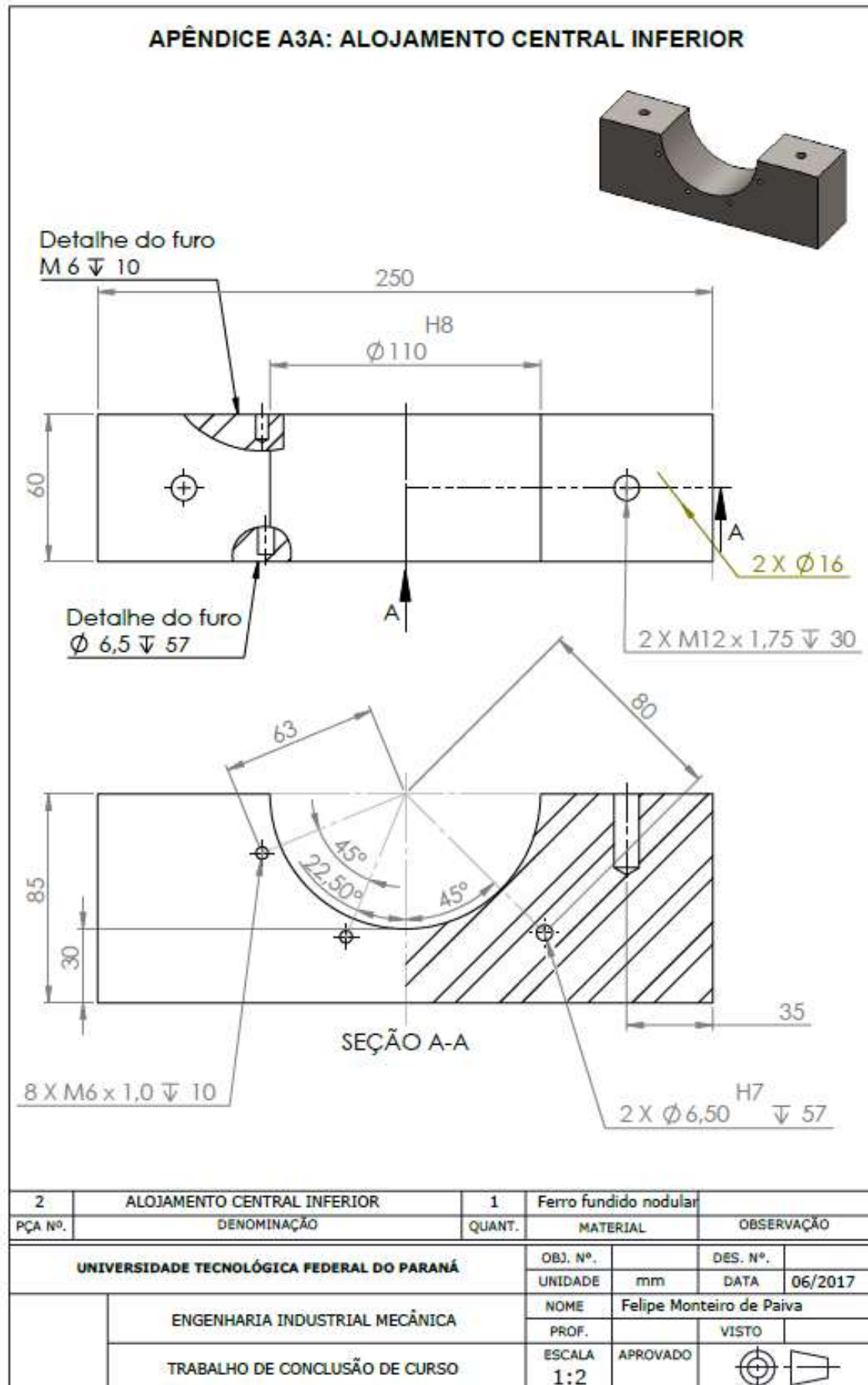
31	Porcas de travamento M8 x 1,0	2	Comercial	
30	Parafuso de potência carga axial	1	Aço Médio Carbono	
29	Sensor de força axial	1	Comercial	
28	Pinos de posicionamento	8	Comercial	
27	Tampa lateral - carga axial	1	Ferro fundido nodular	
26	Sensor de força radial	1	Comercial	
25	Parafuso de potência - carga radial	1	Aço Médio Carbono	
24	Porca de travamento M12 x 1,5	2	Comercial	
PCÁ Nº.	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	OBSERVAÇÃO

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ		OBJ. Nº.	DES. Nº.
		UNIDADE	DATA
TECNOLOGIA EM MANUTENÇÃO INDUSTRIAL		mm	06/2017
DESENHO ASSISTIDO POR COMPUTADOR		NO ME	Felipe Monteiro de Paiva
		PROF.	VISTO
		ESCALA	APROVADO
		1:5	

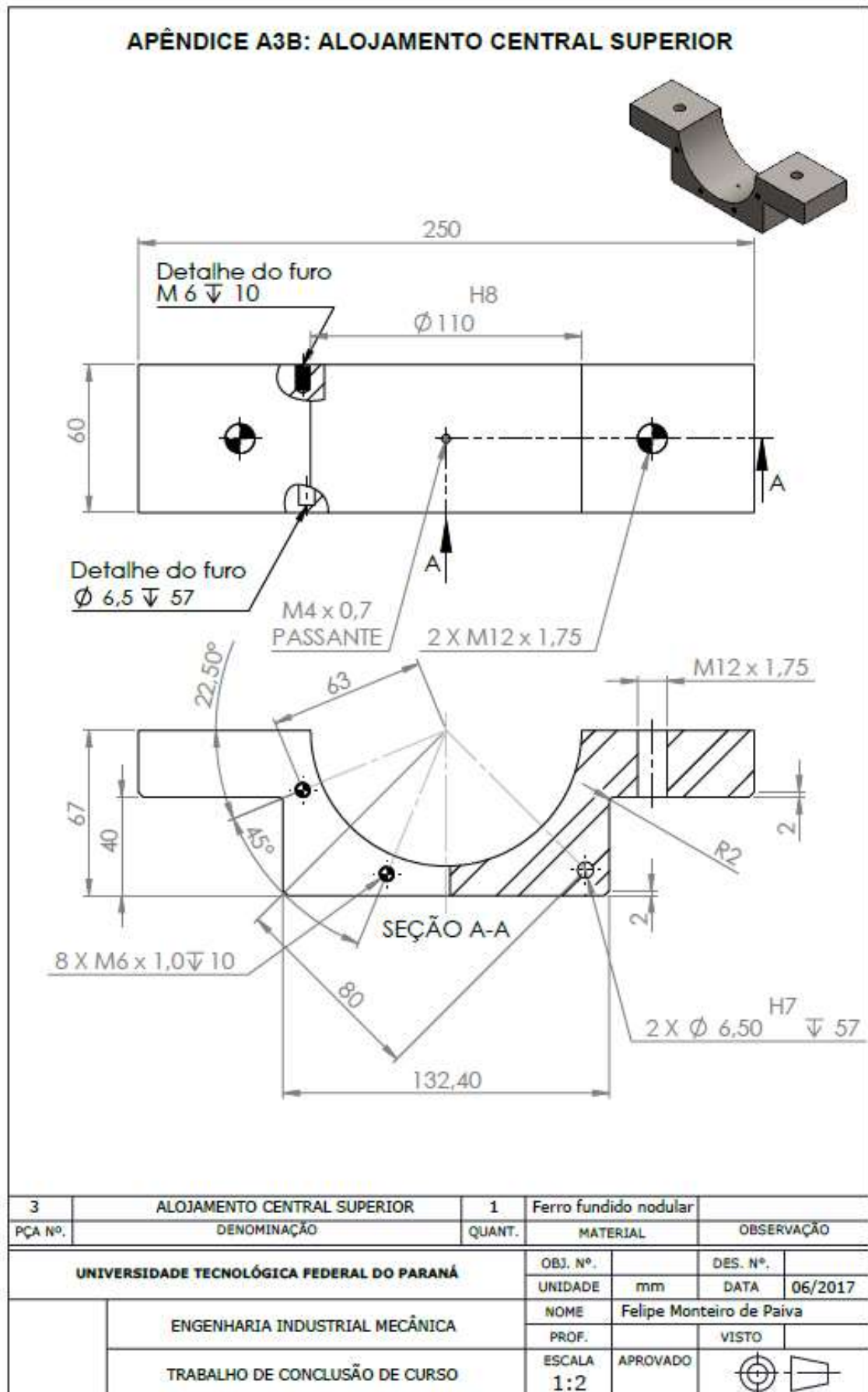
APÊNDICE A2 – EIXO



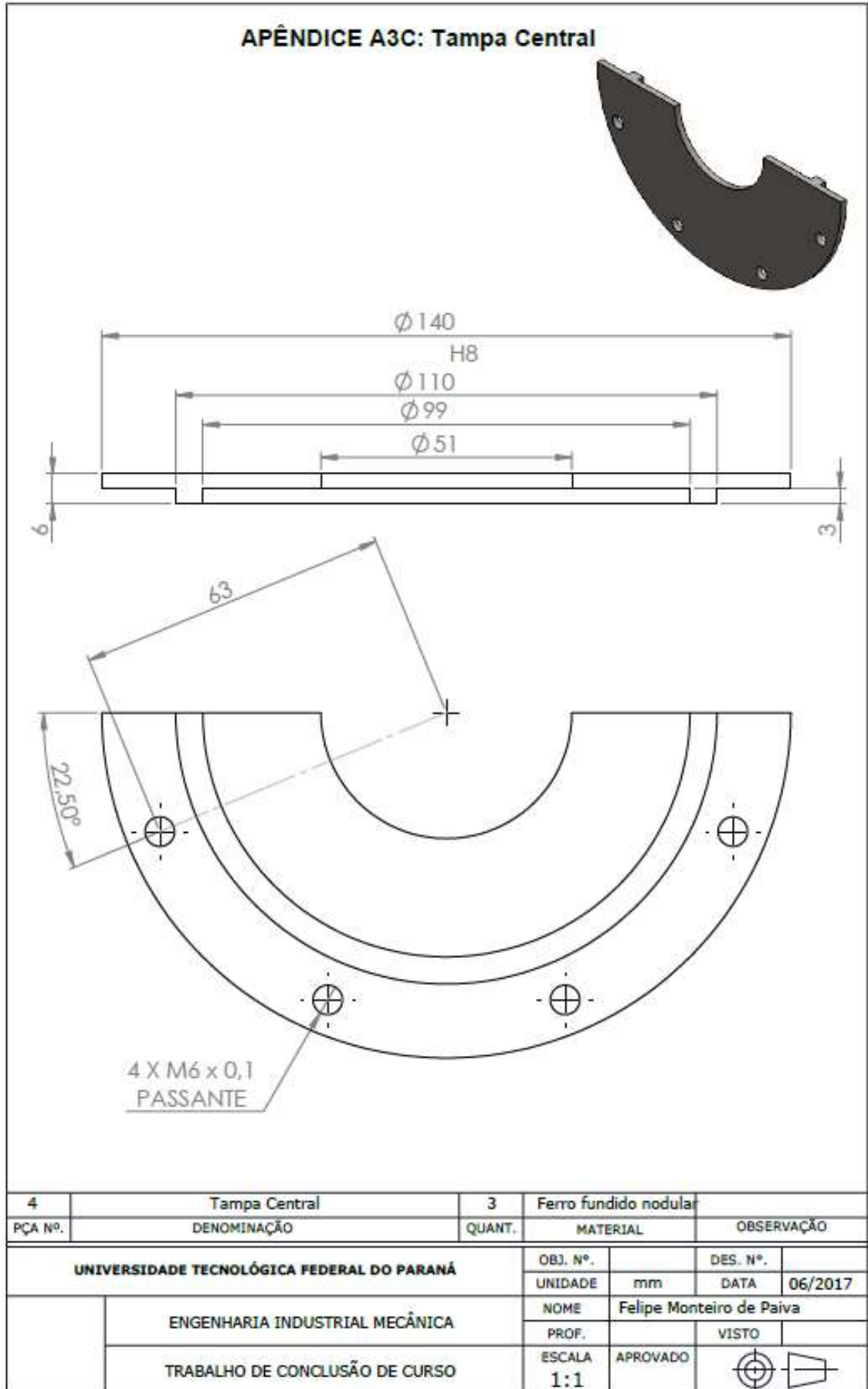
APÊNDICE A3A – ALOJAMENTO CENTRAL INFERIOR



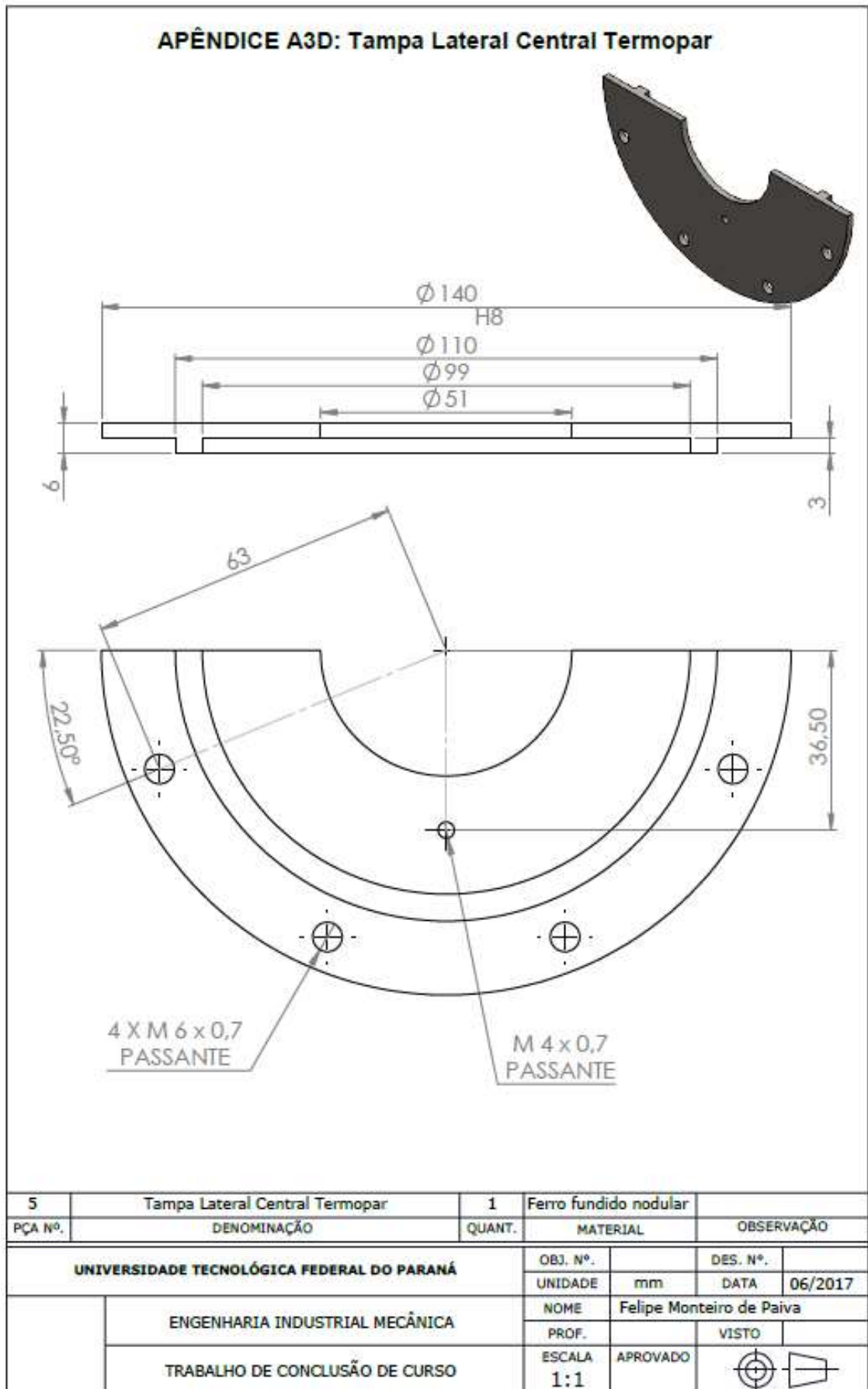
APÊNDICE A3B – ALOJAMENTO CENTRAL SUPERIOR



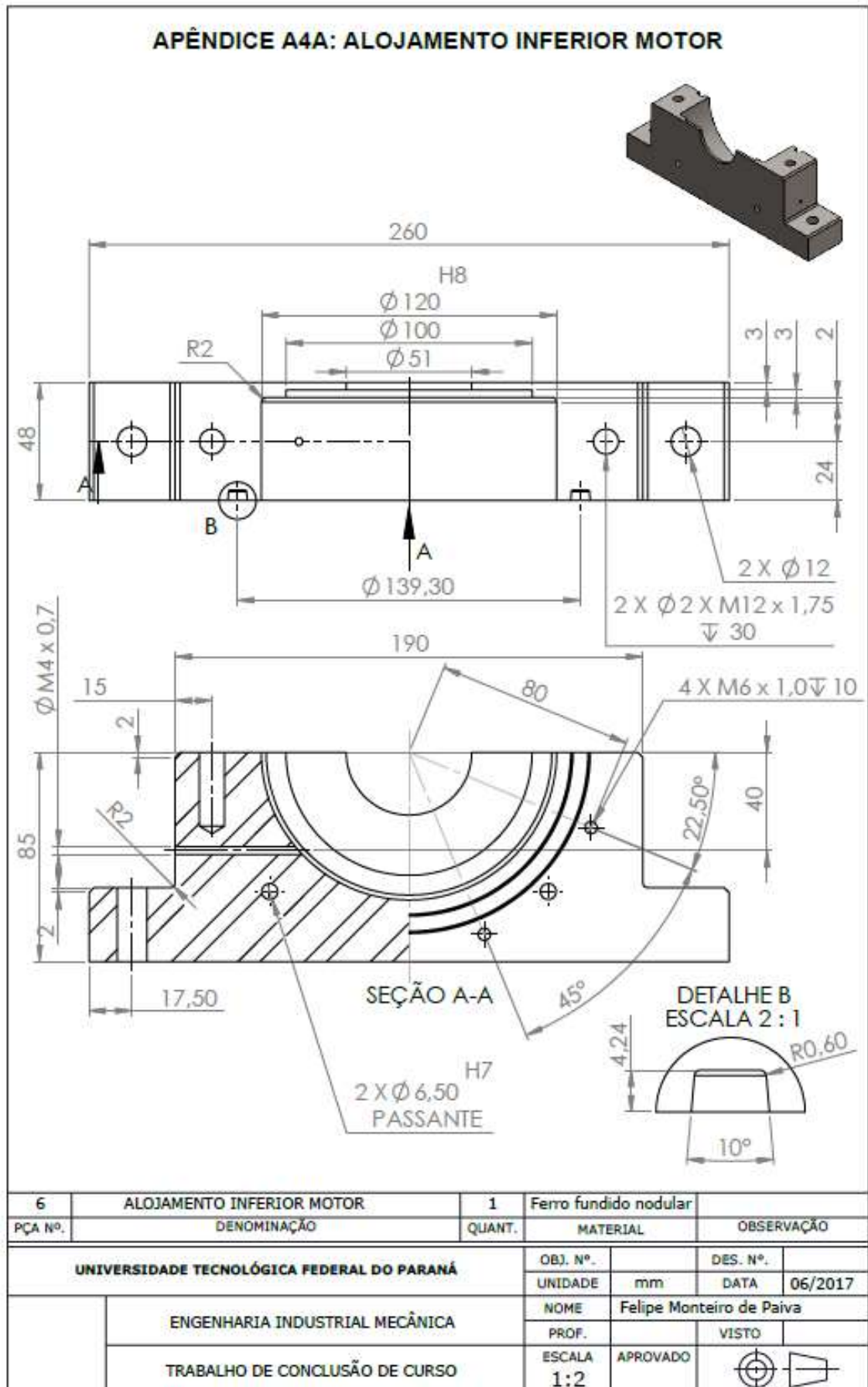
APÊNDICE A3C – TAMPA CENTRAL



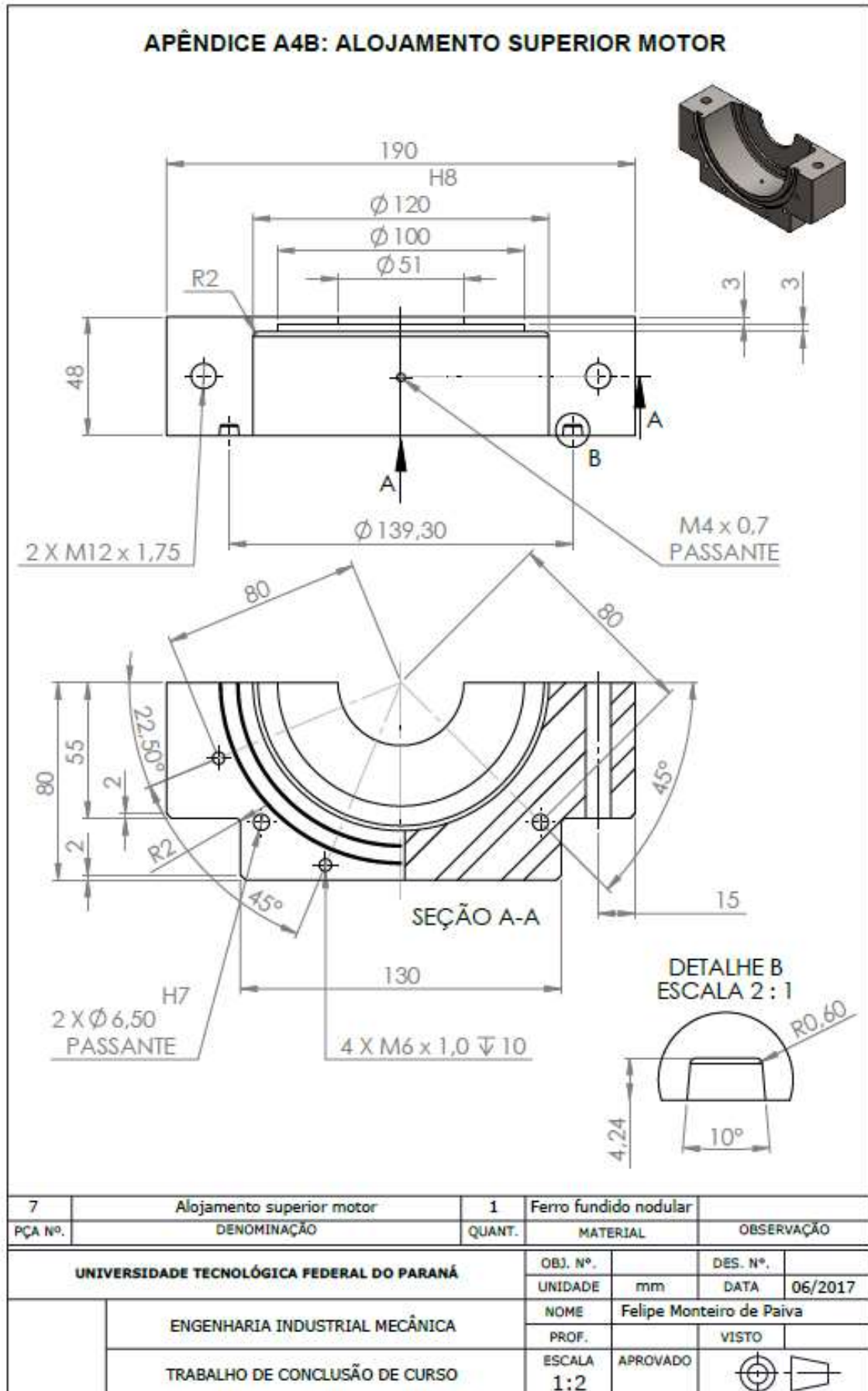
APÊNDICE A3D – TAMPA LATERAL CENTRAL TERMOPAR



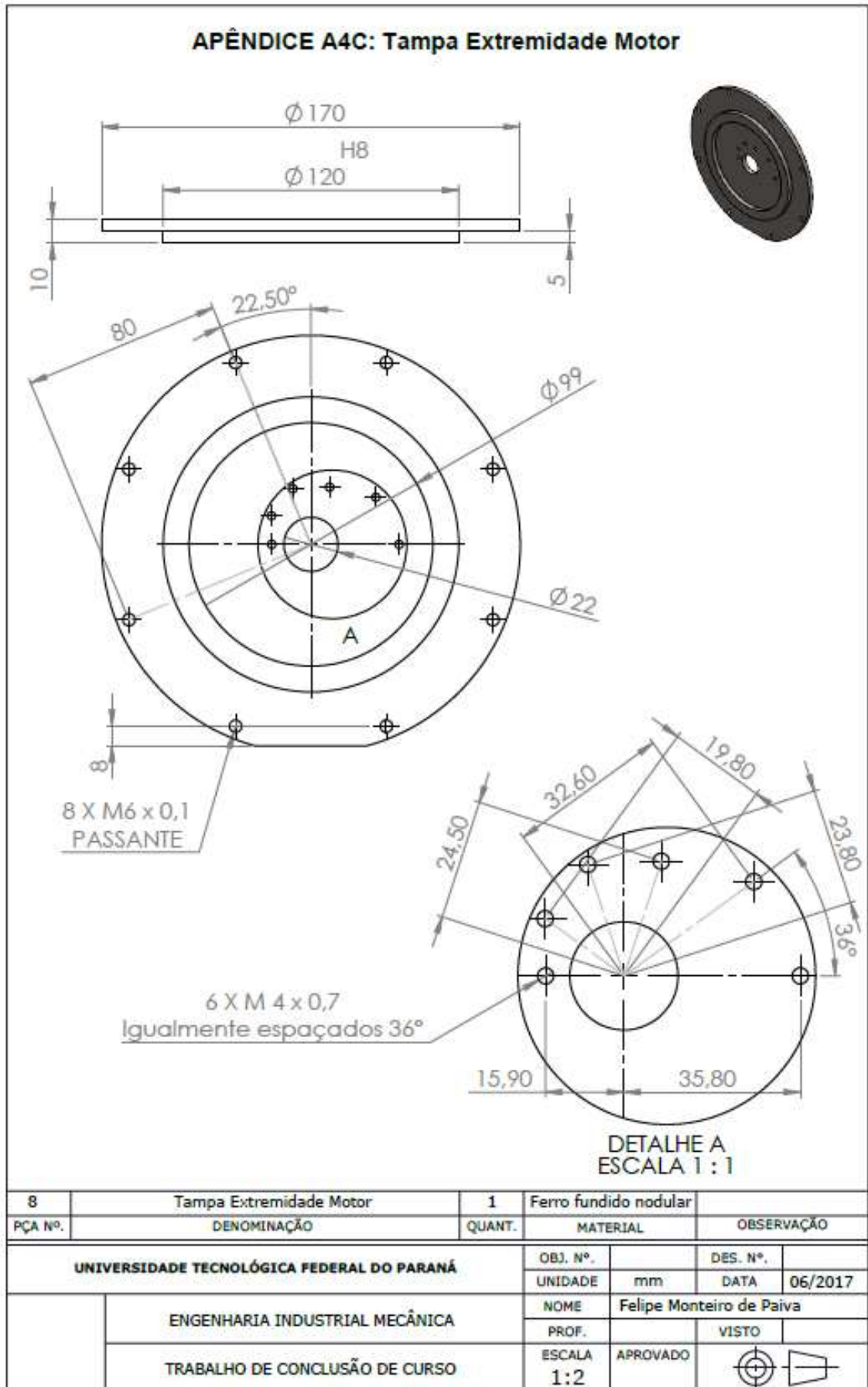
APÊNDICE A4A – ALOJAMENTO INFERIOR MOTOR



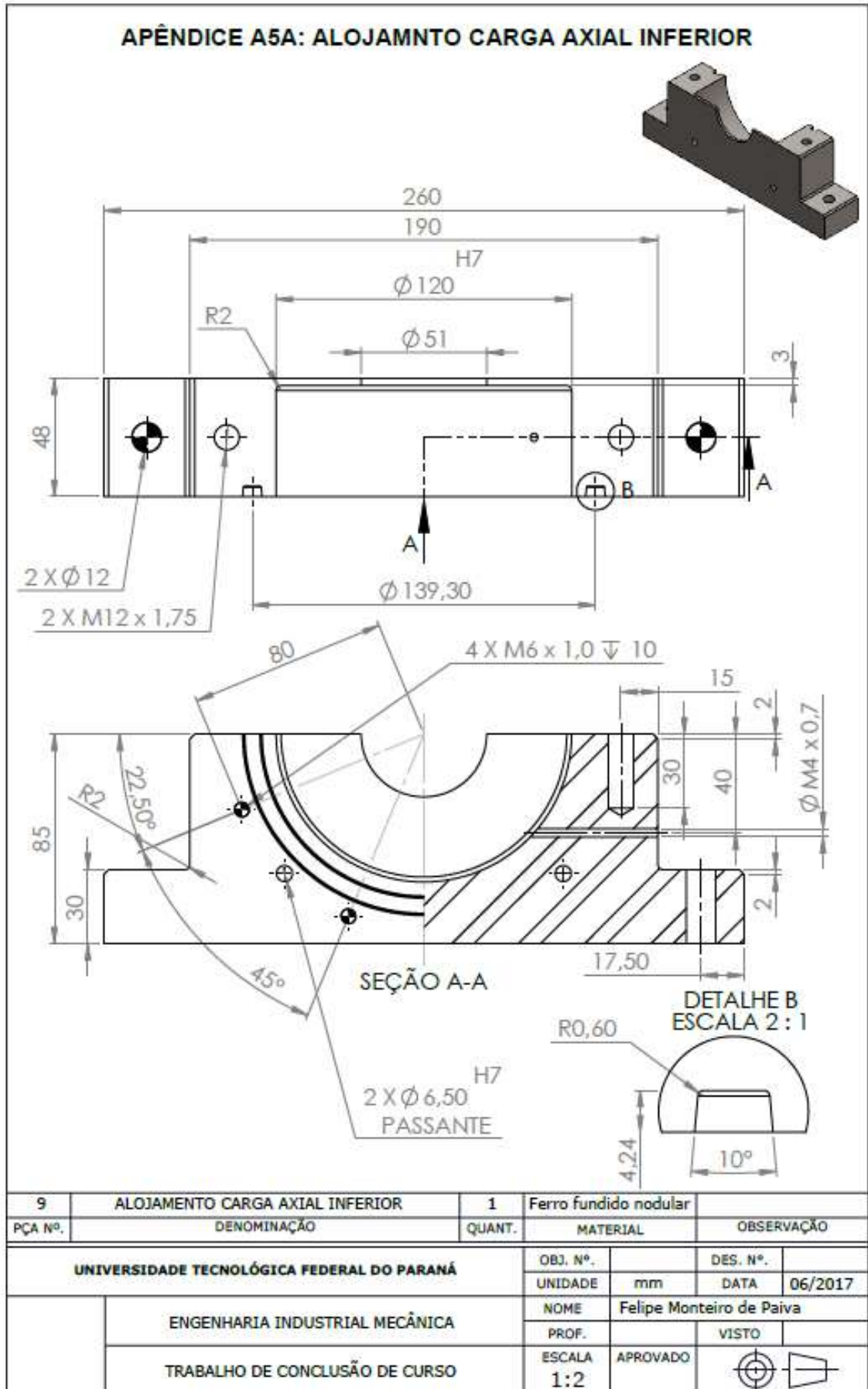
APÊNDICE A4B – ALOJAMENTO SUPERIOR MOTOR



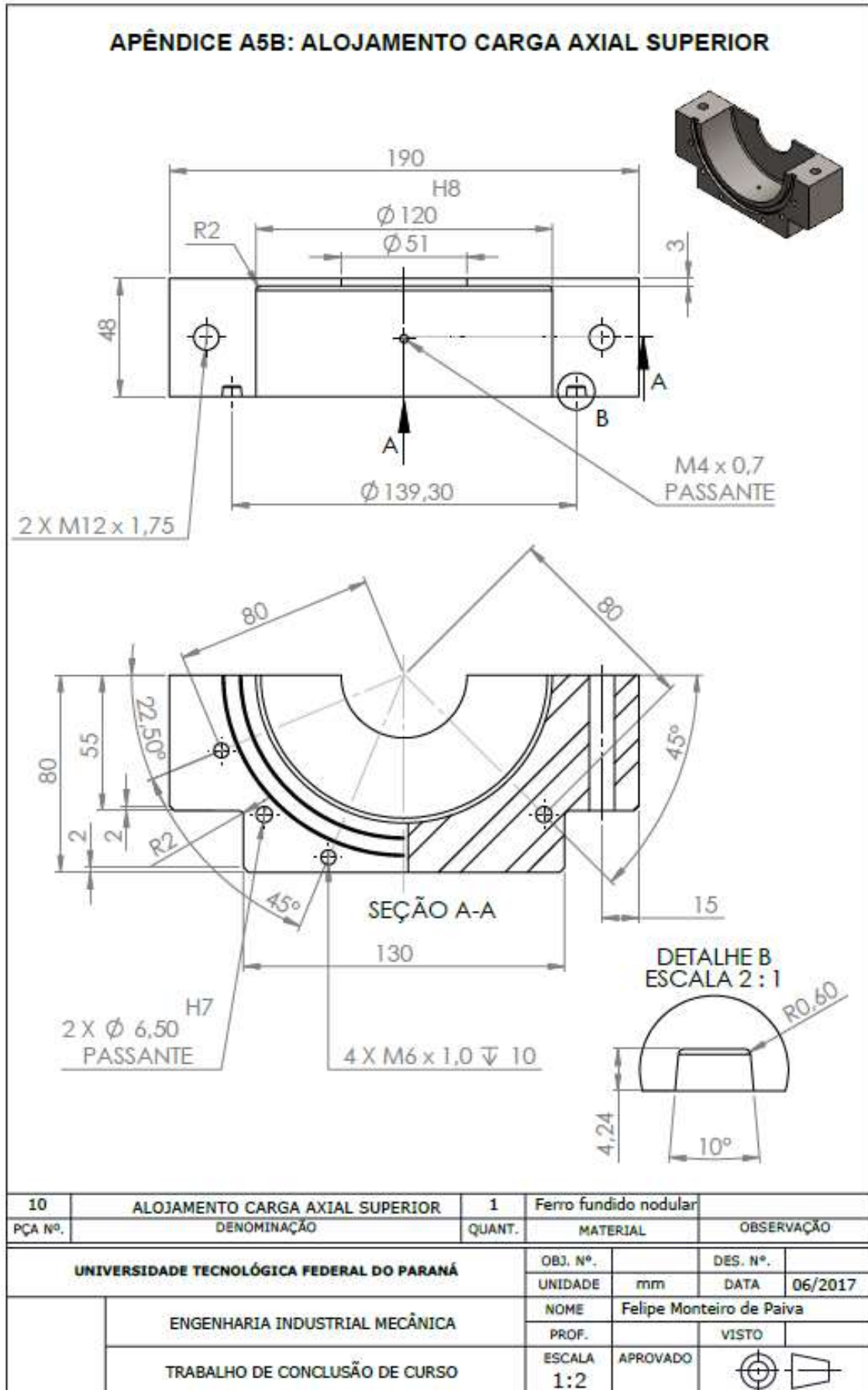
APÊNDICE A4C – TAMPA EXTREMIDADE MOTOR



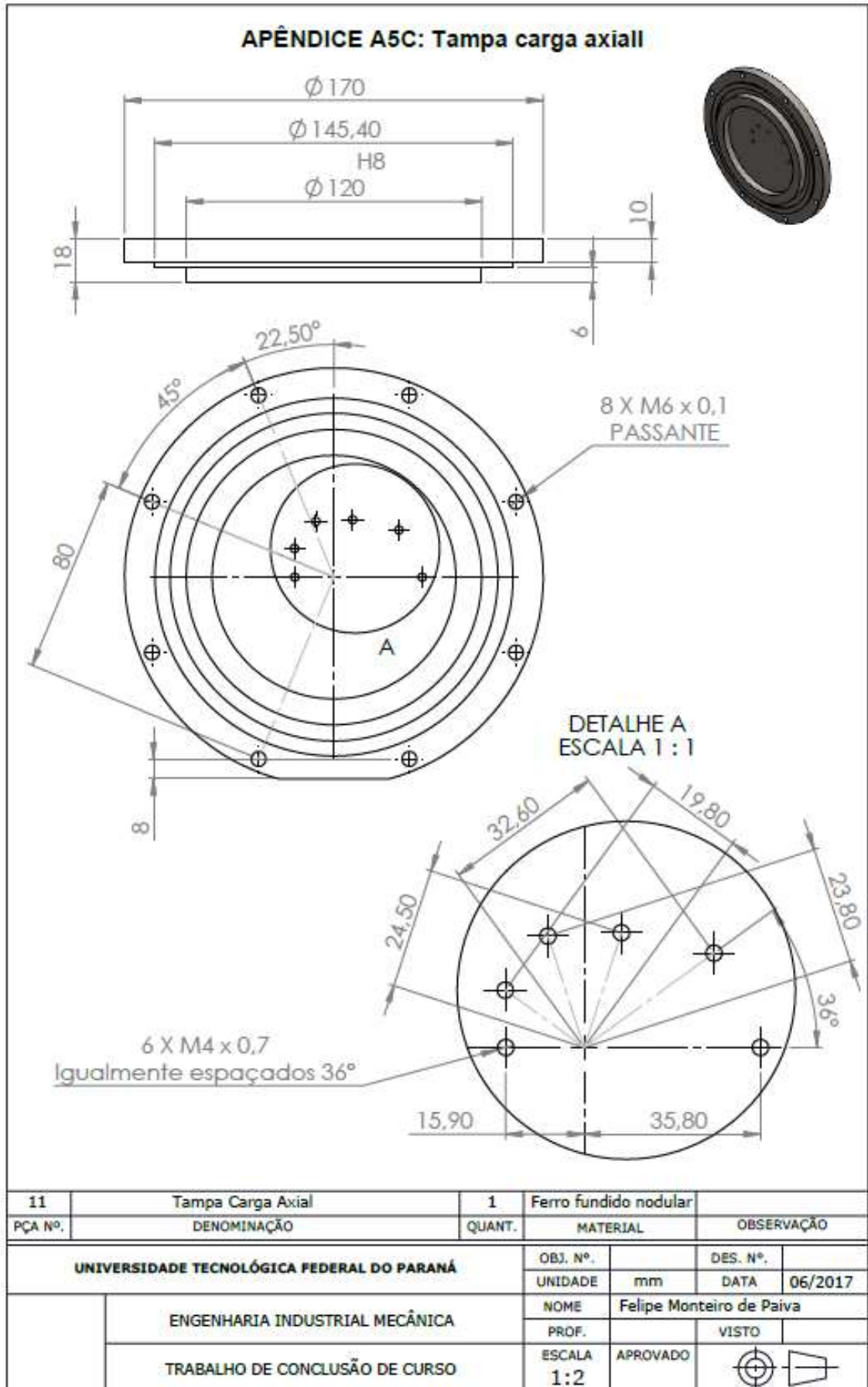
APÊNDICE A5A – ALOJAMENTO CARGA AXIAL INFERIOR



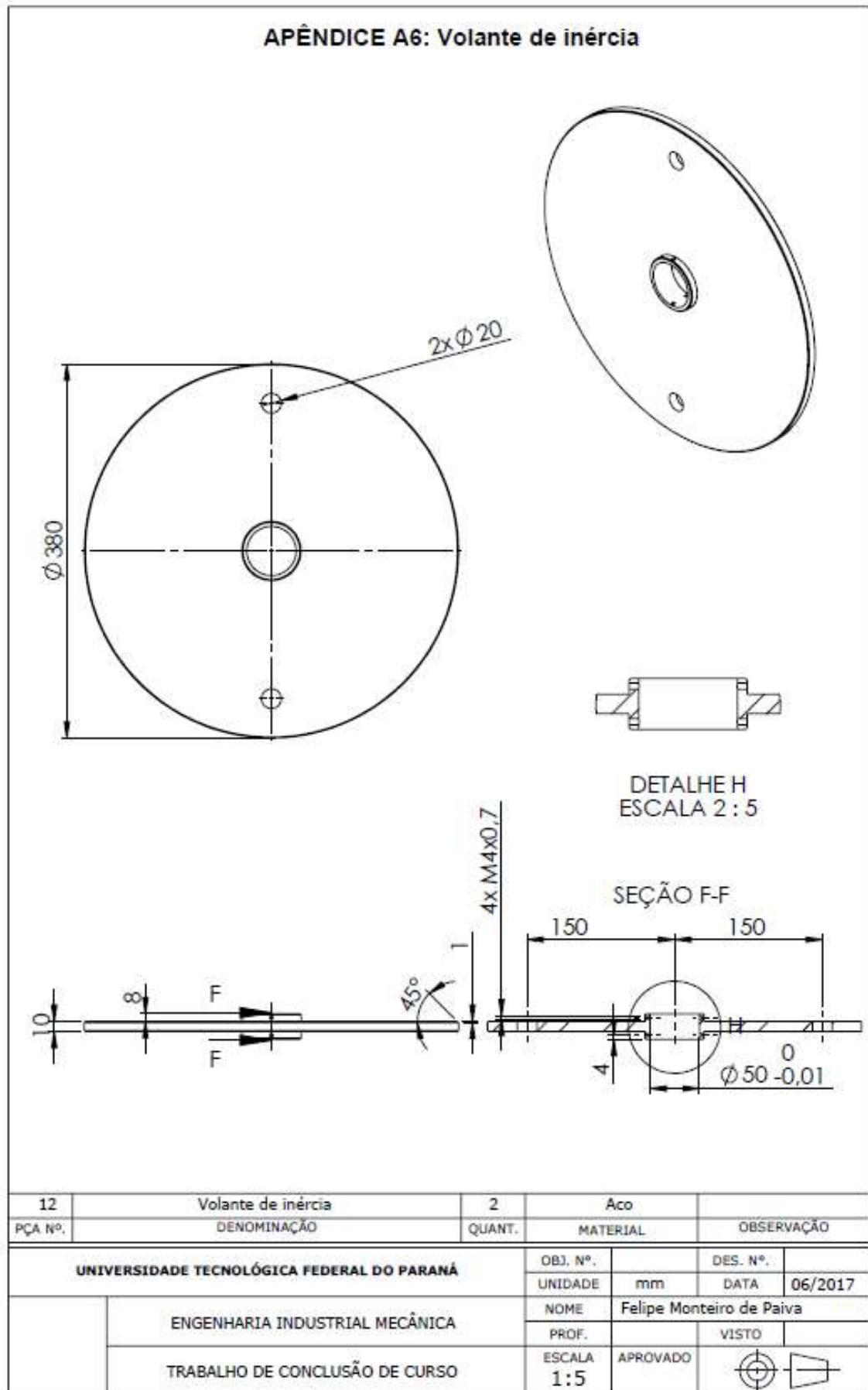
APÊNDICE A5B – ALOJAMENTO CARGA AXIAL SUPERIOR



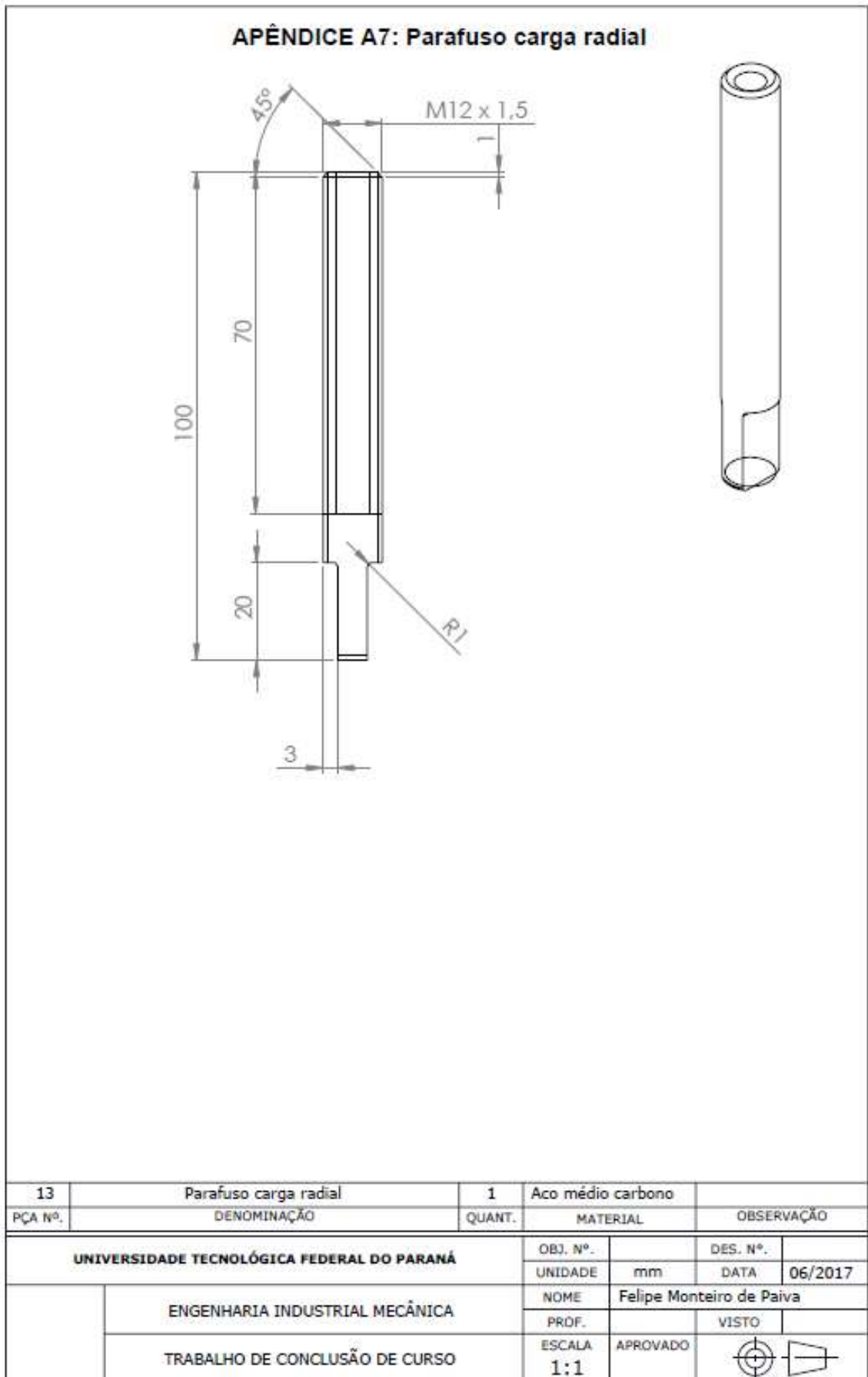
APÊNDICE A5C – TAMPA CARGA AXIAL



APÊNDICE A6 – VOLANTE DE INÉRCIA

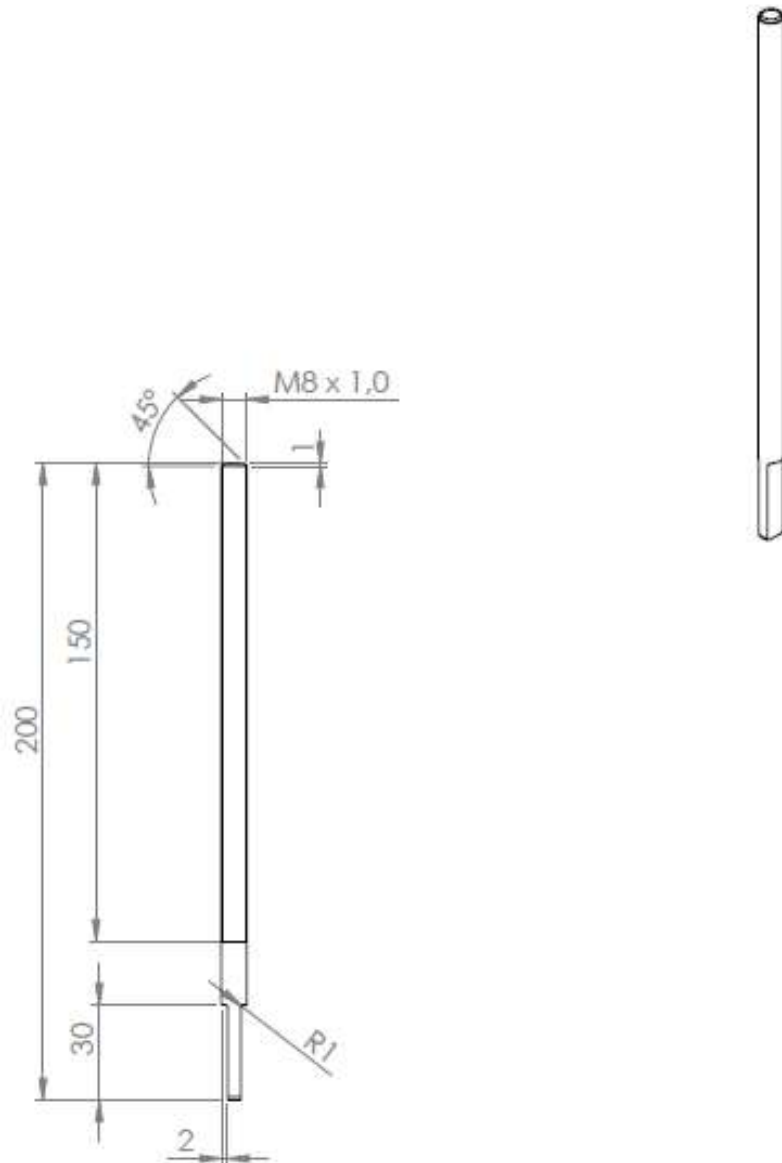


APÊNDICE A7 – PARAFUSO CARGA RADIAL



APÊNDICE A8 – PARAFUSO CARGA AXIAL

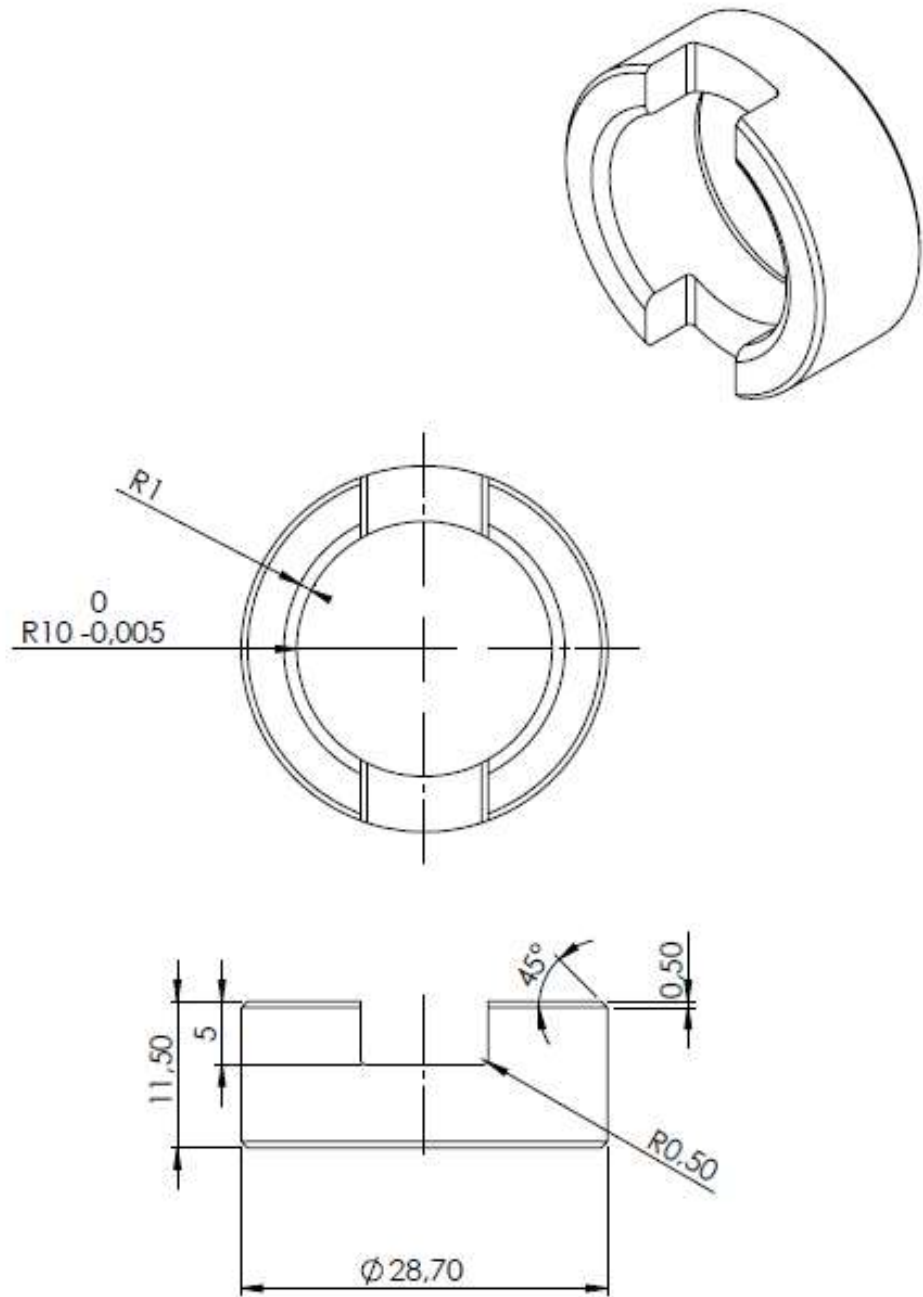
APÊNDICE A8: Parafuso carga axial



14	Parafuso carga axial	1	Aço médio carbono		
PÇA Nº.	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	OBSERVAÇÃO	
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ			OBJ. Nº.	DES. Nº.	
			UNIDADE	mm	DATA 06/2017
ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA			NOME	Felipe Monteiro de Paiva	
			PROF.	VISTO	
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO			ESCALA 1:1	APROVADO	

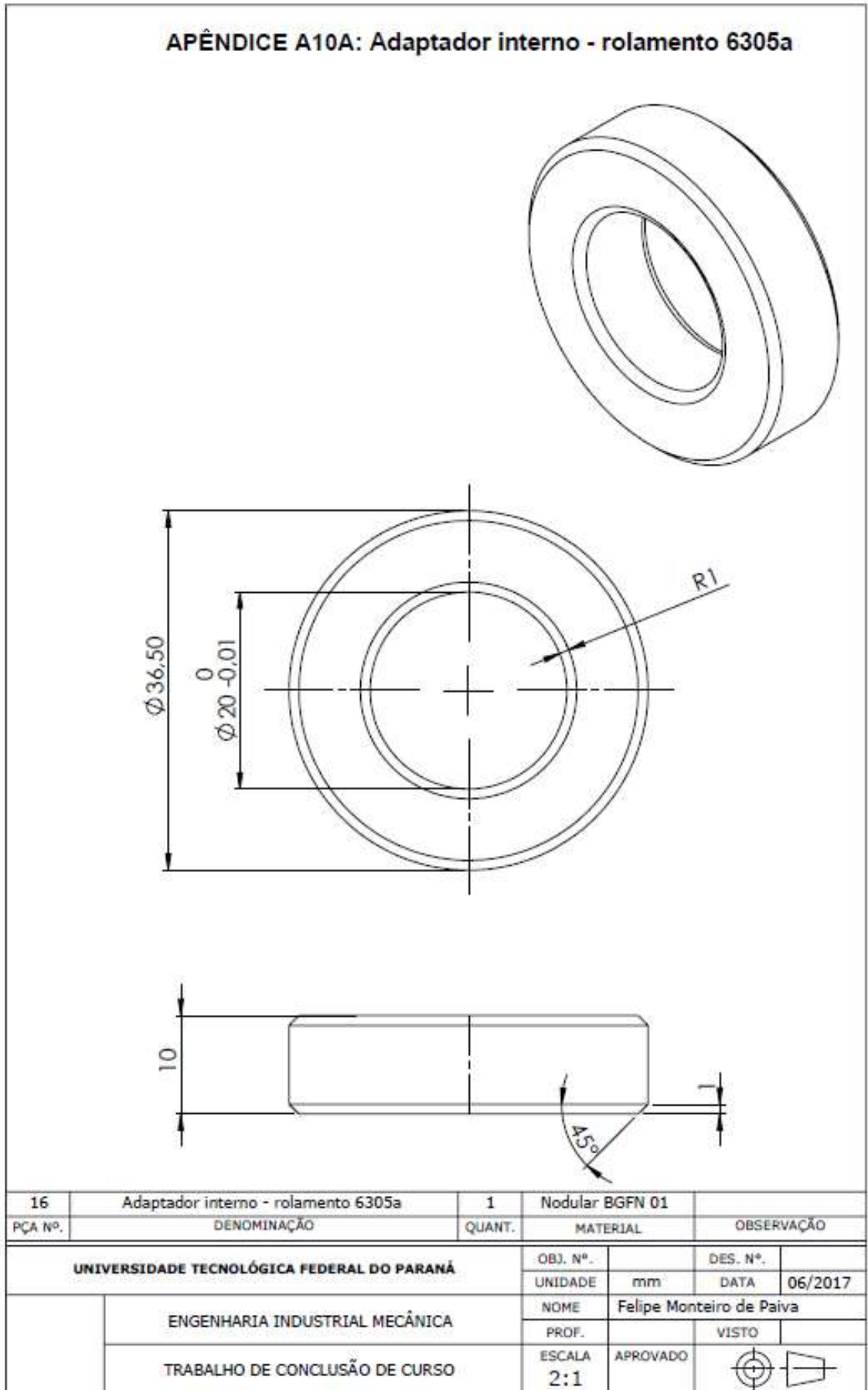
APÊNDICE A9 – ADAPTADOR INTERNO - ROLAMENTO 6204

APÊNDICE A9: Adaptador interno - rolamento 6204



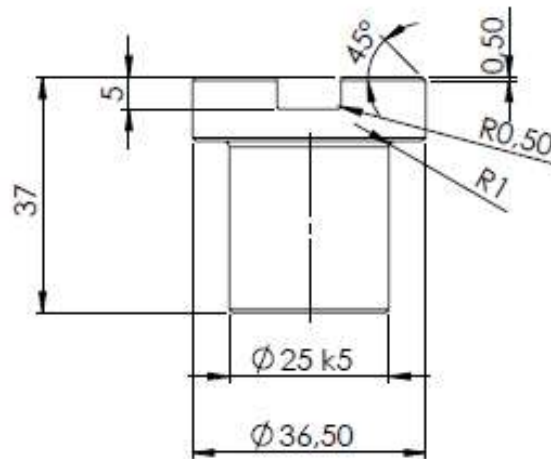
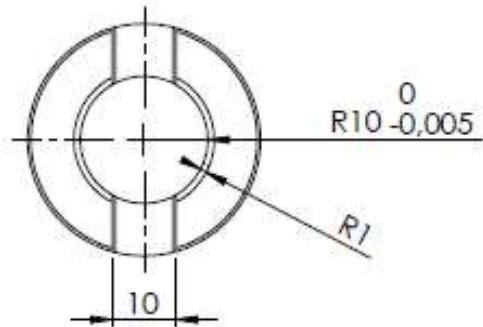
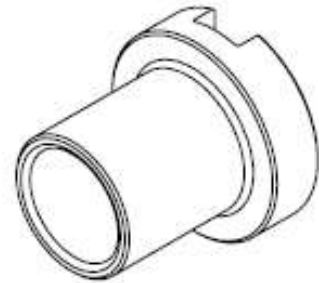
15	Adaptador interno - rolamento 6204	2	Nodular BGFN 01	
PÇA Nº.	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	OBSERVAÇÃO
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ			OBJ. Nº.	DES. Nº.
			UNIDADE	mm
			NOME	Felipe Monteiro de Paiva
			PROF.	VISTO
ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA			ESCALA	APROVADO
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO			2:1	

APÊNDICE A10A – ADAPTADOR INTERNO – ROLAMENTO 6305.A



APÊNDICE A10B – ADAPTADOR INTERNO - ROLAMENTO 6305.B

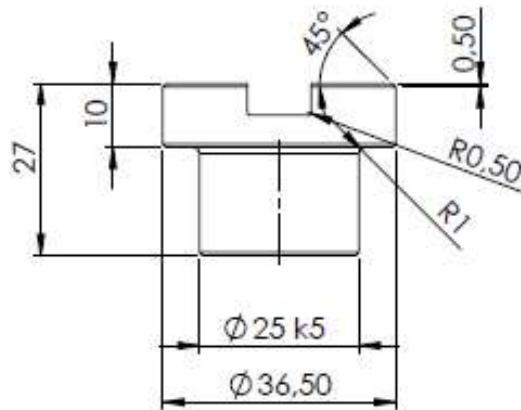
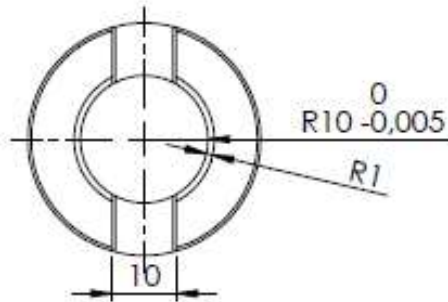
APÊNDICE A10B: Adaptador interno - rolamento 6305b



17	Adaptador interno - rolamento 6305b	1	Nodular BGFN 01	
PÇA Nº.	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	OBSERVAÇÃO
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ			OBJ. Nº.	DES. Nº.
			UNIDADE	mm
ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA			NOME	Felipe Monteiro de Paiva
			PROF.	VISTO
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO			ESCALA	APROVADO
			1:1	

APÊNDICE A10C – ADAPTADOR INTERNO - ROLAMENTO 6305.C

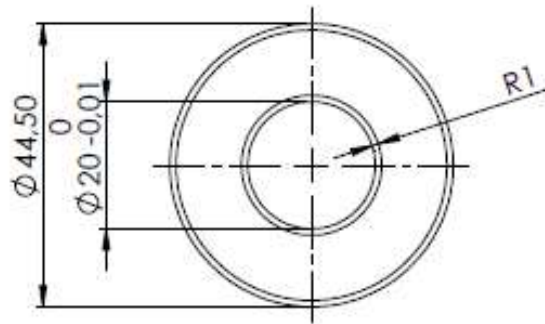
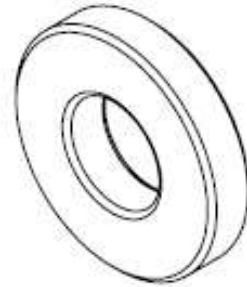
APÊNDICE A10C: Adaptador interno - rolamento 6305c



18	Adaptador interno - rolamento 6305c	1	Nodular BGFN 01	
PÇA Nº.	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	OBSERVAÇÃO
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ			OBJ. Nº.	DES. Nº.
			UNIDADE	mm
ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA			NOME	Felipe Monteiro de Paiva
			PROF.	VISTO
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO			ESCALA	APROVADO
			1:1	

APÊNDICE A11A – ADAPTADOR INTERNO - ROLAMENTO 6306.A

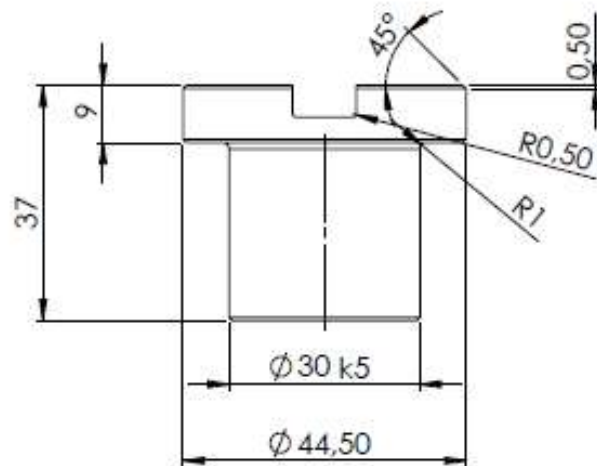
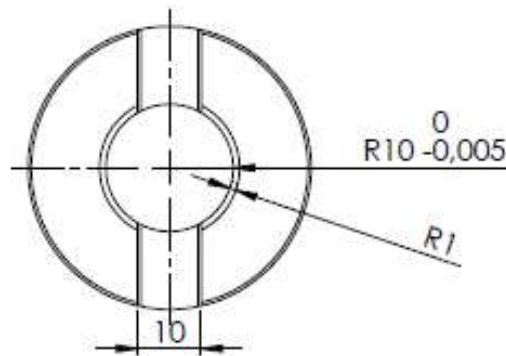
APÊNDICE A11A: Adaptador interno - rolamento 6306a



19	Adaptador interno - rolamento 6306a	1	Nodular BGFN 01		
PÇA Nº.	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	OBSERVAÇÃO	
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ			OBJ. Nº.	DES. Nº.	
			UNIDADE	mm	DATA
ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA			NOME	Felipe Monteiro de Paiva	
			PROF.	VISTO	
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO			ESCALA	APROVADO	
			1:1		

APÊNDICE A11B – ADAPTADOR INTERNO - ROLAMENTO 6306.B

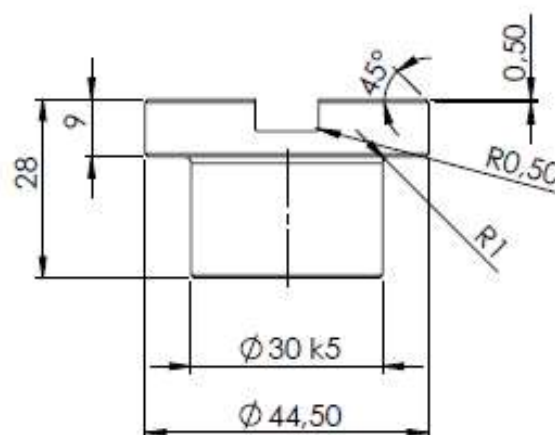
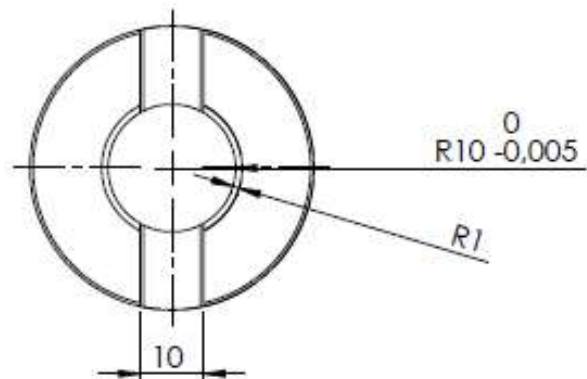
APÊNDICE A11B: Adaptador interno - rolamento 6306b



20	Adaptador interno - rolamento 6306b	1	Nodular BGFN 01	
PÇA Nº.	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	OBSERVAÇÃO
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ			OBJ. Nº.	DES. Nº.
			UNIDADE	mm
ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA			NOME	Felipe Monteiro de Paiva
			PROF.	VISTO
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO			ESCALA	APROVADO
			1:1	

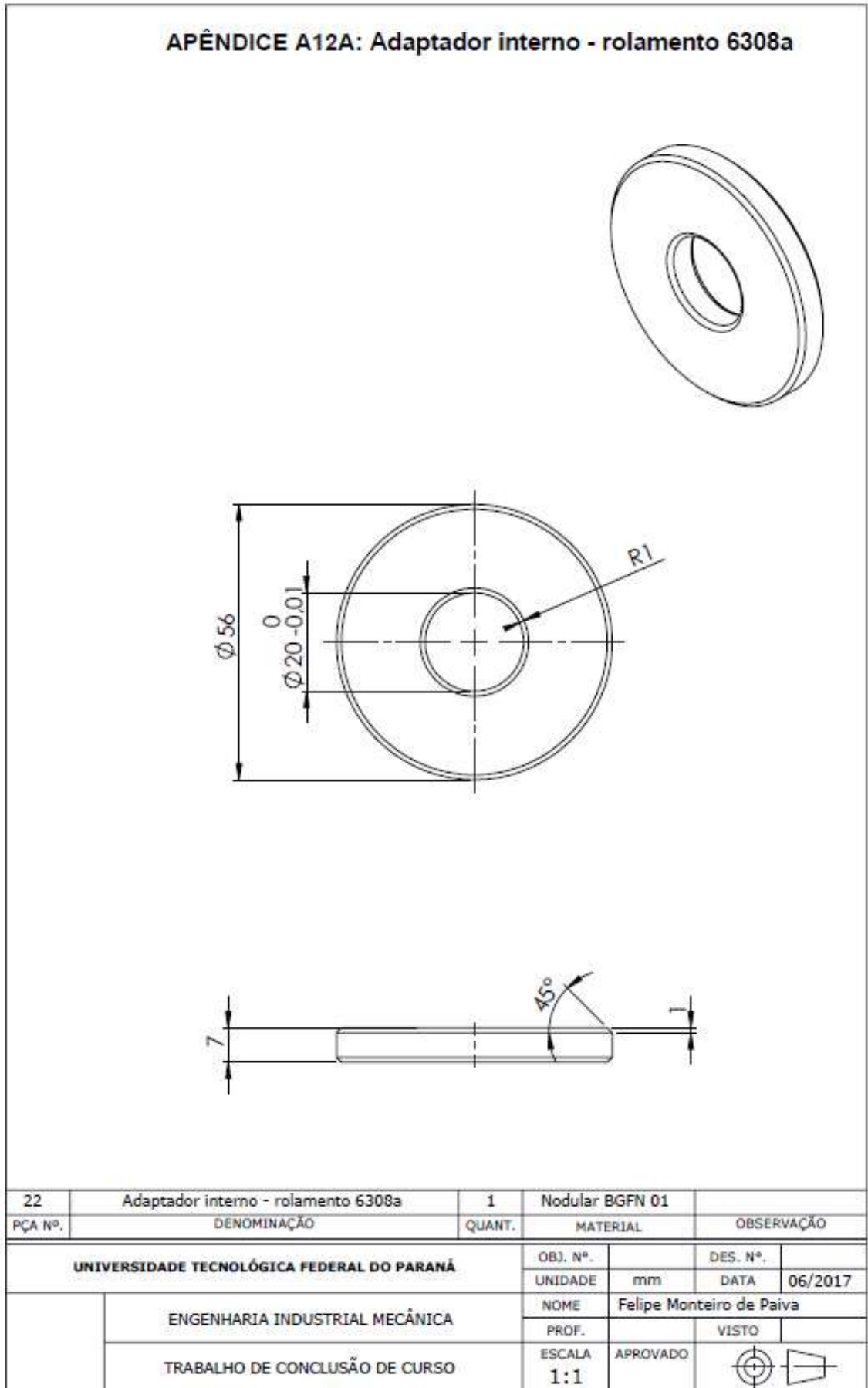
APÊNDICE A11C – ADAPTADOR INTERNO - ROLAMENTO 6306.C

APÊNDICE A11C: Adaptador interno - rolamento 6306c

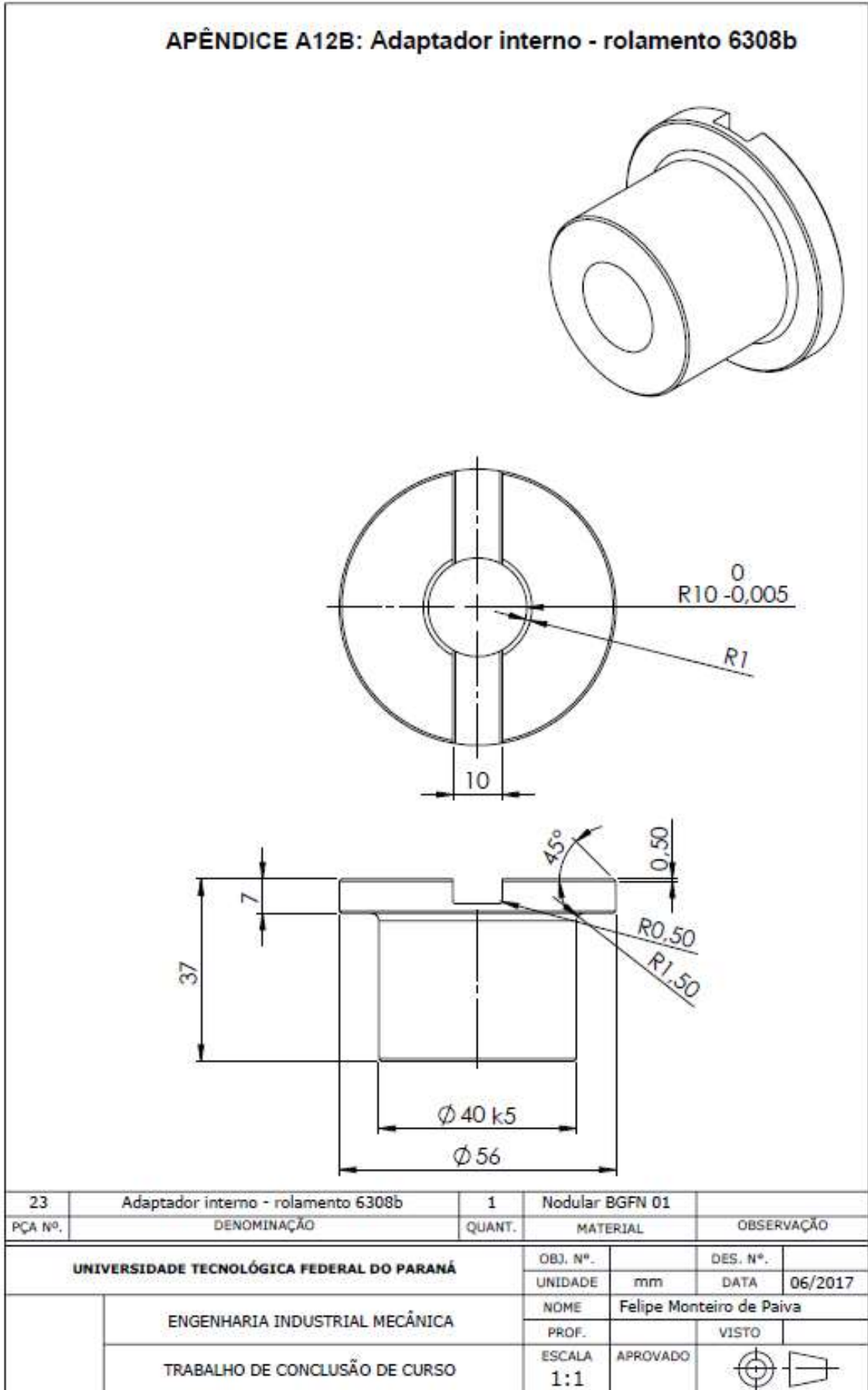


21	Adaptador interno - rolamento 6306c	1	Nodular BGFN 01	
PÇA Nº.	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	OBSERVAÇÃO
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ			OBJ. Nº.	DES. Nº.
			UNIDADE	mm
			DATA	06/2017
ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA			NOME	Felipe Monteiro de Paiva
			PROF.	VISTO
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO			ESCALA	APROVADO
			1:1	

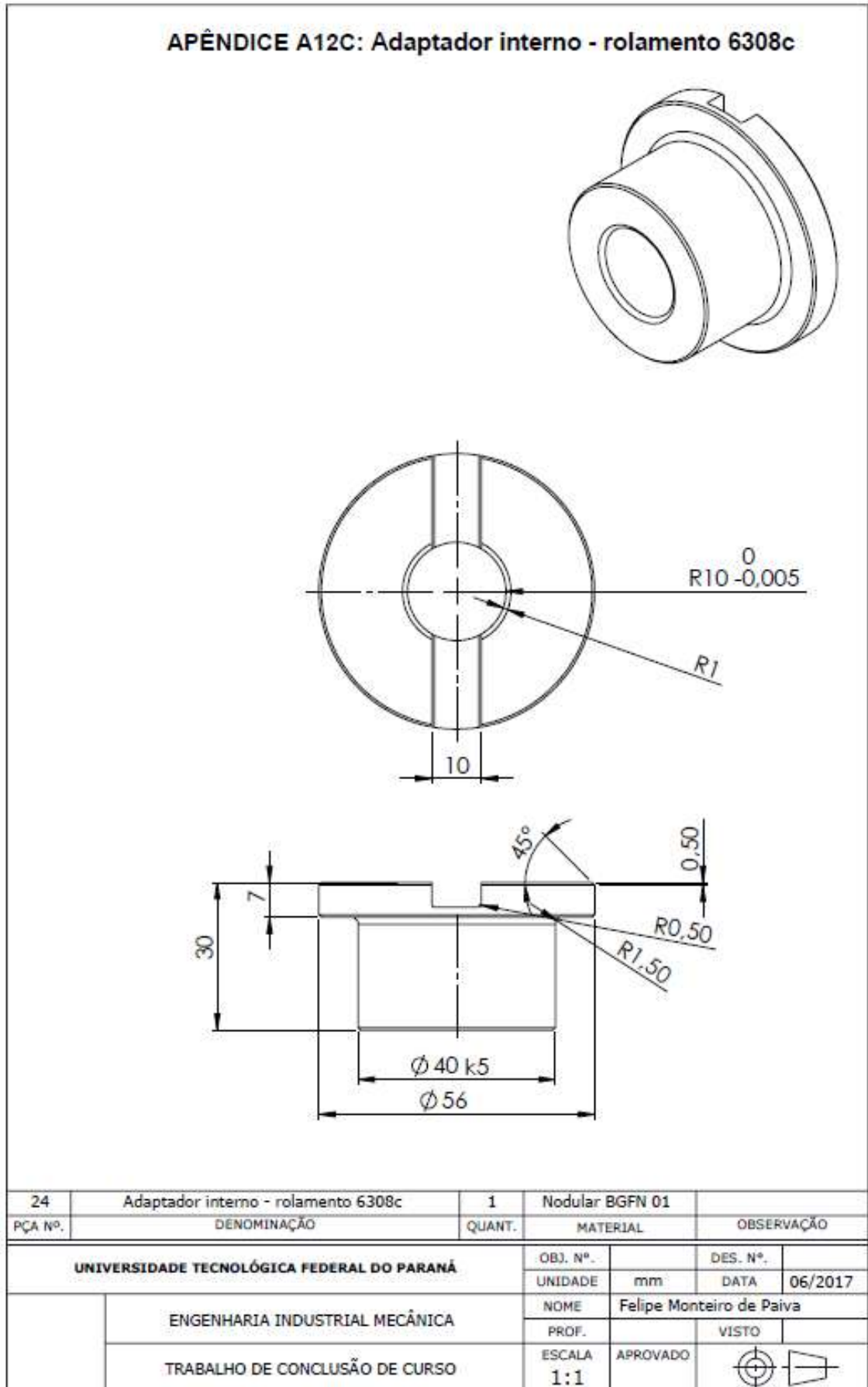
APÊNDICE A12A – ADAPTADOR INTERNO - ROLAMENTO 6308.A



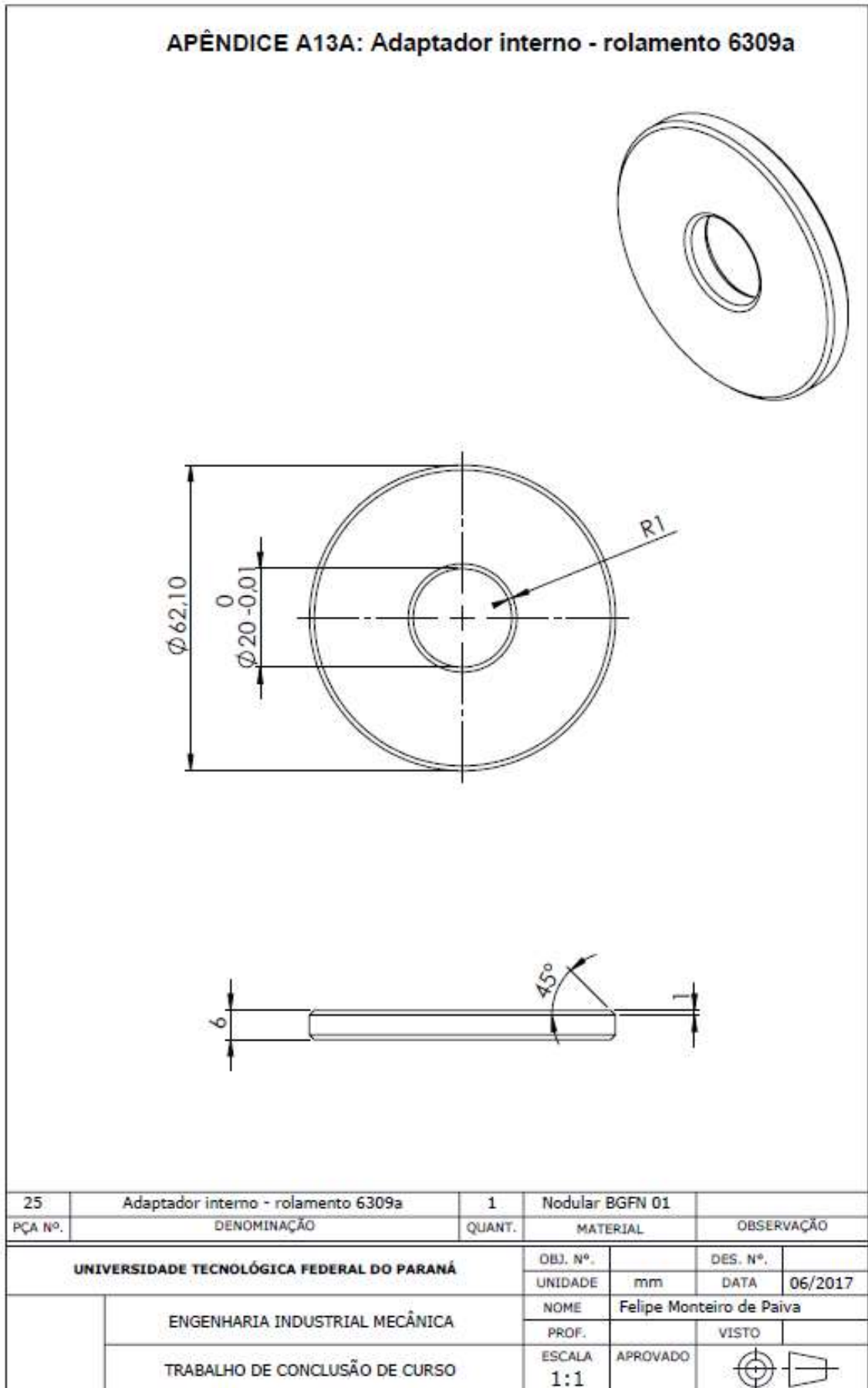
APÊNDICE A12B – ADAPTADOR INTERNO - ROLAMENTO 6308.B



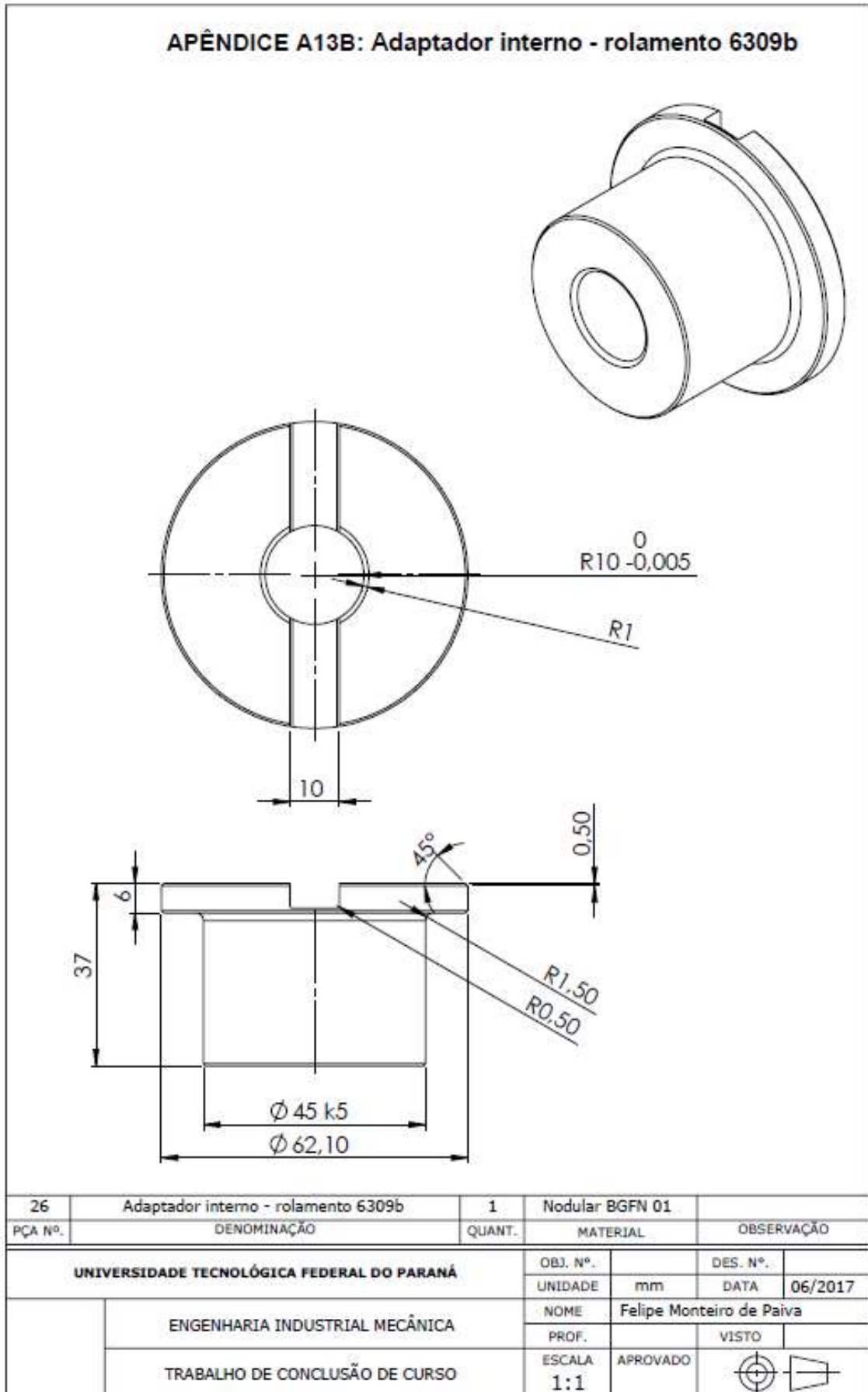
APÊNDICE A12C – ADAPTADOR INTERNO - ROLAMENTO 6308.C



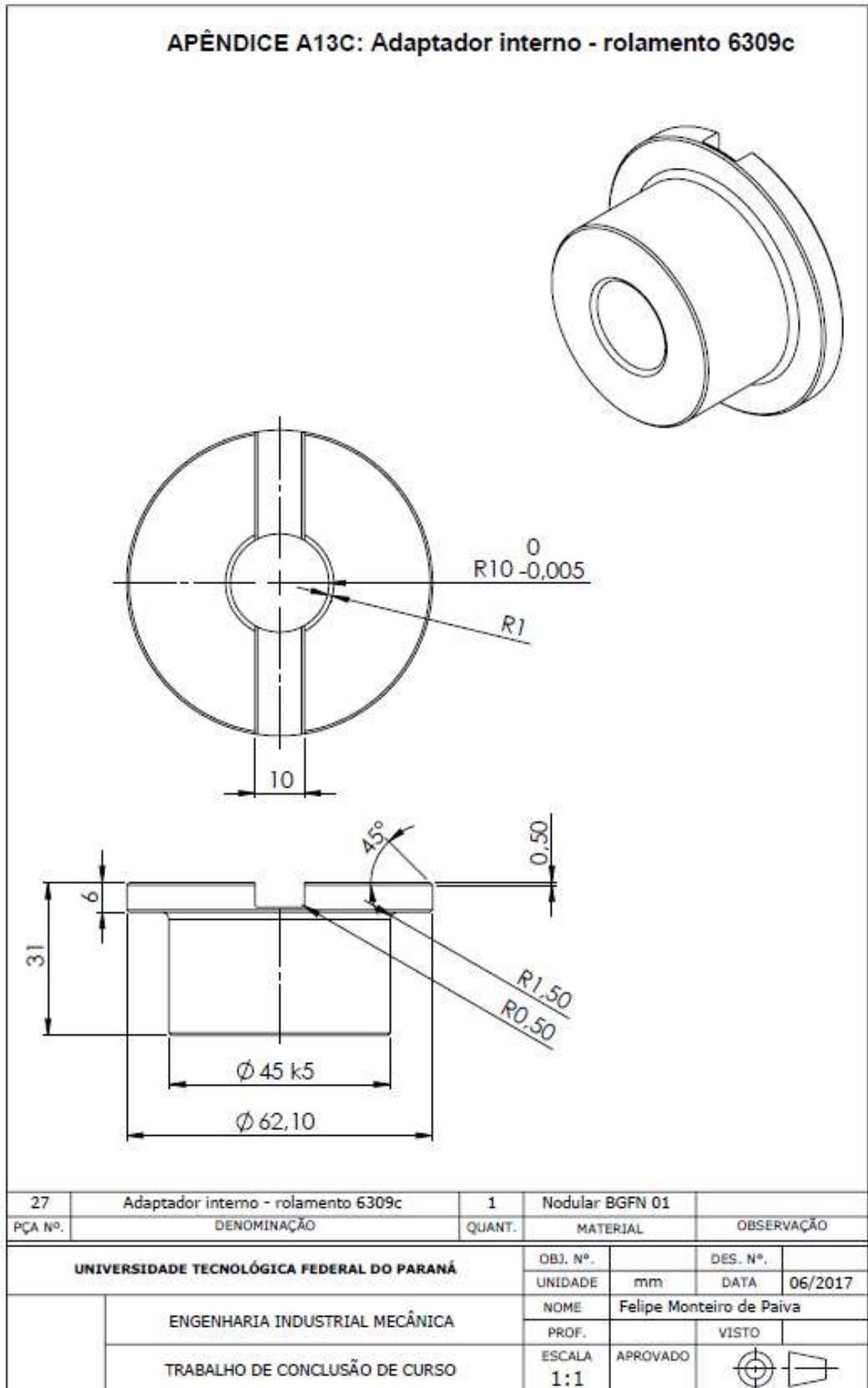
APÊNDICE A13A – ADAPTADOR INTERNO - ROLAMENTO 6309.A



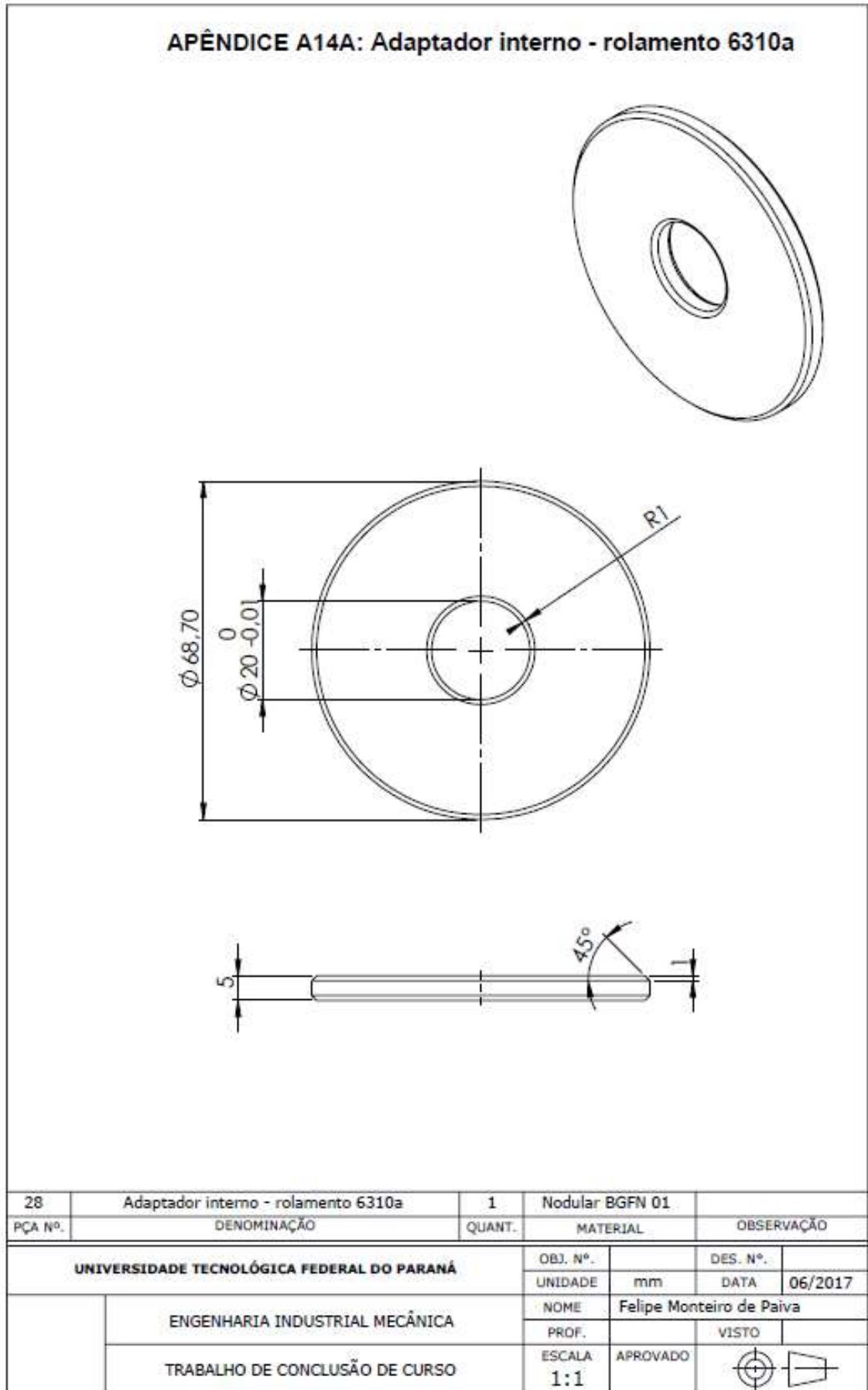
APÊNDICE A13B – ADAPTADOR INTERNO - ROLAMENTO 6309.B



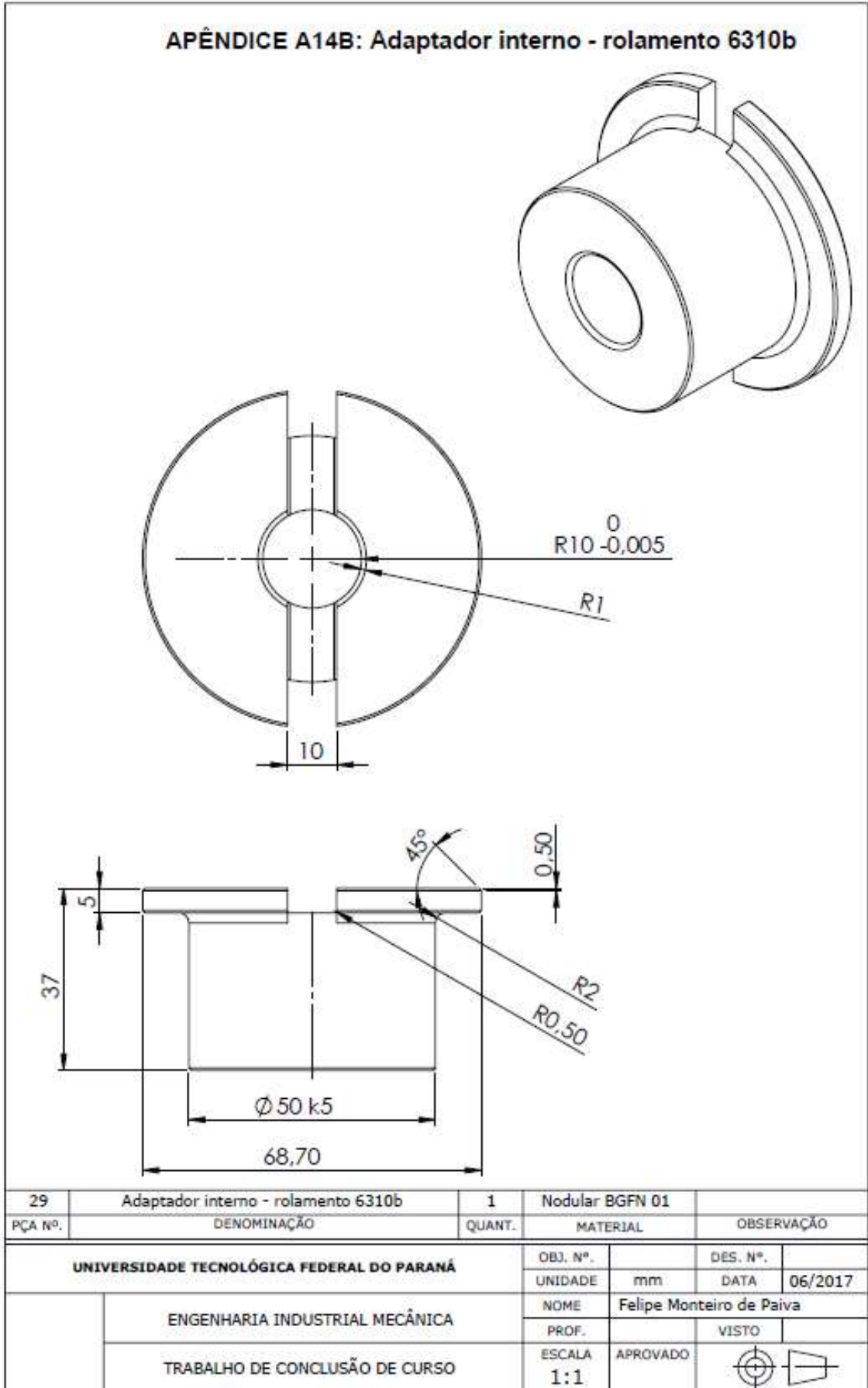
APÊNDICE A13C – ADAPTADOR INTERNO - ROLAMENTO 6309.C



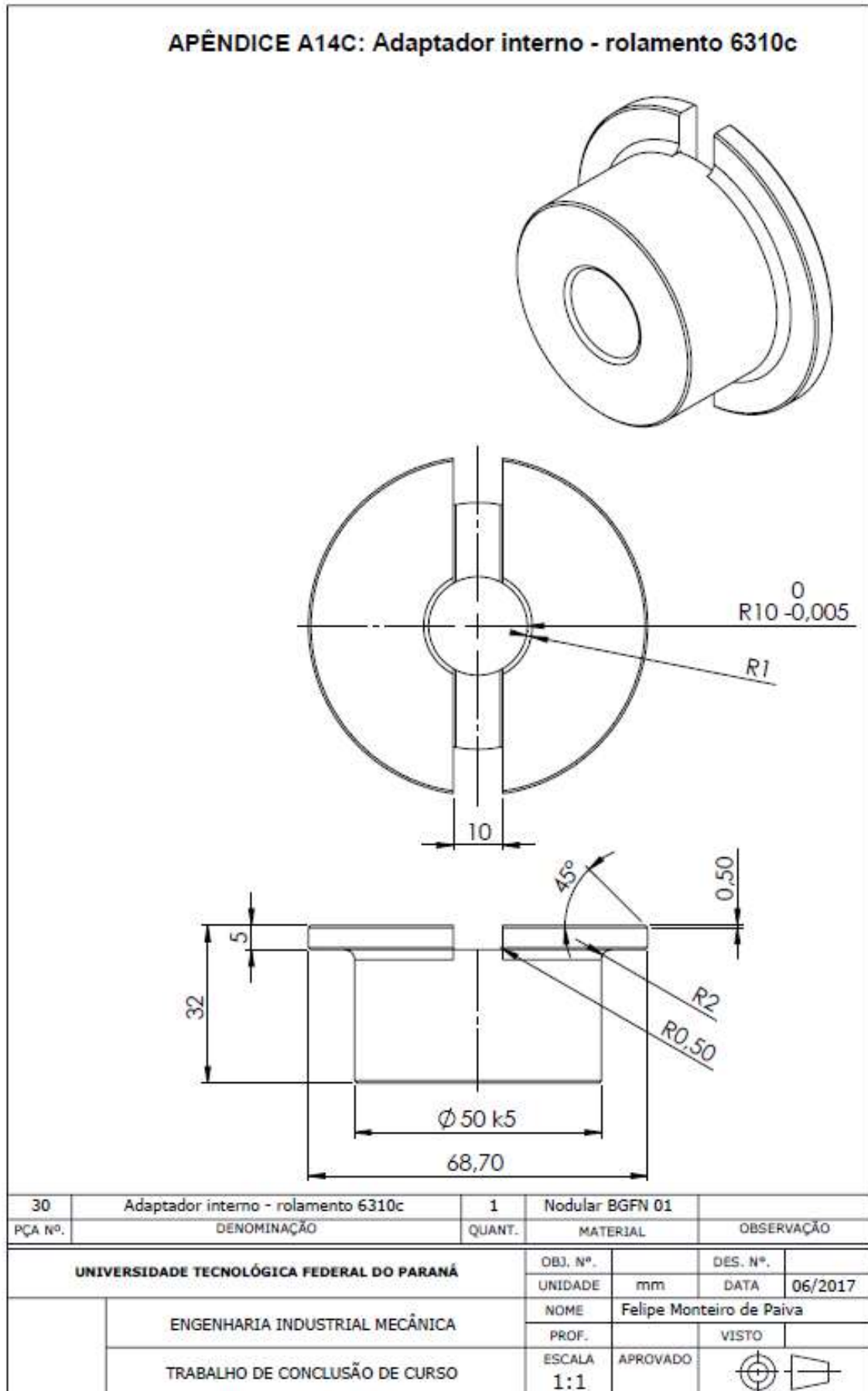
APÊNDICE A14A – ADAPTADOR INTERNO - ROLAMENTO 6310.A



APÊNDICE A14B – ADAPTADOR INTERNO - ROLAMENTO 6310.B



APÊNDICE A14C – ADAPTADOR INTERNO - ROLAMENTO 6310.C

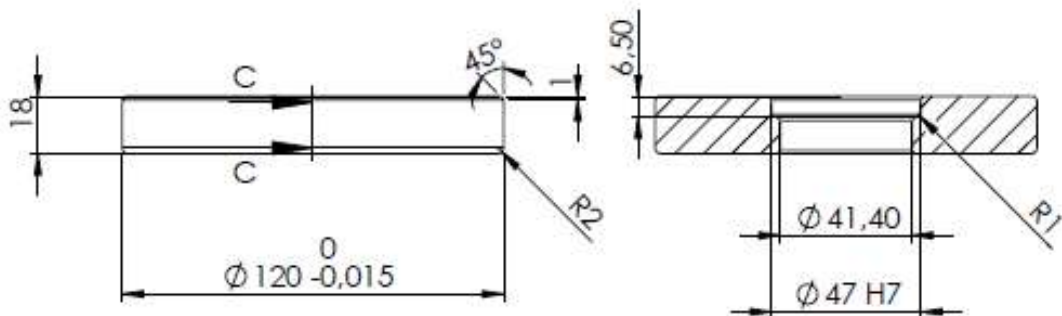


APÊNDICE A15 – ADAPTADOR EXTERNO 6204

APÊNDICE A15: Adaptador externo - rolamento 6204



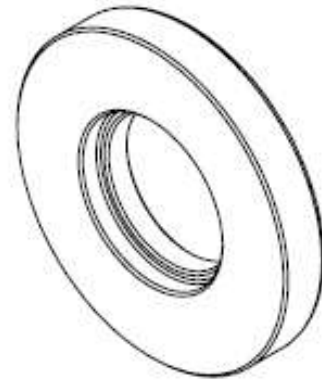
SEÇÃO C-C



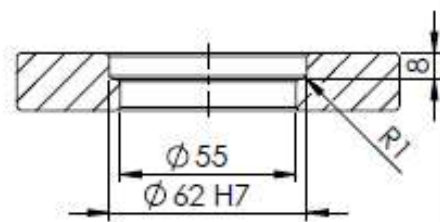
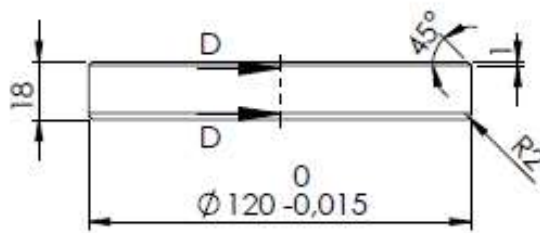
31	Adaptador externo - rolamento 6204	2	Nodular BGFN 01	
PÇA Nº.	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	OBSERVAÇÃO
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ			OBJ. Nº.	DES. Nº.
			UNIDADE	mm
ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA			NOME	Felipe Monteiro de Paiva
			PROF.	VISTO
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO			ESCALA	APROVADO
			1:2	

APÊNDICE A16 – ADAPTADOR EXTERNO 6305

APÊNDICE A16: Adaptador externo - rolamento 6305



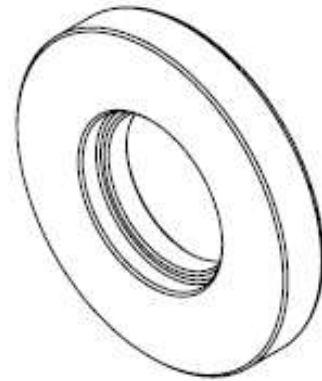
SEÇÃO D-D



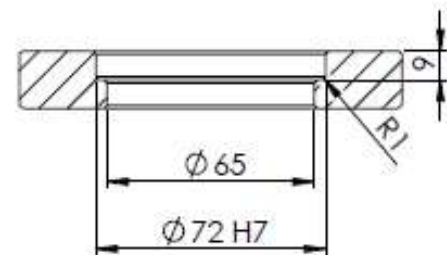
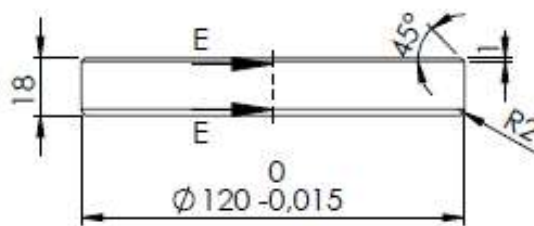
32	Adaptador externo - rolamento 6305	2	Nodular BGFN 01	
PÇA Nº.	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	OBSERVAÇÃO
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ			OBJ. Nº.	DES. Nº.
			UNIDADE	mm
ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA			NOME	Felipe Monteiro de Paiva
			PROF.	VISTO
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO			ESCALA	APROVADO
			1:2	

APÊNDICE A17 – ADAPTADOR EXTERNO 6306

APÊNDICE A17: Adaptador externo - rolamento 6306



SEÇÃO E-E



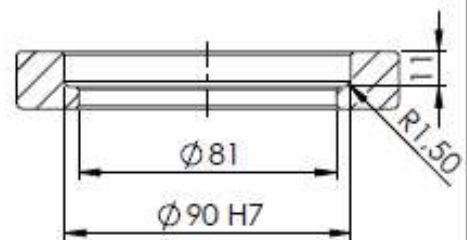
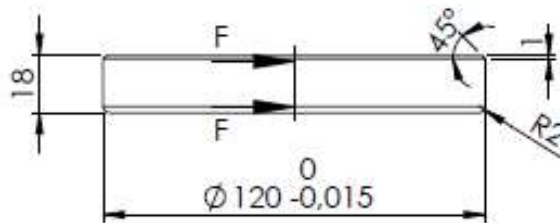
33	Adaptador externo - rolamento 6306	2	Nodular BGFN 01		
PÇA Nº.	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	OBSERVAÇÃO	
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ			OBJ. Nº.	DES. Nº.	
			UNIDADE	mm	DATA
ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA			NOME	Felipe Monteiro de Paiva	
			PROF.	VISTO	
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO			ESCALA	APROVADO	
			1:2		

APÊNDICE A18 – ADAPTADOR EXTERNO 6308

APÊNDICE A18: Adaptador externo - rolamento 6308



SEÇÃO F-F



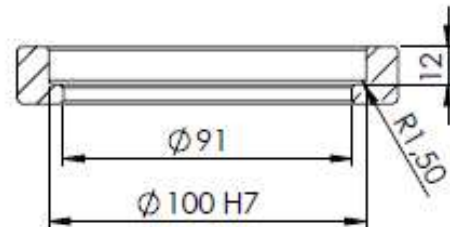
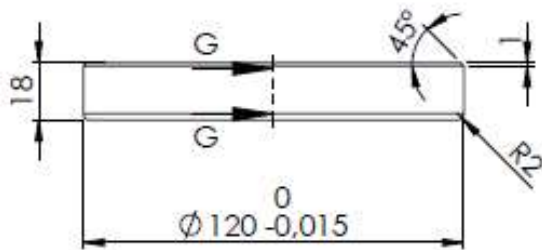
34	Adaptador externo - rolamento 6308	2	Nodular BGFN 01		
PÇA Nº.	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	OBSERVAÇÃO	
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ			OBJ. Nº.	DES. Nº.	
			UNIDADE	mm	DATA
ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA			NOME	Felipe Monteiro de Paiva	
			PROF.		VISTO
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO			ESCALA	APROVADO	
			1:2		

APÊNDICE A19 – ADAPTADOR EXTERNO 6309

APÊNDICE A19: Adaptador externo - rolamento 6309



SEÇÃO G-G



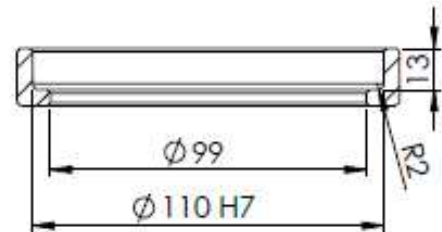
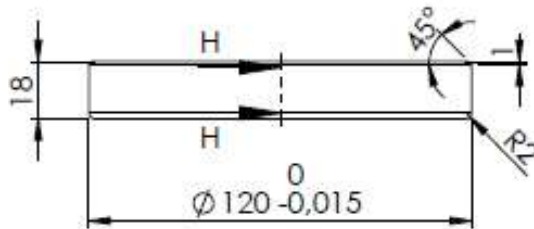
35	Adaptador externo - rolamento 6309	2	Nodular BGFN 01	
PÇA Nº.	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	OBSERVAÇÃO
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ			OBJ. Nº.	DES. Nº.
			UNIDADE	DATA
ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA			NOME	Felipe Monteiro de Paiva
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO			PROF.	VISTO
			ESCALA	APROVADO
			1:2	

APÊNDICE A20 – ADAPTADOR EXTERNO 6310

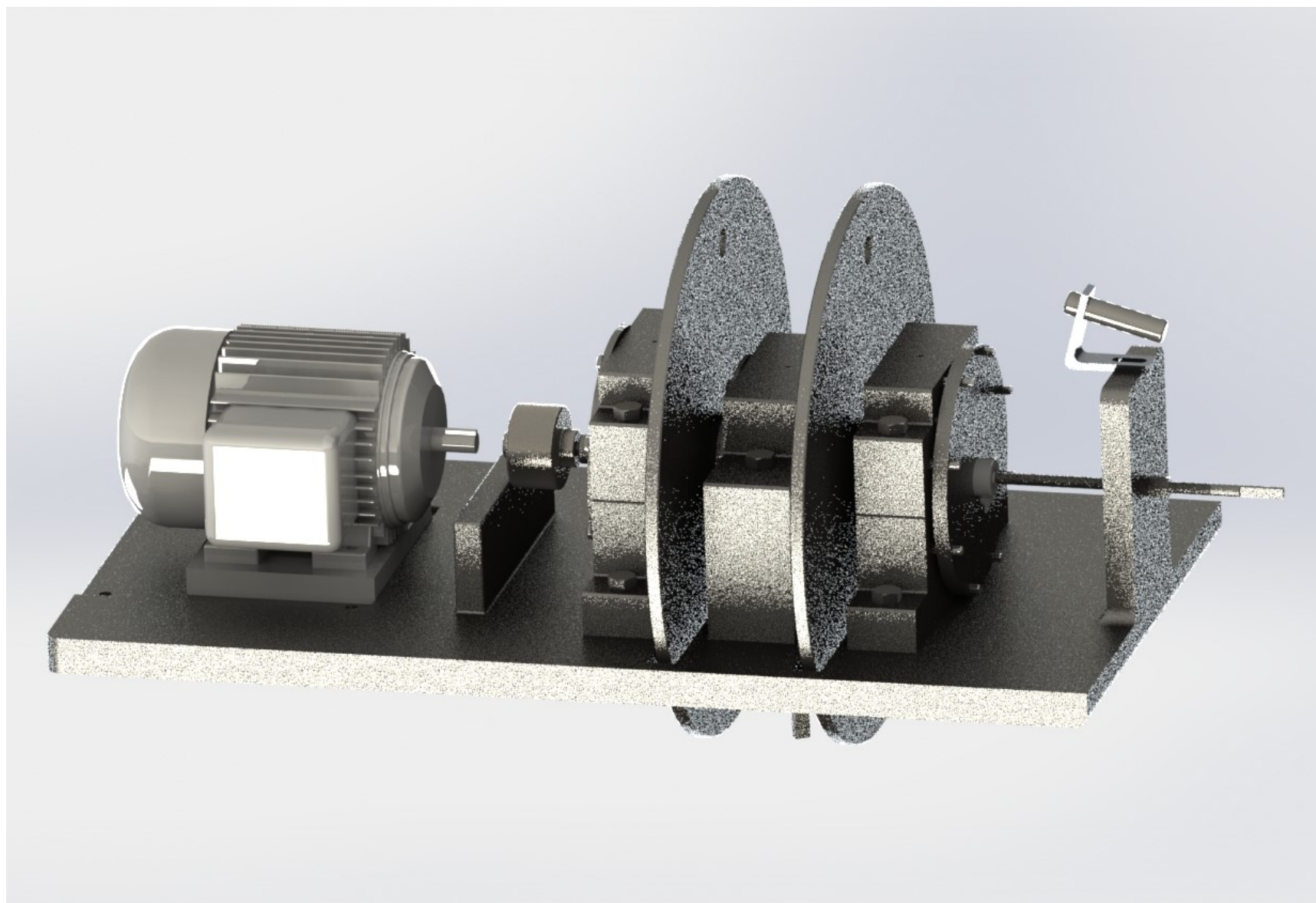
APÊNDICE A20: Adaptador externo - rolamento 6310



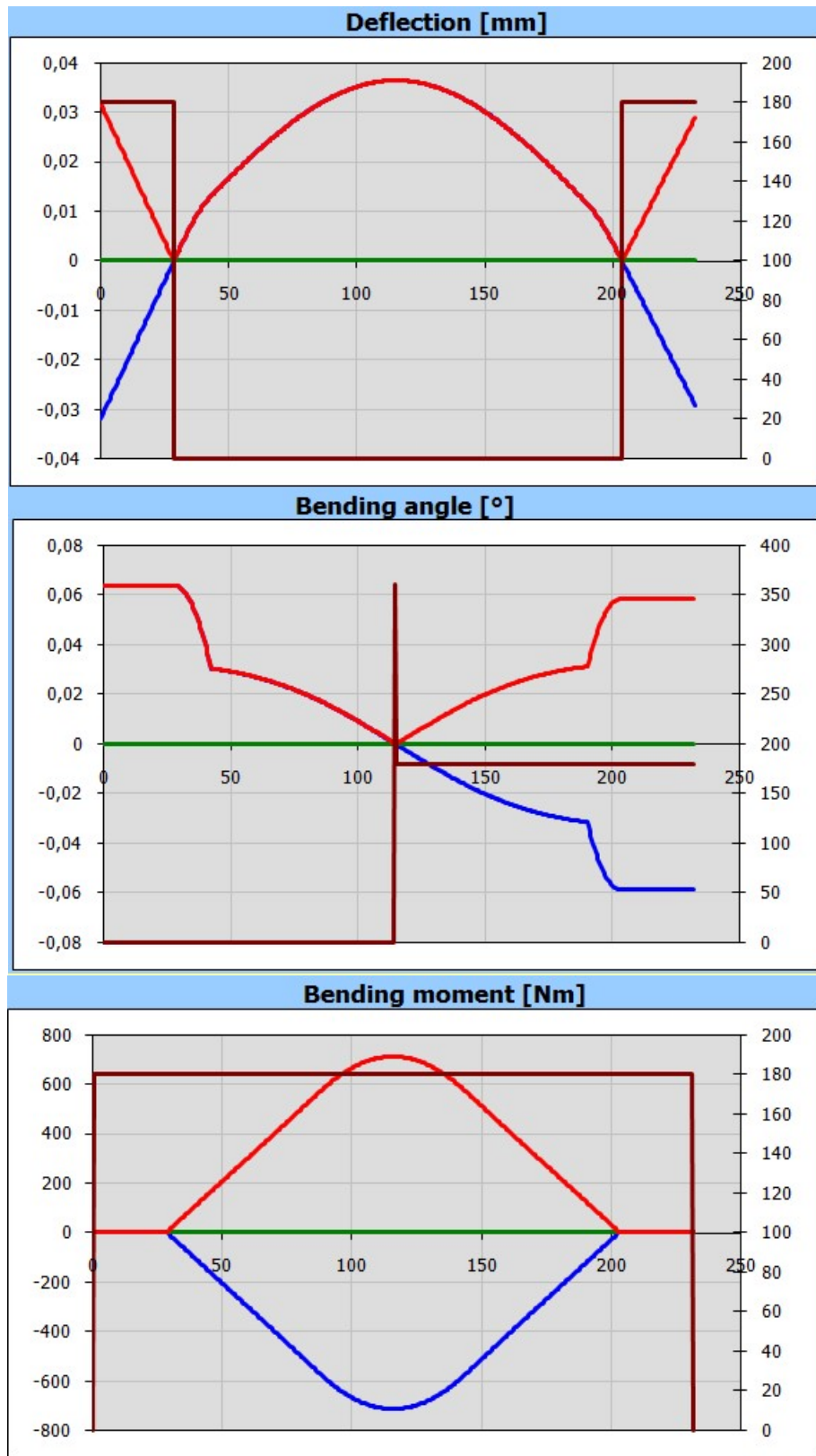
SEÇÃO H-H



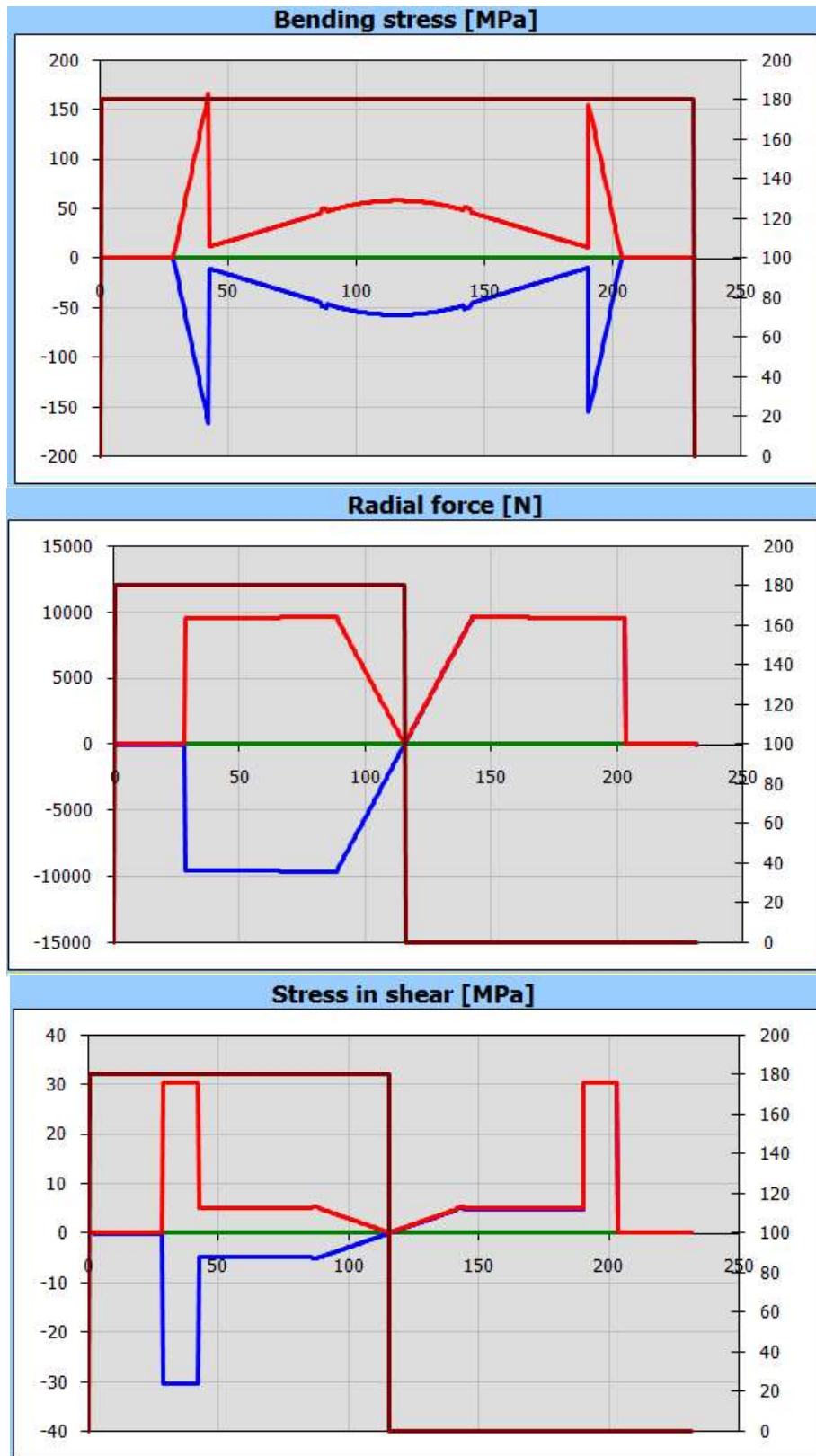
36	Adaptador externo - rolamento 6310	2	Nodular BGFN 01		
PÇA Nº.	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	OBSERVAÇÃO	
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ			OBJ. Nº.	DES. Nº.	
			UNIDADE	mm	DATA
ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA			NOME		Felipe Monteiro de Paiva
			PROF.		VISTO
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO			ESCALA	APROVADO	
			1:2		

APÊNDICE A21 – VISTA RENDERIZADA DO DISPOSITIVO


APÊNDICE B1 – DIAGRAMAS DE DIMENSIONAMENTO DE EIXO



APÊNDICE B2 – DIAGRAMAS DE DIMENSIONAMENTO DE EIXO



ANEXO A – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO MOTOR

		No.:	
		Data:	10-JUN-2017
<h3>FOLHA DE DADOS</h3> <h4>Motor trifásico de indução - Rotor de gaiola</h4>			
Cliente : Linha do produto : W22 IR2			
Carcaça : L90S Potência : 1,5 kW Frequência : 60 Hz Polos : 2 Rotação nominal : 3455 rpm Escorregamento : 4,03 % Tensão nominal : 220/380 V Corrente nominal : 5,46/3,16 A Corrente de partida : 39,9/23,1 A Ip/In : 7,3 Corrente a vazio : 2,27/1,31 A Conjugado nominal : 4,15 Nm Conjugado de partida : 260 % Conjugado máximo : 300 % Categoria : --- Classe de isolamento : F Elevação de temperatura : 80 K Tempo de rotor bloqueado : 17 s (quente) Fator de serviço : 1,15 Regime de serviço : S1 Temperatura ambiente : -20°C - +40°C Altitude : 1000 m Proteção : IP55 Massa aproximada : 18 kg Momento de inércia : 0,00175 kgm² Nível de ruído : 68 dB(A)			
	Dianteiro	Traseiro	
Rolamento	6206 ZZ	6204 ZZ	
Intervalo de lubrificação	---	---	
Quantidade de graxa	---	---	
	Carga	Fator potência	Rendimento (%)
	100%	0,86	84,0
	75%	0,81	84,0
	60%	0,70	83,6
Observações:			
Executor		Verificado	

ANEXO B1 – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DA EMBREAGEM

Electromagnetic Friction Clutches & Brakes

Shaft Mounted Clutch Couplings – Type S0



SO SERIES POWER-ON CLUTCH COUPLINGS

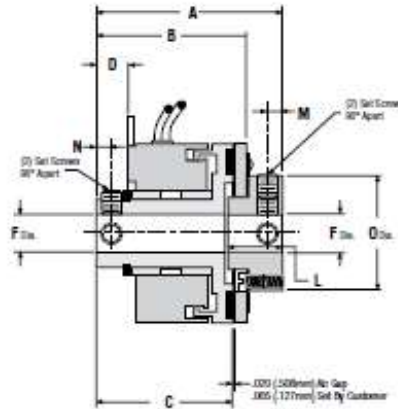
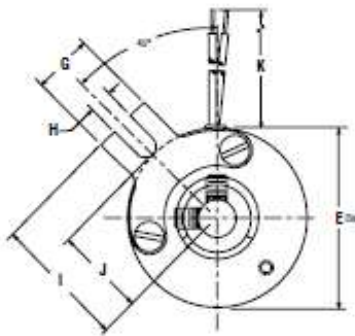
Shaft Mounted Clutch Couplings – Type S0

SO series power-on clutch couplings are used to couple two in-line shafts. The armature hub assembly is mounted to the load shaft, and the rotor assembly is mounted on the input shaft. The field assembly is mounted on the input shaft and retained by a loose-fitting pin or bracket through the anti-rotation tab.

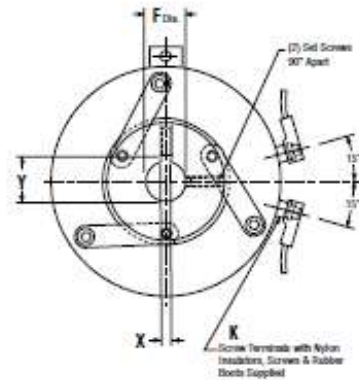
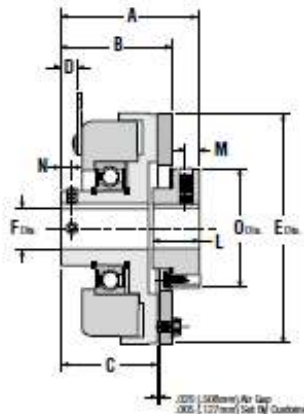
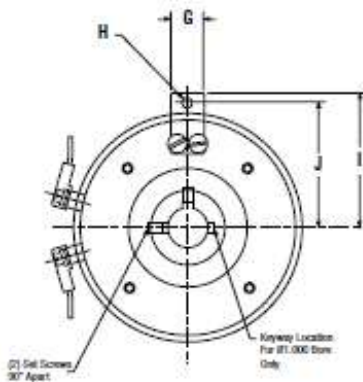
Customer Shall Maintain:

A loose-fitting pin through the anti-rotation tab to prevent preloading the bearings; concentricity between the shafts within .005 inch (.127 mm) T.I.R.; initial air gap setting of .005-.020 inches (.127-.508 mm).

Model S008 through S026



Model S030 and S042



ANEXO B2 – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DA EMBREAGEM

Electromagnetic Friction Clutches & Brakes

Shaft Mounted Clutch Couplings – Type S0 Metric

Mechanical

MODEL NO.	STATIC TORQUE N-m	INERTIA kg - cm ²		WEIGHT kg
		ROTOR	ARM & HUB	
S008	0.28	0.006	0.003	.06
S011	0.68	0.017	0.007	.09
S015	1.13	0.176	0.076	.11
S017	1.70	0.179	0.091	.31
S019	2.83	0.240	0.123	.34
S022	5.65	0.629	0.205	.57
S026	9.04	1.059	0.936	.79
S030	14.12	1.785	1.642	1.28
S042	28.24	7.316	6.731	2.27

Electrical

MODEL NO.	90 VDC		24 VDC		12 VDC	
	AMPS	OHMS	AMPS	OHMS	AMPS	OHMS
S008	.046	1977	.117	205	.246	48.8
S011	.047	1930	.198	121	.447	26.8
S015	.042	2150	.183	132	.380	31.6
S017	.066	1369	.289	83	.561	21.4
S019	.074	1213	.322	74.4	.574	20.9
S022	.079	1140	.322	74.6	.628	19.1
S026	.092	980	.374	64.2	.760	15.8
S030	.091	988	.378	65.3	.729	16.4
S042	.124	722	.468	51.2	.934	12.84

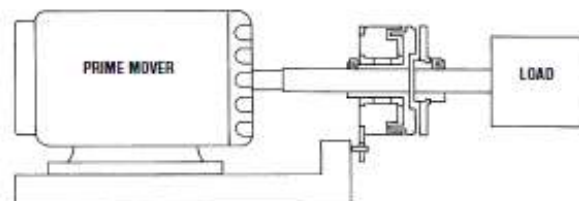
Lead wire is UL recognized style 1213, 1015 or 1430, 22 gage.
Insulation is 1.27 mm O.D. on 08, 11, 15 units; 1.63 mm or 2.41 mm O.D. on all other units.

Dimensions

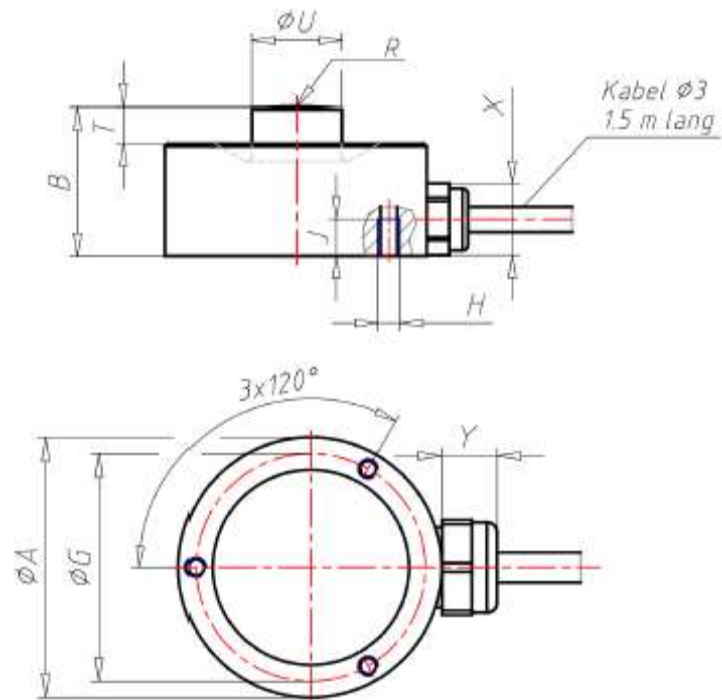
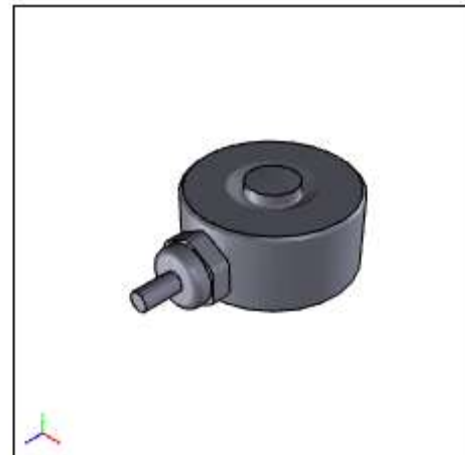
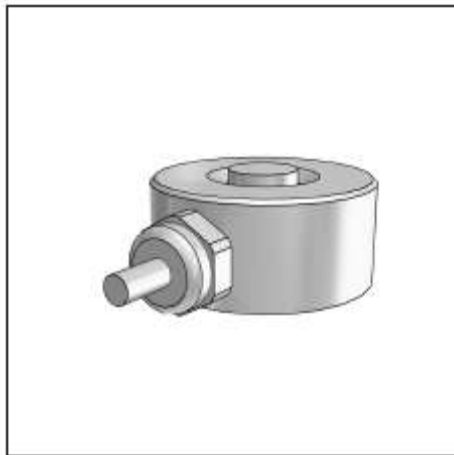
MODEL NO.	A MAX.	B NOM.	C NOM.	D NOM.	E MAX.	F NOM.	G MAX.	H MIN.	I NOM.	J NOM.	K ±12.7	ROTOR KEYWAY						
												BORE	KEYWAY		L NOM.	M ±12.7	N NOM.	O NOM.
													X	Y				
S008	26.899	22.225	19.380	4.851	22.530	5H9	7.747	2.388	15.875	11.303	304.800	N.A.	SET SCREWS ONLY	6.020	1.778	2.032	12.700	
S011	29.667	23.698	19.736	3.734	29.464	8H9 8H9	9.052	3.099	22.225	14.859	304.800	N.A.	SET SCREWS ONLY	7.798	2.362	51.613	17.450	
S015	40.005	31.877	27.305	6.985	38.100	9H9 10H9	13.208	4.572	28.448	19.050	304.800	N.A.	SET SCREWS ONLY	12.065	3.175	3.175	24.511	
S017	40.767	33.299	26.924	6.858	45.212	9H9 10H9	12.827	4.674	33.655	24.765	304.800	8H9 10H9	1.985-2.060 2.988-3.060	9.00-9.10 11.40-11.50	11.684	2.921	3.175	30.226
S019	40.969	33.376	26.924	6.858	50.800	10H9	12.827	4.674	33.655	24.765	304.800	10H9	2.988-3.060	11.40-11.50	11.557	2.921	3.175	30.226
S022	50.521	40.081	32.334	7.137	57.404	10H9	11.227	4.318	38.481	29.404	457.200	10H9	2.985-3.080	11.40-11.50	12.954	2.921	2.972	25.527
S026	53.721	44.552	36.678	7.036	67.183	10H9 15H9	12.954	4.826	44.950	37.211	457.200	10H9 15H9	2.985-3.080 4.985-5.076	11.40-11.50 17.30-17.40	15.494	3.810	3.812	36.578
S030	54.635	46.101	35.636	6.731	83.007	15H9	11.227	4.318	52.070	43.053	SCREW TERMINALS	15H9	4.985-5.076	17.30-17.40	17.272	3.810	3.429	46.355
S042	65.278	52.070	41.275	8.128	108.458	17H9 20H9 25H9	16.383	4.826	63.500	58.725	SCREW TERMINALS	17H9 20H9 25H9	4.985-5.076 5.985-6.076 7.982-8.096	19.30-19.40 22.80-22.90 28.30-28.50	22.806	6.350	4.750	55.753

Notes:

- 30 and 42 units have a single ball bearing between the field and rotor.
- 08 units have set screws 120° apart.
- 08 and 19 units have retaining collar.



ANEXO C – CARACTERISTICAS DO SENSOR DE FORÇA AXIAL



ORDERNO (Order No.)	1-C9C/2KN
TYP (Type)	C9C
CAPACITY (Nominal force)	2kN
DRAWNO (Drawing No.)	B3887-1.1de
A (ØA -0.1 / mm)	26
B (/ mm)	13
G (ØG ±0.1 / mm)	22.75
H (Thread)	3xM2
J (/ mm)	3.5
R (/ mm)	40
T (/ mm)	1
U (ØU -0.1 / mm)	8
X (ca. / mm)	10.5
Y (ca. / mm)	5.5