



PROJETO DE GRADUAÇÃO

PROJETO MECÂNICO DE UM MINI-TORNO CNC PARA EQUIPES DE PROTOTIPAGEM E DESENVOLVIMENTO DE PRODUTOS

Por,
João Pedro Barreto Braquehais

Brasília, 11 de Maio de 2021

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**PROJETO MECÂNICO DE UM MINI-TORNO
CNC PARA EQUIPES DE PROTOTIPAGEM E
DESENVOLVIMENTO DE PRODUTOS**

POR,

João Pedro Barreto Braquehais

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Antônio Manoel Dias Henriques, UnB/ENM
(Orientador)

Prof. Jones Yudi Mori Alves da Silva, UnB/ENM
(Co-orientador)

Prof. Alberto Carlos Guimarães Castro Diniz, UnB/ENM

Prof. Déborah de Oliveira, UnB/ENM

Brasília, 11 de Maio de 2021

Dedicatória

Dedico este trabalho a todos que se dedicam às suas vocações e me inspiram a fazer o mesmo, com destaque aos meus pais, Shirley e Antônio, ao meu irmão Jean, aos meus orientadores Antônio e Jones, aos meus amigos Lucas e Gabriel e aos meus colegas da TECMEC.

RESUMO

Este trabalho apresenta o projeto mecânico de um mini-torno CNC concebido e otimizado para ser empregado diretamente por equipes de prototipagem e desenvolvimento de produtos. Com a referida máquina, equipes que frequentemente precisam prototipar peças torneadas poderiam fabricá-las sem depender de serviços externos, resultando em ciclos de prototipagem mais curtos e previsíveis. O projeto inicia com uma fundamentação teórica abordando aspectos de precisão e segurança relevantes a um mini-torno CNC e máquinas-ferramenta em geral. Em seguida, são feitos um estudo de máquinas existentes no mercado e em trabalhos acadêmicos e um estudo de demandas reais de peças torneadas por parte de equipes de desenvolvimento de produtos. A partir desses estudos, são identificados requisitos funcionais para a máquina e um conceito de máquina que os atende é proposto. O conceito é refinado através de análises preliminares de precisão e custo, incluindo o desenvolvimento de um orçamento de erro: uma composição dos erros na máquina visando prever a precisão final que ela será capaz de alcançar. O conceito refinado é então desenvolvido e orçamentos finais de erro e custo são apresentados. O resultado final é uma máquina com um envelope de 605 x 490 x 240 mm (sem proteções) e a capacidade de usinar peças de alumínio e plástico com 60 mm de diâmetro e 80 mm de comprimento com erros máximos radial e axial estimados em 43 μm e 16 μm , respectivamente.

Palavras-chave: prototipagem, desenvolvimento de produtos, torno, mini-torno, CNC, máquina-ferramenta, orçamento de erro.

ABSTRACT

This work presents the mechanical design of a CNC mini-lathe designed and optimized to be used directly by product development & prototyping teams. With such a machine, teams that frequently need to prototype turned parts can manufacture such parts without relying on external services, benefitting from shorter, more predictable prototyping cycles. The design begins with a theoretical review covering relevant precision and safety preoccupations. Then, existing machines available for sale or described in academic works are investigated & real demands from product development teams for turned parts are studied. From these studies, functional requirements for the machine are identified and a machine concept that meets them is proposed. The concept is refined through preliminar cost and precision analyzes, including the development of an error budget: a composition of the errors in the machine seeking to predict the final precision that it will be able to achieve. The refined concept is then developed and final error and cost budgets are presented. The final result is a machine with an envelope of 605 x 490 x 240 mm (without protections) and the capacity to machine aluminum and plastic parts with 60 mm diameters and 80 mm lengths with maximum radial and axial errors estimated at 43 μm and 16 μm , respectively.

Keywords: prototyping, product development, lathe, micro-lathe, CNC, machine tool, error budget.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 MOTIVAÇÃO	1
1.2 OBJETIVO	2
1.3 METODOLOGIA DE PROJETO E DIVISÃO DO TRABALHO	2
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	4
2.1 MÁQUINAS-FERRAMENTA, TORNOS, MINI-TORNOS E MÁQUINAS CNC	4
2.2 FONTES DE ERRO EM UM MINI-TORNO CNC E COMO CONTROLÁ-LAS	5
2.2.1 TOLERÂNCIAS DE FABRICAÇÃO	5
2.2.2 FOLGAS E INTERFERÊNCIAS	6
2.2.3 ATRITO E DESGASTE	7
2.2.4 CARREGAMENTOS E DEFLEXÕES NOS COMPONENTES	8
2.2.5 CARREGAMENTOS E DEFLEXÕES NAS JUNTAS	9
2.2.6 VIBRAÇÕES	9
2.2.7 DILATAÇÃO TÉRMICA	10
2.2.8 SITUAÇÕES HIPERESTÁTICAS	11
2.2.9 RESUMO	12
2.3 ORÇAMENTOS DE ERRO	14
2.4 PREOCUPAÇÕES DE SEGURANÇA EM UM MINI-TORNO CNC	18
2.4.1 PROTEÇÕES FIXAS E MÓVEIS	18
2.4.2 PAINÉIS DE CONTROLE	19
2.4.3 EJEÇÃO DA PEÇA DE TRABALHO OU DE CASTANHAS	19
2.4.4 MONTAGEM POSITIVA DE MANDRIS NO NARIZ DO SPINDLE	22
3 ESTUDO DE ESTADO DA ARTE	23
3.1 INTRODUÇÃO AO ESTUDO	23
3.2 EQUIPAMENTOS COMERCIAIS	23
3.3 PROJETOS ACADÊMICOS OU DIY	26
3.4 CONCLUSÕES	28
4 ESTUDO DE MERCADO	29
4.1 DEMANDAS DE PEÇAS TORNEADAS	29

4.2 IMPLICAÇÕES GERAIS	30
4.3 IMPLICAÇÕES DE PRECISÃO	31
4.4 IMPLICAÇÕES FERRAMENTAIS	31
5 PROJETO CONCEITUAL	34
5.1 POSICIONAMENTO DE MERCADO	34
5.2 REQUISITOS FUNCIONAIS	34
5.3 CONCEITO PROPOSTO	35
5.4 AVALIAÇÃO DOS RISCOS DE PROJETO	37
5.5 ORÇAMENTO DE CUSTO PRELIMINAR	38
5.6 ORÇAMENTO DE ERRO PRELIMINAR	40
5.7 AJUSTE DO CONCEITO PROPOSTO	47
6 PROJETO DOS COMPONENTES CRÍTICOS	48
6.1 DETERMINAÇÃO DAS FORÇAS DE USINAGEM	48
6.1.1 MODELAGEM DAS FORÇAS DE USINAGEM	48
6.1.2 CARACTERIZAÇÃO DO MATERIAL DE TRABALHO	50
6.1.3 CARACTERIZAÇÃO DA FERRAMENTA DE CORTE	50
6.1.4 CARACTERIZAÇÃO DO ATRITO ENTRE O MATERIAL DE TRABALHO E A FERRAMENTA DE CORTE	51
6.1.5 RESULTADOS E CARACTERIZAÇÃO DA DEMANDAS DE TORQUE E VELOCIDADE	52
6.2 SELEÇÃO DOS MOTORES	54
6.2.1 SELEÇÃO DO MOTOR DO SPINDLE	54
6.2.2 SELEÇÃO DOS MOTORES DOS ESTÁGIOS LINEARES	58
6.3 DETERMINAÇÃO DAS FORÇAS MÁXIMAS ENTRE A FERRAMENTA DE CORTE E A PEÇA DE TRABALHO	60
6.4 PROJETO DO SPINDLE	61
6.4.1 SELEÇÃO DO ACOPLAMENTO	62
6.4.2 FORMA DE FIXAÇÃO DA PEÇA DE TRABALHO	64
6.4.3 SELEÇÃO DOS ROLAMENTOS	65
6.4.4 AJUSTE DOS ROLAMENTOS	70
6.4.5 PRÉ-CARGA DOS ROLAMENTOS	72
6.4.6 CONCEPÇÃO DO EIXO	73

6.4.7 PROJETO DO EIXO	74
6.4.8 COMPOSIÇÃO DO BATIMENTO RADIAL DO SPINDLE	78
6.5 PROJETO DOS ESTÁGIOS LINEARES	79
6.5.1 SELEÇÃO DOS ATUADORES	80
6.5.2 SELEÇÃO DAS GUIAS LINEARES	81
7 DETALHAMENTO PARA PROTOTIPAGEM	83
7.1 PROJETO DOS CARROS MÓVEIS	83
7.2 PROJETO DA CAMA	86
8 ORÇAMENTOS FINAIS DE CUSTO E ERRO	89
8.1 ORÇAMENTO DE CUSTO FINAL	89
8.2 ORÇAMENTO DE ERRO FINAL	91
9 ESPECIFICAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES	94
9.1 RESUMO DO PROJETO	94
9.2 DESENHOS TÉCNICOS	95
9.3 CONCLUSÕES	96
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	97
APÊNDICES	107
APÊNDICE I - ROTINA EM MATHCAD PARA ORÇAMENTOS DE ERRO, 1ª IMPLEMENTAÇÃO (ORÇAMENTO DE ERRO PRELIMINAR)	108
APÊNDICE II - ROTINA EM MATHCAD PARA PROJETO DO EIXO DO SPINDLE	114
APÊNDICE III - ROTINA EM MATHCAD PARA AVALIAÇÃO DAS GUIAS LINEARES	120
APÊNDICE IV - ROTINA EM MATHCAD PARA ORÇAMENTOS DE ERRO, 2ª IMPLEMENTAÇÃO (ORÇAMENTO DE ERRO FINAL)	124
APÊNDICE V - DESENHOS TÉCNICOS	130

LISTA DE FIGURAS

2.1	Funcionamento básico de um torno mecânico.	4
2.2	Exemplo da influência da distância entre extremidades de contato e/ou apoio nos desvios angulares em componentes móveis.	7
2.3	Definição das posições e dos erros relativos de um sistema de coordenadas em relação ao sistema de coordenadas consecutivo. Os seis tipos de erros, em vermelho, correspondem aos seis graus de liberdade de movimento que um sistema tem em relação ao outro.	16
2.4	Definição dos erros axial e radial finais em um torno.	17
2.5	Placa com três castanhas. (ABNT, 2013)	20
2.6	Modelo para a ejeção da peça de trabalho. (ABNT, 2013)	20
5.1	Ilustração do conceito proposto para o mini-torno CNC, sem proteções.	36
5.2	Ilustração das proteções principais idealizadas para o mini-torno CNC.	37
5.3	Numeração dos sistemas de coordenadas $X_m Y_m Z_m$ no conceito proposto.	40
5.4	Definição das dimensões principais do mini-torno CNC, necessárias para formulação das posições relativas d_X , d_Y e d_Z . Na figura, as posições x e z são os únicos valores variáveis.	41
5.5	Estimativas preliminares para as precisões finais axial $P_{Axial,95\%}$ e radial $P_{Radial,95\%}$ do mini-torno CNC como função do raio da peça de trabalho $R_{peça}$, estando a ferramenta de corte posicionada justamente no ponto mais extremo da peça de trabalho.	45
5.6	Estimativas preliminares para as precisões finais axial $P_{Axial,95\%}$ e radial $P_{Radial,95\%}$ do mini-torno CNC como função da posição x da ferramenta de corte, no caso de uma peça de trabalho com raio de 30 mm e de uma posição $z = 100$ mm.	46
5.7	Estimativas preliminares para as precisões finais axial $P_{Axial,95\%}$ e radial $P_{Radial,95\%}$ do mini-torno CNC como função da posição z da ferramenta de corte, no caso de uma peça de trabalho com raio de 30 mm e de uma posição $x = 30$ mm.	46
6.1	Ilustração das forças de usinagem modeladas.	52
6.2	Curvas torque-velocidade ($T \times n$) dos motores considerados para o <i>spindle</i> e da demanda caracterizada pelas Eqs. (15) a (17). Verificar a Tab. (6.1) para mais informações.	56
6.3	Dimensões em mm do motor selecionado para o <i>spindle</i> . (DMM Technology, 2021a)	57
6.4	Dimensões em mm do driver que deve acompanhar o motor do <i>spindle</i> , incluindo o espaçamento necessário para os cabos e uma indicação do fluxo de ar que deve ser permitido. (DMM Technology, 2021b)	57

6.5	Potências e curvas torque-velocidade do motor selecionado para os estágios lineares em função da tensão de alimentação (24-75 VDC). Adaptado de Teknic (2020b).	59
6.6	Dimensões em mm do motor selecionado para os estágios lineares. Adaptado de Teknic (2020b) para destacar as dimensões-chave do motor.	60
6.7	Ilustração do meio de acoplamento selecionado para o <i>spindle</i> , incluindo fotos do retentor (Henkel, 2016) e do acoplamento (TECMAF 2021b). Dimensões em mm. As dimensões de 1,5 mm correspondem à folgas para admitir as tolerâncias de fabricação e posicionamento dos eixos.	63
6.8	Ilustração da forma de fixação da peça de trabalho. À esquerda, dimensões da geometria porta-pinças que deve ser integrada ao eixo do <i>spindle</i> . (Accufix Tools, 2021) À direita, fotos de uma pinça ER-40 e de uma porca ER-40 para o aperto da pinça dentro da geometria porta-pinças. (Shars, 2021a, 2021b)	65
6.9	Possíveis disposições para os rolamentos do <i>spindle</i> . Adaptado de Timken (2019).	66
6.10	Apresentação dos rolamentos considerados para o <i>spindle</i> . Adaptado de SKF (2021g).	68
6.11	Dimensões em mm dos rolamentos selecionados para o <i>spindle</i> e dos encostos recomendados. Adaptado de SKF (2021a).	69
6.12	Concepção do eixo do <i>spindle</i> com dimensões em mm.	73
6.13	Diagrama de corpo livre para o eixo do <i>spindle</i> , incluindo indicação dos esforços internos e da concentração de tensões no ponto crítico. Dimensões em mm.	74
6.14	Demonstração de como situações com cargas mínimas, médias e máximas foram consideradas simultaneamente na rotina para projeto do eixo (Apêndice II).	76
7.1	Ilustração dos suportes do cabeçote do <i>spindle</i> do mini-torno CNC, que permitem a integração do <i>spindle</i> ao carro móvel do eixo Z.	83
7.2	Ilustração do <i>gang plate</i> do mini-torno CNC, compatível com vários porta-ferramentas, permitindo a fixação simultânea de várias ferramentas de corte no carro do eixo X.	85
7.3	Ilustração do suporte do motor do <i>spindle</i> do mini-torno CNC, que permite a fixação do motor no carro móvel do eixo Z.	85
7.4	Ilustração da base dos carros móveis dos eixos X e Z do mini-torno CNC.	86
7.5	Ilustração do esqueleto metálico da cama do mini-torno CNC.	87
7.6	Ilustração da cama do mini-torno CNC.	88
8.1	Estimativas para as precisões finais axial $P_{Axial,95\%}$ e radial $P_{Radial,95\%}$ do mini-torno CNC como função das posições z da ferramenta de corte, para uma peça de trabalho com raio de 30 mm e comprimento de 80 mm e uma posição $x = 30$ mm da ferramenta de corte, em situações com e sem carregamento.	93
9.1	Ilustração final do mini-torno CNC projetado.	95

LISTA DE TABELAS

2.1	Resumo das estratégias apresentadas para controle de erros no mini-torno CNC.	12
2.2	Classes de resistência para as proteções da zona de trabalho em tornos de pequeno porte. Adaptado de ABNT (2013).	21
2.3	Materiais aprovados em ensaios para as classes de resistência definidas na Tab. (2.2). Adaptado de ABNT (2013).	21
3.1	Análise de tornos CNC comerciais.	24
3.2	Análise de tornos acadêmicos ou DIY.	26
4.1	Caracterização de 12 demandas de peças torneadas provenientes de equipes de prototipagem e desenvolvimento de produtos.	29
4.2	Conjuntos ferramentais indicados para a usinagem das peças da Tab. (4.1).	32
4.3	Comprimentos de <i>gang plate</i> adequados para a usinagem CNC das peças da Tab. (4.1).	33
5.1	Requisitos funcionais propostos para o mini-torno CNC.	35
5.2	Orçamento de custo preliminar para o mini-torno CNC.	38
5.3	Definição dos sistemas de coordenadas $X_m Y_m Z_m$ no conceito proposto.	40
5.4	Definição preliminar de valores para as dimensões principais do mini-torno CNC.	41
5.5	Quantificação preliminar das fontes de erro individuais no mini-torno CNC.	43
6.1	Comparação das opções de motorização consideradas para o <i>spindle</i> .	55
6.2	Apresentação-resumo do motor selecionado para o <i>spindle</i> .	56
6.3	Comparação dos motores considerados para os estágios lineares.	58
6.4	Apresentação-resumo do motor selecionado para os estágios lineares.	59
6.5	Apresentação-resumo do meio de acoplamento selecionado para o <i>spindle</i> .	63
6.6	Apresentação-resumo da forma de fixação da peça de trabalho.	65
6.7	Apresentação-resumo da porca selecionada para pré-carga dos rolamentos.	66
6.8	Apresentação-resumo dos rolamentos selecionados para o <i>spindle</i> .	68
6.9	Deflexões no eixo do <i>spindle</i> , no centro de carga do rolamento frontal, em uma situação de acabamento final.	76
6.10	Fatores de segurança para diferentes critérios de falha no eixo do <i>spindle</i> .	77
6.11	Métodos considerados para a composição do batimento radial do <i>spindle</i> .	78
6.12	Apresentação-resumo dos componentes selecionados para os atuadores de ambos os estágios lineares.	80

6.13	Resultados de segurança e vida para as guias lineares.	82
6.14	Apresentação-resumo dos componentes especificados para as guias lineares.	82
8.1	Orçamento de custo final para o mini-torno CNC.	89
9.1	Apresentação-resumo do mini-torno CNC projetado.	94

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A_N, B_N	Classes de resistência ao impacto para proteções da zona de trabalho em tornos de pequeno porte, vide Tab. (2.2), $N = 1, 2$ ou 3	
B	Diâmetro da placa de fixação da peça de trabalho	[m]
C_a	Carga axial em um rolamento de rolos cônicos	[N]
$C_{a,eq}$	Carga axial necessária para o equilíbrio de um rolamento de rolos cônicos	[N]
$C_{a,min}$	Carga axial mínima em um rolamento de rolos cônicos	[N]
C_r	Carga radial em um rolamento de rolos cônicos	[N]
C_K	Cosseno de ϵ_K , $K = X, Y$ ou Z	
E	Módulo de elasticidade	[GPa]
${}^n\mathbf{E}_1$	Matriz de transformação homogênea de uma posição no sistema de coordenadas na extremidade da peça de trabalho para o sistema de coordenadas na extremidade da ferramenta do mini-torno CNC, $n \in \mathbb{N}$	
E_{Axial}	Erro axial final em uma peça produzida pelo mini-torno CNC	[mm]
E_K	Erro linear final na direção K entre as extremidades da peça de trabalho e da ferramenta do mini-torno CNC, $K = X, Y$ ou Z	[mm]
E_{Radial}	Erro radial final em uma peça produzida pelo mini-torno CNC	[mm]
F_0	Força de pré-carga	[N]
F_c	Força de corte	[N]
$F_{c,max}$	Força de corte máxima	[N]
$F_{c,med}$	Força de corte média	[N]
F_f	Força de avanço	[N]
$F_{f,max}$	Força de avanço máxima	[N]
$F_{f,med}$	Força de avanço média	[N]
F_p	Força de penetração	[N]
$F_{p,max}$	Força de penetração máxima	[N]
$F_{p,med}$	Força de penetração média	[N]
$FS_{E,rol}$	Fator de segurança contra falha estática nos rolamentos	[N]
$FS_{F,rol}$	Fator de segurança contra falha dinâmica nos rolamentos	[N]
H_{carros}	Altura dos carros dos eixos X e Z	[mm]
H_{gang}	Altura do <i>gang plate</i>	[mm]

H_{guias}	Altura das guias lineares	[mm]
J_C	Energia de impacto	[J]
L_{carros}	Comprimento dos carros dos eixos X e Z	[mm]
L_{fixa}	Comprimento em balanço da fixação da peça de trabalho	[mm]
L_{folga}	Folga axial da peça de trabalho	[mm]
L_{max}	Comprimento máximo da peça de trabalho, incluindo folga	[mm]
L_{patins}	Distância entre os centros de dois patins em uma trilha linear	[mm]
L_{placa}	Comprimento da placa	[mm]
N	Número de simulações individuais para compor uma simulação de Monte Carlo	
P	Passo de um fuso de esferas ou de uma barra roscada	[mm]
P_{Axial}	Precisão final axial do mini-torno CNC	[μ m]
P_{Radial}	Precisão final radial do mini-torno CNC	[μ m]
R_{folga}	Folga radial da peça de trabalho	[mm]
R	Raio de um recurso sendo usinado	[mm]
R_{max}	Raio máximo da peça de trabalho, incluindo folga	[mm]
R_{min}	Raio do recurso mínimo usinável	[mm]
$R_{peça}$	Raio real da peça de trabalho	[mm]
S_K	Seno de ϵ_K , $K = X, Y$ ou Z	
S_{ut}	Resistência à tração	[MPa]
S_y	Resistência ao escoamento	[MPa]
T	Torque no <i>spindle</i> do mini-torno CNC	[N·m]
T_e	Torque nos estágios lineares do mini-torno CNC	[N·m]
$T_{e,max}$	Torque máximo nos estágios lineares do mini-torno CNC	[N·m]
T_{max}	Torque máximo no <i>spindle</i> do mini-torno CNC	[N·m]
${}^{m+1}\mathbf{T}_m$	Matriz de transformação homogênea de uma posição no sistema de coordenadas m para o sistema de coordenadas $m + 1$, $m \in \mathbb{N}$	
$X_m Y_m Z_m$	Sistema de coordenadas de numeração m , $m \in \mathbb{N}$	
W_{carros}	Largura dos carros dos eixos X e Z	[mm]
W_{porta}	Largura do porta-ferramentas	[mm]
d_e	Distância efetiva entre os centros de carga de dois rolamentos de rolos cônicos	[mm]
d_K	Posição linear na direção K de um sistema de coordenadas em relação ao sistema de coordenadas consecutivo, $K = X, Y$ ou Z	[mm]
atan	Função arcotangente	[rad]

b	Largura da ferramenta	[m]
d	Profundidade de corte	[mm]
f	Avanço da ferramenta por revolução da peça de trabalho	[mm]
k_c	Força de corte específica	[N/mm ²]
k_c	Força de corte específica normalizada	[N/mm ²]
n	Velocidade de rotação do <i>spindle</i> do mini-torno CNC	[rpm]
n_e	Velocidade de rotação dos estágios lineares do mini-torno CNC	[rpm]
n_{max}	Velocidade de rotação máxima do <i>spindle</i> do mini-torno CNC	[rpm]
m	Massa	[kg]
m_c	Expoente de correção para cálculo da força específica de corte	
r	Raio de ponta da ferramenta de corte	[mm]
s	Excentricidade da peça ejetada	[m]
v_c	Velocidade de corte	[m/min]
x	Posição do eixo X do mini-torno CNC	[mm]
x_{crf}	Distância entre o centro de rigidez e a extremidade de contato da ferramenta	[mm]
x_{porta}	Posição do porta-ferramentas no gang plate	[mm]
z	Posição do eixo Z do mini-torno CNC	[mm]
z_{max}	Posição máxima do eixo Z do mini-torno CNC	[mm]
z_{crs}	Distância entre o centro de rigidez do <i>spindle</i> e a extremidade frontal do carro móvel do eixo Z	[mm]

Símbolos Gregos

ΔD_{mp}	Amplitude das tolerâncias no diâmetro externo de um rolamento	[mm]
Δd_{mp}	Amplitude das tolerâncias no diâmetro do furo de um rolamento	[mm]
$\alpha_{(ABNT)}$	Ângulo de quebra ou ejeção da peça de trabalho	[°]
β	Ângulo de atrito do corte	[°]
γ_0	Ângulo de saída do corte	[°]
δ_K	Erro relativo linear na direção K de um sistema de coordenadas em relação ao sistema de coordenadas consecutivo, $K = X, Y$ ou Z	[mm]
ϵ_K	Erro relativo angular na direção K de um sistema de coordenadas em relação ao sistema de coordenadas consecutivo, $K = X, Y$ ou Z	[rad]
σ	Desvio padrão	
τ_{max}	Tensão de cisalhamento máxima	[MPa]
χ_r	Ângulo de posição do corte	[°]

$\chi_{r,e}$ Ângulo de posição efetivo do corte [°]

Subscritos

95% Valor ou faixa de valores definido(a) para uma confiabilidade de 95,45%

Sobrescritos

— Valor médio

Abreviaturas

∅ Diâmetro

ABNT Associação Brasileira de Normas Técnicas

BLDC Corrente Direta Sem Escovas (Tipo de motor, do original, *Brushless Direct Current*, em inglês)

Ca Calibração (Categoria de estratégia para controle de erros)

CAM Fabricação Assistida por Computador (Do original, *Computer Aided Manufacturing*, em inglês)

CNC Comando Numérico Computadorizado (Do original, *Computer Numerical Control*, em inglês)

CPR Contagens Por Revolução (Do original, *Counts Per Revolution*, em inglês)

DIY Faça Você Mesmo (Do original, *Do It Yourself*, em inglês)

EUR Euros (Moeda)

PA Projeto Adequado (Categoria de estratégia para controle de erros)

R\$ Reais Brasileiros (Moeda)

SP Simplicidade de Projeto (Categoria de estratégia para controle de erros)

USD Dólares Estadounidenses (Moeda)

VFD Unidade de Frequência Variável (Do original, *Variable Frequency Drive*, em inglês)

1 INTRODUÇÃO

Diante da demanda por peças torneadas por parte de equipes de desenvolvimento de produtos e dos problemas decorrentes da dependência a serviços externos, propõe-se o projeto (e apresenta-se a metodologia de projeto) de um mini-torno CNC otimizado para ser empregado diretamente por estas equipes.

1.1 MOTIVAÇÃO

Conforme explicitado por Elverum et al. (2016), a prototipagem habilita profissionais de engenharia mecânica e áreas relacionadas a desenvolverem produtos e máquinas de uma forma mais competitiva. Através de vários ciclos de prototipagem consecutivos, vários aspectos de um projeto podem ser validados e refinados.

Por outro lado, a prototipagem não é tão vantajosa quando depende de serviços externos. Em regiões onde há pouca oferta de serviços de fabricação de baixa tiragem, qualquer ciclo de prototipagem se torna mais longo, caro e incerto. Consequentemente, ao invés de fazer vários protótipos ao longo de um projeto, equipes de desenvolvimento de produtos tendem a fabricar um único protótipo final, deixando de aproveitar muitos dos benefícios da prototipagem. Em alguns casos, a falta de serviços de fabricação de baixa tiragem inviabiliza projetos inteiros.

Uma solução para equipes de desenvolvimento de produtos é reduzir a dependência a serviços externos adquirindo capacidade própria de produção de protótipos. Conforme evidenciado nas comparações realizadas por Mensley (2020) e Baum (2020), existem muitas impressoras 3D e micro-fresas direcionadas a este público e estas máquinas mostram que ele se interessa em máquinas com pelo menos três características: porte de mesa, precisão previsível e comando numérico computadorizado (CNC).

Há, contudo, um problema: impressoras 3D e micro-fresas não atendem todas as possíveis necessidades de produção de peças em um protótipo. Um grande exemplo disso são as peças que devem, por motivos de material, geometria, custo e/ou qualidade, preferivelmente ser fabricadas em tornos mecânicos. Esse problema já foi inclusive vivenciado pelo autor do presente trabalho, que já encontrou várias demandas de peças torneadas dentro de projetos de prototipagem. Frequentemente, essas demandas (que são apresentadas com mais detalhes no capítulo 4 deste trabalho) eram por peças em materiais de usinagem mais fácil (como alumínio e nylon), com dimensões máximas abaixo de 100 mm, com recursos perfilados complexos e com tolerâncias entre 0,1 mm e 0,01 mm.

Diante dessas demandas, conclui-se que um torno com as três características citadas anteriormente poderia ser de grande interesse para equipes de desenvolvimento de produtos. Uma avaliação de máquinas disponíveis no mercado (capítulo 3 deste trabalho) revela então um novo problema: existem poucos tornos no mercado que combinam as três características citadas, sendo essa situação ainda pior no mercado nacional.

1.2 OBJETIVO

Tendo em mente a motivação apresentada, o objetivo deste trabalho é realizar o projeto mecânico de um mini-torno CNC concebido e otimizado para ser empregado diretamente por equipes de prototipagem e desenvolvimento de produtos.

1.3 METODOLOGIA DE PROJETO E DIVISÃO DO TRABALHO

A experiência pessoal do autor do presente trabalho em projetos de prototipagem e desenvolvimento de produtos na TECMEC Empresa Júnior (TECMEC, 2020) e na Artificer (Artificer, 2020) indica que uma boa metodologia de projeto é marcada por três macro-etapas.

A primeira é a macro-etapa de pesquisa ou entendimento. É aquela onde o projetista se encarrega de obter um grande repertório técnico de referências ou conhecimentos factuais prévios relativos ao problema que ele deseja resolver e às soluções que ele considera utilizar. Esta macro-etapa é fundamental pois, conforme esclarecido por Willingham (2010), esses conhecimentos factuais prévios são a base de qualquer atividade criativa efetiva. A segunda é a macro-etapa de projeto ou design, que costuma ser dividida nas sub-etapas de projeto conceitual, intermediário e de detalhamento. Portanto, é nesta macro-etapa que efetivamente se realiza o projeto, aproveitando os conhecimentos obtidos na macro-etapa anterior. E a última macro-etapa é a de acompanhamento ou construção. É aquela onde são feitos esforços para tirar o projeto do papel, visando evitar o desperdício dos recursos dedicados. Frequentemente, é necessário incluir também nesta última macro-etapa esforços de verificação, monitoramento e manutenção. E estes esforços por sua vez podem indicar a necessidade de uma correção ou melhoria no projeto, reiniciando todo o processo.

Ao detalhar estas macro-etapas em uma metodologia mais bem definida para este projeto, devemos lembrar que um mini-torno CNC é uma máquina de precisão. O seu projeto, portanto, deve não só visar uma boa relação funcionalidade-custo como também uma boa relação precisão-custo. Para lidar com tais requisitos, Slocum (1992) apresenta uma metodologia extensa, baseada na literatura interna de uma grande fabricante de máquinas-ferramenta.

Mesclando a experiência pessoal do autor do presente trabalho com a metodologia apresentada por Slocum (1992), uma metodologia em 9 passos foi aplicada, sendo cada passo representado por um capítulo deste trabalho:

1. **Fundamentação Teórica (Capítulo 2):** Levantamento de conhecimentos importantes para o desafio em questão: o projeto mecânico de um mini-torno CNC.
2. **Estudo de Estado da Arte (Capítulo 3):** Avaliação qualitativa de produtos concorrentes e/ou similares disponíveis no mercado ou propostos em trabalhos acadêmicos, resultando na identificação de opções construtivas e características desejáveis para o projeto.
3. **Estudo de Mercado (Capítulo 4):** Levantamento qualitativo de demandas concretas de produção de peças torneadas por parte de possíveis clientes, com o objetivo de identificar diferentes possíveis requisitos funcionais e as suas importâncias relativas.

4. **Projeto Conceitual (Capítulo 5):** Definição dos requisitos funcionais, proposição de um conceito de máquina que atenda tais requisitos e validação do conceito a partir de análises preliminares de risco, custo e precisão.
5. **Projeto dos Componentes Críticos (Capítulo 6):** Seleção ou projeto detalhado dos componentes críticos que definem o layout e o funcionamento da máquina.
6. **Detalhamento para Prototipagem (Capítulo 7):** Seleção ou projeto dos demais componentes da máquina com um nível de detalhamento reduzido mas suficiente para a construção de um protótipo inicial do mini-torno CNC.
7. **Orçamentos Finais de Custo e Erro (Capítulo 8):** Construção de previsões finais do custo da máquina e da precisão que será alcançável por ela.
8. **Especificações Finais e Conclusões (Capítulo 9):** Documentação objetiva das características técnicas finais da máquina projetada, apresentação dos desenhos técnicos, revisão dos resultados do projeto e registro de sugestões para trabalhos futuros.

Observa-se que as macro-etapas anteriormente detalhadas (entendimento, design e construção) são representadas aqui pelos passos 1 a 3, 4 a 6 e 7 a 8, respectivamente. De acordo com os recursos disponíveis e com os objetivos deste projeto, as macro-etapas foram desdobradas neste conjunto específico de passos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Apresentam-se aqui definições básicas relevantes e conhecimentos sobre como atingir precisão e segurança em pequenos tornos CNC. Estas informações (e a importância delas) foram identificadas através da consulta de livros, normas e projetos relativos a máquinas-ferramenta, tornos mecânicos e máquinas CNC.

2.1 MÁQUINAS-FERRAMENTA, TORNOS, MINI-TORNOS E MÁQUINAS CNC

Ito (2008) e Youssef & El-Hofy (2008) discorrem sobre vários aspectos relativos às funções, ao funcionamento e ao projeto de máquinas-ferramentas. A partir dessas discussões, é possível dizer que, de uma forma geral, uma máquina-ferramenta é uma máquina onde há movimento relativo entre: A) uma peça de trabalho; & B) uma ferramenta com capacidade de alterar a peça de trabalho, de forma a transformá-la em uma peça diferente. Assim, é possível produzir uma variedade de peças através do controle desse movimento relativo.

Um torno mecânico é um exemplo clássico. Em um torno mecânico tradicional, a peça de trabalho é fixada e rotacionada em torno de um eixo (doravante denominado "eixo Z") enquanto que uma ferramenta de corte pode se transladar tanto na direção do eixo Z quanto na direção de um eixo perpendicular ao eixo Z (doravante denominado "eixo X"). Guias lineares são empregadas nos eixos X e Z para guiar os carros móveis que executam estes movimentos relativos. Quando a ferramenta de corte é pressionada contra a peça de trabalho, que está em rotação, a primeira remove material da segunda, conforme ilustrado na Fig. (2.1).

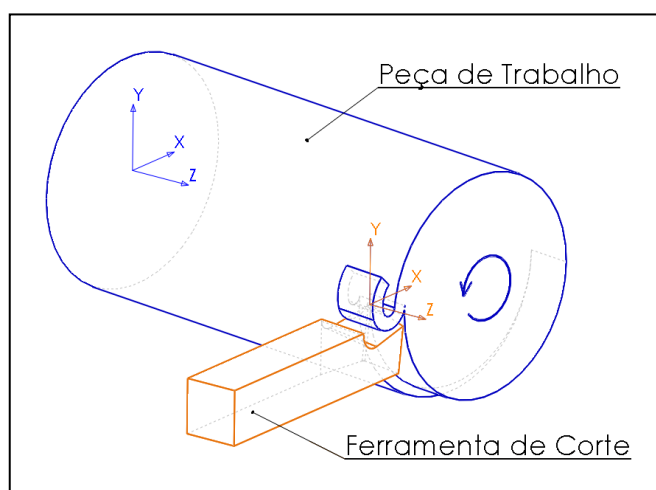


Figura 2.1. Funcionamento básico de um torno mecânico.

O termo "torno de pequeno porte" é utilizado oficialmente (ABNT, 2013) para se referir a qualquer torno mecânico com uma distância entre centros que não exceda 2000 mm e um diâmetro do dispositivo de fixação da peça de trabalho que não exceda 500 mm. Consequentemente, um grande espectro de máquinas são chamadas de tornos de pequeno porte. Para diferenciar as

máquinas que estão no extremo das menores máquinas dentro desse espectro, o nome "mini-torno" surge como um termo livremente definido.

Por fim, Kalpakjian & Schmid (2009) explicam que uma máquina CNC é uma máquina cujo controle é feito através de computadores que, seguindo instruções numéricas, comandam atuadores a movimentarem os eixos da máquina. Isso trás uma série de vantagens, como o aumento da produtividade e a remoção de erros e limitações do controle manual. O formato mais popular dessas instruções numéricas é o formato código G, normatizado no Brasil pela norma ABNT NBR 11312:1993 (ABNT, 1993) e internacionalmente e de uma forma mais atualizada pela norma ISO 6983-1:2009 (ISO, 2009). Graças a essa normatização, há no mercado: A) uma variedade de controladores pré-configurados para aceitarem instruções em código G; & B) uma variedade de softwares de CAM (isto é, de fabricação assistida por computador, ou *Computer Aided Manufacturing*, em inglês) que facilitam a geração de instruções em código G a partir de modelos 3D paramétricos da peça de trabalho original, da peça final desejada, das ferramentas de corte disponíveis e da própria máquina CNC.

Na sua forma mais comum, um mini-torno CNC é, portanto, um torno mecânico de porte extra-pequeno com um comando numérico computadorizado que aciona atuadores lineares para movimentarem os eixos X e Z da máquina. O porte reduzido permite que a máquina seja instalada e usada em uma variedade maior de locais, por uma variedade maior de profissionais.

2.2 FONTES DE ERRO EM UM MINI-TORNO CNC E COMO CONTROLÁ-LAS

Para que uma peça produzida por uma máquina-ferramenta seja intercambiável e funcional conforme exigido pelas suas aplicações, ela deve seguir as suas especificações de engenharia. Portanto, desvios ou erros em relação às especificações precisam ser controlados. Neste contexto, é de responsabilidade dos projetistas e fabricantes de máquinas-ferramenta garantir que as peças produzidas pelas suas máquinas possuam erros dimensionais e geométricos previsíveis e toleráveis pelo público-alvo de suas máquinas. Para garantir isso, é necessário conhecer e controlar as fontes de erro em cada máquina.

Slocum (1994a) apresenta uma lista extensa de fontes de erro em uma máquina de precisão. Analogamente, Youssef & El-Hofy (2008) lista os principais componentes em máquinas-ferramenta e comenta preocupações de precisão em cada um. Incorporando dessas listas as informações que possuem alta relevância especificamente para o projeto de um mini-torno CNC e investigando-as mais a fundo com este projeto em mente, obtemos os tópicos 2.2.1 a 2.2.8 apresentados a seguir.

2.2.1 TOLERÂNCIAS DE FABRICAÇÃO

Todos os componentes de uma máquina estão sujeitos a desvios de forma, orientação e posição devido aos seus processos de fabricação, aos seus acabamentos superficiais e ao processo de montagem da máquina. Em uma máquina-ferramenta, todos os desvios que estiverem presentes no caminho de peças que conecta a ferramenta de corte com a peça de trabalho irão influenciar na posição relativa entre essas duas partes, gerando erros nas peças finais fabricadas pela máquina.

A primeira forma de controlar esses erros é através da simplicidade de projeto da máquina. Collins et al. (2019) explica que a simplicidade de projeto implica em "geometrias simples, número mínimo de componentes individuais, uso de componentes e peças padronizadas e características fáceis de alinhar na montagem, que permitam manobras de montagem em uma única direção." Assim é possível reduzir o caminho entre a ferramenta e a peça de trabalho e o número de possíveis desvios neste caminho.

A segunda forma é através do adequado projeto e toleranciamento da fabricação e montagem de todos os componentes. Slocum (1992, tradução nossa) sugere que um projetista "busque o máximo de acurácia que for economicamente possível nos componentes antes de aplicar estratégias de projeto mais avançadas."

A forma final e mais avançada de controlar esses erros é através de esforços de calibração. A calibração pode ser periódica (também chamada de mapeamento de erros) ou pode ser em tempo real, através de atuadores em malha fechada com sensores direcionados a uma referência metrológica permanente. Essa estratégia se torna particularmente necessária quando se almeja obter precisões submicron ($< 1 \mu\text{m}$), conforme exemplificado em um torno miniatura no trabalho de Sze-Wei et al. (2007).

2.2.2 FOLGAS E INTERFERÊNCIAS

As folgas e interferências são de particular importância nos componentes responsáveis pelo movimento relativo entre os sistemas de uma máquina.

Ajustes com folgas permitem que um movimento relativo que deveria ocorrer somente em uma direção adquira movimentos errôneos ou desvios tanto lineares quanto angulares. Já os ajustes com interferência geram esforços adicionais nos componentes, conforme detalhado por Groover (2015), que oferece uma descrição extensa de como calcular tais esforços. Esses esforços por sua vez geram desgastes e deflexões, ambos fenômenos que também são fontes de erro em uma máquina, conforme explicitado nos tópicos 2.2.3 a 2.2.5 a seguir.

Existem 3 sistemas-chave que permitem os movimentos relativos necessários para o funcionamento de um torno e são nestes componentes que o controle de folgas e interferências deve ser especialmente cuidadoso para controlar a geração de erros. Estes sistemas são: A) as guias lineares dos eixos X e Z; B) os atuadores lineares dos eixos X e Z; & C) os mancais de suporte do *spindle* (eixo de rotação da peça de trabalho).

Quatro estratégias principais para controle de erros podem se aplicar a esses sistemas:

1. Adotar componentes prontos populares e/ou sistemas modulares prontos, que já incluem as estratégias 2, 3 e 4 abaixo no seu desenvolvimento e que possuem movimentos errôneos máximos pré-especificados;
2. Especificar ajustes adequados, investindo na qualidade dos componentes como forma de reduzir o tamanho das folgas e interferências necessárias. No caso específico de mancais de rolamento para o *spindle*, Youssef & El-Hofy (2008) reforçam a importância do ajuste correto e apresentam valores sugeridos de interferência;
3. Adotar um sistema de pré-carga, que permita a calibração precisa das interferências;

4. Combater desvios angulares maximizando, na medida do possível, a distância entre as extremidades de contato e/ou apoio das peças;

É interessante observar que as estratégias 1 a 3 são respectivamente análogas às estratégias de simplicidade de projeto, projeto adequado e calibração apresentadas na seção anterior. Já a estratégia 4, ilustrada pela Fig. (2.2), pode ser entendida como uma estratégia de simplicidade de projeto ou de projeto adequado, dependendo do sistema específico.

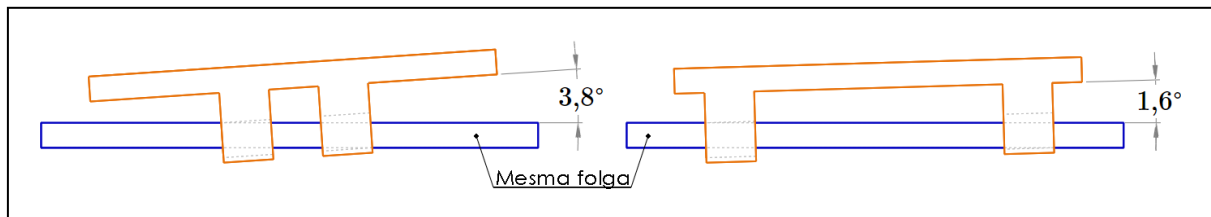


Figura 2.2. Exemplo da influência da distância entre extremidades de contato e/ou apoio nos desvios angulares em componentes móveis.

Especificamente no caso dos atuadores, é comum utilizar atuadores com sistemas simples de pré-carga (como uma mola ou a gravidade) para eliminar o problema das folgas axiais reversíveis (*backlash*, em inglês). Além disso, em situações mais demandantes, há a opção de utilizar atuadores mais avançados, nos quais o problema da folga é consideravelmente menor do que nas barras roscadas ou nos fusos de esfera tradicionais. Shimizu & Takeuchi (1990) empregam por exemplo uma unidade de acionamento por fricção para obterem um torno de ultra-precisão.

2.2.3 ATRITO E DESGASTE

Para os três sistemas-chave listados no tópico anterior, é importante minimizar o atrito estático entre os componentes, já que o atrito estático pode não só gerar movimentos errôneos momentâneos no início de todo movimento relativo como também causar movimentos errôneos consecutivos através de um efeito conhecido como *stick-slip*, caracterizado por Enger & Feinle (2014) como uma mudança contínua entre os atritos estático e dinâmico em um par deslizante.

Como os componentes comerciais mais populares e os sistemas modulares prontos para estes três sistemas-chave já foram desenvolvidos de forma a reduzir esses efeitos, essas preocupações são reservadas para quem estiver projetando uma nova guia linear, um novo atuador linear ou um novo rolamento. O que fica sob responsabilidade dos usuários de componentes ou sistemas prontos é a realização de uma lubrificação (contínua ou periódica) adequada, conforme as recomendações das fabricantes. Para as aplicações mais demandantes, Kalpakjian & Schmid (2009) explicam que mancais hidrostáticos (disponíveis em opções tanto lineares quanto angulares) podem ser utilizados para praticamente remover este e outros problemas de atrito.

Além disso, nestes três sistemas-chave, a ocorrência de desgaste é inevitável. Este desgaste gera desvios nas componentes da máquina, o que gera erros na posição relativa entre a ferramenta e a peça de trabalho.

Uma estratégia para evitar erros decorrentes do desgaste é comprar componentes de maior qualidade, projetados e lubrificados para vida infinita, por exemplo. Outra estratégia é calibrar a máquina, ou seja, medir e compensar (periodicamente ou em tempo real) os erros existentes. Mas a

estratégia mais interessante para uma máquina de pequeno porte tende a ser a de priorizar a simplicidade de projeto. Slocum (1992) sugere que, quanto ao desgaste, a simplicidade de projeto implica em empregar mancais de rolamento modulares e comumente disponíveis no mercado e garantir que as superfícies de rolamento sejam mais duras do que os rolamentos em si. Desta forma, o desgaste vai se concentrar nos rolamentos que poderão ser facilmente trocados periodicamente pelos usuários da máquina.

2.2.4 CARREGAMENTOS E DEFLEXÕES NOS COMPONENTES

Slocum (1994a) apresenta 3 fontes diretas de carregamento nos componentes de uma máquina-ferramenta. São elas: A) as forças de usinagem da ferramenta na peça de trabalho; B) a gravidade (que atua na peça de trabalho, na ferramenta e nos componentes da máquina como um todo); & C) a aceleração dos eixos. Todos os componentes sofrem deflexões como consequência destes carregamentos. E as deflexões, por sua vez, geram erros na posição relativa entre a ferramenta e a peça de trabalho.

De forma análoga às seções anteriores, projetistas podem iniciar o controle desses erros investindo na simplicidade de projeto. Aqui, ela implica em:

1. Definir a direção de rotação da peça de trabalho de forma que a gravidade e a força de corte se subtraíam entre si, mas este efeito raramente resulta em uma anulação total das forças;
2. Posicionar, na medida do possível, as forças (de usinagem, da gravidade e da aceleração) nos centros de rigidez dos componentes. Fazendo isso, as forças terão braços de alavanca nulos ou mínimos e muitos carregamentos de momento serão evitados.

Em seguida, o controle dos erros pode ir mais além através de um projeto adequado, que aqui implica em investir na rigidez da máquina. Afinal, quanto maior a rigidez, menores as deflexões decorrentes dos mesmos carregamentos. Neste contexto, é interessante empregar seções transversais vazadas (que apresentarão maiores momentos de inércia de área para uma mesma massa) e materiais com altas razões de módulos de elasticidade *versus* massa específica. Entre as possíveis seções transversais para um elemento estrutural, Youssef & El-Hofy (2008) sugerem o uso de seções tubulares fechadas e simétricas, uma vez que elas mantêm o alinhamento de suas linhas de centro quando carregadas e deformadas. Além disso, há uma técnica simples para aumentar a rigidez de uma máquina, que é fixar os componentes em uma base rígida. Em tornos, essa base costuma ser chamada de "cama" e também trás vantagens em termos de amortecimento contra vibrações, conforme descrito na seção 2.2.6.

Para fazer um investimento ainda melhor em rigidez, também é útil entender quais são as principais solicitações geradas pelas fontes de carregamento apresentadas anteriormente e quais são os principais componentes afetados.

No caso das forças de usinagem e da gravidade, elas trarão maiores deflexões nas peças com grandes comprimentos não apoiados. Os principais exemplos disso são o *spindle* e o conjunto "mandril-peça de trabalho" que se apoia na extremidade livre do *spindle*. Bollinger & Geiger (1964) apresentam uma análise detalhada das deflexões estáticas e dinâmicas em um *spindle* na ausência de uma contra-ponta, avaliando o impacto das posições, das elasticidades e dos amortecimentos dos mancais de apoio. A contra-ponta é uma peça que é pressionada contra a extremidade em balanço da

peça de trabalho de forma a oferecer um apoio pontual, minimizando deflexões, conforme explica Groover (2015). Na ausência de uma, o conjunto "mandril-peça de trabalho" fica totalmente em balanço, resultando em deflexões expressivas (tanto no conjunto em si quanto no *spindle* no qual ele se apoia) se a peça de trabalho for consideravelmente longa. Para cortar o custo (financeiro e de espaço) do cabeçote móvel traseiro que é necessário para o uso de contra-pontas, alguns projetos não permitem o uso desses dispositivos.

Já quanto à aceleração dos eixos, na ausência de braços de alavanca, os efeitos dela serão somente a deflexão axial direta e o deslocamento axial por deflexão torcional nos atuadores com barras roscadas ou fusos de esferas, resultantes não só das forças inerciais como também das forças de usinagem e eventuais forças de atrito nos atuadores. Esses dois efeitos (deflexões axial e torcional) são reduzidos ou inexistentes em atuadores mais avançados, como motores lineares ou unidades de acionamento por fricção.

Por fim, esforços de calibração, sejam eles periódicos ou em tempo real, também são úteis para compensar as deflexões. Como as deflexões na máquina variam de acordo com as condições de uso, o mapeamento dos erros de deflexão tende a ser bastante complexo. Consequentemente, a calibração periódica, que depende deste mapeamento, se torna um processo mais trabalhoso.

2.2.5 CARREGAMENTOS E DEFLEXÕES NAS JUNTAS

Os carregamentos existentes em uma máquina também vão gerar deflexões nas juntas entre os componentes da máquina. Portanto, a adequada fixação dos componentes é necessária.

Budynas & Nisbett (2014) detalham metodologias de projeto para as principais técnicas de fixação entre elementos de máquinas em geral: juntas aparafusadas, rebitadas, adesivadas, soldadas e por interferência. Visando a obtenção da precisão necessária em máquinas-ferramentas, Slocum (1992) se aprofunda na análise das deflexões em juntas aparafusadas e por interferência e explicita também: A) a aplicabilidade de juntas cinemáticas, aquelas seguradas por uma combinação de geometrias e forças restritivas (como a gravidade ou o torque transmitido por uma chaveta); & B) duas técnicas de fixação derivativas. A primeira é a replicação, que consiste em gerar a geometria precisa necessária para a junta em uma peça através de uma resina aplicada na outra peça, barateando assim o custo de juntas por interferência ou cinemáticas. E a segunda é o envasamento, que consiste em preencher os espaços vazios em juntas aparafusadas ou cinemáticas com um adesivo, de forma a melhorar a rigidez e o amortecimento da junta.

No caso das juntas aparafusadas, é importante realizar a fixação em vários pontos ao longo de todo o comprimento dos componentes para que eles possam efetivamente transferir as suas cargas entre si e para a base, tendo em mente o efeito dos cones de pressão. Ito (2008) detalha este efeito extensivamente e apresenta, a partir da sua experiência prévia com pesquisas e projetos na área, uma metodologia completa para projeto destas juntas em máquinas-ferramenta.

2.2.6 VIBRAÇÕES

Em um torno, se destacam quatro fontes de vibrações: fontes externas, flutuações no processo de corte, massas rotativas desbalanceadas (como a própria peça de trabalho e os rotores dos motores) e a aparição de eventuais ressonâncias. As vibrações geram flutuações na posição relativa entre a ferramenta de corte e a peça de trabalho, resultando em erros nas peças finais.

Para controlar esses erros, projetistas podem reduzir o impacto das vibrações aumentando a rigidez da máquina e técnicas para tal fim já foram apresentadas na seção 2.2.4. Além disso, projetistas podem promover a dissipação das vibrações investindo em técnicas de amortecimento. Slocum (1992) comenta várias técnicas de amortecimento comuns em máquinas de precisão, das quais quatro se destacam para o projeto de um torno:

1. Ter uma conexão amortecida e de baixa rigidez com o solo, encorajando que vibrações sejam absorvidas por esta conexão e pela máquina como um todo e não por componentes individuais. Essa conexão pode ser feita por uma camada de material viscoelástico debaixo da "cama" ou base do torno, por exemplo;
2. Junto a estratégia anterior, a "cama" do torno pode ser extra-pesada ou possuir uma base pesada adicional (uma laje própria de concreto, por exemplo), dando à máquina mais massa para absorver vibrações sem aumentar o carregamento nos componentes;
3. Utilizar, seja na "cama" do torno ou em outros elementos estruturais, materiais com mecanismos microestruturais capazes de dissipar vibrações. O ferro fundido é popularmente empregado em "camas" de tornos com este fim, mas desenvolvimentos em materiais poliméricos resultaram em materiais que podem ser mais interessantes devido às suas melhores relações rigidez-peso e/ou às suas capacidades maiores de dissipação microestrutural. Vrtanoski & Dukovski (2005) e Saidaiah et al. (2017) ilustram isso com projetos do alojamento do *spindle* principal de um torno em concreto polimérico e da "cama" de um torno em granito epóxi, respectivamente;
4. Usar, nos eixos rotativos (*spindle* do torno), nas guias lineares ou em ambos, mancais de contato deslizante, mancais hidrostáticos ou mancais hidrodinâmicos, que possuem uma capacidade de amortecimento maior que mancais de rolamentos.

Por fim, em máquinas CNC, o problema específico das ressonâncias pode ser combatido através de um software no controlador que evite velocidades de ressonância. Ao fazer isso, é importante observar que as velocidades de ressonância em uma máquina-ferramenta variam com a peça de trabalho, com a ferramenta de corte e com o contato entre esses dois elementos. Uma solução para lidar com essas variações é trabalhar com faixas de segurança de velocidades que devem ser evitadas. Se entre as consequências do surgimento de uma ressonância não houverem problemas de segurança ou custos inaceitáveis, esse cuidado pode ficar sob responsabilidade dos usuários da máquina. Contar com a experiência de uma grande fabricante de máquinas-ferramentas seria relevante na tomada desse tipo de decisão. Fabricantes como a Haas Automation (2015), por exemplo, oferecem uma funcionalidade de variação senoidal da velocidade do *spindle* nos seus tornos CNC para evitar o surgimento de ressonâncias na peça de trabalho, mas implementam essa funcionalidade como uma configuração opcional.

2.2.7 DILATAÇÃO TÉRMICA

Variações nas temperaturas dos componentes e da peça de trabalho em uma máquina-ferramenta irão causar efeitos temporários de "deslocamento térmico" (dilatação e/ou contração térmica) nessas peças, gerando erros nas peças finais produzidas.

Várias estratégias podem ajudar a controlar esses efeitos. Abaixo estão listadas, em ordem crescente de custo e complexidade, estratégias que podem ser aplicadas em mini-tornos CNC:

1. Controlar o ambiente no qual a máquina se encontra, retirando sistematicamente fontes e sumidouros de energia térmica e/ou utilizando um sistema de climatização;
2. Monitorar as temperaturas da máquina e parar de operar a máquina quando se julgar que os deslocamentos térmicos estão gerando erros acima de um limite aceitável;
3. Reduzir as fontes de calor na máquina. Ao selecionar motores elétricos, por exemplo, motores super-dimensionados podem ser selecionados. Assim, os motores não serão solicitados nas suas capacidades máximas, esquentando menos;
4. Isolar a máquina do ambiente e/ou isolar os componentes da máquina uns dos outros e/ou resfriar (passivamente ou ativamente) componentes que geram calor, de forma a evitar que variações no ambiente ou em um componente afetem o restante da máquina. Slocum (1992) indica o uso de materiais cerâmicos isolantes, de escudos de radiação, de aletas e de ventiladores, por exemplo;
5. Usar fluidos lubrificantes no corte. O fluido lubrificante simultaneamente reduz e dissipa o calor gerado no corte. O lado negativo dos fluidos lubrificantes é que eles adicionam várias preocupações novas (aquisição, armazenamento, controle, escoamento, eliminação, etc.) ao projeto e ao uso da máquina;
6. Projetar componentes para que eles sofram menos deslocamentos térmicos. Tal projeto otimizado pode ser feito tanto a partir do uso criativo de materiais e geometrias (de forma a promover menos dilatação, mais dissipação de calor, cancelamento de um desvio por outro, concentração das dilatações em regiões e/ou direções não críticas, preservar simetrias e alinhamentos, etc.) quanto a partir de simulações computacionais. Mori et al. (2009), por exemplo, otimizaram a estrutura de suporte do *spindle* de um torno identificando variações possíveis em geometrias-chave e simulando diferentes combinações geométricas até encontrar um projeto otimizado;
7. Desenvolver modelos matemáticos para prever deslocamentos térmicos (na máquina e/ou na peça de trabalho) e gerar compensações no controle da máquina. Sata et al. (1981) exemplificam isso para o caso específico da dilatação térmica da ferramenta de corte em um torno CNC. É possível ir além ainda e integrar sensores de temperatura e esses modelos matemáticos ao sistema de sensores em malha fechada descrito na seção 2.2.1.

O que é interessante observar aqui é que as estratégias 1, 2, 4 e 5 não necessariamente precisam ficar sob responsabilidade dos projetistas de uma máquina. Se uma produtividade baixa for aceitável, essas estratégias podem ser executadas de uma forma manual, mais intuitiva e econômica, pelos próprios usuários da máquina. Ter essas estratégias como estratégias de projeto só se torna financeiramente viável a medida que os requisitos de produtividade e automação aumentarem.

2.2.8 SITUAÇÕES HIPERESTÁTICAS

Em um projeto, o ideal é fazer com que os componentes se "encontrem" em pontos específicos, sem precisarem se deformar para que haja esse encontro. Mas as tensões decorrentes desses encontros pontuais costumam ser altas. Por isso os componentes interagem entre si ao longo de superfícies ou vários pontos, o que permite o surgimento de "desencontros" responsáveis por situações hiperestáticas ou estaticamente indeterminadas. São situações onde componentes se

restringem mutuamente de tal forma que os componentes precisam se deformar para atingirem um equilíbrio. Essas deformações geram carregamentos e desvios adicionais nos componentes do projeto. No caso de uma máquina-ferramenta, isso implica em cargas possivelmente acima do que é tolerável pelos componentes e em erros na posição relativa entre a ferramenta e a peça de trabalho.

Todas as fontes de erro apresentadas até aqui nos tópicos 2.2.1 a 2.2.7 podem causar desencontros (tanto lineares quanto angulares) capazes de criar uma situação hiperestática. Portanto, para controlar os erros decorrentes de situações hiperestáticas, o primeiro passo é controlar todos os outros erros. Caso este primeiro passo não seja suficiente, Slocum (2008) oferece os conceitos alternativos de projeto estaticamente determinado (onde se empregam flexuras, apoios pontuais e acoplamentos cinemáticos para evitar completamente a possibilidade de desencontros) e de média elástica (onde se usam um grande número de componentes flexíveis de forma a distribuir as deformações e carregamentos entre todos eles).

2.2.9 RESUMO

Ao longo das seções 2.2.1 a 2.2.8, foram apresentadas várias fontes de erro assim como estratégias para controlar tais erros. Em cima disso, algumas estratégias foram classificadas como estratégias de simplicidade de projeto, de projeto adequado ou de calibração (seja esta calibração mecânica, via software ou mista.) Essas categorias serão doravante denominadas de "SP", "PA" e "Ca", respectivamente. Essa classificação é útil pois ela diz muito sobre o momento do projeto no qual cada estratégia deve ser implementada.

Estratégias "SP", para serem utilizadas, devem ser implementadas obrigatoriamente desde a etapa de projeto conceitual, de forma a efetivamente simplificar o desenvolvimento do projeto. Já as estratégias "PA" podem ser implementadas somente durante o detalhamento dos componentes. Por fim, as estratégias "Ca" podem ser implementadas em dois momentos diferentes. Quando os sensores e mecanismos de calibração alterarem significativamente o layout dos componentes da máquina, eles devem ser levados em consideração a partir do projeto conceitual. Mas quando os sensores e mecanismos forem pequenos, modulares, temporários e/ou virtuais, eles podem ser considerados somente após o detalhamento do projeto.

Portanto, para facilitar a adoção das estratégias de controle de erros apresentadas, apresenta-se na Tab. (2.1) um resumo das estratégias e suas categorias. A categorização é eventualmente grosseira uma vez que uma categoria nem sempre engloba todas as nuances de uma estratégia.

Tabela 2.1. Resumo das estratégias apresentadas para controle de erros no mini-torno CNC.

Fonte (...e local) dos erros	Estratégia de controle [CATEGORIA]
Tolerâncias de fabricação ...em geral:	Minimização do caminho entre ferramenta e peça de trabalho [SP]
	Toleranciamento adequado [PA]
	Calibração periódica ou em tempo real [Ca]

Fonte (...e local) dos erros	Estratégia de controle [CATEGORIA]
Folgas e interferências	
...nos sistemas de movimento relativo:	Componentes populares e/ou modulares [SP]
	Ajustes adequados [PA]
	Sistema de pré-carga calibrável [Ca]
	Distanciamento das extremidades de contato [SP ou PA]
...nos atuadores:	Castanhas com pré-carga simples [SP]
	Atuadores avançados [PA]
Atrito	
...nos sistemas de movimento relativo:	Componentes populares e/ou modulares [SP]
	Mancais hidrostáticos [PA]
Desgaste	
...nos sistemas de movimento relativo:	Componentes substituíveis pelo usuário [SP]
	Projeto e lubrificação para vida infinita [PA]
	Calibração periódica ou em tempo real [Ca]
Carregamentos e deflexões	
...em geral:	Subtração das forças de gravidade e de corte entre si [SP]
	Minimização dos braços de alavanca [SP]
	Seções e materiais de alta rigidez [PA]
	Base rígida ("cama" do torno) [SP]
	Calibração periódica ou em tempo real [Ca]
...no conjunto "mandril-peça de trabalho":	Contra-ponta [SP]
...nos atuadores:	Atuadores avançados [PA]
...nas juntas:	Aparafusamento adequado [PA]
	Ajustes adequados [PA]
	Juntas avançadas (cinemáticas, replicação, envasamento) [PA]
Vibrações	
...na conexão ao mundo exterior:	Amortecimento e baixa rigidez [SP]
	"Cama" extra-pesada ou base pesada adicional [SP]
...nos elementos estruturais:	Materiais com mecanismos microestruturais dissipativos [SP]
...nos eixos rotativos e nas guias lineares:	Mancais com capacidade de amortecimento [SP]
	Limites de operação em velocidades de ressonância [SP* ou Ca]

Fonte (...e local) dos erros	Estratégia de controle [CATEGORIA]
Dilatação térmica ...em geral:	Controle térmico do ambiente externo [SP]
	Limites de operação em temperaturas inaceitáveis [SP* ou Ca]
	Minimização de fontes de calor [PA]
	Isolamento e/ou resfriamento dos componentes [SP* ou PA]
	Fluidos lubrificantes no corte [SP* ou PA]
	Otimização térmica dos componentes [PA]
	Compensação dos efeitos térmicos [Ca]
Situações hiperestáticas ...em geral:	Controlar os demais erros [SP]
	Projeto estaticamente determinado [SP]
	Média elástica [SP]
*Caso a estratégia fique sob responsabilidade dos usuários da máquina.	

2.3 ORÇAMENTOS DE ERRO

Os usuários de uma máquina-ferramenta dificilmente estão interessados em conhecer as fontes de erro individuais que geram desvios nas peças produzidas. O que mais importa é conhecer o erro total de posicionamento entre a ferramenta e a peça de trabalho, já que é esse erro que dita a precisão que é possível alcançar nas peças produzidas.

Simultaneamente, para buscar um bom equilíbrio precisão-custo, projetistas devem descobrir quais são os investimentos no controle de erros que melhoram a precisão das peças produzidas por um menor custo.

Se torna necessário portanto fazer um orçamento de erro: uma composição de todos os erros individuais presentes na máquina em um erro total. Na literatura em português, os nomes "orçamento de erro" (do original, *error budget*, em inglês) e "sintetização de erros" são utilizados para esse tipo de esforço (Oliveira Filho, 2013 e Valdés, 2003).

A forma mais simples de fazer um orçamento de erro consiste em: A) identificar as fontes de erro individuais existentes na máquina; B) calcular, de forma isolada, o módulo do erro máximo que cada fonte pode gerar em cada direção (X, Y e Z) da posição relativa final entre a ferramenta e a peça de trabalho; & C) compor o erro total em cada direção utilizando uma regra combinatória, que visa combinar os erros de uma forma que leva em conta as suas aleatoriedades. Nem todos os erros em uma máquina são aleatórios, e por isso essa metodologia pode se tornar mais precisa se os erros sistemáticos forem analisados e compensados separadamente. Shen & Duffie (1993) exemplificam essa metodologia, comparam regras combinatórias populares e sugerem o uso de distribuições de probabilidade uniformes para os erros aleatórios em uma máquina de precisão.

O principal problema dessa metodologia mais simples é que ela não considera a interação entre os erros, que pode fazer com que erros se amplifiquem ou se anulem.

Slocum (1992) propõe uma metodologia mais complexa, na qual regras combinatórias são utilizadas somente para fazer a composição dos erros em cada componente, enquanto que a composição total dos erros fica a cargo da multiplicação de matrizes de transformação homogênea que descrevem o caminho que os esforços na máquina percorrem entre a ferramenta e a peça de trabalho. A análise separada dos erros sistemáticos e aleatórios ainda deve ser feita uma vez que os erros sistemáticos podem ser simplesmente calculados com seus respectivos sinais e somados, enquanto que os erros aleatórios devem passar pelo tratamento das regras combinatórias.

As duas metodologias apresentadas requerem portanto a realização de pelo menos dois orçamentos de erro: um para os erros sistemáticos e outro para os aleatórios. A unificação dessas análises pode ser feita somente se um número suficientemente grande das possíveis combinações dos erros aleatórios forem levadas em consideração através do método de Monte Carlo.

O método de Monte Carlo é um método computacional frequentemente utilizado em estudos de confiabilidade estrutural, havendo vários trabalhos na área (Souza, 2013 e Dias, 2018) que apresentam e empregam o método. Para a composição de orçamentos de erros, o método de Monte Carlo já foi visto (Shen & Duffie, 1993 e Slocum, 1992) como um método mais avançado, sendo as regras combinatórias preferíveis pela sua praticidade. Alguns anos depois, contudo, o método de Monte Carlo já foi proposto como algo corriqueiro. (Frey, 2005)

Incluindo o método de Monte Carlo na metodologia proposta por Slocum (1992) e adaptando-a em uma sequência de passos direcionada ao projeto de um mini-torno CNC, obtemos os passos a seguir:

1. Traçar o caminho que os esforços na máquina percorrem entre a peça de trabalho e a extremidade da ferramenta;
2. Definir um sistema de coordenadas $X_1Y_1Z_1$ na extremidade da peça de trabalho, ou seja, no seu ponto de contato com a ferramenta;
3. Seguindo o caminho traçado anteriormente, continuar definindo sistemas de coordenadas em numeração crescente ($X_2Y_2Z_2, X_3Y_3Z_3 \dots X_nY_nZ_n$) nos centros de rigidez dos principais componentes, finalizando com o sistema de coordenadas $X_nY_nZ_n$ na extremidade da ferramenta. Entre os principais componentes estão inclusas a peça de trabalho e a ferramenta, que terão nos seus centros de rigidez sistemas de coordenadas $X_2Y_2Z_2$ e $X_{n-1}Y_{n-1}Z_{n-1}$, respectivamente;
4. Definir as posições lineares (d_X, d_Y e d_Z) de cada sistema de coordenada m em relação ao sistema $m + 1$ consecutivo, conforme ilustrado na Fig. (2.3);
5. Investigar e definir as fontes individuais de erros relativos entre cada par de sistemas de coordenadas consecutivos. Aqui, os erros sistemáticos irão se expressar como funções de variáveis sistemáticas, ou seja, variáveis com valores fixos ou variáveis cujos valores possam vir a ser medidos ou identificados pela máquina. Já os erros aleatórios irão se expressar na forma de variáveis aleatórias com uma distribuição de probabilidade uniforme;
6. Respeitando os passos de atuação dos eixos da máquina, assim como a resolução e demais erros em quaisquer sensores necessários, considerar a implementação de funções de compensação de fontes individuais de erros e atualizar a definição das fontes de erro de

acordo com as funções idealizadas. Uma prática comum, por exemplo, é a realização de um mapeamento periódico do erro de posição axial em fusos de esferas. Muitos programas de comando numérico já possuem uma função de mapeamento de fuso (do original, *screw mapping*, em inglês) pré-configurada para a implementação dessa compensação específica;

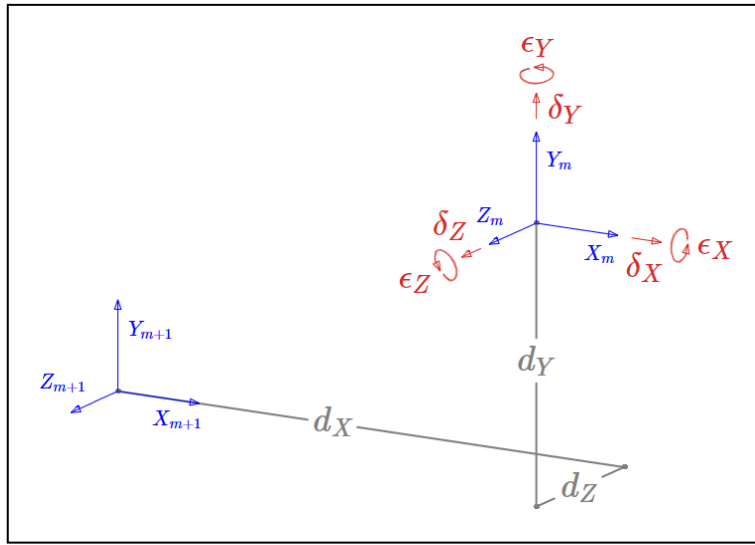


Figura 2.3. Definição das posições e dos erros relativos de um sistema de coordenadas em relação ao sistema de coordenadas consecutivo. Os seis tipos de erros, em vermelho, correspondem aos seis graus de liberdade de movimento que um sistema tem em relação ao outro.

7. Definir possíveis valores para as variáveis sistemáticas. Para as variáveis sistemáticas que não serão utilizadas em uma função de compensação de erros finais (passo 15), deve ser considerado o valor que corresponde ao pior caso. Se um único pior caso não for conhecido, devem ser considerados valores discretos que cubram todos os possíveis piores casos. Já para as variáveis sistemáticas que serão utilizadas em uma função de compensação dos erros finais, devem ser considerados valores discretos cobrindo toda a faixa de valores possíveis durante a operação da máquina;
8. Para cada par de sistemas de coordenadas consecutivos, formular os erros relativos lineares totais (δ_X , δ_Y e δ_Z) e os erros relativos angulares totais (ϵ_X , ϵ_Y e ϵ_Z) como a soma de todos os erros individuais que atuam em cada um desses seis graus de liberdade, respectivamente. Esses seis erros ou graus de liberdade se encontram ilustrados na Fig. (2.3);
9. Inserir as formulações criadas nos passos anteriores no modelo genérico apresentado na Eq. (1), onde $S_K = \text{sen}(\epsilon_K)$ & $C_K = \text{cos}(\epsilon_K)$, $\forall K = X, Y \text{ ou } Z$, definindo assim as matrizes de transformação homogênea ${}^{m+1}\mathbf{T}_m$ para cada par de sistemas de coordenadas consecutivos;

$${}^{m+1}\mathbf{T}_m = \begin{bmatrix} C_Y C_Z & -C_Y S_Z & S_Y & d_X + \delta_X \\ C_X S_Z + S_X S_Y C_Z & C_X C_Z - S_X S_Y S_Z & -S_X C_Y & d_Y + \delta_Y \\ S_X S_Z - C_X S_Y C_Z & S_X C_Z + C_X S_Y S_Z & C_X C_Y & d_Z + \delta_Z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

10. Definir a matriz de transformação homogênea ${}^n\mathbf{E}_1$ (que corresponde ao erro da extremidade da peça de trabalho relativo à extremidade da ferramenta) através do produto das matrizes obtidas no passo anterior, conforme descrito na Eq. (2);

$${}^n\mathbf{E}_1 = {}^n\mathbf{T}_{n-1} {}^{n-1}\mathbf{T}_{n-2} \dots {}^3\mathbf{T}_2 {}^2\mathbf{T}_1 \quad (2)$$

11. Extrair da matriz ${}^n\mathbf{E}_1$ os erros lineares finais (E_X , E_Y e E_Z) nos eixos X, Y e Z, indicados respectivamente pelos valores nas linhas 1, 2 e 3 da última coluna da matriz;
12. Definir os erros axial E_{Axial} e radial E_{Radial} finais seguindo as formulações da Fig. (2.4);

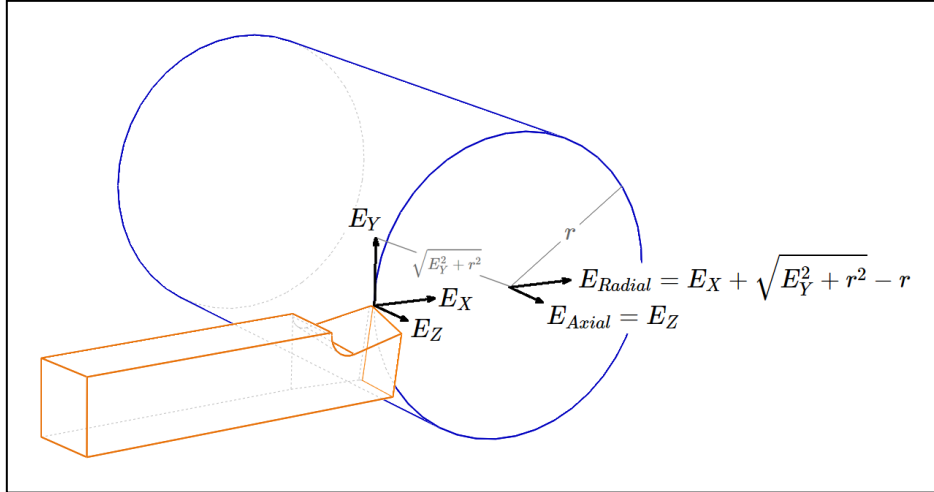


Figura 2.4. Definição dos erros axial e radial finais em um torno.

13. Definir um número $N \geq 10000$ de simulações de valores para os erros aleatórios que devem ser executadas, de forma que as médias e os desvios padrões dos resultados dessas simulações permaneçam estáveis ao repetir todo esse processo. O processo de obter a média e o desvio padrão entre um grande número de simulações individuais é o que caracteriza uma simulação de Monte Carlo;
14. Para cada combinação possível dos valores das variáveis sistemáticas (passo 6), realizar uma simulação de Monte Carlo (passo 13), registrando as médias (\overline{E}_{Axial} e \overline{E}_{Radial}) e desvios padrões ($\sigma_{E_{Axial}}$ e $\sigma_{E_{Radial}}$) dos resultados obtidos para E_{Axial} e E_{Radial} ;
15. Respeitando os passos de atuação dos eixos da máquina, assim como a resolução e demais erros em quaisquer sensores necessários, considerar a implementação de uma função de compensação dos erros finais e corrigir os valores de E_{Axial} e E_{Radial} de acordo com a função idealizada;
16. Para uma confiabilidade de 95,45%, definir as faixas de valores possíveis para os erros E_{Axial} e E_{Radial} como as suas médias mais ou menos duas vezes os seus desvios padrões. Ou seja: $E_{K,95\%} = \overline{E}_K \pm 2\sigma_{E_K}, \forall K = Axial \text{ ou } Radial$;
17. Finalmente, definir os módulos máximos de $E_{Axial,95\%}$ e $E_{Radial,95\%}$ como as precisões finais axial $P_{Axial,95\%}$ e radial $P_{Radial,95\%}$ da máquina, respectivamente.

Essa metodologia, trabalhosa se realizada manualmente, pode ser implementada através de uma rotina em um ambiente de programação de engenharia, como o *Mathcad* ou o *MATLAB*. Uma vez que a rotina já estiver sido criada, projetistas podem testar alterações nas variáveis da rotina com facilidade, obtendo novos resultados em instantes. Isso lhes permite buscar oportunidades de cancelar uma fonte de erro com outra e investigar o impacto na precisão final da máquina de diferentes investimentos no controle de erros.

Yamanaka et al. (2007) apresentam e aplicam uma variação dessa metodologia na análise de um micro-torno CNC, exemplificando claramente a definição dos sistemas de coordenadas e das matrizes de transformação homogênea. Na modelagem dos erros, Yamanaka et al. (2007) empregam várias hipóteses simplificadoras, criando uma modelagem dos erros que serve para comparar diferentes possíveis máquinas, mas que não necessariamente é adequada para prever os erros de uma máquina específica. Cabe a cada projetista que estiver aplicando essa metodologia decidir que hipóteses simplificadoras podem ser empregadas, dependendo dos objetivos de cada orçamento de erro sendo construído. Neste trabalho, por exemplo, o orçamento de erro final do capítulo 8 desfaz algumas simplificações empregadas no orçamento de erro preliminar do capítulo 5, de forma condizente com os objetivos de cada um desses esforços.

2.4 PREOCUPAÇÕES DE SEGURANÇA EM UM MINI-TORNO CNC

A norma ABNT NBR ISO 23125:2013 (ABNT, 2013), intitulada "Máquinas-ferramenta — Segurança — Tornos", apresenta uma série de requisitos de segurança para tornos. É fundamental para a comercialização de qualquer projeto de torno que a adequação do projeto à norma seja extensamente revisada e garantida.

Na norma, os tornos são classificados em 4 grupos, entre os quais o mini-torno CNC proposto neste trabalho se enquadra como um torno do grupo 3 ("Tornos e centros de torneamento de controle numérico") de pequeno porte. Algumas especificações da norma se aplicam a todos os grupos, enquanto que outras se aplicam a grupos específicos. Em cima disso, muitas recomendações são específicas para máquinas com algum sistema acessório específico. Por exemplo, se um torno possui um sistema de fluido lubrificante, há uma série de requisitos específicos que devem ser atendidos.

A maioria dos requisitos são qualitativos e a norma não apresenta valores esperados de fator de segurança ou de confiabilidade estrutural para os componentes da máquina. Para o projeto de uma máquina de precisão, Slocum (1992) indica que a deflexão provavelmente será o critério de falha principal em todos os componentes. Apesar disso, todas as peças devem passar por uma análise de fator de segurança e/ou de confiabilidade estrutural, implicando no reprojeto de peças que forem identificadas como inseguras.

Para este projeto acadêmico, será praticada somente uma tentativa inicial de adequação do projeto à norma. Portanto, entre os requisitos apresentados na norma, serão expostos a seguir somente aqueles que foram identificados como: A) aplicáveis aos mini-tornos CNC de construção mais simples possível, com um mínimo de recursos acessórios; & B) de particular relevância prática para um projeto mecânico inicial, de forma a evitar custos de reprojeto durante uma revisão futura da adequação do projeto à norma.

2.4.1 PROTEÇÕES FIXAS E MÓVEIS

O acesso a transmissões mecânicas, incluindo atuadores de eixos como barras roscadas e fusos de esferas, deve ser evitado por proteções fixas, que podem vir a ser telescópicas se necessário. Proteções fixas também podem ser utilizadas em outros locais da máquina.

Quando essas proteções fixas forem removidas para manutenção ou para outros fins, os sistemas de fixação delas devem ficar fixos às proteções ou à máquina. Desta forma, evita-se o extravio dos sistemas de fixação. Além disso, estas e quaisquer outras partes desmontáveis pelos usuários devem ter recursos para evitar erros de montagem, como pinos e furos assimétricos.

A norma define a zona de trabalho do torno como "o espaço onde o corte do metal ocorre" (ABNT, 2013). O acesso à zona de trabalho deve possuir uma proteção móvel com trava de proteção, projetada para conter cavacos e peças que possam ser ejetadas. A preocupação com peças ejetadas também se estende aos compartimentos elétricos, que "não podem ser expostos ao risco de danos a partir da ejeção de ferramentas e/ou peças de trabalho" (ABNT, 2013).

A trava de proteção deve se conectar ao sistema de controle do torno, de tal forma que: A) certas operações sejam proibidas ou limitadas quando a zona de trabalho não estiver fechada; & B) uma parada de emergência adequada seja realizada se ocorrer uma abertura ou falha na trava durante certas operações no torno.

2.4.2 PAINÉIS DE CONTROLE

Garantir localizações e dimensões adequadas para os diversos dispositivos de controle faz parte do projeto mecânico da máquina. Grande parte dos circuitos de controle devem ficar inacessíveis aos usuários, conforme já foi comentado na seção anterior, mas os painéis de controle devem ficar expostos. Em particular, é obrigatória a inclusão de um painel de controle principal com as seguintes características básicas:

1. Estar localizado do lado de fora da máquina;
2. Possuir um botão de parada de emergência;
3. Permitir a seleção do modo de operação do torno somente "por interruptor de chave, código de acesso ou outros meios igualmente seguros" (ABNT, 2013);
4. Permitir a entrada e/ou a validação das velocidades máximas de trabalho do dispositivo de fixação da peça de trabalho e da peça de trabalho em si. Essa entrada pode ser feita através de um equipamento periferal como um teclado;

A seleção do modo de operação por meios não seguros não deve ser permitida de qualquer forma e alguns modos de operação só devem poder ser selecionados no painel de controle principal. Havendo outros painéis de controle e/ou outras posições possíveis para o operador, um botão de parada de emergência deve estar disponível em cada um desses locais.

2.4.3 EJEÇÃO DA PEÇA DE TRABALHO OU DE CASTANHAS

Para todos os fins, o dispositivo de fixação da peça de trabalho no *spindle* é chamado neste trabalho de mandril, que é o nome genérico para este tipo de dispositivo. A norma, contudo, faz uma distinção entre tipos de mandris ao chamar de "placa" aqueles que possuem castanhas móveis, conforme ilustrado na Fig. (2.5), e de "mandril" alguns dos demais dispositivos com o mesmo fim.

As proteções que cobrem a zona de trabalho (tanto as fixas quanto as móveis, que fornecem acesso) devem resistir à energia máxima de impacto previsível decorrente da ejeção da peça de trabalho, em qualquer caso, e/ou de uma castanha, quando uma placa estiver sendo empregada.

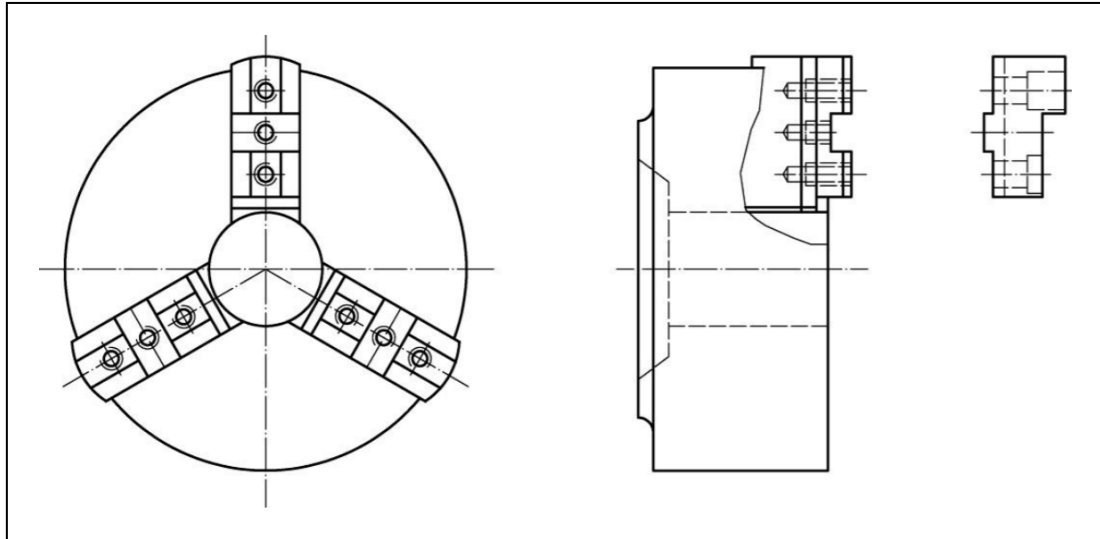


Figura 2.5. Placa com três castanhas. (ABNT, 2013)

A energia de impacto J_C (em joules) de uma castanha de topo padrão de massa $m_{cast.}$ (em kilogramas) ejetada de uma placa de diâmetro B (em metros) rotacionando a uma velocidade n (em rotações por minuto) é dada pela Eq. (3), fornecida pela norma:

$$J_{C,cast.} = \frac{m_{cast.} \cdot (1,25\pi B \frac{n}{60})^2}{2} \quad (3)$$

Já para a ejeção da peça de trabalho, é necessário considerar um modelo como o apresentado na Fig. (2.6), onde $\alpha_{(ABNT)}$ é o ângulo de quebra ou ejeção da peça, b é a largura da ferramenta (em metros) e s é a excentricidade da peça ejetada (em metros).

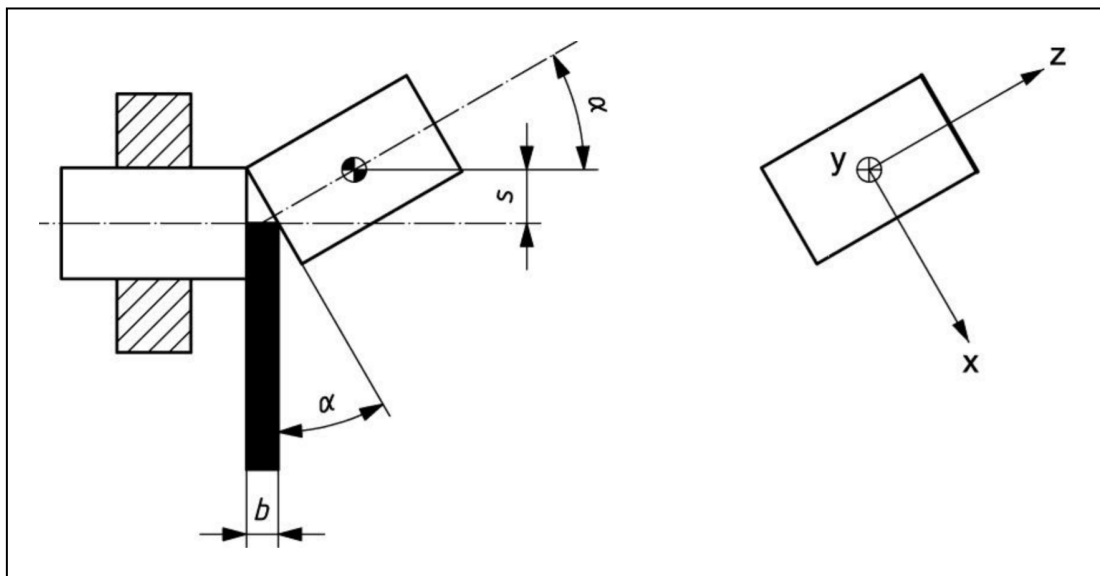


Figura 2.6. Modelo para a ejeção da peça de trabalho. (ABNT, 2013)

A norma não fornece uma fórmula geral para a energia de impacto de uma peça de trabalho ejetada. Mas baseando-se no modelo da Fig. (2.6), é possível derivar tal fórmula. Inserindo a velocidade tangencial da peça ejetada na fórmula da energia cinética translacional, obtemos a Eq. (4), onde $m_{peça}$ é a massa da peça ejetada:

$$J_{C,pe\c{c}a} = \frac{m_{pe\c{c}a} \left(\pi(2s) \frac{n}{60} \right)^2}{2} \quad (4)$$

Uma vez determinada a energia máxima de impacto previsível na máquina, que pode ser definida como o valor máximo entre as Eqs. (3) e (4), uma classe de resistência para as proteções da zona de trabalho pode ser obtida a partir da Tab. (2.2). Em sequência, a Tab. (2.3) pode ser utilizada para a escolha dos materiais das proteções a partir da classe de resistência encontrada.

Tabela 2.2. Classes de resistência para as proteções da zona de trabalho em tornos de pequeno porte. Adaptado de ABNT (2013).

Diâmetro do dispositivo de fixação de trabalho	Energia de impacto admissível	Classe de resistência
De 0 até < 130 mm	310 J	A ₁
	781 J	A ₂
	2 000 J	A ₃
De 130 até < 260 mm	1 562 J	B ₁
	2 480 J	B ₂
	4 000 J	B ₃

Tabela 2.3. Materiais aprovados em ensaios para as classes de resistência definidas na Tab. (2.2). Adaptado de ABNT (2013).

Material	Espessura [mm]	Resistência à tração [N/mm ²]	Alongamento até a ruptura [%]	Classe de resistência ao impacto						
				A ₁	A ₂	A ₃	B ₁	B ₂	B ₃	
Chapa de aço	2	370	28	+	+	-	-	-	-	
	2,5			+	+	-	+	-	-	
	3	400		+	+	-	+	+	-	
	4	340		25	+	+	+	+	+	+
	5	300		40	+	+	+	+	+	+
	6	340		25	+	+	+	+	+	+
Policarbonato	6	68	80	+	+	-	+	-	-	
	8			+	+	-	+	+	-	
	10			+	+	+	+	+	-	
	12			+	+	+	+	+	-	
	2 × 8			+	+	+	+	+	+	
	2 × 12			+	+	+	+	+	+	

+ Requisitos atendidos; - Requisitos não atendidos.

Ao empregar o policarbonato para a construção das proteções, conforme sugerido pela Tab. (2.3), é necessário atentar-se ao fato de que ele é propenso a "uma redução na resistência ao impacto ao longo do tempo (envelhecimento) devido à contaminação por lubrificantes, agentes de limpeza,

solventes, fluídos de usinagem e abrasão" (ABNT, 2013). O policarbonato, portanto, "deve ser provido com uma proteção adicional em todo o contorno, por exemplo, construção laminada ou multicamada selada, para evitar esses efeitos prejudiciais durante a vida de serviço prevista da máquina" (ABNT, 2013).

2.4.4 MONTAGEM POSITIVA DE MANDRIS NO NARIZ DO SPINDLE

A extremidade livre do *spindle* de um torno é corriqueiramente chamada de nariz do *spindle*. A norma especifica que a fixação de qualquer mandril (incluindo placas) no nariz do *spindle* deve ocorrer através de uma montagem positiva, conforme definido pela norma ISO 702-1. Isso significa dizer que a fixação do mandril no *spindle* não deve permitir o deslizamento entre essas duas peças.

Existem vários padrões de geometria para o nariz do *spindle* que atendem esse requisito, sendo que cada padrão costuma ter variantes cobrindo uma ampla gama de possíveis tamanhos. O uso de uma geometria padronizada é interessante por permitir o uso de uma vasta quantidade de mandris, placas e demais acessórios criados com o padrão em mente. Griffiths (2020) indica os padrões americanos da série A1/A2/B1/B2 e da série D1 como os padrões mais populares disponíveis atualmente. Os padrões da série A1/A2/B1/B2 são mais baratos e requerem o parafusamento dos dispositivos de fixação. Já os padrões da série D1 possuem um sistema "*cam-lock*" de pinos intertravantes, facilitando a troca do dispositivo de fixação.

3 ESTUDO DE ESTADO DA ARTE

Avaliam-se aqui algumas máquinas, disponíveis no mercado ou propostas em trabalhos acadêmicos, que possam vir a inspirar partes do presente trabalho. A avaliação realizada é qualitativa e visa identificar opções construtivas (como formatos estruturais ou componentes populares) e características desejáveis (envolvendo custo, precisão, funcionalidades, etc.) para o projeto do mini-torno CNC.

3.1 INTRODUÇÃO AO ESTUDO

Ao analisar distintos tornos CNC de menor porte que possam vir a inspirar partes do presente trabalho, é útil perceber que há dois tipos de conhecimento que é possível extrair dessa análise.

O primeiro tipo de conhecimento corresponde às características de destaque de cada máquina. Essas características estão disponíveis a um nível superficial: correspondem justamente às características que o marketing de uma máquina (ou o resumo de um projeto) anuncia. Exemplos incluem as precisões alcançáveis, os recursos adicionais disponíveis, o custo da máquina, etc. Diferentes fabricantes ou projetistas decidem revelar diferentes características das suas máquinas, de tal forma que se torna difícil fazer uma tabela comparativa de todas essas características.

O segundo tipo de conhecimento corresponde aos aprendizados de projeto que uma máquina revela. O que são aprendizados de projeto para este projeto foram na realidade decisões de projeto tomadas pelos projetistas originais. Essas decisões de projeto podem ser descobertas fazendo-se perguntas como "Por que os projetistas decidiram por essa opção?" ou "Como que os projetistas atingiram essa característica?". Algumas vezes, para reforçar as características de uma máquina, os próprios fabricantes ou projetistas explicam publicamente algumas das decisões que foram tomadas.





A análise cumulativa das características de destaque de várias máquinas permite identificar características desejáveis para o mini-torno CNC proposto pelo presente trabalho: características que ele deve ter para competir ou se diferenciar no mercado. Já a extração de aprendizados de projeto, de qualquer máquina, permite a identificação de possíveis opções construtivas: possíveis conceitos de projeto, soluções de engenharia, formatos estruturais, componentes populares, etc.




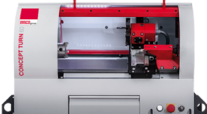
Tendo em mente a relevância desses dois tipos de conhecimento, as análises deste capítulo assumem a forma de tabelas onde se listam as características de destaque e os aprendizados de projeto extraídos de cada máquina avaliada.




3.2 EQUIPAMENTOS COMERCIAIS

Vários equipamentos comerciais, incluindo opções nacionais, foram avaliados. Um foco foi dado a máquinas de porte atraente para equipes de prototipagem, para escritórios de desenvolvimento de produtos ou até mesmo para uso doméstico. A Tabela (3.1) apresenta as máquinas avaliadas e os principais conhecimentos extraídos de cada uma.

Tabela 3.1. Análise de tornos CNC comerciais.

Máquina	Características de Destaque	Observações e Aprendizados de Projeto
 <p>(Tormach, 2020b)</p>	USD 17.085,00+	* Facilita a remoção de cavacos e dá mais espaço ao eixo X sem aumentar a profundidade da máquina.
	816 kg	** O carro móvel do eixo X é extra-longo, permitindo duas opções acessórias de troca automática de ferramentas: <i>turret</i> (torre indexadora rotativa) e <i>gang plate</i> (prato contínuo para indexação de ferramentas no próprio eixo X).
	2,2 kW	
	3500 rpm	
	Zona de trabalho inclinada *	
	<i>Turret</i> de 8 posições (USD 3.995,00) ou <i>Gang Plate</i> (USD 985,00) opcionais **	*** O nariz do <i>spindle</i> , além de possuir uma conexão externa conforme padrão D1-4", possui uma conexão interna para pinças 5C, permitindo a fixação direta de peças de até 26 mm.
	Conexões D1-4" & 5C ***	
Acionador de frequência variável ****	**** Permite um controle aproximado da velocidade do <i>spindle</i> , suficiente para a usinagem de roscas e para uma melhoria na qualidade superficial das peças através da usinagem a velocidade de superfície constante.	
Repetibilidade nos eixos de 15 µm		
 <p>(AutoMate CNC, 2020)</p>	USD 19.359,00	
	1340 kg	* Significa dizer que o motor do <i>spindle</i> é um servomotor. Permite um controle preciso da velocidade e da posição do <i>spindle</i> , permitindo desde a usinagem de roscas com mais precisão e velocidades de superfície constantes até rosqueamentos com machos de rosca rígidos.
	3,7 kW	
	3000 rpm	
	<i>Gang Plate</i> incluso	
	Conexão A2-4"	** Foram empregados servos SIEMENS, fusos de esferas PMI e uma cama fundida pesando mais de uma tonelada.
<i>Servo drive</i> *		
Repetibilidade nos eixos de 5 µm **		
 <p>(Taunos, 2020)</p>	R\$ 99.200,00	
	850 kg	* A máquina não possui proteção nenhuma em uma das laterais. Na parte frontal há uma proteção móvel deslizante.
	3,0 kW	
	2500 rpm	
	<i>Gang Plate</i> incluso	
Conformidade plena à NR12 *		
 <p>(Charter Oak Automation, 2020)</p>	USD 14.990,00	
	3000 rpm	
	<i>Turret</i> de 4 posições incluso	* Foram empregados servos YASKAWA e fusos de esferas PMI.
	Repetibilidade nos eixos de 10 µm *	

Máquina	Características de Destaque	Observações e Aprendizados de Projeto
AJAX ATOM AJAT210  (Ajax Machine Tools, 2020)	USD 17.000,00 350 kg 1,2 kW 3000 rpm Conexão D1-3"	Foram empregados fusos de esferas HIWIN.
WABECO CC-D6000Ehs  (MDA Precision, 2020)	USD 20.520,00 245 kg (Sem mesa) 2,0 kW 5000 rpm Conexão D1-4" Turret de 8 posições opcional (USD 3.680,00) Batimento radial de 5 µm no nariz do <i>spindle</i> * Cilindricidade de 10 µm em uma peça de 100 mm produzida em balanço **	* O fato desse erro ser praticamente incalculável explica porque os projetistas da máquina buscaram um valor baixo para ele. ** Considerando que o diâmetro das peças fabricadas neste torno deve ficar entre 10 e 80 mm, esse resultado se encaixa entre os graus de tolerância-padrão IT 4 a IT 6 apresentados na norma ABNT NBR 6158:1995, correspondentes às qualidades mais finas dentro do grupo da mecânica corrente (ABNT, 1995).
EMCO Concept Turn 105  (EMCO, 2020)	350 kg (Sem mesa) 1,9 kW 4000 rpm Zona de trabalho Turret de 8 posições incluso Repetibilidade nos eixos de 5 µm * Para "educação industrial e pequenos negócios"	* Foram empregados uma cama de ferro fundido e fusos de esferas recirculantes pré-carregados, livres de <i>backlash</i> .
EMCO Concept Turn 60  (EMCO, 2020)	150 kg (Sem mesa) * 1,1 kW 4200 rpm Zona de trabalho inclinada Turret de 8 posições incluso Conformidade plena à ABNT NBR ISO 23125 Para "educação industrial e pequenos negócios"	* Mesmo para uma máquina deste porte, a cama foi fabricada em ferro fundido, devido às suas propriedades de rigidez e amortecimento.

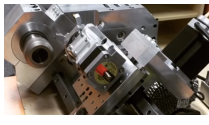
Máquina	Características de Destaque	Observações e Aprendizados de Projeto
Denford Turn 270 Pro  (Denford, 2020)	140 kg (Sem mesa)	* Suficiente para a usinagem CNC de roscas, vide exemplos de peças fabricadas. Não está claro se isso é feito através de um sistema com um acionador de frequência variável ou com um <i>servo drive</i> .
	1,5 kW	
	4000 rpm	
	Zona de trabalho inclinada	
	Turret de 8 posições opcional	
	Velocidade do <i>spindle</i> programável *	
	Uso educacional	
Denford Microturn  (Denford, 2020)	57 kg (Sem mesa) *	* Observa-se que um peso baixo só aparenta ser alcançável em uma máquina de baixa potência, com forças de corte menores, que requerem motores menores, menos rigidez e menos amortecimento. Todos esses efeitos permitem uma redução drástica do peso da máquina.
	0,075 kW	
	2500 rpm	
	Zona de trabalho inclinada	
	Uso educacional	
Mini Torno CNC Toptech  (Casa do Mecânico, 2020)	R\$ 16.671,94	Se trata de um mini torno de projeto genérico, vendido por várias marcas, com um kit de conversão CNC já instalado. Há na internet várias recomendações de melhorias para este mini torno como: parafusar o torno em uma cama rígida e pesada; trocar os rolamentos rígidos de esferas por rolamentos de rolos inclinados ou de esferas de contato angular; ajustar as tolerâncias das peças; etc. (This Old Tony, 2018a, 2018b)
	61kg (Sem mesa)	
	0,6 kW	
	2500 rpm	

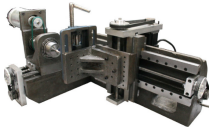
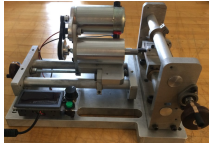
Dados em USD/R\$, kg, kW e rpm indicam custo, peso, potência e velocidade máxima, respectivamente.


3.3 PROJETOS ACADÊMICOS OU DIY

A análise de projetos acadêmicos (compartilhados em revistas, congressos ou relatórios) e DIY (realizados por projetistas independentes e compartilhados na internet) é particularmente interessante pois estes projetos compartilham abertamente um grande número de decisões de projeto. A Tabela (3.2) apresenta as máquinas avaliadas e os conhecimentos extraídos delas.

Tabela 3.2. Análise de tornos acadêmicos ou DIY.

Máquina	Características de Destaque	Observações e Aprendizados de Projeto
Torno CNC de Mesa  (Esau, 2018)	1,1 kW *	* Potência máxima, com potência contínua de 0,36 kW. Servomotor ClearPath CPM-MCPV-3441D-RLN (USD 486,00) com encoder e driver integrado (Teknic, 2020a).
	3150 rpm *	
	Zona de trabalho inclinada	
	2 mini-turrets de 6 posições **	
	<i>Servo drive</i> *	
		** Sistema limitado a pequenas ferramentas, mas permite o uso de várias ferramentas mesmo com eixo X de curso curto.

Máquina	Características de Destaque	Observações e Aprendizados de Projeto
 <p>Torno-Fresa Reconfigurável (Aguilar et al., 2013)</p>	Orçamento de USD 10.000,00	<p>* Os autores determinaram que o torneamento de uma barra de aço 1018 estirado a frio com 24 mm de diâmetro requer uma potência de corte de 0,33 kW.</p> <p>** De acordo com os autores, um valor de 10 μm é comum para em máquinas industriais.</p> <p>** A maior parte da máquina, incluindo o <i>spindle</i> e as guias lineares, foi fabricada sob demanda. É possível que o uso de componentes modulares prontos implicasse em resultados melhores.</p> <p>*** Foram empregados fusos de esferas THK com 14 mm de diâmetro, fator de segurança 13,3 (justificado pela alta necessidade de rigidez), passo de 4 mm e grau de precisão C8, com erro axial de até $\pm 100 \mu\text{m}/300 \text{ mm}$ de fuso e <i>backlash</i> de até 100 μm (THK, 2020?). A própria THK indica somente os graus C0 a C5 para aplicações de posicionamento.</p>
	0,75 kW *	
	Zona de trabalho inclinada	<p>Rolamentos de rolos inclinados foram empregados no <i>spindle</i> e projetados para uma vida de 11000h.</p> <p>Os servomotores dos eixos foram selecionados com uma razão de inércia abaixo de 10 de acordo com uma metodologia proposta por Slocum (1992).</p> <p>Em uma simulação de elementos finitos, onde a máquina foi toda simplificada em um corpo único, a deformação máxima encontrada foi de 8μm. É possível inferir que o investimento na rigidez da máquina não foi acompanhado por um investimento correspondente nas tolerâncias das juntas, dos fusos de esferas e/ou das guias lineares.</p>
	<i>Gang Plate</i> pequeno incluso	
	Batimento radial de 40 μm no nariz do <i>spindle</i> **	<p>O formato em "T", com o eixo Z movimentando o motor e o eixo X movimentando a ferramenta, foi escolhido visando a simplicidade de projeto.</p> <p>Um design assimétrico foi escolhido para os mancais do <i>spindle</i>, com o mancal frontal possuindo o dobro da rigidez. O objetivo foi movimentar o centro de rigidez do <i>spindle</i> até um ponto ótimo mais perto do nariz, reduzindo o momento das forças de corte sem reduzir demais a rigidez angular total dos mancais.</p>
	Repetibilidade nos eixos de 35 μm ***	
 <p>Torno Formato "T" (Kuklov, 2018)</p>	Batimento radial de 2,5 μm no nariz do <i>spindle</i>	<p>* 70 μm foram atribuídos à deflexão dos componentes e 24 μm aos demais erros.</p>
	Planeza de 94 μm na face de uma peça produzida com 50 mm de diâmetro *	

Máquina	Características de Destaque	Observações e Aprendizados de Projeto
<p>Torno Fresador</p>  <p>(Acuña et al., 2013)</p>	<p>0,2 kW *</p> <hr/> <p><i>Servo drive</i> **</p>	<p>* Os autores determinaram que o torneamento de uma barra de alumínio com avance de 0,75 mm, profundidade de 0,8 mm e velocidade de corte de 90 m/min requer uma potência de corte de 0,17 kW.</p> <hr/> <p>** É parte do que torna a máquina um torno fresador. Com um servomotor acionando o <i>spindle</i>, é possível controlar não só a velocidade mas também a posição do spindle. Dessa forma a fresa, montada em cima do carro do eixo X, pode fazer furos e outros recursos nas peças em posições angulares específicas.</p>
<p>Dados em USD/R\$, kg, kW e rpm indicam custo, peso, potência e velocidade máxima, respectivamente.</p>		

3.4 CONCLUSÕES

As Tabelas (3.1) e (3.2) apresentam os vários conhecimentos que foram extraídos deste estudo. Todos os aprendizados individuais são relevantes para este projeto, mas de uma forma geral é possível indicar quatro aprendizados que se destacam a partir da análise em conjunto de todas as máquinas:

1. Aparenta ser difícil obter consistentemente precisões comuns, do grupo da mecânica corrente na norma ABNT NBR 6158:1995, sem um razoável orçamento financeiro (acima de USD 10.000,00) e de peso (acima de 100kg);
2. Algumas características básicas para o mercado de fabricação de peças metálicas podem ser identificadas: potência de pelo menos 1 kW, velocidade máxima de pelo menos 2500 rpm e a existência de algum recurso para a troca automática de ferramentas;
3. Alguns valores intermediários de precisão das máquinas analisadas podem vir a ser adotados por este projeto. Por exemplo: repetibilidade nos eixos de 10 μ m e batimento radial de 10 μ m no nariz do spindle. Assim, este projeto se mantém competitivo e se reduz a carga decisória em relação às tolerâncias de alguns componentes individuais;
4. Servomotores, cada vez mais potentes e baratos, são uma opção competitiva para o motor do *spindle*, caracterizando o que se chama de *servo drive*. Tal escolha tem o benefício adicional de possibilitar uma série de funções avançadas na máquina.

Esses quatro aprendizados, em conjunto com os aprendizados do capítulo seguinte (Estudo de Mercado), servem de base para a definição dos requisitos funcionais e do conceito deste projeto no capítulo 5 (Projeto Conceitual).

4 ESTUDO DE MERCADO

Apresentam-se aqui as dimensões gerais, os materiais e os recursos geométricos de 12 demandas reais de peças torneadas. A partir desses dados, são identificados possíveis requisitos funcionais para um mini-torno CNC projetado para atender tais demandas. Os requisitos identificados envolvem tanto aspectos da peça de trabalho (dimensões máximas, materiais usináveis e precisão requerida) quanto aspectos ferramentais (compatibilidade de ferramentas e capacidade multi-ferramental).

4.1 DEMANDAS DE PEÇAS TORNEADAS

A experiência do autor do presente trabalho oferecendo serviços de prototipagem e impressão 3D na Artificer o colocou em contato com demandas de peças torneadas, tanto para protótipos quanto para produtos finais. A análise cumulativa dessas demandas é interessante pois ela fornece uma noção básica das necessidades de equipes de prototipagem e desenvolvimento de produtos.

A Tabela (4.1) apresenta 12 dessas demandas, descrevendo-as através das suas dimensões, materiais e recursos geométricos, considerando inclusive as tolerâncias dimensionais desses recursos.

Tabela 4.1. Caracterização de 12 demandas de peças torneadas provenientes de equipes de prototipagem e desenvolvimento de produtos.

Peça	Diâmetro e Comprimento [mm]	Material	Recursos Geométricos	Amplitudes de Tolerância
A	$\varnothing 12,7 \times 165$	Alumínio	Extremidades escalonadas	0,1 mm (Encaixe com cola em acrílico cortado a laser)
B	$\varnothing 12,7 \times 165$	Alumínio	Roscas externas nas extremidades	Nenhuma (Uso da própria peça para abertura de rosca em uma peça plástica)
C	$\varnothing 12,7 \times 150$	Alumínio	Corpo cilíndrico básico	0,1 mm (Peça removível pelo usuário, de ajuste deslizante grosseiro)
D	$\varnothing 55 \times 10$	Nylon	Ressaltos curvos concêntricos na face frontal	0,02 mm (Ajuste deslizante justo na peça E)
E	$\varnothing 55 \times 25$	Nylon	Ressaltos curvos concêntricos na face frontal Furo cônico passante	0,02 mm (Ajuste deslizante justo na peça D)

Peça	Diâmetro e Comprimento [mm]	Material	Recursos Geométricos	Amplitudes de Tolerância
F	Ø12 × 50	Alumínio	Extremidades escalonadas Rosca interna em uma extremidade	0,05 mm, 0,01 mm (Interferência em uma peça plástica e na peça G) e 0,01 mm (Rosca M4)
G	Ø76 × 10	Alumínio	Engrenagem de dentes retos Cubo escalonado	0,01 mm (Interferência na peça F)
H	Aproximadamente Ø30 × 60	Aço	Extremidades escalonadas Dentes cônicos nas pontas das extremidades Furo passante Furo transversal rosqueado	0,1 mm (encaixe de mangueiras com o uso de abraçadeiras) e 0,01 mm (Rosca M6)
I	Ø60 × 110	Nylon	Canal para correia V e canais de perfil circular Furo cego em uma das extremidades Furo transversal	0,1 mm (Acoplamento de um eixo no furo cego, com um parafuso de fixação abrindo rosca no furo transversal)
J	Aproximadamente Ø25 × 120	Aço cirúrgico	Corpo cilíndrico recartilhado Furo passante interno Rosca cega interna	0,02 mm (Rosca M20)
K	Ø14 × 30	Alumínio	Furo cego Furo transversal rosqueado Furo cego rosqueado	0,01 mm (Roscas M4 e M8)
L	Ø50,8 × 2200	Aço SAE 1045	Extremidades escalonadas Rasgos para chavetas	Nenhuma (Ajuste por interferência em rolamentos realizado manualmente)

4.2 IMPLICAÇÕES GERAIS

Analisando a Tab. (4.1) e considerando que as barras de matéria prima costumam vir em múltiplos de 1/8 de polegadas (3,175 mm) ou em múltiplos de 5mm, observa-se que uma zona de trabalho que comportasse peças de trabalho de até 80mm de diâmetro e 170mm de comprimento estaria adequada para a produção de todas as peças da tabela, com exceção da peça "L", que possui um comprimento muito grande.

Alternativamente, com um *spindle* oco, as peças de pequeno diâmetro mas grande comprimento relativo, como as peças "A", "B" e "C", poderiam ser usinadas em duas etapas: usinando primeiro uma metade frontal, com uma metade traseira posicionada dentro do *spindle*, e depois o contrário. Desta forma, uma zona de trabalho comportando peças de até 80mm de diâmetro e 120mm de comprimento estaria adequada para atender as principais demandas de equipes de prototipagem e desenvolvimento de produtos.

Zonas de trabalho menores permitiriam uma redução do peso e do custo da máquina. Peças de até 63 mm de diâmetro, por exemplo, podem ser fixadas em placas padronizadas de 3 polegadas (Little Machine Shop, 2020), evitando-se assim o peso, tamanho e custo maior de placas de 4 polegadas. Tais reduções podem ser mais interessantes do que uma zona de trabalho maior uma vez que muitos protótipos e produtos podem ser adaptados para serem compostos por peças menores.

Por fim, observa-se que um mini-torno CNC otimizado para a produção de peças em nylon e alumínio já seria o suficiente para atender 75% das demandas da Tab. (4.1). Na realidade, uma máquina projetada para a usinagem de nylon e alumínio ainda poderia ser utilizada para a usinagem de aço: basta que os usuários operem a máquina com profundidades de corte menores. Peças de aço ainda poderiam ser produzidas, portanto, mas em uma velocidade menor, aceitável para a produção de um único protótipo mas inaceitável para a produção de lotes de peças.

4.3 IMPLICAÇÕES DE PRECISÃO

Na Tabela (4.1), percebe-se que as demandas de tolerâncias mais exigentes (na ordem de grandeza de 0,01 mm) estão presentes em pequenos recursos (escalonamentos, furos, etc.) e/ou em pequenas peças. Já as tolerâncias menos exigentes (na ordem de grandeza de 0,1 mm) estão presentes ao longo de recursos e/ou peças maiores. As demandas de tolerâncias seguem portanto um comportamento típico, evidenciado pela ABNT (1995), onde para um mesmo grau de tolerância-padrão, recursos com dimensões menores e maiores implicam respectivamente em tolerâncias mais e menos exigentes.

Em pequenos recursos "pontuais", como aqueles feitos por uma pequena broca ou por um macho de rosca, espera-se que as tolerâncias alcançáveis sejam uma consequência quase que direta da resolução dos eixos da máquina. Já nos recursos axiais e/ou radiais, bem mais comuns, as tolerâncias alcançáveis serão uma consequência do dobro da resolução dos eixos. Se esses recursos forem repetidos de acordo com qualquer padrão, a repetibilidade dos eixos toma o lugar da resolução. Por fim, a medida que os recursos aumentam de tamanho, os erros máximos $E_{X,95\%}$ e $E_{X,95\%}$ (apresentados na seção 2.3) tomam o lugar da repetibilidade dos eixos.

Portanto, uma máquina com resolução dos eixos de 5 μm , repetibilidade nos eixos de 10 μm e erros máximos $E_{X,95\%}$ e $E_{X,95\%}$ de 50 μm aparenta ser capaz de atender todas as demandas da Tab. (4.1). Com valores maiores do que esses, é provável que a máquina ainda possa atender tais demandas desde que haja mais paciência e cuidado por parte dos usuários. Já com valores menores, a máquina poderia atender as demandas com um mínimo de esforço por parte dos usuários.

4.4 IMPLICAÇÕES FERRAMENTAIS

Para a produção de pequenos lotes de peças, se torna uma grande conveniência a troca automática de ferramentas em um mini-torno CNC. Portanto, é interessante avaliar que ferramentas são necessárias para a produção de cada uma das peças da Tab. (4.1). Tal análise permite concluir qual o tamanho necessário para o indexador de ferramentas da máquina, que pode vir a ser um *turret* ou um *gang plate*, conforme exposto na Tab. (3.1).

A Tabela (4.2) apresenta então os conjuntos ferramentais que seriam necessários para usinar cada uma das peças da Tab. (4.1). Os conjuntos estão apresentados de forma otimizada, com uma mesma ferramenta fazendo o máximo de operações possíveis. Para a peça H, foi proposto que o rosqueamento final do furo transversal fosse manual, uma vez que o furo já teria sido aberto pela fresa motorizada, evitando-se assim a necessidade de mais uma ferramenta motorizada.

Tabela 4.2. Conjuntos ferramentais indicados para a usinagem das peças da Tab. (4.1).

Peça(s)	Conjunto Ferramental Otimizado	Número de Ferramentas
A e C	Desbaste [X]	1
B	Desbaste [X] + Rosqueamento [X]	2
D	Desbaste [X ou Z] + Perfilamento [Z]	2
E	Desbaste [Z] + Perfilamento [Z] + Broca Centro [Z] + Broca [Z]	4
F	Desbaste [X] + Broca Centro [Z] + Broca [Z] + Macho de Rosca [Z]	4
G	Desbaste [X] + Cortador de Engrenagens Motorizado [X] + Broca Centro [Z] + Broca [Z]	4
H	Desbaste [X] + Perfilamento [X] + Broca Centro [Z] + Broca [Z] + Fresa Motorizada [X] + <i>Rosqueamento transversal final manual</i>	5
I	Desbaste [X] + Perfilamento [X] + Broca Centro [Z] + Broca [Z] + Fresa Motorizada [X]	5
J	Desbaste [Z] + Recartilha [X] + Broca Centro [Z] + Broca [Z] + Rosqueamento [Z]	5
K	Desbaste [Z] + Broca Centro [Z] + Broca [Z] + Macho de Rosca [Z] + Fresa Motorizada [X]	5
L	Desbaste [X] + Fresa Motorizada [X]	2
[X] e [Z] indicam paralelismo aos eixos X e Z da máquina, respectivamente.		
Opcional a todos os conjuntos é a adição de uma ferramenta de acabamento e outra de partição.		

Essa tabela confirma que as demandas de peças torneadas por parte de equipes de prototipagem e desenvolvimento de produtos possuem necessidades multi-ferramentais consideráveis. Observam-se necessidades máximas simultâneas de 4 ferramentas paralelas ao eixo Z (Peças J e K) e de 4 ferramentas paralelas ao eixo X (Peças H e I, considerando uma ferramenta de partição no eixo X como algo fundamental).

Portanto, um *turret* de 8 posições, sendo 4 paralelas ao eixo X e 4 ao eixo Z, estaria adequado para atender todas essas demandas. Infelizmente, um *turret* de 8 posições é um equipamento grande e caro. Já um *mini-turret*, como o desenvolvido por Esau (2018), não permitira o uso de ferramentas longas nem de ferramentas motorizadas.

Do outro lado, um *gang plate* tende a ser mais econômico e não requer que posições sejam reservadas ao eixo X ou ao eixo Z. O lado negativo do *gang plate* é o fato de que o usuário da máquina deve tomar o cuidado de espaçar as ferramentas de tal forma que nenhuma se colida com a peça de trabalho. Consequentemente, quanto maior for o diâmetro da peça sendo usinada, menos ferramentas podem ser utilizadas e/ou maior deve ser o comprimento do *gang plate*.

É possível estimar o comprimento necessário de um *gang plate* fazendo-se as seguintes estimativas conservadoras, que consideram o pior caso para as geometrias das peças:

1. A fixação otimizada de qualquer ferramenta ocupa, em média, 20 mm de comprimento, vide exemplos dos acessórios indicados pelas fabricantes de tornos com *gang plates* (Tormach, 2020b, AutoMate CNC, 2020);
2. Ferramentas paralelas ao eixo X necessitarão de uma folga de 1,5 vezes o diâmetro da peça de trabalho;
3. Ferramentas paralelas ao eixo Z necessitarão de uma folga igual ao diâmetro da peça de trabalho;
4. O *spindle* do motor pode ser acionado na direção reversa, permitindo que ferramentas consecutivas sejam posicionadas uma de costas para a outra. Assim, se um conjunto possui pelo menos 2, 4 ou 6 ferramentas, folgas equivalentes a respectivamente 1, 2 ou 3 vezes o diâmetro da peça de trabalho podem ser eliminadas.

Considerando essas estimativas e a necessidade de uma ferramenta de partição paralela ao eixo X, a Tab. (4.3) apresenta os comprimentos para o *gang plate* que são requeridos para que as usinagens das peças apresentadas na Tab. (4.1) tenham as suas trocas de ferramenta 100% automatizadas.

Tabela 4.3. Comprimentos de *gang plate* adequados para a usinagem CNC das peças da Tab. (4.1).

Peça(s)	Comprimento do <i>Gang Plate</i> [mm]	Peça(s)	Comprimento do <i>Gang Plate</i> [mm]
A e C	65,4 (Mínimo)	H	270
B	104,45	I	420
D	197,5	J	220
E	292,5	K	176
F	148	L	237,8
G	442 (Máximo)	Média	219,92

Ao definir um tamanho para o *gang plate*, é importante considerar que, caso se queira respeitar ao máximo o princípio para minimização de erros proposto pela Fig. (2.2), o eixo X da máquina deve ter o dobro do comprimento do *gang plate*. A solução então para reduzir o tamanho da máquina mas ainda facilitar a troca de ferramentas é oferecer um mecanismo de troca rápida, permitindo que os usuários configurem mais de um *gang plate* e o troquem rapidamente. Alternativamente, os usuários podem montar os seus próprios mecanismos de troca rápida em cima de um *gang plate*, mas neste caso a fixação de cada ferramenta ocupará mais espaço.

5 PROJETO CONCEITUAL

Aproveitando a base formada nos últimos três capítulos, propõem-se aqui um posicionamento de mercado, requisitos funcionais para o mini-torno CNC e um conceito de máquina que atende tais requisitos. Em seguida, o conceito é validado através de uma avaliação dos riscos de projeto e de orçamentos de custo e de erro preliminares. Esses orçamentos baseiam então a proposição de algumas alterações no conceito do projeto visando a obtenção de um melhor equilíbrio precisão-custo para o mini-torno CNC.

5.1 POSICIONAMENTO DE MERCADO

Na motivação inicial deste trabalho (Seção 1.1), apresentou-se o problema de que haviam poucos tornos CNC direcionados para um público de prototipagem e desenvolvimento de produtos.

Na análise de mini-tornos CNC comerciais da Tab. (3.1), encontram-se várias máquinas que, apesar de serem anunciadas para tal público, ainda possuem um peso e um porte que inviabilizam qualquer uso doméstico ou em escritórios. Das onze máquinas avaliadas na Tab. (3.1), somente as duas últimas possuem um peso comparável a eletrodomésticos comuns (de aproximadamente 60 kg) e podem efetivamente serem instaladas em uma variedade maior de locais. Contudo, as duas não possuem quaisquer garantias de precisão.

Diante dessa situação, propõe-se o desenvolvimento de uma máquina de porte mínimo, até menor do que as menores máquinas da Tab. (3.1).

Tal máquina seria adequada até para pequenos escritórios de desenvolvimento de produtos, possuindo portanto um amplo mercado consumidor que pode ir desde amadores e micro-empresendimentos até grandes empresas que se beneficiem de terem um grande número de máquinas iguais operando juntas em um mesmo espaço. A combinação de um porte mínimo com muitas funcionalidades, precisão previsível e comando numérico computadorizado tende a resultar em uma máquina aparentemente sem concorrência no mercado.

5.2 REQUISITOS FUNCIONAIS

Tendo em mente tudo o que já foi exposto até agora neste trabalho, a Tab. (5.1) apresenta os requisitos funcionais propostos para o mini-torno CNC. Os requisitos foram classificados como obrigatórios ou não. Assim, os requisitos que não podem ser nem flexibilizados nem ignorados podem ser identificados facilmente.

Os requisitos obrigatórios consistem basicamente nos requisitos impostos pela ABNT NBR ISO 23125:2013, enquanto que os requisitos não obrigatórios cobrem uma gama ampla de características desejáveis para a máquina.

Tabela 5.1. Requisitos funcionais propostos para o mini-torno CNC.

Requisito	Embasamento	Obrigatório?
Proteções fixas evitando o acesso às transmissões mecânicas.	Seção 2.4.1	Sim
Painel de controle básico, posicionado do lado de fora da máquina, com um botão de parada de emergência, um seletor seguro do modo de operação e entrada para conexão de um equipamento periferal que permita a configuração das velocidades máximas de trabalho, entre outros comandos.	Seção 2.4.2	Sim
Proteção do usuário e dos compartimentos elétricos ao risco de danos a partir da ejeção de ferramentas, da peça de trabalho e/ou de castanhas.	Seções 2.4.1 e 2.4.3	Sim
Montagem positiva de mandris no nariz do <i>spindle</i> .	Seção 2.4.4	Sim
<i>Servo drive</i> com potência de pelo menos 1 kW e velocidade máxima de pelo menos 2500 rpm. Maior é melhor.	Seção 3.4	Não
Compatibilidade com placas de 3 polegadas, permitindo peças de trabalho com até 63 mm de diâmetro. Maior é melhor.	Seção 4.2	Não
Comprimento máximo da peça de trabalho de 100 mm. Maior é melhor.	Seção 4.2	Não
Capacidade de produção de peças em nylon e alumínio. Maior é melhor.	Seção 4.2	Não
Resolução dos eixos de 5 μm , repetibilidade nos eixos de 10 μm e erros máximos radial e axial de 50 μm . Menor é melhor.	Seções 3.4 e 4.3	Não
Capacidade multi-ferramental através de um <i>Gang plate</i> com pelo menos 150 mm de comprimento. Maior é melhor.	Seção 4.4	Não
Dimensões externas máximas de 500 mm. Menor é melhor.	Seção 5.1	Não
Peso máximo de 50 kg. Menor é melhor.	Seção 5.1	Não
Preço de custo abaixo de USD 5.000,00. Menor é melhor.	Seções 3.4 e 5.1	Não
Acesso confortável para troca da peça de trabalho, instalação das ferramentas de corte e remoção de cavacos.	Ergonomia Básica	Não

5.3 CONCEITO PROPOSTO

Buscou-se desenvolver um conceito que atendesse os requisitos da Tab. (5.1) fazendo o máximo uso possível das estratégias de simplicidade de projeto apresentadas na Tab. (2.1). As seguintes escolhas foram feitas:

1. Para minimizar o caminho entre as ferramentas e a peça de trabalho, empregar componentes populares e substituíveis pelos usuários e minimizar braços de alavanca, as guias lineares dos eixos X e Z serão desacopladas (dando à máquina um formato em "T") e modulares, parafusadas diretamente à cama do torno;
2. Para distanciar as extremidades de contato nas guias lineares, as guias terão um comprimento equivalente ao comprimento dos carros móveis mais o curso necessário em cada eixo, permitindo que os rolamentos lineares possuam uma distância máxima entre si;

3. Para eliminar folgas nos atuadores, serão empregadas castanhas com pré-carga de fábrica;
4. Para minimizar braços de alavanca, os atuadores serão posicionados entre os trilhos das guias lineares, equidistantes dos trilhos. Conforme necessário, a cama da máquina terá rebaixos para permitir a passagem dos atuadores;
5. A cama do torno será feita de material rígido com mecanismos microestruturais dissipativos;
6. Para permitir que a cama do torno seja a mais pesada possível, serão evitados componentes que adicionam peso sem adicionar funcionalidades ou rigidez à máquina. Componentes pouco carregados e/ou não críticos serão feitos de plástico;
7. Para garantir uma conexão amortecida e de baixa rigidez ao ambiente externo, a cama do torno será equipada com uma base ou camada inferior viscoelástica;
8. Para evitar velocidades de ressonância (se elas existirem dentro das faixas de operação da máquina) e temperaturas inaceitáveis, os sistemas de controle da máquina serão configurados com limites de velocidade e tempo de operação;
9. Os usuários serão instruídos a operar a máquina preferencialmente em um ambiente de temperatura controlada;
10. Uma vez que uma pesquisa por motores-*spindle* para tornos (ou seja, motores com um *spindle* integrado, capazes de aguentar todas as forças de torneamento por conta própria) revela que estes são disponíveis somente em grandes tamanhos (CELLS, 2021; ROYAL, 2021; WEISS, 2020) e/ou sob demanda para grandes clientes (GMN, 2020), será utilizado um *spindle* dedicado;
11. E, finalmente, para minimizar braços de alavanca e o tamanho, o custo e o peso do carro móvel do eixo Z, o motor do *spindle* deverá se conectar diretamente ao *spindle* e possuir preferencialmente uma seção transversal padronizada NEMA 34, de aproximadamente 86 por 86 mm (Teknic, 2020a), porte próximo ao de uma placa de 3 polegadas;

Considerando tais escolhas, a Fig. (5.1) apresenta o conceito proposto para a máquina. Vários componentes menores, como os motores dos atuadores dos eixos X e Z, por exemplo, não estão presentes na figura. A figura representa portanto somente o conceito geral do projeto.

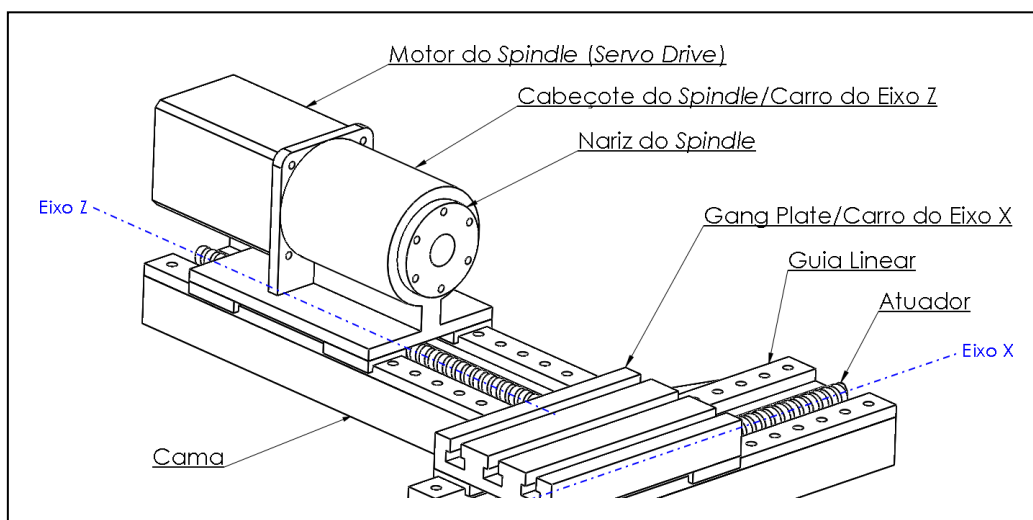


Figura 5.1. Ilustração do conceito proposto para o mini-torno CNC, sem proteções.

Quanto às proteções, propõe-se que, mesmo após o fechamento de quaisquer proteções móveis, haja uma abertura na face frontal da máquina, perpendicular ao eixo Z. Tal abertura deve permitir a remoção de cavacos por parte dos usuários com o uso de um alicate ou de outra ferramenta similar. A Figura (5.2) ilustra essa ideia de uma forma preliminar.

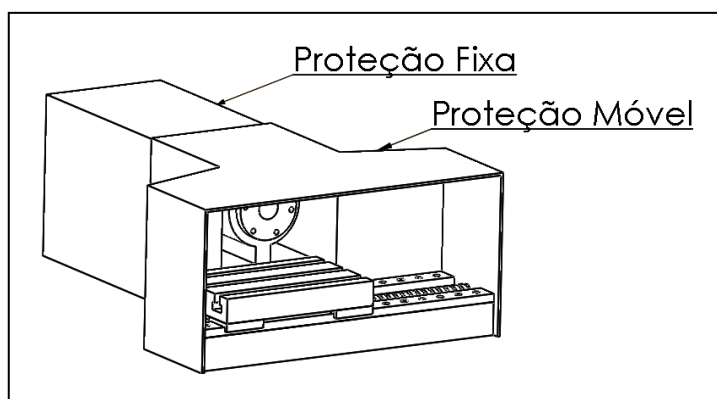


Figura 5.2. Ilustração das proteções principais idealizadas para o mini-torno CNC.

5.4 AVALIAÇÃO DOS RISCOS DE PROJETO

A experiência prévia do autor do presente trabalho mostra que há quatro tipos de riscos em um projeto: riscos de viabilidade, de segurança, de funcionalidade e de reprojeto.

Os riscos de viabilidade se expressam neste projeto na forma de uma dificuldade considerável em se atingir um equilíbrio precisão-custo que justifique a fabricação futura da máquina. Para contrapor essa dificuldade, várias estratégias já foram apresentadas no capítulo 2 deste trabalho, muitas das quais já foram incorporadas no conceito proposto. Além disso, orçamentos de custo e de erro preliminares serão realizados a seguir e servirão como uma ferramenta para avaliar continuamente o equilíbrio precisão-custo da máquina ao longo do projeto.

Já os riscos de segurança e de funcionalidade já foram mitigados conceitualmente pelos requisitos da Tab. (5.1), que cobrem as características necessárias de segurança e desejáveis de funcionalidade que foram identificadas ao longo dos capítulos 2, 3 e 4.

Por fim, para mitigar riscos de reprojeto, é necessário definir uma ordem de projeto que permita que os componentes mais caros e críticos para o layout da máquina sejam selecionados ou projetados primeiro. Tendo o conceito proposto em mente, propõe-se a seguinte ordem de projeto:

1. Seleção dos motores do *spindle* e dos estágios lineares dos eixos X e Z;
2. Seleção ou projeto do *spindle*, incluindo definição dos elementos de contorno (acoplamento, forma de fixação da peça de trabalho, rolamentos, etc.);
3. Seleção dos atuadores dos eixos X e Z;
4. Seleção das guias lineares dos eixos X e Z;
5. Projeto dos carros móveis dos eixos X e Z;
6. Seleção de fontes, *drivers*, *encoders*, controlador e outros componentes eletrônicos caso estes não estejam integrados aos componentes selecionados anteriormente;

7. Projeto dos compartimentos elétricos e das proteções;

8. Projeto da cama;

Os itens 1 a 4 dessa ordem de projeto serão realizados no capítulo 6 deste trabalho (Projeto dos Componentes Críticos). Em seguida, os itens 5 e 8 serão realizados no capítulo 7 (Detalhamento para Prototipagem).





Os itens 6 e 7 serão pulados uma vez que: A) foi considerado que a realização desses itens excede os recursos disponíveis para este projeto; & B) um protótipo do mini-torno CNC pode ser construído com os componentes eletrônicos reunidos em um gabinete separado e independente da cama e com proteções pouco integradas à cama, de tal forma que um projeto da cama que não leva em conta os itens 6 e 7 ainda será útil para uma prototipagem inicial rápida da máquina.

5.5 ORÇAMENTO DE CUSTO PRELIMINAR

Os verdadeiros componentes deste projeto ainda não foram escolhidos ou projetados. Portanto, para construção de um orçamento de custo preliminar, componentes foram selecionados e orçados grosseiramente a partir dos aprendizados de projeto identificados nos capítulos 2 (Fundamentação Teórica) e 3 (Estudo de Estado da Arte) deste trabalho.

A Tabela (5.2) apresenta o orçamento resultante, realizado considerando a produção de uma única máquina. Na tabela, os componentes estão ordenados de acordo com a ordem de projeto recém-proposta na seção 5.4.

Tabela 5.2. Orçamento de custo preliminar para o mini-torno CNC.

Componente	Escolha	Ilustração	Custo	Peso	Quant.
Motor do <i>Spindle</i>	Servomotor ClearPath CPM-MCPV-3441D-RLN com encoder e driver integrado. Potência máxima de 1,1 kW, contínua de 0,36 kW e até 3150 rpm de velocidade. (Teknic, 2020a)		USD 486,00	3,3 kg	1
Motores dos Atuadores	Servomotor ClearPath CPM-SDSK-2310S-ELN com encoder e driver integrado. Potência contínua até 0,1 kW, resolução de 6400 passos por revolução (0,057°) e repetibilidade de 0,03°. Atua como o próprio sensor de fim de curso. (Teknic, 2020b)		USD 298,00	0,6 kg	2
<i>Spindle</i> e Carro do Eixo Z	Projeto próprio com custo e peso próximo a metade do conjunto Dunham 50MP-1, objetivando-se um batimento radial de 5 µm. O 50MP-1 é vendido para tornos e possui um batimento radial de apenas 1,27 µm, mas não possui um nariz adequado para este projeto. (Dunham Tool Company, 2020)		USD 850,00	≈ 7 kg	1
Placa	Placa Bison de 3 polegadas, com batimento radial de 20 µm. (MSC Direct, 2020)		USD 379,14	≈ 2 kg	1

Componente	Escolha	Ilustração	Custo	Peso	Quant.
Atuadores	Fuso de Esferas THK (com castanha) MDK1404-3RRGT+340LC5A, com diâmetro de 14 mm, passo de 4 mm, <i>backlash</i> de até 5 μm , comprimento de 340 mm e grau de precisão C5, implicando em um erro axial de até 18 μm e uma flutuação além desse erro axial de até $\pm 9 \mu\text{m}$, para cursos efetivos de até 100 mm. (THK, 2020 [?] e MISUMI, 2020b)		USD 439,00	< 1 kg	2
Guias Lineares	Guia Linear MISUMI C-SX2R24-400, com 2 blocos, altura total de 24 mm, 400 mm de comprimento e tolerância horizontal de $\pm 5 \mu\text{m}$. (MISUMI, 2020a)		USD 177,88	< 1 kg	4
Carro do Eixo X	Projeto próprio com 200 mm de comprimento, 30 mm de altura e custo e peso proporcional ao <i>gang plate</i> Tormach com 325 mm de comprimento e mesma altura. (Tormach, 2020a)		USD 212,31	6,1 kg	1
Fonte para os Motores	Fonte IPC-5 com cabo de força, capaz de fornecer para até 6 servomotores um total de 0,5 kW de potência contínua. (Teknic, 2020c)		USD 262,00	1 kg	1
Controlador CNC	Controlador dedicado Masso G3 para Tornos CNC. (Masso, 2020)		USD 630,00	< 1 kg	1
Peças Plásticas	Peças não críticas, para fechar compartimentos elétricos e mecânicos. Estimativa considerando fabricação via impressão 3D.	--	USD 20,00	< 1 kg	1
Proteções Principais	Projeto próprio, com custo e peso estimado a partir de invólucros disponíveis para fresadoras de mesa. (Sainsmart, 2020 e Pocket NC, 2020)	--	USD 200,00	≈ 7 kg	1
Cama	Peso máximo dentro dos limites do projeto. Usando-se a mistura otimizada de granito epóxi proposta por Piratelli-Filho & Shimabukuro (2008), tal peso corresponde a um volume de aproximadamente 8 litros. Custo estimado a partir do valor reportado por Beigang (2019).	--	USD 100,00	≈ 18 kg	1
Custo Total Estimado com Margem de 10% para Demais Componentes: USD 5.857,47					

Além do orçamento de custo preliminar, também foi realizado dentro da Tab. (5.2) um orçamento de peso. Isso permitiu até mesmo a realização de um "orçamento de volume" para a cama da máquina, considerando-se a sua fabricação em granito epóxi. Os resultados desses orçamentos de custo, peso e volume estão todos próximos e condizentes com os requisitos estabelecidos na Tab. (5.1). O conceito proposto está portanto validado nestes três quesitos.

Fica claro, contudo, que o custo estimado já ultrapassou em quase 20% o valor de USD 5.000,00 estipulado na Tab. (5.1). Consequentemente, pode vir a ser interessante simplificar ou miniaturizar mais o conceito proposto.

5.6 ORÇAMENTO DE ERRO PRELIMINAR

Para o cálculo de orçamentos de erro neste projeto, será utilizado a metodologia proposta na seção 2.3 deste trabalho, que já foi detalhada tendo o projeto de um mini-torno CNC em mente.

Neste orçamento de erro preliminar, o objetivo é fazer uma avaliação inicial do equilíbrio precisão-custo do conceito proposto. Considerando os requisitos definidos, isso significa prever qual é a precisão que o conceito é capaz de alcançar ao ser fabricado com um preço de custo de aproximadamente USD 5.000,00. Como o custo estimado na Tab. (5.2) já ultrapassou esse valor, não serão aceitos aqui nenhum custo novo. Simultaneamente, todas as funções de compensação de erros concebíveis para o conceito proposto possuem custos de calibração e/ou instrumentação. Consequentemente, os passos 6 e 15 da metodologia (relativos à consideração de funções de compensação de erro) serão ignorados neste orçamento de erro preliminar.

Realizando-se para o conceito proposto os passos 1 a 3 da metodologia, obtemos a Fig. (5.3) e a Tab. (5.3).

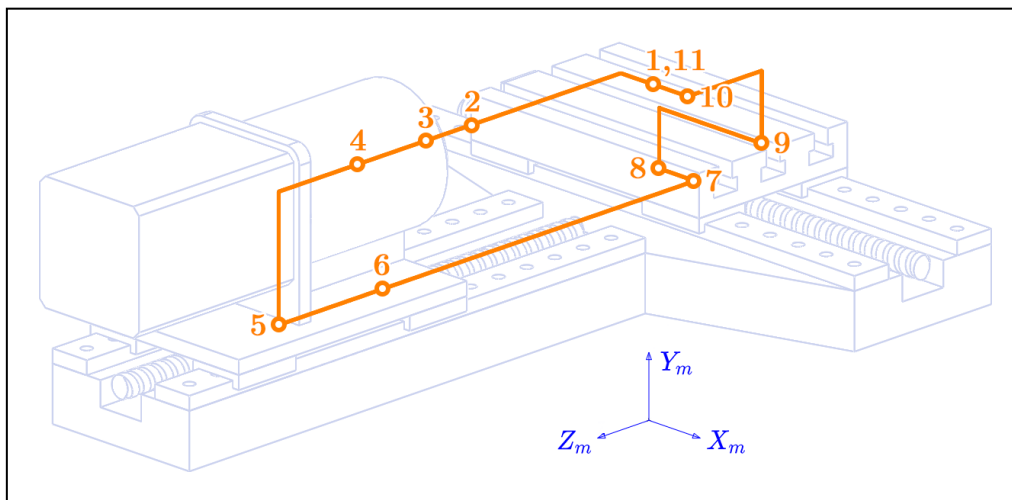


Figura 5.3. Numeração dos sistemas de coordenadas $X_m Y_m Z_m$ no conceito proposto.

Tabela 5.3. Definição dos sistemas de coordenadas $X_m Y_m Z_m$ no conceito proposto.

Numeração na Fig. (5.3)	Definição do Sistema de Coordenadas
1	Extremidade de Contato da Peça de Trabalho
2	Centro de Rigidez da Peça de Trabalho
3	Centro de Rigidez do Mandril
4	Centro de Rigidez do <i>Spindle</i>
5	Centro de Rigidez do Carro do Eixo Z
6	Centro de Rigidez da Guia Linear do Eixo Z
7	Centro de Rigidez da Guia Linear do Eixo X
8	Centro de Rigidez do Carro do Eixo X
9	Centro de Rigidez do Porta-Ferramentas
10	Centro de Rigidez da Ferramenta
11	Extremidade de Contato da Ferramenta

Em seguida, a Fig. (5.4) define as dimensões principais da máquina e a Tab. (5.4) define os valores preliminares dessas dimensões. Considerando-se o modelo de sistema de coordenadas da Fig. (5.3) e as informações da Fig. (5.4) e da Tab. (5.4), o passo 4 da metodologia foi então implementado em uma rotina em *Mathcad* (Apêndice I).

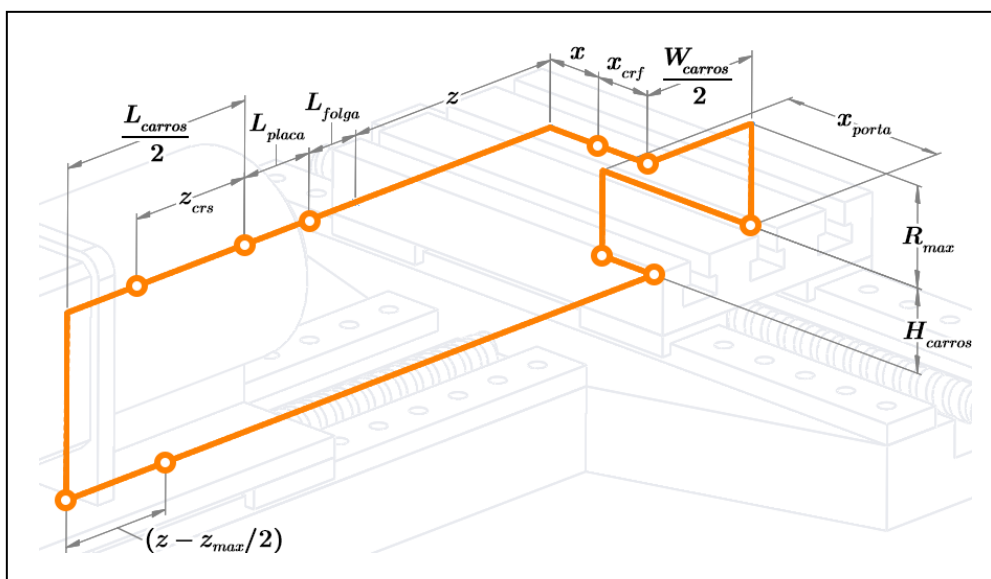


Figura 5.4. Definição das dimensões principais do mini-torno CNC, necessárias para formulação das posições relativas d_x , d_y e d_z . Na figura, as posições x e z são os únicos valores variáveis.

Tabela 5.4. Definição preliminar de valores para as dimensões principais do mini-torno CNC.

Dimensão	Valor [mm]	Embasamento
Raio máximo da peça de trabalho, incluindo folga	$R_{max} = 35$	Escolha considerando a Tab. (5.1).
Comprimento máximo da peça de trabalho, incluindo folga	$L_{max} = 110$	Escolha considerando a Tab. (5.1).
Folga radial da peça de trabalho	$R_{folga} = 5$	Escolha considerando a Tab. (5.1).
Folga axial da peça de trabalho	$L_{folga} = 10$	Escolha considerando a Tab. (5.1).
		Tabs. (4.1) e (5.1).
Raio real da peça de trabalho	$6,35 \leq R_{peça} \leq R_{max} - R_{folga} = 30$	Variável sistemática com pior caso desconhecido, por isso a faixa.
Posições consideradas no eixo X	$0 \leq x \leq R_{peça}$	Variável sistemática com pior caso desconhecido, por isso a faixa.
Posição considerada no eixo Z	$z = z_{max} = L_{max} - L_{folga} = 100$	Pior caso ocorre na extremidade da peça.

Dimensão	Valor [mm]	Embasamento
Comprimento da placa, incluindo o nariz do <i>spindle</i> por motivos de simplificação	$L_{placa} = 60$	Tab. (5.2) e MSC Direct (2020), aproximado.
Distância entre o centro de rigidez do <i>spindle</i> e a extremidade frontal do carro do eixo Z	$z_{crs} = 50$	Estimativa inicial.
Altura das guias lineares	$H_{guias} = 24$	Tab. (5.2)
Comprimento dos carros dos eixos X e Z	$L_{carros} = 200$	Escolha considerando a Tab. (5.1).
Largura dos carros dos eixos X e Z	$W_{carros} = 125$	Escolha considerando a Tab. (5.1).
Altura do <i>gang plate</i>	$H_{gang} = 30$	Tab. (5.2)
Altura dos carros dos eixos X e Z	$H_{carros} = H_{gang} + H_{guias}/2 = 42$	Fig. (5.1)
Largura do porta-ferramentas	$W_{porta} = 20$	Seção 4.4
Posição do porta-ferramentas no <i>gang plate</i>	$x_{porta} = (L_{carros} - W_{porta})/2 = 90$	Pior caso ocorre na posição mais extrema possível.
Distância entre o centro de rigidez e a extremidade de contato da ferramenta	$x_{crf} = R_{max} + W_{porta}/2 = 45$	Seção 4.4

Para a investigação das fontes de erro na máquina, é necessário descrever como ela será carregada. Na prática, o pior caso de carregamento tende a corresponder à situação em que o usuário da máquina estiver extraindo a maior força de corte possível do motor do *spindle* selecionado. Para este orçamento de erro preliminar, contudo, optou-se por aproveitar a força de 111 N para usinagem de alumínio calculada por Acuña et al. (2013).

Dadas as dimensões máximas da peça de trabalho, essa força estará sempre uma ordem de grandeza maior que o peso próprio da peça. Além disso, desde que as acelerações nos eixos sejam baixas, as forças decorrentes dessas acelerações também serão relativamente pequenas. Portanto, optou-se por considerar a força de usinagem (composta pelas forças de corte F_c , de avanço F_f e de penetração F_p) como o único carregamento presente neste orçamento de erro preliminar.

Dependendo das configurações da usinagem, a distribuição da força de usinagem nas direções de corte (tangencial), de avanço (radial) e de penetração (axial) será diferente. Para simplificar este trabalho preliminar, considerou-se a seguinte aproximação: a força de usinagem está igualmente distribuída entre as direções de corte (eixo Y) e de penetração (eixo X), havendo na direção de avanço (eixo Z) uma força pequena, igual à 10% da força de usinagem geral.

Por fim, para finalizar a descrição do carregamento na máquina, é preciso definir o sentido das forças. Considerando o modelo de sistema de coordenadas encontrado na Fig. (5.3), o sentido da força de usinagem na peça de trabalho é obrigatoriamente negativo e positivo nos eixos X e Z, respectivamente. Já no eixo Y, o sentido da força de usinagem depende da direção de rotação da peça de trabalho. Seguindo a recomendação da seção 2.2.4, define-se que a força de usinagem na peça de trabalho deverá possuir sentido positivo no eixo Y.

Uma vez finalizada a descrição do carregamento, é possível prosseguir com os próximos passos da metodologia da seção 2.3. A Tabela (5.5) apresenta então os resultados dos passos 5 e 7. A partir dessa tabela, a implementação do passo 8 na rotina em *Mathcad* (Apêndice I) se dá através da soma de todos os erros existentes em cada grau de liberdade.

Tabela 5.5. Quantificação preliminar das fontes de erro individuais no mini-torno CNC.

Fonte de Erro Individual	Grau(s) de Liberdade Afetado(s)	Formulação do Erro δ [mm] ou ϵ [rad]	Embasamento e/ou Comentários
Deflexão Linear da Peça de Trabalho	$^2[\delta_x]_1$	$-\frac{\left(\frac{111\text{ N}}{\sqrt{2}}\right)(z+L_{folga})^3}{3(70\,000\text{ MPa})\left(\frac{\pi R_{peça}^4}{4}\right)}$	Deflexão linear em uma viga em balanço com carga pontual (Budynas & Nisbett, 2014). Depende da variável sistemática $R_{peça}$.
	$^2[\delta_y]_1$	$+\frac{\left(\frac{111\text{ N}}{\sqrt{2}}\right)(z+L_{folga})^3}{3(70\,000\text{ MPa})\left(\frac{\pi R_{peça}^4}{4}\right)}$	
Deflexão Angular da Peça de Trabalho	$^2[\epsilon_x]_1$	$+\frac{\left(\frac{111\text{ N}}{\sqrt{2}}\right)(z+L_{folga})^2}{2(70\,000\text{ MPa})\left(\frac{\pi R_{peça}^4}{4}\right)}$	Deflexão angular em uma viga em balanço com carga pontual (Budynas & Nisbett, 2014). Depende da variável sistemática $R_{peça}$.
	$^2[\epsilon_y]_1$		
Deformação Axial da Peça de Trabalho	$^2[\delta_z]_1$	$+\frac{(111\text{ N} \times 10\%)(z+L_{folga})}{\left(\pi R_{peça}^2\right)(70\,000\text{ MPa})}$	Lei de Hooke (PL/AE) (Budynas & Nisbett, 2014). Depende da variável sistemática $R_{peça}$.
Batimento Radial da Placa	$^3[\delta_x]_2$	$\pm \frac{20\ \mu\text{m}}{2} = \pm 0,01$	Tab. (5.2) Variável sistemática. Os piores casos (os dois extremos) devem ser testados.
Batimento Radial no Nariz do <i>Spindle</i>	$^4[\delta_x]_3$	$\pm \frac{5\ \mu\text{m}}{2} = \pm 0,0025$	Tab. (5.2) Variável sistemática. Os piores casos (os dois extremos) devem ser testados.
Deflexão Angular no Nariz do <i>Spindle</i>	$^4[\epsilon_x]_3$ $^4[\epsilon_y]_3$	$+\frac{0,001\text{ rad}/2}{\sqrt{2}}$ $= +354 \times 10^{-6}$	Considerou-se que o <i>spindle</i> será projetado para que rolamentos de rolos cilíndricos ou cônicos possam ser usados, o que impõe o limite de 0,001 rad (Budynas & Nisbett, 2014), incorporado aqui com um "fator de segurança" 2.
Deflexões Estruturais Lineares $m = 4, 5, \dots, 10$	$^{m+1}[\delta_x]_m$	$-0,001$	Estimadas a partir da deflexão máxima de 8 μm encontrada em toda a estrutura projetada por Aguilar et al. (2013).
	$^{m+1}[\delta_y]_m$	$+0,001$	
	$^{m+1}[\delta_z]_m$	$+0,0001$	

Fonte de Erro Individual	Grau(s) de Liberdade Afetado(s)	Formulação do Erro δ [mm] ou ϵ [rad]	Embasamento e/ou Comentários
Deflexões Estruturais Angulares $m = 4, 5, \dots, 10$	$m+1[\epsilon_x]_m$	$+ \text{atan}(0,001/150)$ $= + 6,7 \times 10^{-6}$	Estimadas a partir da linha acima, considerando dimensões características médias de aproximadamente 150 mm.
	$m+1[\epsilon_y]_m$	$+ \text{atan}(0,001/150)$ $= + 6,7 \times 10^{-6}$	
	$m+1[\epsilon_z]_m$	$+ \text{atan}(0,0001/150)$ $= + 0,67 \times 10^{-6}$	
Resolução dos Motores dos Atuadores	$^6[\delta_z]_5$	$\pm 4 \text{ mm} \times \frac{0,057^\circ/2}{360^\circ}$ $= \pm 0,0003$	Tab. (5.2)
	$^8[\delta_x]_7$		Variável aleatória, requer distribuição uniforme entre os extremos.
Repetibilidade dos Motores dos Atuadores	$^6[\delta_z]_5$	$\pm 4 \text{ mm} \times \frac{0,03^\circ}{360^\circ} = \pm 0,0003$	Tab. (5.2)
	$^8[\delta_x]_7$		Variável aleatória, requer distribuição uniforme entre os extremos.
<i>Backlash</i> nos Atuadores	$^6[\delta_z]_5$	$\pm 0,005$	Tab. (5.2)
	$^8[\delta_x]_7$		Por motivos de atrito, vibrações e incertezas no referenciamento das ferramentas de corte, se supõe que não é possível prever nem o valor nem o sentido do backlash. Variável aleatória, requer distribuição uniforme entre os extremos.
Erro Axial nos Atuadores	$^6[\delta_z]_5$	$\pm 0,018$	Tab. (5.2)
	$^8[\delta_x]_7$		Variável aleatória, requer distribuição uniforme entre os extremos.
Flutuação Axial nos Atuadores	$^6[\delta_z]_5$	$\pm 0,009$	Tab. (5.2)
	$^8[\delta_x]_7$		Variável aleatória, requer distribuição uniforme entre os extremos.
Desvios Lineares nas Guias Lineares	$^6[\delta_x]_5$	$\pm 0,005$	Tab. (5.2)
	$^8[\delta_z]_7$		Variável aleatória, requer distribuição uniforme entre os extremos.
Desvios Angulares nas Guias Lineares	$^6[\epsilon_y]_5$	$\pm \text{atan}(0,005/L_{\text{carros}})$ $= \pm 25 \times 10^{-6}$	Cálculo a partir da linha acima.
	$^8[\epsilon_y]_7$		Variável aleatória, requer distribuição uniforme entre os extremos.
Perpendicularidade do eixo X em relação ao eixo Z	$^7[\epsilon_y]_6$	$\pm \text{atan}(0,01/400)$ $= \pm 25 \times 10^{-6}$	Escolha preliminar de uma perpendicularidade de 10 μm e de um comprimento de 400 mm para a guia linear do eixo X. Variável sistemática. Os piores casos (os dois extremos) devem ser testados.

A quantificação de erros da Tab. (5.5), apesar de não estar baseada em nenhum valor definitivo, já permite a construção de um orçamento de erro capaz de trazer várias conclusões sobre o equilíbrio precisão-custo da máquina proposta. No decorrer do projeto, a medida que os componentes definitivos forem sendo especificados, essa quantificação será atualizada com modelagens mais robustas dos erros e valores mais exatos para as variáveis, resultando na produção de um orçamento de erro final para a máquina no capítulo 8.

Erros decorrentes de efeitos de temperatura e vibrações não foram inclusos na quantificação pois eles são dependentes da forma de uso da máquina pelos usuários. Ainda assim, pode ser interessante quantificar esses erros futuramente se for averiguado uma propensidade da máquina a eles. As propensidades a efeitos de temperatura e vibração podem ser avaliadas após a escolha do motor e dos rolamentos do *spindle* e após o projeto da cama da máquina, respectivamente.

Para finalizar o orçamento de erro, os passos restantes (que são puramente matemáticos e já foram descritos na seção 2.3 deste trabalho) foram implementados na rotina em *Mathcad* (Apêndice I). As Figuras (5.5), (5.6) e (5.7) apresentam então os resultados obtidos.

Primeiro, a Fig. (5.5) revela como os erros axiais e radiais estimados se encontram respectivamente abaixo e acima do limite de 50 μm estipulado na Tab. (5.1). Além disso, se observa um disparo dos erros radiais nas peças de trabalho de menor raio. Esse efeito decorre inteiramente da deflexão da peça de trabalho, como consequência dos valores extremos que já haviam sido identificados na Tab. (5.5). De uma forma geral, não se recomenda em qualquer torno a usinagem sem contra-pontas de peças de trabalho com um comprimento maior que 3 ou 4 vezes o seu diâmetro (This Old Tony, 2018a). Portanto esses erros extremos nas peças de menor raio não indicam nenhum problema no conceito proposto para o mini-torno CNC.

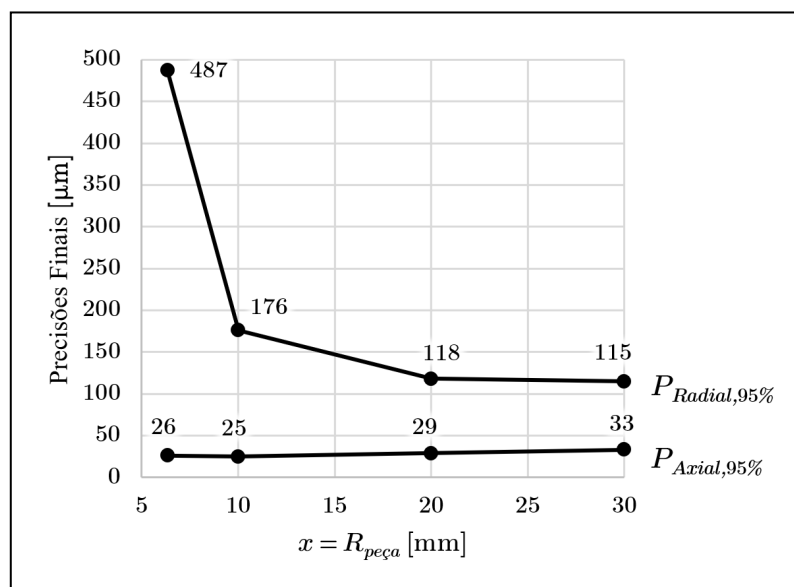


Figura 5.5. Estimativas preliminares para as precisões finais axial $P_{Axial,95\%}$ e radial $P_{Radial,95\%}$ do mini-torno CNC como função do raio da peça de trabalho $R_{peça}$, estando a ferramenta de corte posicionada justamente no ponto mais extremo da peça de trabalho.

A conclusão que se extrai da Fig. (5.5) então é a de que a máquina apresenta um comportamento normal mas não alcança a precisão radial requerida.

Em seguida, a Fig. (5.6) revela mais algumas conclusões. Primeiro, ela revela como a precisão radial permanece aproximadamente igual independentemente do tamanho do recurso sendo usinado. Segundo, ela revela como aproximadamente 70 μm dos erros radiais podem ser atribuídos às deflexões decorrentes dos carregamentos na peça de trabalho e na máquina. Consequentemente, os 40 μm restantes podem ser atribuídos majoritariamente às tolerâncias e folgas nas peças.

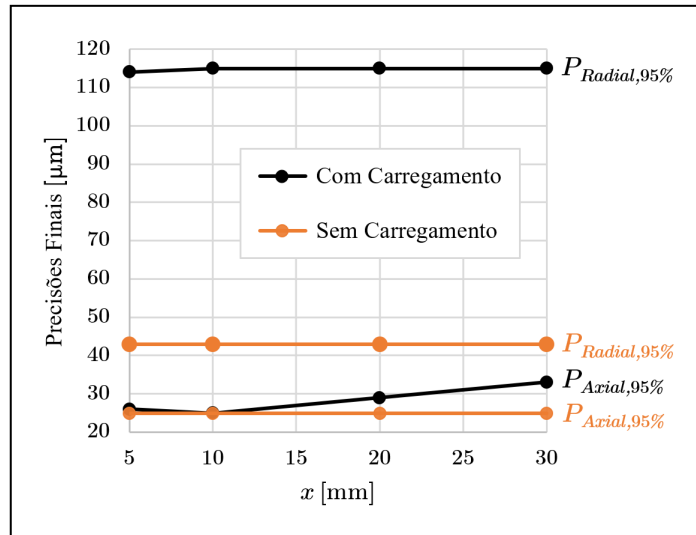


Figura 5.6. Estimativas preliminares para as precisões finais axial $P_{Axial,95\%}$ e radial $P_{Radial,95\%}$ do mini-torno CNC como função da posição x da ferramenta de corte, no caso de uma peça de trabalho com raio de 30 mm e de uma posição $z = 100$ mm.

Por fim, a Fig. (5.7) revela como, dentro dos 70 μm que foram recém atribuídos às deflexões na peça de trabalho e na máquina, aproximadamente 40 μm correspondem a algum erro que é amplificado pelo comprimento da peça de trabalho. Os principais erros que se encaixam nessa definição são as deflexões na própria peça de trabalho e a deflexão angular do nariz do *spindle*. Considerando uma peça de trabalho com raio $R_{peça}$ de 30 mm, a Tab. (5.5) revela que as deflexões na própria peça de trabalho são baixas. Portanto, a deflexão angular do nariz do *spindle* se revela como uma das principais fontes de erro no projeto.

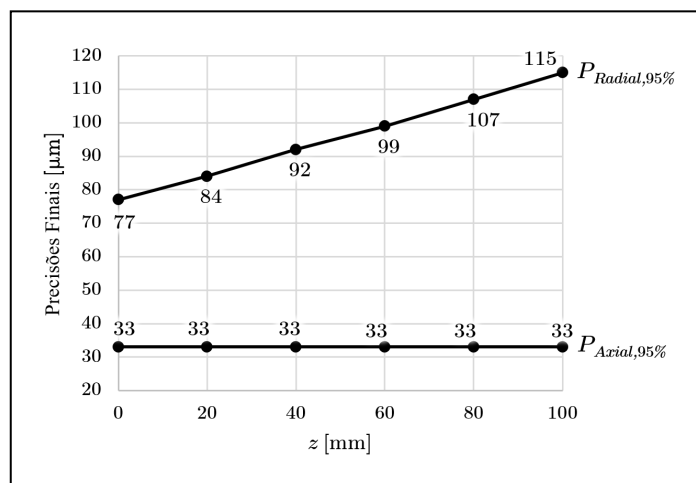


Figura 5.7. Estimativas preliminares para as precisões finais axial $P_{Axial,95\%}$ e radial $P_{Radial,95\%}$ do mini-torno CNC como função da posição z da ferramenta de corte, no caso de uma peça de trabalho com raio de 30 mm e de uma posição $x = 30$ mm.

5.7 AJUSTE DO CONCEITO PROPOSTO

Tendo em mente a precisão radial insatisfatória visível nas Figs. (5.5), (5.6) e (5.7), se torna necessária a realização de ajustes no conceito proposto para a máquina, visando levar a precisão radial do mini-torno CNC para um valor dentro do limite de 50 μm proposto na Tab. (5.1).

A construção do orçamento de erro preliminar dentro de um ambiente de programação de engenharia permitiu a mudança de várias variáveis de projeto e a compreensão de como essas variáveis afetam a precisão radial da máquina. A partir dessa compreensão, quatro possíveis alterações no projeto foram identificadas como particularmente interessantes:

1. A garantia de uma rigidez do *spindle* suficiente para, pelo menos, dividir por 2 a deflexão angular no nariz do *spindle* estimada na Tab. (5.5). Como a estimativa da Tab. (5.5) não se baseia em nenhum cálculo real, é possível que uma rigidez adequada seja encontrada facilmente durante o projeto do *spindle*;
2. A integração de um dispositivo de fixação da peça de trabalho ao eixo do *spindle* da máquina, resultando na substituição do comprimento L_{placa} de 60 mm pelo comprimento em balanço de um dispositivo de fixação integrado L_{fixa} (estimado em 30 mm), na eliminação da folga L_{folga} de 10 mm imposta pelas castanhas da placa, o que reduz também L_{max} e z_{max} em 10 mm cada, e na eliminação do batimento radial da placa;
3. O aumento da classe de precisão dos fusos de esferas dos atuadores, da classe C5 para a classe C3, resultando em reduções do erro axial máximo nos fusos de 18 μm para 8 μm e da flutuação axial de ± 9 μm para ± 4 μm (TBI Motion, 2021). Vale ressaltar que os valores apresentados aqui consideram sempre cursos efetivos de até 100 mm, o que ocorre neste projeto, já que, tanto no eixo X quanto no eixo Z, uma ferramenta de corte em uso nunca estará a mais do que 100 mm de distância da sua posição de referenciamento;
4. A redução do comprimento máximo da peça de trabalho de 100 mm para 80 mm, resultando na redução de L_{max} e z_{max} em 20 mm cada;

Essas alterações foram então simuladas na rotina do Apêndice I, considerando-se sempre uma peça de trabalho de raio $R_{peça}$ de 30 mm e posições $x = R_{peça}$ e $z = z_{max}$. Individualmente, elas implicaram em ganhos de precisão radial de 30 μm , 26 μm , 11 μm e 8 μm , respectivamente. Se esses ganhos de precisão pudessem ser somados linearmente, essas alterações juntas implicariam em uma precisão radial final de 40 μm . Na prática, devido às interações entre os erros, encontrou-se que a aplicação simultânea dessas quatro alterações resulta em uma precisão radial final de 50 μm .

O conceito proposto, ajustado com essas quatro alterações, foi então considerado adequado para o prosseguimento do projeto. Vale ressaltar que a garantia de uma alta rigidez para o *spindle* é um aspecto que pode resultar em ganhos de precisão ainda maiores do que o que foi apresentado aqui.

6 PROJETO DOS COMPONENTES CRÍTICOS

Tendo em mente o conceito proposto no capítulo anterior, são projetados aqui os módulos ou componentes críticos que definem e/ou restringem o layout da máquina: o spindle (composto por motor, acoplamento, eixo e rolamentos) e os estágios lineares (compostos por guias lineares, atuadores, acoplamentos e motores).

6.1 DETERMINAÇÃO DAS FORÇAS DE USINAGEM

Conforme descrito na seção 2.2.4 deste trabalho, forças de usinagem e de gravidade estarão atuando no *spindle*, além das reações entre as peças que o compõem. Conseqüentemente, o projeto do *spindle* requer que essas forças sejam compreendidas.

As forças de gravidade são de fácil compreensão: são forças de peso próprio em cada peça. Dependendo das dimensões relativas das forças e das peças, essas forças de peso próprio ainda podem ser aproximadas a forças nulas e/ou pontuais. Já as forças de corte são mais complexas: requerem uma análise cuidadosa de diferentes parâmetros de usinagem para serem modeladas.

Além disso, a seção 1.3 deste trabalho já previu que um mini-torno CNC é uma máquina de precisão e portanto deve passar tanto por um "projeto para precisão" quanto por um "projeto para segurança". Na prática, isso implica que duas situações diferentes devem ser consideradas para a determinação das forças entre a ferramenta de corte e a peça de trabalho:

1. Para o "projeto para precisão", uma situação de acabamento final, com a presença de forças de usinagem tradicionais, deve ser considerada;
2. Já para o "projeto para segurança", devem ser estimadas, a partir dos torques máximos dos motores selecionados, as forças máximas que os usuários podem vir a gerar na máquina. Tais forças não são mais necessariamente forças de usinagem: podem ser entendidas também como forças de colisão.

Tendo em mente as observações acima, esta seção do projeto foca então na determinação das forças de usinagem na máquina em uma situação de acabamento final. Essa determinação irá embasar a seleção dos motores da máquina na seção 6.2, que, por sua vez, irá embasar a determinação das forças máximas que podem vir a ser geradas na máquina na seção 6.3. Todos esses cálculos serão fundamentais para o embasamento dos passos seguintes do projeto.

6.1.1 MODELAGEM DAS FORÇAS DE USINAGEM

Conforme indicado pela Sandvik Coromant (2017), a força de corte F_c em um processo de torneamento pode ser obtida através da Eq. (5):

$$F_c = k_c f d \quad (5)$$

Nesta equação, f corresponde ao avanço da ferramenta por revolução da peça de trabalho e d à profundidade de corte. Ambos são tipicamente descritos em mm. Já k_c corresponde à força específica de corte em N/mm².

Ainda seguindo a metodologia da Sandvik Coromant (2017), a força específica de corte de um dado material de trabalho é fornecida na forma de um valor normalizado k_{c1} , apropriado para situações com um avanço f de 1 mm, com um ângulo de posição do corte χ_r (*lead angle*, em inglês) nulo e com um ângulo de saída γ_0 (*side rake angle*, em inglês) também nulo. Para outras situações, o valor correto de k_c deve ser obtido através da Eq. (6) a seguir, onde m_c é um expoente de correção empírico que depende do material de trabalho.

$$k_c = k_{c1} \left(\frac{f \cos(\chi_r)}{\text{mm}} \right)^{-m_c} \left(1 - \frac{\gamma_0}{100^\circ} \right) \quad (6)$$

Essa metodologia da Sandvik Coromant (2017) é condizente com a de Shaw (2004), que não apresenta uma equação como a Eq. (6), mas descreve os exatos efeitos de correção que estão presentes na Eq. (6). Shaw (2004) também descreve o conceito de corte ortogonal e argumenta que tal conceito representa uma aproximação boa o suficiente do processo de corte para o projeto de máquinas. Considerando-se um corte ortogonal, as forças de avanço F_f e de penetração F_p podem ser obtidas a partir das Eqs. (7) e (8) a seguir, onde β é o ângulo de atrito (*friction angle*, em inglês): um ângulo cujo valor é normalmente obtido experimentalmente e que é igual ao arcotangente do coeficiente de fricção médio entre o cavaco do material sendo usinado e a ferramenta de corte.

$$F_f = F_c \tan(\beta - \gamma_0) \cos(\chi_r) \quad (7)$$

$$F_p = F_c \tan(\beta - \gamma_0) \sin(\chi_r) \quad (8)$$

Em situações onde o raio de ponta r da ferramenta de corte for significativo em comparação à profundidade de corte d , o que ocorre em situações de acabamento, deve ser considerada a influência dos ângulos de ataque não-nulos da quina da ferramenta. Tal consideração implica na existência de um ângulo de ataque efetivo $\chi_{r,e}$ que deve substituir χ_r nas Eqs. (6), (7) e (8). A Sandvik Coromant (2017) não oferece equações para o cálculo de F_f e F_p , mas descreve o comportamento dessas forças de maneira condizente com: A) as Eqs. (7) e (8); & B) o efeito do ângulo de ataque efetivo $\chi_{r,e}$ descrito aqui.

Endres & Waldorf (1994) apresentam e comparam uma variedade de métodos para a determinação de $\chi_{r,e}$. Entre esses métodos, o mais simples é o método geométrico proposto por Colwell (1954), citado e resumido por Endres & Waldorf (1994). Considerando uma situação onde χ_r é nulo e d é maior ou igual a r , as equações deste método se reduzem à Eq. (9):

$$\chi_{r,e} = \tan^{-1} \left(\frac{r + \frac{f}{2}}{\sqrt{r^2 - \frac{f^2}{4}} + d - r} \right), \text{ desde que } \chi_r = 0 \text{ \& } d \geq r \quad (9)$$

Conforme evidenciado pelos experimentos de Endres & Waldorf (1994), esse método superestima o valor de $\chi_{r,e}$. Avaliando-se as Eqs. (6), (7) e (8), observa-se que essa superestimação de $\chi_{r,e}$ é conservadora no cálculo de F_c e F_p , mas não é conservadora no cálculo de F_f . Para que o cálculo de F_f também seja conservador, a substituição de χ_r por $\chi_{r,e}$ pode ser realizada nas Eqs. (6) e (8), mas não na Eq. (7).

Tendo em mente todas as considerações exploradas, a modelagem final proposta para as forças de usinagem na máquina é dada pela Eq. (10):

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Considerando-se um corte ortogonal, } \chi_r = 0 \text{ \& } d \geq r, \\ \chi_{r,e} = \tan^{-1} \left(\frac{r + \frac{f}{2}}{\sqrt{r^2 - \frac{f^2}{4}} + d - r} \right) \\ k_c = k_{c1} \left(\frac{f \cos(\chi_{r,e})}{\text{mm}} \right)^{-m_c} \left(1 - \frac{\gamma_0}{100^\circ} \right) \\ F_c = k_c f d \\ F_f = F_c \tan(\beta - \gamma_0) \\ F_p = F_c \tan(\beta - \gamma_0) \text{sen}(\chi_{r,e}) \end{array} \right. \quad (10)$$

6.1.2 CARACTERIZAÇÃO DO MATERIAL DE TRABALHO

Conforme proposto na Tab. (5.1), o mini-torno CNC deve ser capaz de usinar peças de alumínio. Esse requisito foi baseado no estudo de mercado da seção 4 deste trabalho, onde não foi definida nenhuma liga específica de alumínio. Portanto, a máquina deve idealmente ser capaz de usinar qualquer liga de alumínio.

A Sandvik Coromant (2021c) apresenta forças específicas de corte normalizadas k_{c1} e expoentes de correção m_c para uma variedade de ligas de alumínio. Para todas essas ligas, $m_c = 0,25$ enquanto que k_{c1} varia entre 350 MPa para o alumínio puro comercial e 700 MPa para as ligas envelhecidas e/ou de maior dureza. Os valores da Eq. (11) serão considerados então neste projeto como representativos das ligas de alumínio de usinagem mais difícil.

$$\left\{ \begin{array}{l} k_{c1} = 700 \text{ MPa} \\ m_c = 0,25 \end{array} \right. \quad (11)$$

6.1.3 CARACTERIZAÇÃO DA FERRAMENTA DE CORTE

Para a usinagem de ligas de alumínio, a Sandvik Coromant (2021b) recomenda, como primeira escolha, pastilhas de metal duro grau H10, tanto para operações de desbaste quanto para operações de acabamento. Dentro dessa classe, há uma variedade de pastilhas disponíveis. A maioria possui ângulos de saída γ_0 positivos e elevados (entre 20° e 25°), conforme é corriqueiro para a usinagem de alumínio. Entre as diferentes pastilhas, se variam então valores como o comprimento da lateral de corte, o ângulo de ponta e o raio de ponta r . Entre esses valores, o raio de ponta r é o único que influencia o cálculo das forças de usinagem de acordo com a Eq. (10).

A Sandvik Coromant (2017) também recomenda, para situações de acabamento, a utilização de pastilhas com o menor raio de ponta possível. Entre as pastilhas de metal duro grau H10, o menor raio de ponta disponível é $r = 0,2$ mm. Uma pastilha com esse raio de ponta foi então selecionada como representativa das pastilhas que serão empregadas pelos usuários da máquina em situações de acabamento (Sandvik Coromant, 2021a). Tal pastilha tem, nas suas pontas e em regiões próximas, um ângulo de saída γ_0 de 25° e valores mínimos recomendados de avanço f , profundidade de corte d e velocidade de corte v_c de 0,05 mm, 0,3 mm e 250 m/min, respectivamente. Portanto, para o cálculo dos esforços de corte, os valores da Eq. (12) serão utilizados.

$$\begin{cases} \gamma_0 = 25^\circ \\ r = 0,2 \text{ mm} \\ f = 0,05 \text{ mm} \\ d = 0,3 \text{ mm} \\ v_c = 250 \text{ m/min} \end{cases} \quad (12)$$

A Sandvik Coromant (2017) não fornece porta-ferramentas para as suas pastilhas que resultem em um ângulo de ataque "original" (anterior à consideração do efeito do raio de ponta) nulo. Ao invés disso, os porta-ferramentas mais comuns e versáteis implicam no posicionamento das pastilhas com um ângulo de ataque "original" χ_r pequeno e negativo, entre -1° e -5° . Como esses ângulos são pequenos em comparação ao valor de $\chi_{r,e} = 37^\circ$ que pode ser calculado a partir das Eqs. (9) e (12), a desconsideração deles tem pouco efeito na modelagem das forças de usinagem. Em cima disso, como eles são negativos, a desconsideração deles é conservadora. Portanto, mesmo com a existência de um ângulo de ataque "original" χ_r entre -1° e -5° , a modelagem apresentada na Eq. (10) ainda é considerada representativa das operações de acabamento final que serão realizadas pelos usuários.

6.1.4 CARACTERIZAÇÃO DO ATRITO ENTRE O MATERIAL DE TRABALHO E A FERRAMENTA DE CORTE

O grau H10 de metal duro da Sandvik Coromant (2021b) não é revestido e corresponde basicamente à um grau padronizado de aço ferramenta. Portanto, o primeiro instinto aqui seria caracterizar o atrito entre o material de trabalho e a ferramenta de corte a partir de valores tabelados de atrito entre corpos de alumínio e aço. Tanto Shaw (2004) quanto Wallace & Boothroyd (1964) explicam contudo que diferentes formas de atrito atuam na interface entre o cavaco da usinagem e a ferramenta de corte, de tal forma que o atrito nessa interface não é comparável ao atrito obtido em testes comuns de atrito. Na prática, pesquisadores encontram e divulgam valores de atrito específicos para determinadas interfaces cavaco-ferramenta em determinadas condições de usinagem.

Não foi encontrado um estudo que avaliasse a usinagem de uma liga de alumínio por uma ferramenta de aço onde todos os parâmetros de usinagem estivessem próximos aos estabelecidos na seção 6.1.3. Xu et al. (2014) apresentam valores para o ângulo de atrito β englobando faixas de f (entre 0,06 mm e 0,15 mm) e v_c (entre 100 e 1900 m/min) próximas dos valores estabelecidos na seção 6.1.3, mas com uma profundidade de corte e um ângulo de saída diferente. Interpolando os valores de Xu et al. (2014) para $v_c = 250$ m/min e extrapolando-os para $f = 0,05$ mm, um ângulo de atrito β de aproximadamente 34° é encontrado.

Esse valor pode vir a ser utilizado aqui uma vez que os resultados de Wallace & Boothroyd (1964), que também são para a usinagem de uma liga de alumínio por uma ferramenta de aço, demonstram que o ângulo de saída e a profundidade de corte tem pouca influência sobre a relação entre os efeitos de tensão normal e de atrito que β caracteriza. Já variáveis como o avanço f e a velocidade de corte v_c influenciam consideravelmente o valor de β , conforme mostram os resultados de Xu et al. (2014) e Wallace & Boothroyd (1964). Ambos os trabalhos estudaram a usinagem sem a presença de lubrificação.

Devido à incerteza na determinação de β de acordo com os resultados desses estudos, convém utilizar um valor conservador para β . O valor de β será conservador (ou seja, resultará em forças de avanço e de penetração com intensidade maior do que a intensidade das mesmas forças quando $\beta = 34^\circ$) se β for maior que 34° ou menor que 16° , uma vez que o ângulo de saída γ_0 é igual à 25° . Na presença de lubrificação, β poderá ser reduzido até um mínimo teórico de 0° , quando não houver nenhum atrito. Nesse caso, as forças de corte axial e radial serão maximizadas em uma direção de acordo com as Eqs. (7) e (8). Para atingir forças com a mesma intensidade, mas na direção oposta, β deve ser igual à 50° . Portanto, propõe-se o uso do valor $\beta = 50^\circ$ como um valor conservador e representativo das operações que serão realizadas pelos usuários da máquina:

$$\beta = 50^\circ \quad (13)$$

6.1.5 RESULTADOS E CARACTERIZAÇÃO DA DEMANDAS DE TORQUE E VELOCIDADE

Inserindo-se os valores das Eqs. (11), (12) e (13) na Eq. (10), os resultados da Eq. (14) são obtidos para as forças de usinagem em uma situação de acabamento final. A Figura (6.1) apresenta essas forças de uma forma ilustrada.

$$\begin{cases} F_c = 17,6 \text{ N} \\ F_f = 8,2 \text{ N} \\ F_p = 4,9 \text{ N} \end{cases} \quad (14)$$

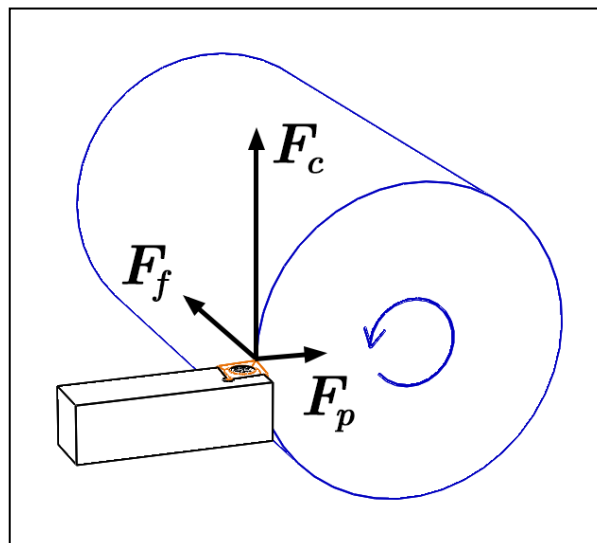


Figura 6.1. Ilustração das forças de usinagem modeladas.

Especificamente para a seleção do motor do *spindle*, é importante conhecer não só as forças de usinagem F_c , F_f e F_p mas também o torque T gerado por F_c e a velocidade de rotação n gerada pela velocidade de corte v_c . Considerando-se a usinagem de um recurso de raio $R = 30$ mm, valor equivalente ao raio máximo para a peça de trabalho definido na Tab. (5.4), são obtidos para T e n os resultados apresentados na Eq. (15).

$$\text{Para } R = 30 \text{ mm, } \begin{cases} T = F_c R = 0,53 \text{ N}\cdot\text{m} \\ n = \frac{v_c}{2 \pi R} = 1326 \text{ rpm} \end{cases} \quad (15)$$

Para compor uma curva das combinações $T \times n$ que serão demandadas do motor do *spindle*, também é interessante caracterizar T e n na usinagem de recursos de raio médio e pequeno. Considerando-se $R = 20$ mm e $R = 10$ mm, são obtidos os resultados apresentados nas Eqs. (16) e (17), respectivamente.

$$\text{Para } R = 20 \text{ mm, } \begin{cases} T = F_c R = 0,35 \text{ N}\cdot\text{m} \\ n = \frac{v_c}{2\pi R} = 1989 \text{ rpm} \end{cases} \quad (16)$$

$$\text{Para } R = 10 \text{ mm, } \begin{cases} T = F_c R = 0,18 \text{ N}\cdot\text{m} \\ n = \frac{v_c}{2\pi R} = 3979 \text{ rpm} \end{cases} \quad (17)$$

Na prática, para que o mini-torno seja mais capaz e versátil, é interessante que o motor do *spindle* seja capaz de alcançar valores de torque e velocidade maiores que os expostos nas Eqs. (15) a (17). Torques maiores, em particular, irão permitir acelerações mais rápidas do *spindle* e a realização de operações de corte mais demandantes. Ainda assim, os valores das Eqs. (15) a (17) são interessantes por estabelecerem níveis mínimos necessários de torque e velocidade.

Já especificamente para a seleção dos motores dos estágios lineares, é importante conhecer o torque T_e e a velocidade de rotação n_e que esses motores devem fornecer para suportar as forças e velocidades das Eqs. (14) a (17). Nos orçamentos preliminares do capítulo 5 (Projeto Conceitual), fusos de esferas, que são um tipo de parafuso de potência, foram pré-selecionados como os atuadores dos estágios lineares da máquina. Adiante, na seção 6.5.1, o uso de fusos de esferas é confirmado. Portanto, T_e e n_e devem ser determinados através das relações que caracterizam o torque e a velocidade de parafusos de potência a partir dos seus passos P , entre outras variáveis. Adaptando-se então as relações fornecidas por Budynas & Nisbett (2014) para as variáveis deste projeto, as Eqs. (18) e (19) são obtidas.

$$T_e = \frac{P \times \max(F_f, F_p)}{2\pi} \quad (18)$$

$$n_e = \frac{n f}{P} \quad (19)$$

Uma pesquisa preliminar das opções de fusos de esferas em fornecedores internacionais e nacionais (TPA Motion, 2021; WGB Automação Industrial, 2021?) revela que $P = 4$ mm e $P = 5$ mm são os valores mais populares de passo em fusos com diâmetros próximos aos utilizados pelos projetos avaliados na Tab. (3.2). Além disso, os orçamentos preliminares do capítulo 5 deste trabalho já consideraram o uso dos fusos com passo $P = 4$ mm e esse passo se mostrou adequado. Portanto, é seguro pré-determinar que os fusos de esfera deste projeto deverão ter um passo P de 4 ou 5 mm. Considerando-se então os piores casos em cada equação ($P = 5$ mm na Eq. (18); $P = 4$ mm e $n = 3979$ rpm na Eq. (19)), os resultados encontrados para T_e e n_e são:

$$\begin{cases} T_e \approx 0,007 \text{ N}\cdot\text{m} \\ n_e \approx 50 \text{ rpm} \end{cases} \quad (20)$$

Mais uma vez, vale ressaltar que, na prática, é interessante que os motores dos estágios lineares sejam capazes de alcançar valores de torque e velocidade maiores que os expostos na Eq. (20). Torques maiores irão permitir acelerações mais rápidas dos eixos do mini-torno e operações de corte

mais demandantes de uma forma geral. Já velocidades maiores irão ser especificamente convenientes por permitirem o aumento do avanço f e/ou da velocidade de corte v_c .

6.2 SELEÇÃO DOS MOTORES

Para facilitar o projeto, os motores do *spindle* e dos estágios lineares foram selecionados de forma superdimensionada a partir das demandas mínimas estabelecidas pelas Eqs. (14), (15), (16), (17) e (20). O superdimensionamento dos motores em relação a essas demandas mínimas é interessante por permitir a realização de operações de torneamento mais demandantes.

O nível de superdimensionamento foi inspirado nos motores pré-selecionados na Tab. (5.2), que por sua vez foram inspirados nos projetos existentes avaliados nas Tabs. (3.1) e (3.2). Assim, se garante que níveis comuns de aceleração serão alcançáveis pelo mini-torno CNC. Posteriormente, poderão ser realizadas análises para indicar de forma precisa quais são: A) as acelerações máximas da máquina; & B) as operações de corte mais demandantes possíveis.

6.2.1 SELEÇÃO DO MOTOR DO SPINDLE





Conforme já previsto na seção 5.3 deste trabalho, o uso de um motor-*spindle* para torneamento (ou seja, de um motor com *spindle* integrado, capaz de aguentar todas as forças de torneamento por conta própria) foi descartado uma vez que essas unidades só estão disponíveis em grandes tamanhos (CELLS, 2021; ROYAL, 2021; WEISS, 2020) ou sob demanda para grandes clientes (GMN, 2020). O uso de unidades integradas idealizadas para outras aplicações que não fossem o torneamento também foi considerado, mas ultimamente descartado. Unidades idealizadas para fresadoras como as da TECMAF (2021d) implicariam na troca do controle fino de posição e velocidade de um *servo drive* (apresentado na Tab. (3.1) e proposto como requisito na Tab. (5.1)) pelo controle aproximado e somente de velocidade de um *VFD*. Além disso, não há informações sobre a construção interna, o batimento, a rigidez ou as cargas máximas admissíveis dessas unidades para que seja avaliada a possibilidade de usá-las para torneamento.

Tendo essa observação e os requisitos da Tab. (5.1) em mente, os catálogos de servomotores dedicados de diversas fabricantes foram então consultados.

Comparando-se motores de tamanhos semelhantes, os modelos da YASKAWA (2017) apresentam quase sempre as melhores curvas torque-velocidade (ou seja, a mais ampla cobertura de combinações de torque T e velocidade de rotação n .) Esses modelos não foram considerados, contudo, devido ao seu alto preço: a partir de USD 1895,00 (Centroid, 2021) para uma combinação aplicável de motor e driver.

Entre as demais opções avaliadas, quatro se destacaram. A Tabela (6.1) apresenta um resumo dessas opções. Já a Figura (6.2) apresenta as curvas torque-velocidade ($T \times n$) de cada opção, assim como a curva das demandas torque-velocidade estabelecidas pelas Eqs. (15) a (17).

Tabela 6.1. Comparação das opções de motorização consideradas para o *spindle*.

Opção	Prós (+) e Contras (-)	Custo	Dimensões do Motor
<p>"Opção DMM"</p>  <p>Servomotor 880-DST-A6HK1 (750 W) + Driver DYN4-H01A2-00 da DMM Technology (2021a, 2021b)</p>	<p style="text-align: center;">+</p> <p>O driver pode ser ligado em tomadas 110-240V e dispensa assim a necessidade de uma fonte.</p> <hr/> <p style="text-align: center;">+</p> <p>Possui dimensões compatíveis e uma curva $T \times n$ praticamente igual à opção da Panasonic, sendo assim 100% intercambiável.</p> <hr/> <p style="text-align: center;">-</p> <p>Driver não integrado ocupa um espaço de 65 x 160 x 165 mm e tem um peso não especificado.</p>	<p style="text-align: center;">USD</p> <p style="text-align: center;">457,00</p>	<p style="text-align: center;">Quadro métrico (80 x 80 mm), comprimento de 130 mm e peso de 2,8 kg</p>
<p>"Opção Panasonic"</p>  <p>Servomotor MSMD082J1U (750 W) + Driver MCDJT3220 da Panasonic (TECHMAKERS, 2021b)</p>	<p style="text-align: center;">+</p> <p>O driver pode ser ligado em tomadas 220-240V.</p> <hr/> <p style="text-align: center;">+</p> <p>Intercambiável com a opção anterior.</p> <hr/> <p style="text-align: center;">-</p> <p>Driver não integrado ocupa um espaço de 65,5 x 150 x 190 mm e tem um peso de 1,6 kg.</p>	<p style="text-align: center;">R\$</p> <p style="text-align: center;">6981,16</p>	<p style="text-align: center;">Quadro métrico (80 x 80 mm), comprimento de 112,2 mm e peso de 2,3 kg</p>
<p>"Opções ClearPath"</p>  <p>Família de servomotores com driver integrado ClearPath CPM-MCPV-34(3/4)6(D/P)-RLN da Teknic (2021b)</p>	<p style="text-align: center;">+</p> <p>Driver integrado economiza espaço e peso.</p> <hr/> <p style="text-align: center;">+</p> <p>Variantes oferecem diferentes curvas $T \times n$. Assim, diferentes equilíbrios de torque e velocidade podem ser atingidos sem a necessidade de uma redução. (Vide Fig. (6.2))</p> <hr/> <p style="text-align: center;">-</p> <p>Requer uma alimentação DC de 75 V, o que aumenta a complexidade e possivelmente o preço, o tamanho e o peso da máquina.</p>	<p style="text-align: center;">Entre USD 477,00 e USD 513,00</p>	<p style="text-align: center;">Perfis NEMA 34 (86 x 86 mm), comprimentos entre 117,6 e 136,65 mm e pesos entre 2,6 e 3,3 kg</p>
<p>"Opção Leadshine"</p>  <p>Easy Servo ES-MH23480 + Driver ES-DH1208 da Leadshine (TECHMAKERS, 2021a)</p>	<p style="text-align: center;">+</p> <p>Menor custo.</p> <hr/> <p style="text-align: center;">+</p> <p>Pode ser ligado em tomadas de 90-110V.</p> <hr/> <p style="text-align: center;">-</p> <p>Driver não integrado.</p> <hr/> <p style="text-align: center;">-</p> <p>É um motor de passo em malha fechada. Em comparação aos servomotores, tem um torque admissível menor em altas velocidades e uma resolução de posicionamento também menor.</p>	<p style="text-align: center;">R\$</p> <p style="text-align: center;">3055,35</p>	<p style="text-align: center;">Quadro NEMA 34 (86 x 86 mm), comprimento de 140 mm e peso de 4 kg</p>

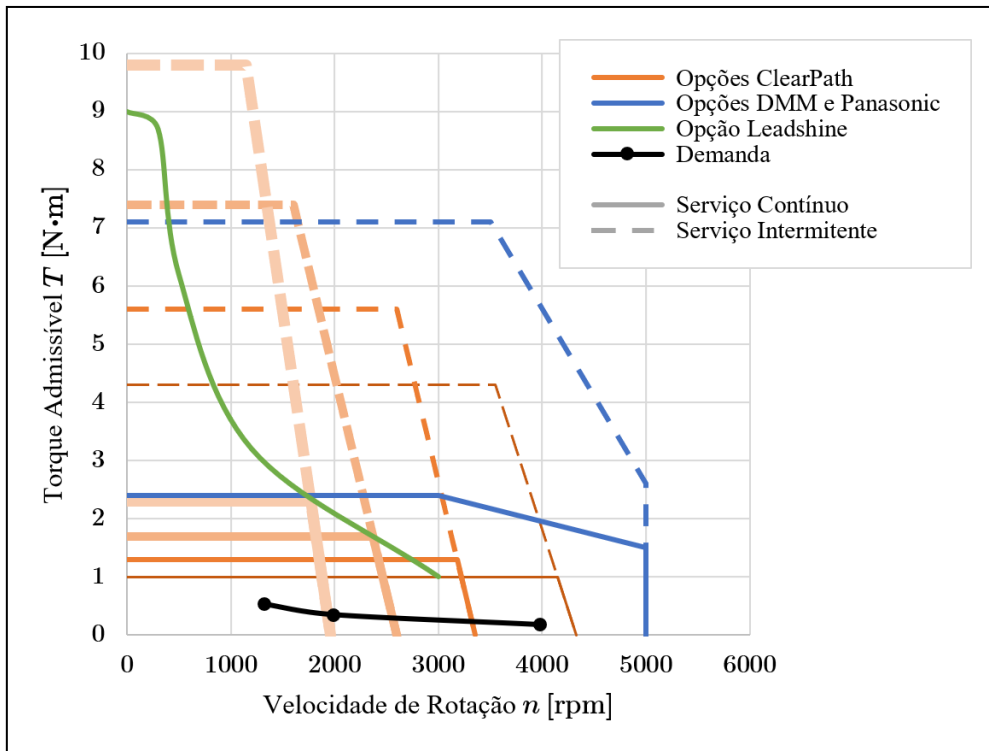


Figura 6.2. Curvas torque-velocidade ($T \times n$) dos motores considerados para o *spindle* e da demanda caracterizada pelas Eqs. (15) a (17). Verificar a Tab. (6.1) para mais informações.

Tendo em mente todas as informações da Tab. (6.1) e da Fig. (6.2), a opção da DMM Technology foi selecionada por ser uma opção que:

1. Mantém o projeto atendendo todos os requisitos funcionais propostos na Tab. (5.1);
2. Permite ao usuário a realização de operações bem mais demandantes do que a operação de acabamento final caracterizada pelas Eqs. (15) a (17);
3. Barateia dois itens ("Motor do *spindle*" e "Fonte para os Motores") no orçamento preliminar da Tab. (5.2);
4. Oferece a possibilidade de ser trocada pela opção da Panasonic sem impactos na funcionalidade da máquina.

A Tabela (6.2) apresenta então um resumo do motor selecionado enquanto que a Fig. (6.3) apresenta as suas dimensões. Já a Figura (6.4) apresenta as dimensões do driver que deve acompanhar o motor.

Tabela 6.2. Apresentação-resumo do motor selecionado para o *spindle*.

Servomotor 880-DST-A6HK1 (750 W) + Driver DYN4-H01A2-00 da DMM Technology (2021a, 2021b)			
Velocidade Nominal	3000 rpm	Velocidade Máxima	5000 rpm
Torque Nominal	2,39 N·m	Torque Máximo	7,16 N·m
Corrente Nominal	4,2 A	Corrente Máxima	12,6 A
Coefficiente de Torque	0,568 N·m/A	Resolução do Encoder	16-Bit
Inércia do Rotor	2 kg·cm ²	Inércia Máxima da Carga	40 kg·cm ² (20x)

Força Radial Permissível no Eixo	300 N	Força Axial Permissível no Eixo	98 N
Tamanho do Quadro	80 × 80 mm	Peso	2,8 kg
Alimentação (Driver)	110-240 VAC	Peso (Driver)	1,6 kg *
* Estimado a partir do peso do driver da "Opção Panasonic" na Tab. (6.1).			

Na Tabela (6.2), a variável "Coeficiente de Torque" é particularmente interessante uma vez que uma saída analógica do driver indica, através de um sinal de 0,11 V por ampère de corrente sendo transmitido, qual é a corrente que o driver está fornecendo para o motor (DMM Technology, 2021b). A combinação desses valores permite então a limitação do torque do motor através do controlador do mini-torno. Se um torque máximo de 5,68 N·m for desejado, por exemplo, o controlador pode ser configurado para intervir de alguma forma quando o sinal vindo dessa saída ultrapassar 1,1 V.

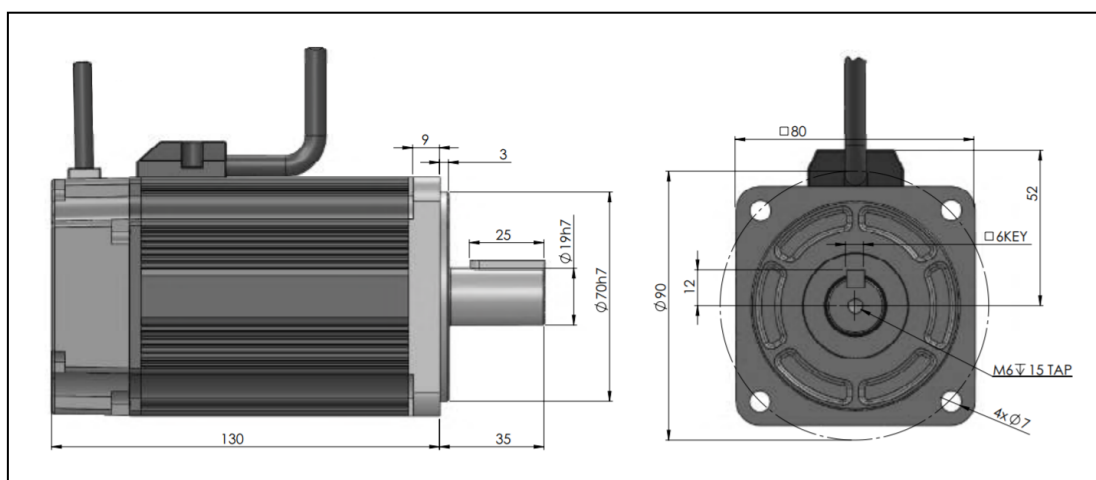


Figura 6.3. Dimensões em mm do motor selecionado para o *spindle*. (DMM Technology, 2021a)

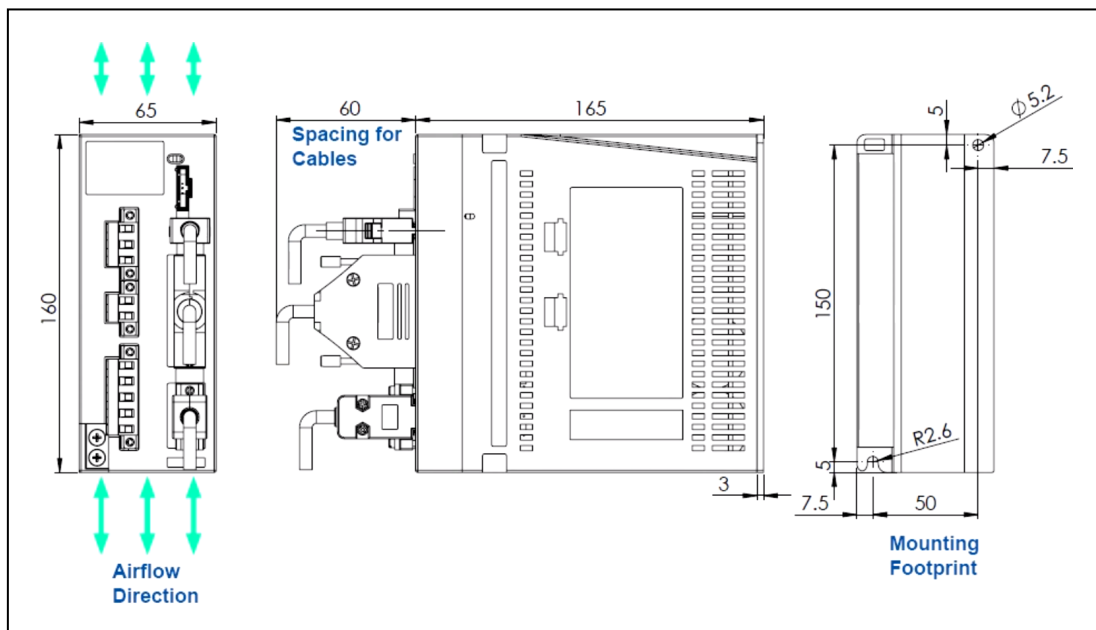







Figura 6.4. Dimensões em mm do driver que deve acompanhar o motor do *spindle*, incluindo o espaçamento necessário para os cabos e uma indicação do fluxo de ar que deve ser permitido. (DMM Technology, 2021b)

6.2.2 SELEÇÃO DOS MOTORES DOS ESTÁGIOS LINEARES

Ambos os estágios lineares possuem requisitos semelhantes. Portanto, por motivos de simplicidade de projeto, ambos terão a mesma motorização. Diversas formas de motorização foram avaliadas. A Tabela (6.3) compara as opções que se destacaram como as melhores nas suas respectivas categorias e identifica qual foi a opção ultimamente selecionada.

Tabela 6.3. Comparação dos motores considerados para os estágios lineares.

Modelo	 CPM-SDSK -2310S-ELN da Teknic (2020b)	 PD4-CB59M 024035-E-01 da Nanotec (2021)	 iSV-B23090 da STEPPER ONLINE (2021b)	 ESS23-10 da STEPPER ONLINE (2021a)	 23HS22 -2804S-HG10 da STEPPER ONLINE (2021c)
Custo	USD 298,00	EUR 289,20	USD 81,21	USD 93,31	USD 74,20
Tipo	Servomotor BLDC			Motor de Passo	
Acessórios Integrados	Encoder em Malha Fechada e Driver				Redutor Planetário
Critérios de Funcionalidade					
Sensorless Homing	Sim, o motor dispensa um sensor de fim de curso			Não	
Torque Máximo Configurável	Sim, via software de configuração			Não	
Critérios de Precisão					
Resolução Alcançável	0,057°	≈ 0,09° (Valor inferido a partir da resolução e quadratura dos encoders. Requer o uso de micro passos no caso do motor de passo.)			0,18°
Repetibilidade	0,03°	≥ 0,045° (Inferiu-se que a repetibilidade será pelo menos igual à metade da resolução, tendo em mente o funcionamento de um encoder. No caso do motor de passo, o uso de micro passos piora a acurácia de posicionamento (FAULHABER, 2021), o que afetará a repetibilidade.)			Desconhecida
Histerese	--			≤ 0,25°	
Selecionado	Sim			Não	

Todas as opções consideradas na Tab. (6.3) possuem demandas semelhantes de alimentação, um quadro no padrão NEMA 23 e capacidades torque-velocidade sobredimensionadas (entre 1 e 2 ordens de grandeza) em relação à demanda caracterizada na Eq. (20). Por isso, somente os critérios de custo, integração, funcionalidade e precisão foram utilizados para a comparação dos motores. Tendo em mente esses critérios, podem ser observados na Tab. (6.3) quatro motivos principais que contribuiriam para a seleção final da opção da Teknic (2020b), apesar do seu custo mais alto:

1. A funcionalidade de *sensorless homing*, que elimina o custo, a complexidade e os erros de um sensor de fim de curso dedicado;

2. A possibilidade de limitar o torque máximo do motor no software de configuração dele, o que permite o estabelecimento de limites de segurança de uma forma que evita a adição de novos componentes, custos e erros;
3. A contribuição reduzida do motor aos erros dos eixos X e Z, o que mantém o nível de precisão que havia sido previsto para os estágios lineares no capítulo 5 (Projeto Conceitual);
4. A confiabilidade dos valores de precisão, que foram reportados diretamente pela fabricante e não precisaram ser inferidos.

Vale ressaltar que o modelo da Teknic (2020b) selecionado já é o menor oferecido pela marca e que os modelos da Nanotec (2021) e da STEPPERONLINE (2021a, 2021b, 2021c) apresentados na Tab. (6.3) possuem preços semelhantes aos modelos menores dessas marcas. Portanto, não convém o uso de motores menores.

A Tabela (6.4) apresenta então um resumo do motor selecionado enquanto que a Fig. (6.5) apresenta as suas potências e curvas torque-velocidade em função da tensão de alimentação.

Tabela 6.4. Apresentação-resumo do motor selecionado para os estágios lineares.

Servomotor CPM-SDSK-2310S-ELN com Encoder e Driver Integrado da Teknic (2020b, 2021a)			
Funcionalidades e Precisão	Ver Tab. (6.3)	Alimentação, Torques e Velocidades	Ver Fig. (6.5)
Inércia do Rotor	0,1 kg·cm ²	Inércia Máxima da Carga	10 kg·cm ² (100x)
Força Radial Perm. no Eixo	111,2 N	Força Axial Perm. no Eixo	22,2 N
Peso	0,6 kg	Dimensões	Ver Fig. (6.6)

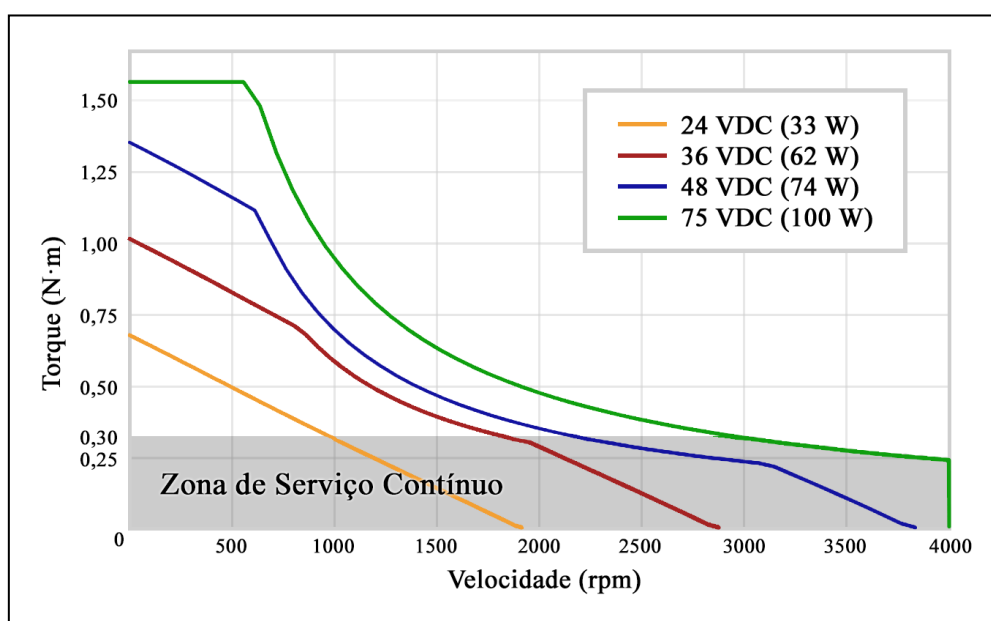


Figura 6.5. Potências e curvas torque-velocidade do motor selecionado para os estágios lineares em função da tensão de alimentação (24-75 VDC). Adaptado de Teknic (2020b).

Uma comparação da demanda torque-velocidade estabelecida na Eq. (20) com as curvas da Fig. (6.5) revela que o motor selecionado é capaz de realizar operações bem mais demandantes que a situação de acabamento final modelada na seção 6.1 deste trabalho, até mesmo se o motor for

alimentado com uma fonte de somente 24 VDC. O uso de uma fonte de menor voltagem e potência é interessante pois pode resultar em economias de peso, espaço e custo. Como há a possibilidade de que o controlador do mini-torno aproveite a mesma fonte dos motores dos estágios lineares, convém realizar a seleção dessa fonte somente após a seleção do controlador da máquina.

Por fim, a Figura (6.6) apresenta as dimensões principais do motor selecionado.

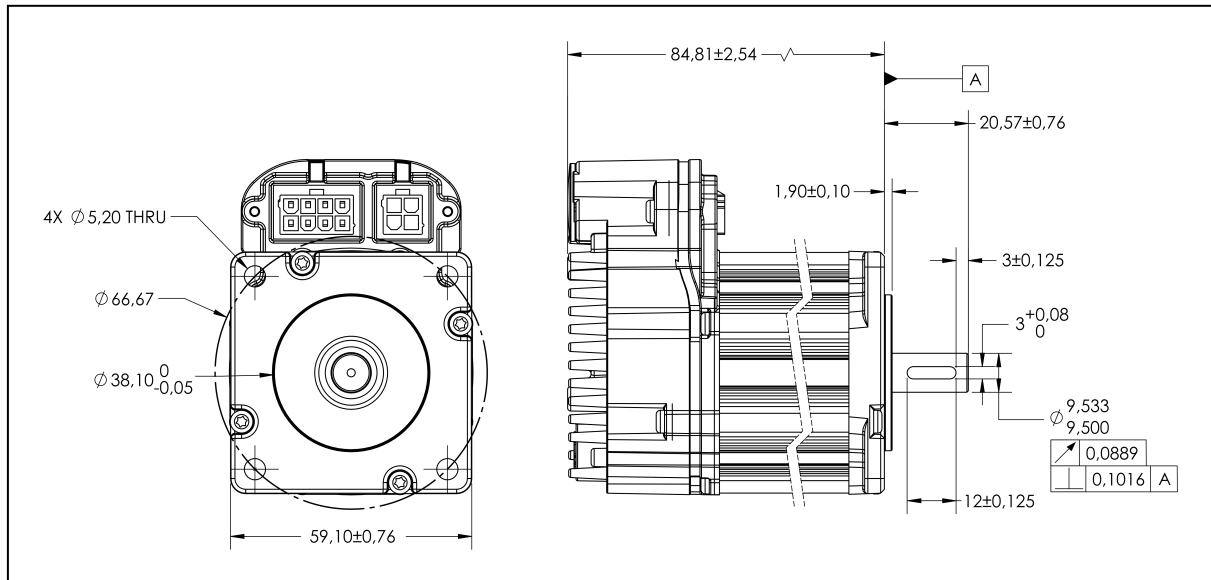


Figura 6.6. Dimensões em mm do motor selecionado para os estágios lineares. Adaptado de Teknic (2020b) para destacar as dimensões-chave do motor.

6.3 DETERMINAÇÃO DAS FORÇAS MÁXIMAS ENTRE A FERRAMENTA DE CORTE E A PEÇA DE TRABALHO

As forças entre a ferramenta de corte e a peça de trabalho se originam fundamentalmente dos torques dos motores da máquina. Portanto, as forças máximas de corte (tangencial), de avanço (axial) e de penetração (radial) que podem vir a ser alcançadas no mini-torno podem ser derivadas a partir dos torques máximos dos motores selecionados.

A força de corte máxima $F_{c,max}$ ocorrerá quando o torque máximo do motor do *spindle* T_{max} estiver dedicado à usinagem do menor recurso possível: um recurso de raio R_{min} tão pequeno que a peça de trabalho tende a cisalhar. Para uma seção transversal circular, a tensão de cisalhamento máxima τ_{max} será igual à quatro terços da força cortante dividida pela área da seção transversal (Ugural & Fenster, 2019). Desprezando-se a força de penetração, o que é conservador neste caso, é possível igualar a força cortante à força de corte máxima $F_{c,max} = T_{max}/R_{min}$, encontrar uma expressão para R_{min} que independe de $F_{c,max}$ e finalmente encontrar que:

$$F_{c,max} = \frac{T_{max}}{\left(\frac{4}{3} \frac{T_{max}}{\pi \tau_{max}}\right)^{1/3}} \quad (21)$$

O Matweb (2021b) reporta que ligas de alumínio podem alcançar resistências ao cisalhamento de até 420 MPa. A Equação (22) apresenta então o resultado da substituição desse valor no lugar de τ_{max} na Eq. (21).

Considerando-se uma peça de trabalho de alumínio,

$$F_{c,max} = \left(996,5 \text{ N}^{1/3} \text{ m}^{-2/3} \right) T_{max}^{2/3} \quad (22)$$

Já as forças de avanço e penetração máximas $F_{f,max}$ e $F_{p,max}$ ocorrerão quando os torques máximos dos motores dos estágios lineares $T_{e,max}$ estiverem inteiramente dedicados ao enfrentamento da ferramenta de corte contra a peça de trabalho. Essas forças podem ocorrer em situações de corte ou colisão. A relação entre essas forças e os torques nos estágios lineares já foi apresentada na Eq. (18). Reorganizando-se a Eq. (18), é possível encontrar que:

$$F_{f,max} = F_{p,max} = \frac{2 \pi T_{e,max}}{P} \quad (23)$$

Conforme previsto na seção 6.1.5, propõe-se o uso de fusos com um passo P de 4 ou 5 mm. Do ponto de vista da Eq. (23), o pior caso será então $P = 4$ mm. Além disso, de acordo com a Tab. (6.2), $T_{max} = 7,16 \text{ N}\cdot\text{m}$. Por fim, para os motores dos estágios lineares, propõe-se a aplicação de um limite $T_{e,max} = 0,3 \text{ N}\cdot\text{m}$, o que corresponde à zona de serviço contínuo que pode ser visualizada na Fig. (6.5). Substituindo-se esses valores nas Eqs. (22) e (23), os resultados da Eq. (24) são obtidos.

$$\begin{cases} F_{c,max} = 3702 \text{ N} \\ F_{f,max} = 471 \text{ N} \\ F_{p,max} = 471 \text{ N} \end{cases} \quad (24)$$

Esses resultados serão utilizados para embasar o "projeto para segurança" dos componentes do mini-torno. É possível que seja constatado, no projeto de um ou mais componentes, que as forças da Eq. (24) são inaceitáveis. Nesses casos, uma substituição dos motores por opções de menor torque não é desejável uma vez que os motores foram selecionados não só de acordo com os seus torques, mas também de acordo com outras características como precisão, custo, funcionalidade e inércia. Contudo, limites de torque podem ser estabelecidos para os motores já selecionados. No caso do motor do *spindle*, o torque máximo do motor pode ser limitado através do controlador do mini-torno, conforme previsto na seção 6.2.1. Já no caso dos motores dos estágios lineares, um torque máximo pode ser estabelecido através do software de configuração dos motores, conforme previsto na seção 6.2.2, e um limite de $0,3 \text{ N}\cdot\text{m}$ já foi proposto aqui.

6.4 PROJETO DO SPINDLE

A Figura (5.1), que apresenta o conceito proposto para o mini-torno CNC, ilustra de forma preliminar como será o *spindle* da máquina: um eixo rotativo motorizado, com uma extremidade livre chamada de nariz, montado em uma estrutura móvel chamada de cabeçote móvel ou carro.

O nariz do *spindle* foi concebido originalmente na Fig. (5.1) de forma a permitir a conexão de um dispositivo de fixação da peça de trabalho (mandril ou placa) nele. Mas na seção 5.7, tendo em mente a necessidade de melhoria da precisão radial da máquina, uma adaptação foi proposta onde o nariz será ele mesmo um dispositivo de fixação da peça de trabalho.

Portanto, tendo essa observação e os requisitos da Tab. (5.1) em mente, a montagem do *spindle* será composta por:

1. Um motor dedicado (já selecionado na seção 6.2.1);
2. Um acoplamento do motor ao eixo do *spindle*;
3. Um eixo com um nariz que já seja ele mesmo um dispositivo de fixação da peça de trabalho;
4. Rolamentos apoiando o eixo;
5. Um cabeçote móvel montado sobre as guias lineares do eixo Z, apoiando os rolamentos e posicionando o motor de forma justa e alinhada com o eixo.

Como as dimensões do cabeçote móvel dependem das guias lineares do eixo Z, ele será projetado posteriormente, no capítulo 7 (Detalhamento para Prototipagem).

6.4.1 SELEÇÃO DO ACOPLAMENTO

O eixo do motor selecionado já possui um rasgo de chaveta, de tal forma que o seu acoplamento ao eixo do *spindle* pode ser através de uma chaveta. O uso de uma chaveta, contudo, trás vários pontos negativos. Do ponto de vista do eixo do motor, a Teknic (2020d) considera que o uso de chavetas só é apropriado em aplicações unidirecionais, uma vez que:

1. A folga existente entre o eixo do motor e a chaveta gera um erro de *backlash* e fenômenos de desgaste e *fretting*, o que afeta a precisão da máquina e pode levar à falha mecânica do eixo do motor;
2. A desmontagem do sistema pode ser difícil se a chaveta ou o rasgo de chaveta for deformado devido à eventuais choques no sistema.

Já do ponto de vista do eixo do *spindle*, o uso de um rasgo de chaveta trás mais dois pontos negativos:

1. A introdução de concentrações de tensões na peça;
2. O encarecimento do eixo do *spindle*, devido à adição de uma operação de usinagem de precisão que normalmente requer uma plaina, de tal forma que o eixo do *spindle* deixa de poder ser fabricado somente em um torno.

Então, como alternativa ao uso de uma chaveta para a realização de um acoplamento compacto e econômico, a Teknic (2020d) recomenda a seleção de um adesivo ou composto de retenção, como aqueles oferecidos sob a marca *Loctite* da Henkel (2016). Por outro lado, caso o acoplamento não precise ser compacto, a Teknic (2020d) recomenda acoplamentos tipo "braçadeira" (*clamps*, em inglês), com provisões para "abraçar" um elemento em cada uma das suas extremidades, como a opção mais confiável de acoplamento para a maioria das aplicações.

Cálculos preliminares foram então realizados considerando-se: A) as dimensões principais propostas para o eixo do *spindle* na Fig. (6.12); B) os rolamentos selecionados na Tab. (6.8); & C) o acoplamento direto da extremidade do eixo motor ao eixo do *spindle* através de um adesivo retentor. A rigidez do rolamento frontal do motor foi estimada em $70 \text{ N}/\mu\text{m}$ a partir do diâmetro do eixo do motor, de valores de referência e de uma relação empírica da Schaeffler (2021) que não é recomendada para esse tipo de rolamento. Infelizmente, essa foi a única forma encontrada para estimar esse valor. Já a rigidez do eixo do motor foi estimada em $110 \text{ N}/\mu\text{m}$ considerando-se o eixo do motor uma viga em balanço. A rigidez desses dois elementos em série foi estimada então em 43

N/μm. Estando essa rigidez em paralelo com a rigidez de 800 N/μm do rolamento traseiro do *spindle*, exposta na Tab. (6.8), a força radial no motor seria igual a aproximadamente 5% da reação radial no mancal traseiro do eixo do *spindle*. No Apêndice II (Rotina em *Mathcad* para Projeto do Eixo do Spindle), o valor máximo encontrado para essa reação foi de 5984 N, o que significa que a força radial no motor poderia alcançar 299 N.

A proximidade da força radial de 299 N ao limite de 300 N estabelecido na Tab. (6.2) e as múltiplas incertezas no cálculo dessa força indicaram que o acoplamento direto do eixo do motor ao eixo do *spindle* seria inseguro, seja esse acoplamento direto através de um adesivo retentor ou de uma chaveta. O uso de um acoplamento flexível, que reduz a rigidez no acoplamento do motor e consequentemente minimiza as forças no eixo do motor, se mostrou necessário.

Um acoplamento tipo "braçadeira", flexível e de precisão, sem *backlash*, foi então selecionado. Em cima disso, um adesivo retentor também foi selecionado como uma forma de integrar parte do acoplamento selecionado ao eixo do *spindle*. Assim, uma combinação parcial das vantagens de cada tipo de acoplamento foi obtida: o acoplamento flexível reduz as cargas no motor enquanto que o adesivo retentor reduz o comprimento da montagem.

A Tabela (6.5) apresenta então um resumo do meio de acoplamento selecionado enquanto que a Fig. (6.7) o ilustra.

Tabela 6.5. Apresentação-resumo do meio de acoplamento selecionado para o *spindle*.

Acoplamento Flexível GS19C da TECMAF (2021b) + Retentor <i>Loctite</i> 638 da Henkel (2016)	
Torque Transmissível pelo Acoplamento	10 N·m
Folga Diametral Admissível pelo Retentor	0,05 a 0,25 mm
Torque Transmissível pelo Retentor *	$(17 \text{ MPa}) \times \pi(40 \text{ mm})(17,5 \text{ mm}) \times \left(\frac{40 \text{ mm}}{2}\right) = 684 \text{ N}\cdot\text{m}$
* Como o acoplamento é de alumínio, a resistência correspondente de 17 MPa foi utilizada. Consultar a Fig. (6.7) e a "Folha de Dados Técnicos" do retentor (Henkel, 2016) para mais informações.	

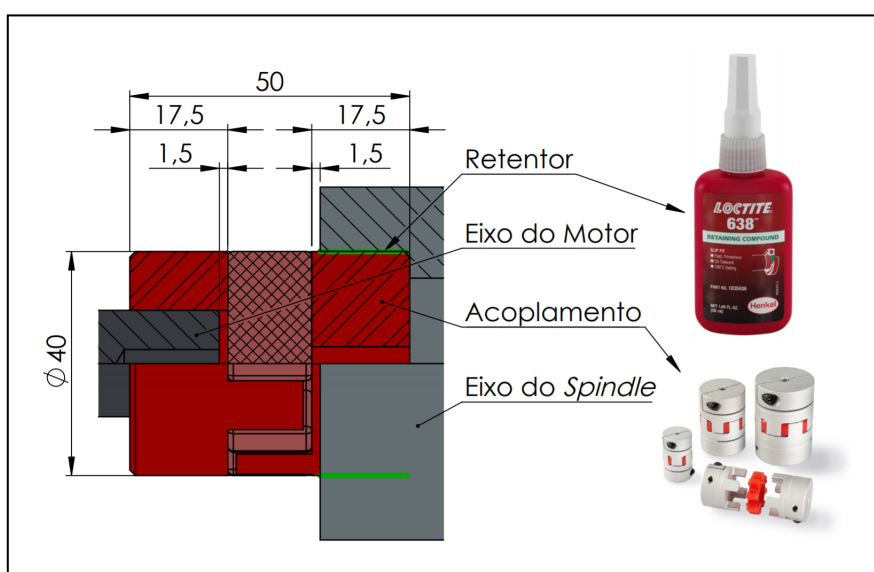


Figura 6.7. Ilustração do meio de acoplamento selecionado para o *spindle*, incluindo fotos do retentor (Henkel, 2016) e do acoplamento (TECMAF 2021b). Dimensões em mm. As dimensões de 1,5 mm correspondem à folgas para admitir as tolerâncias de fabricação e posicionamento dos eixos.

Percebe-se que o torque de 10 N·m transmissível pelo meio de acoplamento selecionado está acima dos torques de 7,16 N·m alcançáveis pelo motor selecionado para o *spindle*. Isso significa que acoplamento é seguro, mas não protege o motor de sobrecargas. Como o driver que deve acompanhar o motor já possui proteção contra sobrecargas (DMM Technology, 2021b), isso não é um problema.

A TECMAF (2021b) não indica as tolerâncias de fabricação do acoplamento selecionado. Portanto, a determinação das tolerâncias de fabricação do furo para o acoplamento no eixo do *spindle* requer que o acoplamento selecionado seja comprado e medido ou que a fabricante informe as tolerâncias de fabricação do acoplamento. Como o adesivo retentor selecionado admite folgas diametrais entre 0,05 e 0,25 mm, os diâmetros mínimo e máximo admissíveis para o furo no eixo do *spindle* devem corresponder ao diâmetro máximo do acoplamento mais 0,05 mm e ao diâmetro mínimo do acoplamento mais 0,25 mm, respectivamente. Se a fabricante indicar que o acoplamento possui um diâmetro externo de $\varnothing 40_{-0,1}^0$ mm, por exemplo, o furo no eixo do *spindle* pode ser especificado com uma dimensão de $\varnothing 40_{+0,05}^{+0,15}$ mm. Por outro lado, se um acoplamento for comprado e um diâmetro de " $\varnothing X$ mm" for medido, o furo no eixo do *spindle* poderá ser especificado com uma dimensão " $\varnothing X_{+0,05}^{+0,25}$ mm".

6.4.2 FORMA DE FIXAÇÃO DA PEÇA DE TRABALHO

Conforme previsto na seção 5.7 deste trabalho, se deseja integrar um dispositivo de fixação da peça de trabalho ao eixo do *spindle*. Desta forma, é possível reduzir a quantidade de componentes do projeto e minimizar o trecho em balanço do conjunto "*spindle*-mandril-peça de trabalho", aumentando-se assim a precisão da máquina.

A integração de uma placa com castanhas (como a ilustrada na Fig. (2.5)) seria cara e imprecisa. Alternativamente, a integração de um mandril com uma única pinça seria restritiva em relação aos diâmetros aceitáveis para as peças de trabalho. Então, para permitir a fixação de peças de trabalho com diâmetros variados, a única opção é incorporar ao eixo do *spindle* uma geometria porta-pinças que admita alguma família de pinças padronizadas.

A Hyfore Workholding (2021) indica que as famílias de pinças do tipo ER (ER-25, ER-32, ER-40, etc.) e do tipo C (3C, 5C, 16C) são adequadas para a fixação de peças de trabalho. As pinças do tipo C foram mais especificamente projetadas para a fixação de peças de trabalho, mas requerem a inserção de uma *drawbar* (barra de tração) pela traseira do *spindle* para o aperto da pinça, o que não é possível neste projeto uma vez que o motor do *spindle* (que está montado em uma configuração *direct-drive*) bloqueia esse acesso traseiro. Já as pinças do tipo ER foram projetadas originalmente para a fixação de fresas (entre outras ferramentas de corte) mas ainda assim são consideradas como uma opção econômica e precisa para a fixação de peças de trabalho pequenas, conforme exemplificado por Esau (2018) e Xynudu (2020). Portanto, se propõe o uso de uma família de pinças do tipo ER.

Entre as diferentes famílias de pinças do tipo ER, as pinças ER-40 foram então identificadas como aquelas com as dimensões mais compatíveis com as dimensões do motor selecionado. Conforme será exposto adiante na seção 6.4.4, essas dimensões (das pinças e do motor) possibilitam a realização de um projeto otimizado para o *spindle*. A Tabela (6.6) apresenta então um resumo da forma de fixação da peça de trabalho selecionada e a Fig. (6.8) a ilustra.

Tabela 6.6. Apresentação-resumo da forma de fixação da peça de trabalho.

Sistema ER-40 (Geometria Porta-Pinças + Pinça + Porca)	
Diâmetros de Fixação da Peça de Trabalho	4 mm a 26 mm *
Dimensões da Geometria Porta-Pinças	Ver Figura (6.5)
Batimento Radial Típico de uma Pinça	5 µm (Shars, 2021a)
Batimento Radial Resultante para o <i>Spindle</i>	Ver Seção 6.4.8
Comprimento em Balanço (<i>stick-out</i>) de uma Pinça Instalada	14,66 mm ≈ 15 mm (REGO-FIX, 2017)
* Peças de trabalho com diâmetros maiores podem ser utilizadas desde que uma extremidade de fixação com até 26 mm de diâmetro seja pré-escalonada nelas.	

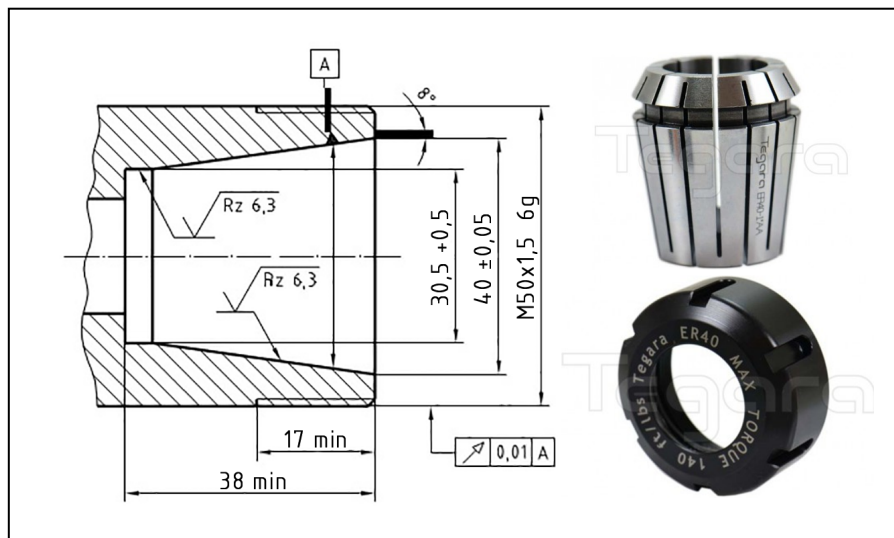


Figura 6.8. Ilustração da forma de fixação da peça de trabalho. À esquerda, dimensões da geometria porta-pinças que deve ser integrada ao eixo do *spindle*. (Accufix Tools, 2021) À direita, fotos de uma pinça ER-40 e de uma porca ER-40 para o aperto da pinça dentro da geometria porta-pinças. (Shars, 2021a, 2021b)

6.4.3 SELEÇÃO DOS ROLAMENTOS

A disposição de rolamentos que irá apoiar o eixo do *spindle* deve aguentar cargas radiais, axiais (em ambas as direções) e de momento. Por motivos de simplicidade de projeto e para minimizar o comprimento do eixo, tendo em mente os requisitos propostos na Tab. (5.1), foram idealizadas disposições onde o eixo se encontra apoiado por somente dois rolamentos.

Em uma montagem com somente dois rolamentos, para que cargas axiais sejam admissíveis em ambas as direções sem a presença da folga axial (*axial clearance* ou *endplay*, em inglês) que há em rolamentos de duas carreiras, é necessário o uso de um par de rolamentos de rolos cônicos ou de um par de rolamentos de esferas de contato angular. Para tais pares de rolamentos, é possível utilizar uma disposição face-a-face (*face-to-face*, em inglês) ou costa-a-costa (*back-to-back*, em inglês), conforme ilustrado pela Fig. (6.9). A Timken (2019) recomenda o uso das disposições costa-a-costa uma vez que essas disposições aumentam a distância efetiva d_e entre as forças de reação no eixo, o que implica em reações menores para uma mesma carga de momento.

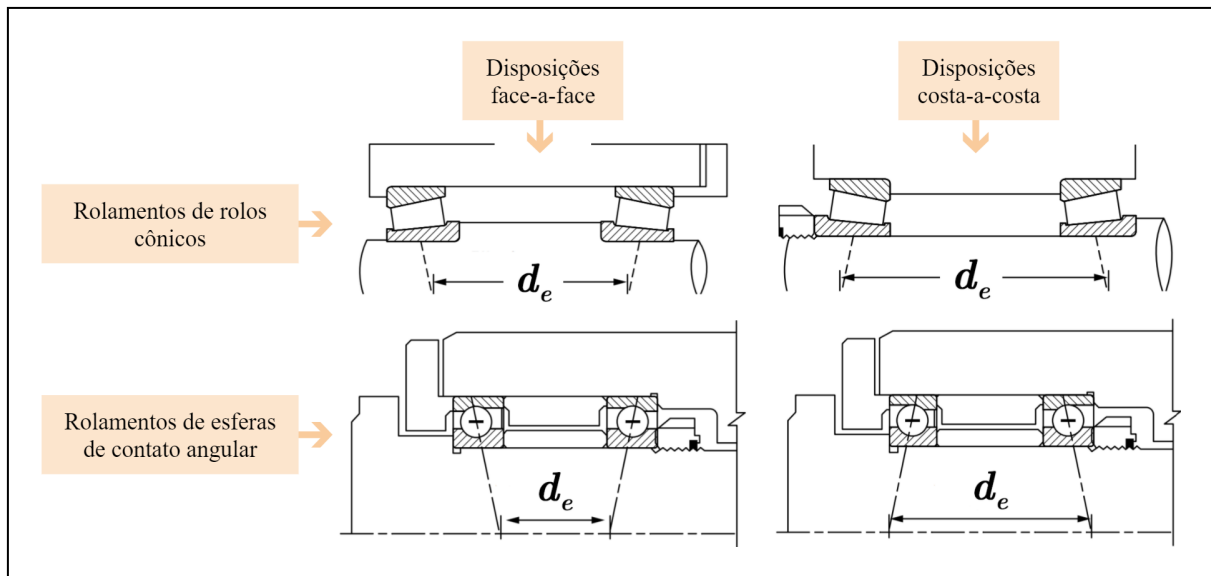


Figura 6.9. Possíveis disposições para os rolamentos do *spindle*. Adaptado de Timken (2019).

Todas as disposições da Fig. (6.9) requerem algum mecanismo de pré-carga para eliminar a folga axial na montagem e aumentar a rigidez dos rolamentos. Para uma disposição costa-a-costa, uma forma simples e ajustável de estabelecer a pré-carga é através do aperto de uma porca sobre uma rosca usinada no eixo, conforme ilustrado pelo desenho no canto superior-direito da Fig. (6.9). É interessante observar então que, devido à geometria porta-pinças proposta na seção 6.4.2, o eixo já deve ter uma rosca M50x1,5. Propõe-se então que essa rosca seja aproveitada também para o estabelecimento da pré-carga através de uma porca M50x1,5. Assim, se reduz a complexidade e o custo do eixo. A Tabela (6.7) apresenta a porca selecionada.

Tabela 6.7. Apresentação-resumo da porca selecionada para pré-carga dos rolamentos.

Porca Padronizada KM-10 (Cofermeta, 2021)	
Dimensões	
	<p>G = M50x1,5 Dm = 70 mm B = 11 mm D = 61 mm m = 6 mm n = 2,5 mm</p>
Peso	0,13 kg
Custo	R\$ 12,49
Para travar a porca, utilizar um adesivo retentor ou uma porca KM-10 que já possua uma trava de nylon embutida, como oferecido pela LockPar (2021).	

Para que o encosto da porca M50x1,5 no anel interno de um rolamento seja adequado, é necessário que o rolamento tenha um diâmetro do furo de pelo menos 50 mm.

Tendo em mente os tamanhos dos *spindles* utilizados nos projetos analisados na Tab. (3.2) e os resultados obtidos por esses projetos, se espera que não haja nenhuma necessidade de se utilizar rolamentos com diâmetros do furo ainda maiores.

Portanto, propõe-se o uso de rolamentos com diâmetros do furo de exatamente 50 mm. O uso de rolamentos desse tamanho ainda traz a vantagem de minimizar os escalonamentos e a remoção de material na fabricação do eixo, uma vez que o diâmetro de 50 mm dos encostos dos rolamentos será muito próximo ao diâmetro maior da rosca M50x1,5. Assim, mais uma vez, se reduz a complexidade e o custo do eixo.

Ao comparar rolamentos de rolos cônicos com rolamentos de esferas de contato angular, Slocum (1994b, tradução nossa) observa que os de rolos cônicos "não podem alcançar a performance dimensional" dos de esferas de contato angular, que por sua vez "não podem alcançar a capacidade de carga e a rigidez" dos rolamentos de rolos cônicos. Complementando essa comparação geral com uma análise dos rolamentos amplamente disponíveis para compra no mercado, quatro observações resultaram na determinação do uso de rolamentos de rolos cônicos:

1. Encontrou-se que o custo dos rolamentos dentro de uma mesma classe de precisão tende a ser semelhante. Por exemplo: selecionando-se uma classe de precisão P5, diâmetros do furo e externo de 50 mm e 80 mm, respectivamente, e a mesma fabricante (NSK), um rolamento de esferas de contato angular é encontrado por USD 110,08 (MISUMI, 2021a) enquanto que um de rolos cônicos é encontrado por USD 118,16 (MISUMI, 2021b). Portanto, o uso de rolamentos de contato angular não aparenta implicar em um ganho de precisão para um mesmo orçamento de projeto;
2. Encontrou-se que, devido às aplicações automotivas dos rolamentos de rolos cônicos, estes podem ser encontrados com uma precisão comum por preços em volta de R\$ 50,00 a unidade (SKF, 2021f). Consequentemente, os rolamentos de rolos cônicos oferecem uma alternativa de barateamento do projeto (que é acompanhada por uma perda de precisão, é claro) que os rolamentos de esferas de contato angular não oferecem;
3. Encontrou-se que rolamentos de esferas de contato angular com vedação (*sealing*, em inglês) não são amplamente disponíveis para compra no mercado. Portanto, a necessidade de uma vedação externa não é uma desvantagem exclusiva aos rolamentos de rolos cônicos;
4. Observou-se que a maior rigidez dos rolamentos de rolos cônicos convém a este projeto por reduzir a carga radial no motor. Afinal, quanto maior for a rigidez do rolamento do lado do motor, menor será a reação sob responsabilidade do motor.

Entre os rolamentos de rolos cônicos com diâmetro do furo de 50 mm, os das famílias 32910 e 32010 X, apresentados na Fig. (6.10), foram considerados como opções por possuírem as menores dimensões. Assim, o custo e o peso do eixo e do cabeçote do *spindle* são minimizados.

Dimensões principais			Capacidades de carga básica		Classificações de velocidade		Designação
			Dinâmica	Estática	Referência	Limite	
d [mm]	D [mm] ↑↓	T [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	[r/min]	[r/min]	
50	72	15	41.3	53	7 000	8 500	■ 32910
50	80	20	75.1	88	6 300	8 000	☆ ■ 32010 X

☆ = Item popular - Alto nível de disponibilidade e uma solução econômica de modo geral

Figura 6.10. Apresentação dos rolamentos considerados para o *spindle*. Adaptado de SKF (2021g).

Na Figura (6.10), percebe-se que a família 32010 X é destacada como uma opção mais econômica e com alto nível de disponibilidade e, de fato, averiguou-se que esses rolamentos são oferecidos por vários fabricantes e fornecedores. Por esse motivo, essa família de rolamentos foi selecionada. Em seguida, a SKF foi selecionada como a fabricante por oferecer capacidades de carga e classificações de velocidade um pouco acima das oferecidas pela outra fabricante consultada, a NSK (2021?). Por fim, duas opções de precisão foram consideradas. A Tabela (6.8) e a Fig. (6.11) apresentam então os rolamentos selecionados.

Tabela 6.8. Apresentação-resumo dos rolamentos selecionados para o *spindle*.

2 Rolamentos de Rolos Cônicos 32010 X da SKF (2021a, 2021d, 2021e, 2021i)		
Velocidades de Referência e Limite	6300 rpm e 8000 rpm	
Desalinhamento Máximo Permitido	4 minutos de arco \approx 1000 μ rad	
Cargas Radiais C_r	$C_r = R $ Equivalem ao módulo das reações transversais R no eixo.	
Cargas Axiais C_a	$C_{a,min} = 0,5 \frac{C_r}{1,4} \quad \& \quad C_a = \max(C_{a,min}; C_{a,eq})$ Cargas radiais induzem cargas axiais mínimas $C_{a,min}$, mas o valor da carga necessária para o equilíbrio $C_{a,eq}$ toma prioridade se for maior. *	
Fator de Segurança Estático	$FS_{E,rol} = \frac{88 \text{ kN}}{\max(C_r; 0,5 C_r + 0,8 C_a)}$	
Fator de Segurança Dinâmico para Vida Infinita	$FS_{F,rol} = \frac{9,65 \text{ kN}}{\max(C_r; 0,4 C_r + 1,4 C_a)}$	
Rigidez Radial Estimada	800 N/ μ m **	
Rigidez Axial Estimada	144 N/ μ m **	
Massa por Unidade	0,38 kg	
Classe de Precisão	P5 (Selecionada)	Normal (Alternativa)
Código do Rolamento	32010 X/QP5	32010 X/Q
Custo por Unidade	R\$ 918,94 (IRSA Rolamentos, 2021)	R\$ 50,00 (SKF, 2021f)

Tolerâncias-Chave dos Rolamentos		
Batimento Radial do Anel Interno	6 μm ***	20 μm
Amplitude das Tolerâncias nos Diâmetros (Ver Fig. (6.11))	$\Delta d_{mp} = 0,010 \text{ mm} \text{ ***}$ $\Delta D_{mp} = 0,011 \text{ mm} \text{ ***}$	$\Delta d_{mp} = 0,012 \text{ mm}$ $\Delta D_{mp} = 0,016 \text{ mm}$
Tolerâncias Recomendadas para os Encostos no Eixo		
Rugosidade Média	0,8 μm ***	
Batimento Radial	2 μm (IT3÷2@50mm)	3,5 μm (IT4÷2@50mm)
Amplitude das Tolerâncias no Diâmetro	0,007 mm (IT4@50mm)	0,011 mm (IT5@50mm)
Tolerâncias Recomendadas para os Encostos no Cabeçote		
Rugosidade Média	1,6 μm ***	3,2 μm
Batimento Radial	4 μm (IT4÷2@80mm)	9,5 μm (IT6÷2@80mm)
Amplitude das Tolerâncias no Diâmetro	0,013 mm (IT5@80mm)	0,030 mm (IT7@80mm)

* Para situações com dois rolamentos de rolos cônicos *A* e *B* iguais em uma disposição costa-a-costa, como ocorre neste projeto, é possível provar que:

$$\begin{cases} C_{a,eq,A} = \max \left(C_{a,min,B} - F_f; F_0 - \frac{F_f}{2} \right) \\ C_{a,eq,B} = \max \left(C_{a,min,A} + F_f; F_0 + \frac{F_f}{2} \right) \end{cases}$$

Onde F_0 é a pré-carga e a força axial externa F_f é positiva quando se opõe à reação do rolamento *B*.

** As fabricantes raramente oferecem valores de rigidez para rolamentos. A rigidez radial corresponde a um valor fornecido pela Schaeffler (2021) para um rolamento de rolos cônicos de dimensões semelhantes. A rigidez axial corresponde a 18% da rigidez radial, tendo em mente que essa proporção foi verificada nos exemplos de rigidez de rolamentos de rolos cônicos de padrão métrico da Timken (2021).

*** Informações complementadas através do manual da Timken (2019), uma vez que algumas informações não foram encontradas no site da SKF. Ambas as fabricantes seguem a ISO 492 (ISO, 2014).

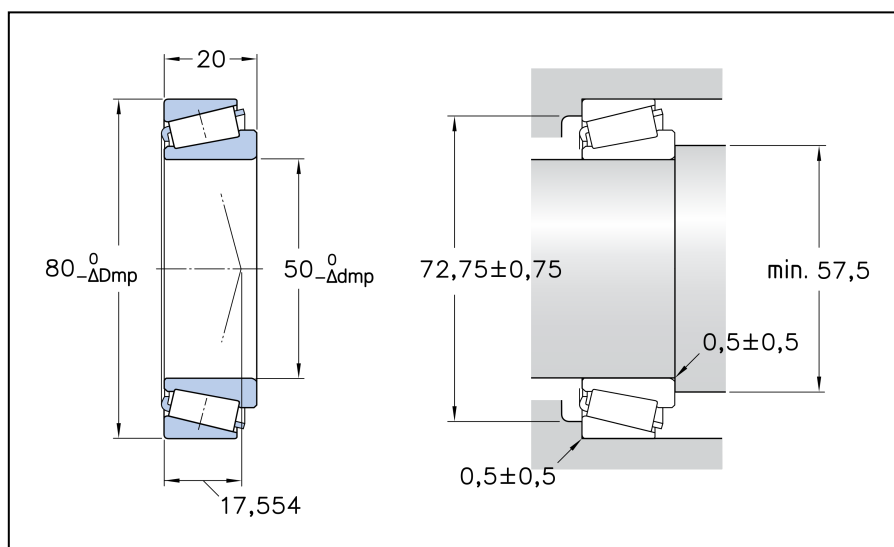


Figura 6.11. Dimensões em mm dos rolamentos seleccionados para o *spindle* e dos encostos recomendados. Adaptado de SKF (2021a).

No *spindle* do mini-torno, os anéis externos dos rolamentos estarão fixos enquanto que os anéis internos estarão girando junto com o eixo. Portanto, o batimento radial dos anéis internos em particular influenciará diretamente o movimento rotativo do eixo do *spindle*. A classe de precisão P5 foi então selecionada justamente visando a minimização dessa medida. Vale ressaltar que a classe P5 é correspondente (Timken, 2019) à classe ABEC 5 que Slocum (1994b) indica ser utilizada em muitas máquinas-ferramentas.

Por outro lado, é possível se observar na Tab. (6.8) que o uso da classe normal de precisão não só barateia os rolamentos, como também o eixo e o cabeçote do *spindle*, uma vez que as tolerâncias recomendadas para essas peças passam a ser menos exigentes. Por esse motivo, a classe de precisão normal foi apresentada na Tab. (6.8) como uma alternativa de barateamento do projeto. Ter essa alternativa é importante uma vez que os custos de fabricação do eixo e do cabeçote do *spindle* são atualmente desconhecidos.

6.4.4 AJUSTE DOS ROLAMENTOS

As recomendações das fabricantes (SKF, 2021i, Timken, 2019) para o ajuste dos rolamentos resultam em uma interferência para o anel onde a carga será rotativa (anel interno, no caso deste projeto). Essa recomendação visa evitar a corrosão via *fretting* dos encostos dos rolamentos e, em alguns casos, promover uma pré-carga radial dos rolamentos. Em rolamentos de rolos cônicos, contudo, uma pré-carga radial não é necessária, já que a pré-carga pode ser inteiramente axial. Já para o anel onde a carga será pontual (anel externo, no caso deste projeto), o ajuste pode ser com interferência, com folga ou intermediário.

Neste projeto, para evitar o surgimento de quaisquer erros devido a folgas entre as peças, se propõe que ajustes com inteferência sejam utilizados tanto nos anéis internos quanto nos anéis externos dos rolamentos.

A Tabela (6.8) indica, nas linhas "Amplitude das Tolerâncias no Diâmetro", as diferenças máximas admissíveis entre os diâmetros máximos e mínimos dos encostos dos rolamentos de acordo com as recomendações das fabricantes, mas não indica, contudo, o deslocamento desses diâmetros máximos e mínimos em relação aos diâmetros nominais.

Neste projeto, convém que a montagem e desmontagem dos componentes seja facilitada por dois motivos:

1. Para facilitar a montagem e desmontagem da máquina para a realização de investigações e testes, durante a sua prototipagem inicial;
2. Para facilitar a montagem e desmontagem da máquina pelo público-alvo do mini-torno, que pode ter interesse em desmontar a máquina utilizando poucas ferramentas especializadas.

Portanto, dentro da proposta de se usar ajustes com interferência para todos os anéis, o que se pode fazer é empregar deslocamentos das faixas de tolerâncias que resultem sempre em uma interferência provável mínima de 1 μm . Assim, uma interferência é sempre garantida mas as interferências prováveis máximas são as menores possíveis.

O uso de interferências prováveis ao invés das interferências teóricas é importante pois evita a especificação de interferências desnecessárias, facilitando ainda mais a montagem e a desmontagem dos componentes. Scholz (2007) indica vários métodos estatísticos para a determinação da composição provável de tolerâncias. Entre os métodos apresentados, o método de "toleranciamento estatístico via simulação" (que consiste basicamente em uma aplicação do método de Monte Carlo apresentado na seção 2.3 deste projeto) foi identificado como o mais simples. Para os fins deste projeto, esse método foi então aplicado considerando-se uma distribuição aleatória uniforme para as tolerâncias nos rolamentos e nos encostos e uma confiabilidade de 95%. Ou seja, entre as $N = 10^6$ simulações individuais de Monte Carlo realizadas, os $0,025 \times N = 25000$ maiores e menores resultados para a interferência final entre os componentes foram descartados e as interferências prováveis máximas e mínimas foram então igualadas aos extremos que restaram. As amplitudes das tolerâncias estiveram sempre em conformidade com a Tab. (6.8) enquanto que os deslocamentos das tolerâncias foram variados até que interferências prováveis mínimas de 1 μm fossem encontradas.

Por fim, foram consideradas as dimensões dos rolamentos de classe de precisão P5 selecionados na Tab. (6.8) e na Fig. (6.11): $\varnothing 50_{-0,010}^0$ mm para os anéis internos e $\varnothing 80_{-0,011}^0$ mm para os anéis externos. Dessa forma, identificou-se que:

1. **Os encostos dos anéis internos devem possuir dimensões de $\varnothing 50_{-0,001}^{+0,006}$ mm, o que implica em interferências teóricas entre -1 e 16 μm e em interferências prováveis entre 1 e 14 μm .** Vale ressaltar que, para reduzir os trechos do eixo que devem ser fabricados com essas tolerâncias, leves alívios de usinagem podem ser adicionados ao eixo. Em cima disso, para evitar o surgimento de uma concentração de tensões no eixo maior do que aquela que será identificada adiante na Fig. (6.13), o alívio não pode ter um diâmetro menor que $\varnothing 48$ mm ou um raio de entalhe menor que 0,5 mm;
2. **Os encostos dos anéis externos devem possuir dimensões de $\varnothing 80_{-0,022}^{-0,009}$ mm, o que implica em interferências teóricas entre -2 e 22 μm e prováveis entre 1 e 19 μm .**

Como valores negativos de interferência representam a existência de uma folga, se percebe como o uso das interferências teóricas implicaria na necessidade de deslocar as tolerâncias dos encostos entre 2 e 3 μm , adicionando 2 a 3 μm de interferência desnecessária a cada ajuste.

Além disso, ainda é possível observar como os ajustes propostos podem ser realizados através da contração ou expansão térmica dos componentes antes da montagem. Considerando-se eixo, cabeçote e rolamentos de aço e um coeficiente de dilatação térmica para o aço em condições normais (20 °C) de em média entre 12,5 $\mu\text{m}/\text{m}\cdot\text{K}$ (Matweb, 2021a), uma folga para a montagem dos anéis internos pode ser obtida com uma diferença de temperatura de 23 °C entre os componentes enquanto que uma folga para a montagem dos anéis externos pode ser obtida com uma diferença de temperatura de 20 °C.

Já para a desmontagem do *spindle*, a Schaeffler (2013) apresenta vários métodos de extração de rolamentos que podem ser consultados. A necessidade de ferramentas especiais depende da interferência real entre os componentes. Para garantir uma montagem e desmontagem mais fácil possível dos componentes, os rolamentos podem ser comprados e medidos antes da fabricação do eixo e do cabeçote do *spindle*. Assim, as tolerâncias dos encostos podem ser refinadas tendo em mente as dimensões reais dos rolamentos.

6.4.5 PRÉ-CARGA DOS ROLAMENTOS

A Timken (2019, 2021) mostra como, em rolamentos de rolos cônicos, pré-cargas de aproximadamente 20, 35 e 10 μm por rolamento maximizam, respectivamente, a vida dos rolamentos (aproximadamente +20%), a rigidez dinâmica de um *spindle* (redução de aproximadamente 35% na complacência do sistema a vibrações) e a acurácia da usinagem de uma peça de trabalho pelo sistema (nenhuma escala relativa foi fornecida) em relação a um sistema "justo", sem pré-carga nem folga axial (*endplay*, em inglês). Por outro lado, se a pré-carga por rolamento ultrapassar aproximadamente 40 μm , a vida dos rolamentos começa a cair abaixo da vida avaliada ou nominal, devido às altas cargas axiais induzidas pela pré-carga. No outro extremo, se um rolamento de rolos cônicos possuir uma folga axial acima de 40 μm , a sua vida também começa a cair abaixo da vida avaliada ou nominal devido a outros efeitos.

Tendo em mente essas observações, se propõe o estabelecimento de uma pré-carga máxima de 30 μm por rolamento, com a expectativa de que durante a operação da máquina, devido à efeitos térmicos, a pré-carga nos rolamentos varie entre 0 e 30 μm .

Cálculos preliminares mostraram que variações de temperatura podem aumentar ou reduzir a pré-carga nos rolamentos, dependendo da razão entre as variações de temperatura no eixo e no cabeçote. Para alguns valores dessa razão, efeitos de aumento e redução da pré-carga inclusive se cancelam, de tal forma que as dimensões do *spindle* se manterão estáveis independentemente das temperaturas de operação da máquina. A construção de um modelo de geração e transferência de calor que permita uma análise determinística dos efeitos térmicos sobre a pré-carga nos rolamentos foi considerada como algo que: A) excede os recursos disponíveis para este projeto inicial; & B) deve ser realizada com o apoio de experimentos utilizando um protótipo do mini-torno. Portanto, as determinações da pré-carga inicial ideal e das temperaturas de operação admissíveis na máquina ficam reservadas para um trabalho futuro.

Considerando-se a rigidez axial dos rolamentos de 144 N/ μm exposta na Tab. (6.8), a pré-carga máxima de 30 μm implica em uma força de pré-carga máxima F_0 :

$$F_0 = (30 \mu\text{m})(144 \text{ N}/\mu\text{m}) = 4320 \text{ N} \quad (25)$$

No projeto da máquina, esse valor da Eq. (26) foi considerado como o pior caso possível para a pré-carga. Apesar disso, vale ressaltar que, como as tensões de flexão serão dominantes no eixo do *spindle*, variações na pré-carga dos rolamentos influenciam muito pouco os cálculos de segurança do eixo. Ou seja, a operação do *spindle* com pré-cargas fora da faixa proposta pode ser admissível se os efeitos vibracionais observados e a redução da vida dos rolamentos forem aceitáveis.

Estabelecer uma pré-carga ou folga inicial extrema pode não fazer sentido, mas permitir que os usuários levem a máquina até níveis maiores de pré-carga ou folga pode ser interessante para garantir a versatilidade da máquina. Durante uma prototipagem inicial do projeto, pode ser uma boa prática estabelecer uma pré-carga de aproximadamente 15 μm por rolamento e então observar atentamente o comportamento da máquina. A partir dessas observações, a pré-carga inicial e os limites admissíveis podem ser atualizados de forma iterativa.

6.4.6 CONCEPÇÃO DO EIXO

Tendo em mente as escolhas e determinações feitas até o momento neste capítulo 6 do trabalho, a Fig. (6.12) apresenta a concepção proposta para o eixo do *spindle*.

Na Figura (6.12), a distância de 45 mm entre os rolamentos foi identificada como uma distância mínima que evita cargas demasiadamente grandes nos rolamentos mas mantém as dimensões gerais do mini-torno próximas dos requisitos da Tab. (5.1). Já a dimensão de 3 mm indica uma folga idealizada entre a porca KM-10 da Tab. (6.7) e o comprimento de rosca mínimo reservado para a porca ER-40 estabelecido pela Fig. (6.8). Essa folga foi idealizada para a instalação de uma das vedações dos rolamentos. As distâncias entre os centros de carga dos rolamentos e entre o centro de carga do rolamento frontal e a extremidade da peça de trabalho foram então obtidas através da composição dessas dimensões de 45 mm e de 3 mm com as dimensões das Tabs. (6.6) e (6.7) e das Figs. (6.8) e (6.11), considerando-se uma peça de trabalho com 80 mm de comprimento. Os valores "quebrados" dessas dimensões têm origem na dimensão de 17,554 mm da Fig. (6.11).

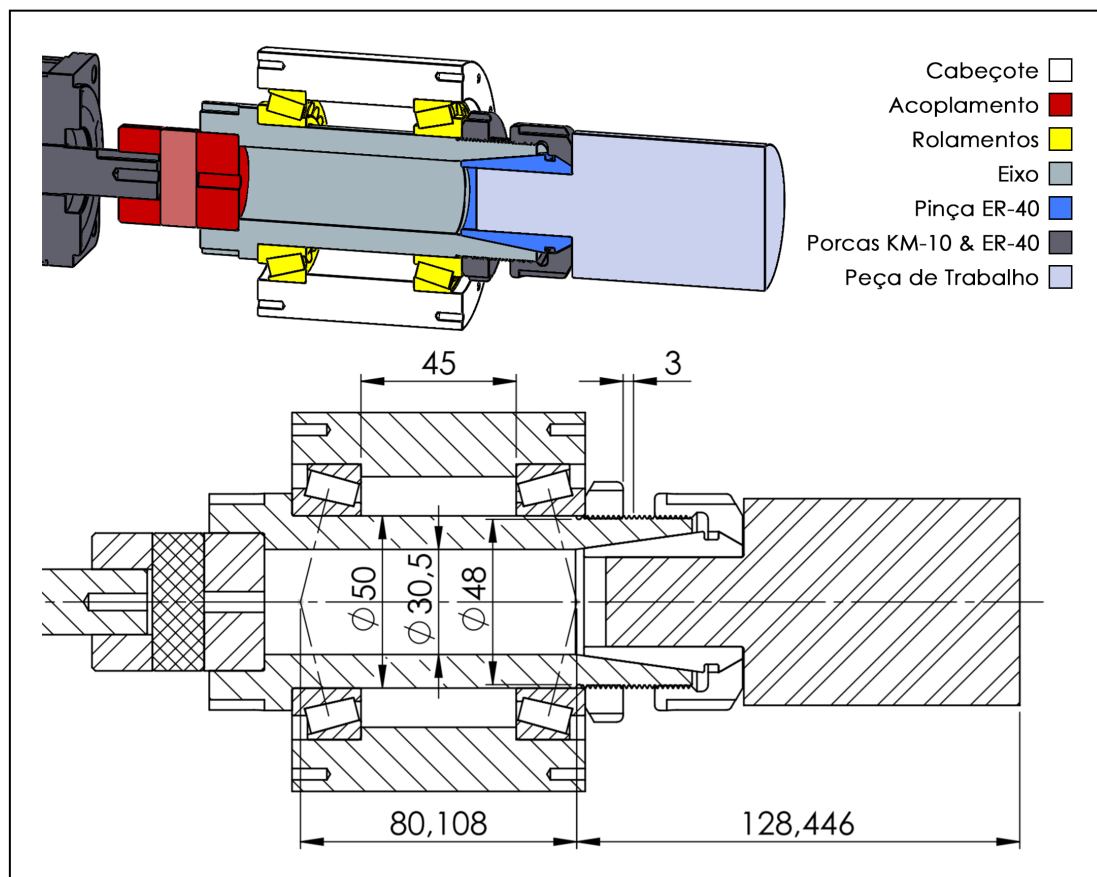


Figura 6.12. Concepção do eixo do *spindle* com dimensões em mm.

Os diâmetros que embasarão o projeto do eixo na seção 6.4.7 a seguir também se encontram destacados na Fig. (6.12). O diâmetro de 48 mm em particular corresponde a um alívio para facilitar a fabricação da rosca no nariz do eixo.

A parte traseira do eixo do spindle foi idealizada para receber os mesmos rasgos de uma porca ER-40. Assim, se minimizam os tipos de ferramentas que devem ser utilizados para apertar as porcas KM-10 e ER-40.

Por fim, o eixo do *spindle* ainda contará com vedações plásticas, impressas em 3D, para os rolamentos. Essas vedações serão fixadas nos suportes do cabeçote e por isso serão apresentadas somente junto com o projeto dos suportes no capítulo 7 (Detalhamento para Prototipagem).

6.4.7 PROJETO DO EIXO

Tanto para o "projeto para precisão" quanto para o "projeto para segurança" do eixo, identificou-se que o ponto crítico do eixo se situa no centro de carga do rolamento frontal, que coincide aproximadamente com o alívio de $\varnothing 48$ mm idealizado para facilitar a fabricação da rosca no nariz do eixo. A Figura (6.13) identifica esse ponto crítico dentro do diagrama de corpo livre do eixo.

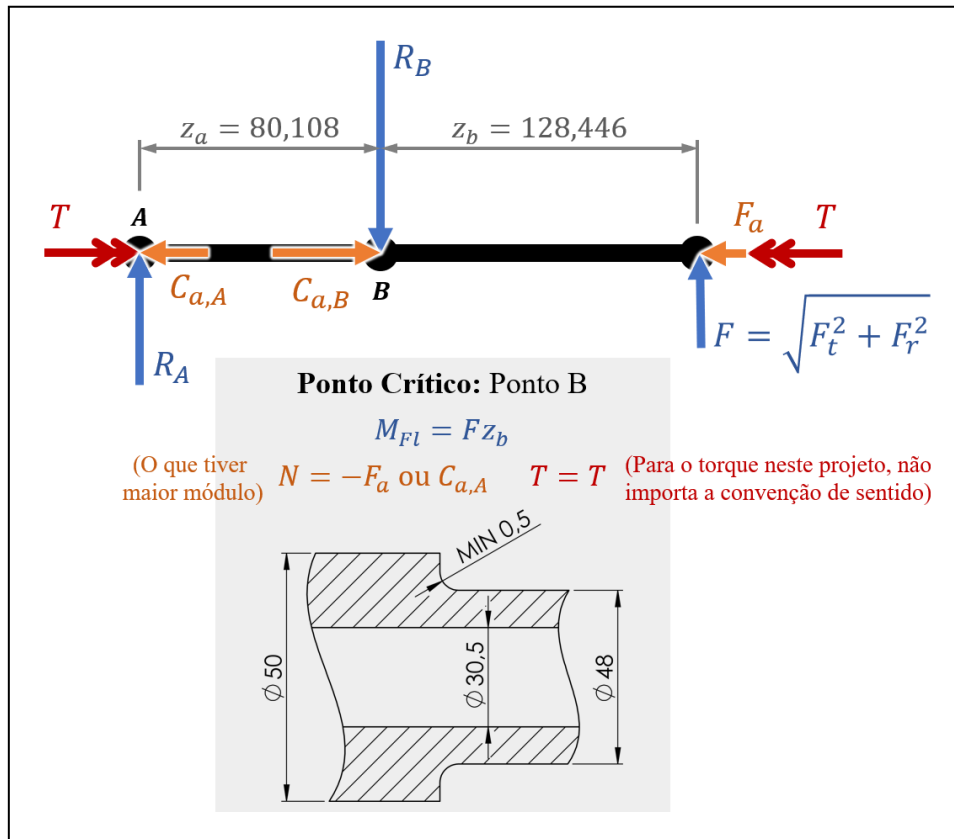


Figura 6.13. Diagrama de corpo livre para o eixo do *spindle*, incluindo indicação dos esforços internos e da concentração de tensões no ponto crítico. Dimensões em mm.

Esse é o ponto de interesse do "projeto para precisão" uma vez que ele corresponde ao sistema de coordenadas "3" da Fig. (5.3) e da Tab. (5.3), que recebe os desvios resultantes da deflexão do eixo do *spindle*. Em outras palavras, isso significa que no orçamento de erro do projeto, as deflexões do eixo são contabilizadas exatamente nesse ponto.

Já quanto ao "projeto para segurança", esse é o ponto crítico do eixo por reunir:

1. O momento fletor máximo no eixo;
2. A tensão normal máxima no eixo, independentemente de qual força for maior entre F_f e a carga axial $C_{a,A}$ no rolamento A;
3. O torque no eixo;
4. A concentração de tensões resultante do alívio para fabricação da rosca.

Vale observar que, na Fig. (6.13), as forças entre a ferramenta e a peça de trabalho já estão posicionadas em uma posição radial nula na peça de trabalho. Esse posicionamento faz sentido para o "projeto para segurança" uma vez que as forças máximas da Eq. (24) só ocorrem todas juntas na usinagem (ou tentativa de usinagem) de recursos de raio próximo a zero. Já para o "projeto para precisão", as forças da Eq. (14) podem ser posicionadas em qualquer posição radial. Fazendo-se uma transposição das forças da Eq. (14) de uma posição radial máxima para uma posição radial nula, devem surgir não só o torque que pode ser visualizado na Fig. (6.13) como também um momento devido à transposição da força de avanço F_f . Esse momento, contudo, é oposto ao momento maior que será gerado pela força de penetração F_p , de tal forma que desprezá-lo é conservador e pouco significativo. Portanto, esse momento foi desprezado para que tanto o "projeto para precisão" quanto o "projeto para segurança" pudessem aproveitar as mesmas formulações.

O peso próprio dos componentes, estimado em 6 N para uma peça de trabalho de alumínio e 12 N para o eixo do *spindle* em aço, também foi desprezado. Para o "projeto para segurança", esses valores são insignificantes enquanto que para o "projeto para precisão", desprezá-los é conservador, uma vez que, empregando-se uma direção ideal de usinagem, é possível fazer com que as forças de gravidade e de corte se subtraíam entre si, conforme previsto na seção 2.2.4.

Para o "projeto para precisão", está claro que serão considerados aqueles resultados obtidos a partir das forças mínimas da Eq. (14). Agora, para o "projeto para segurança", é interessante caracterizar um pouco mais as cargas no eixo tendo em mente os diferentes critérios de falha que serão considerados. A SKF (2021c) argumenta que cargas de pico eventuais como as da Eq. (24) podem ser consideradas somente em critérios de falha estáticos. Já para critérios de falha dinâmicos quando existem cargas variáveis, a SKF (2021c) recomenda o uso de uma carga média composta por uma média ponderada entre as cargas mínimas e máximas, onde as máximas possuem o dobro do peso. Aplicando-se essa média ponderada aos valores das Eqs. (14) e (24), as seguintes cargas médias são obtidas:

$$\begin{cases} F_{c,med} = 2474 \text{ N} \\ F_{f,med} = 317 \text{ N} \\ F_{p,med} = 316 \text{ N} \end{cases} \quad (26)$$

Tendo em mente a utilidades das cargas mínimas, médias e máximas, definidas respectivamente nas Eqs. (14), (26) e (24), em diferentes partes do projeto, o projeto foi realizado então através de uma rotina em *Mathcad* (Apêndice II). Nessa rotina, todos os valores que variam dependendo das cargas sendo consideradas são calculados como vetores onde os primeiro, segundo e terceiro itens correspondem respectivamente às situações com cargas mínimas, médias e máximas. A Figura (6.14) ilustra esse funcionamento da rotina, mas a sua íntegra deve ser consultada para a verificação de todos os cálculos realizados.

Essa rotina em *Mathcad* para projeto do eixo (Apêndice II) se baseia fundamentalmente nas dimensões e no ponto crítico da Fig. (6.13) e nas cargas das Eqs. (14), (26) e (24), além da pré-carga máxima estabelecida na Eq. (25). A rotina identifica as suas referências neste trabalho, as formulações utilizadas e os critérios de falha considerados através de comentários com fundo laranja, amarelo e azul, respectivamente.

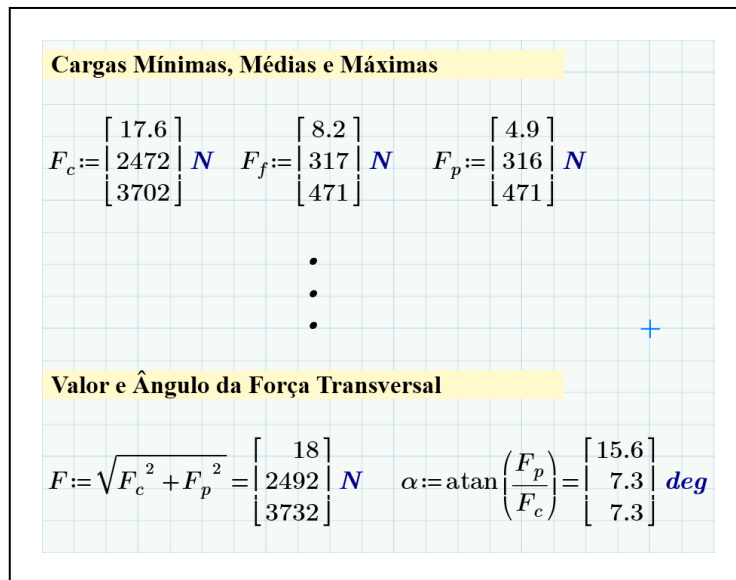


Figura 6.14. Demonstração de como situações com cargas mínimas, médias e máximas foram consideradas simultaneamente na rotina para projeto do eixo (Apêndice II).

Os fatores de concentração de tensão utilizados foram sempre correspondentes às dimensões exatas da Fig. (6.13) ou à opção conservadora mais próxima dentro dos diagramas de Pilkey & Pilkey (2008). Já o material selecionado para o eixo foi o Aço AISI 4340, normalizado, em tarugos de até $\varnothing 100$ mm, com resistência à tração S_{ut} de 1110 MPa, resistência ao escoamento S_y de 710 MPa e módulo de elasticidade E de 200 GPa. (Matweb, 2021a)

As Tabelas (6.9) e (6.10) apresentam os resultados do projeto do eixo. A Tabela (6.9) foca no "projeto para precisão" enquanto que a Tab. (6.10) foca no "projeto para segurança".

Tabela 6.9. Deflexões no eixo do *spindle*, no centro de carga do rolamento frontal, em uma situação de acabamento final.

Deflexão	Valor
Linear no Eixo X	-0,016 μm
Linear no Eixo Y	+0,057 μm
Angular no Eixo X (Plano YZ)	+2,5 μrad
Angular no Eixo Y (Plano XZ)	+0,7 μrad

As direções e os sentidos das deflexões estão em conformidade com o sistema de coordenadas padrão da Fig. (5.3).

Comparando-se os resultados da Tab. (6.9) com as quantificações preliminares de erros disponíveis na Tab. (5.5), percebe-se que a deflexão angular no nariz do *spindle* foi superestimada na Tab. (5.5) devido à consideração errônea de que uma situação de usinagem de precisão (como a operação de acabamento final modelada na seção 6.1, por exemplo) faria com que os rolamentos do *spindle* chegassem à metade do nível permitido de desalinhamento. As contas das seções 6.1 e 6.3 deste trabalho revelaram que há duas ordens de grandeza de diferença entre as forças mínimas e máximas no mini-torno. Tendo em mente essa descoberta, valores de deflexão bem menores já eram esperados e os resultados da Tab. (6.9) condizem com essa expectativa.

Tabela 6.10. Fatores de segurança para diferentes critérios de falha no eixo do *spindle*.

Critério de Falha	Fator de Segurança		Observações
	Considerando-se as...		
	Cargas Médias da Eq. (25)	Cargas Máximas da Eq. (24)	Os destaques em cinza indicam o tipo de carga relevante em cada modo de falha.
#1 Desalinhamento nos Rolamentos	2,78	1,86	Budynas & Nisbett (2014) indicam que a vida dos rolamentos reduz significativamente quando o desalinhamento excede os limite aceitáveis. A combinação desse critério com o #4 indica a possibilidade de uma vida infinita para os rolamentos.
#2 Falha Estática nos Rolamentos	16,5	14,1	Em casos com cargas de pico onde deformações permanentes não são aceitáveis, a SKF (2021h) sugere um fator de segurança 4 ou maior.
#3 Falha Dinâmica nos Rolamentos (Vida Infinita)	1,30	1,19	Para facilitar os cálculos, um critério de vida infinita foi utilizado ao invés do tradicional cálculo de vida. A combinação desse critério com o #2 indica a possibilidade de uma vida infinita para os rolamentos.
#4 Falha Estática do Eixo (Von-Mises)	7,43	5,13	Ver #5.
#5 Falha Dinâmica do Eixo (ASME Elíptico) (Vida Infinita)	2,79	1,86	Considerando-se dados dos materiais e modelos analíticos representativos e condições ambientais iguais às de um laboratório comum, Norton (2013) sugere o uso de um fator de segurança 2.

Tendo em mente todas as observações da Tab. (6.10), os fatores de segurança encontrados foram considerados adequados no mínimo para uma prototipagem inicial do *spindle* ou do mini-torno como um todo. Após uma prototipagem parcial ou total, testes podem ser conduzidos para: A) determinar de forma exata variáveis de cálculo que foram estimadas; & B) observar o comportamento e a segurança do mini-torno diante de situações extremas. Em última instância, se os valores da Tab. (6.10) forem considerados inaceitáveis, eles podem ser melhorados através da imposição de um limite de torque ao motor selecionado, conforme discutido nas seções 6.2.1 e 6.3.

Por fim, devido à alta disponibilidade e usinabilidade entre as ligas de aço mais comuns (Favorit, 2021), o aço AISI 1045 foi selecionado para a fabricação do cabeçote. Tendo em mente o fator de segurança para a falha estática do eixo de 5,13 encontrado, se supõe que essa especificação está adequada. As dimensões do cabeçote serão finalizadas junto com o projeto dos seus suportes no capítulo 7 (Detalhamento para Prototipagem). Cálculos detalhados de segurança para o cabeçote devem ser feitos futuramente antes do uso do mini-torno CNC.

6.4.8 COMPOSIÇÃO DO BATIMENTO RADIAL DO SPINDLE

Além das deflexões da Tab. (6.9), há mais uma forma que o *spindle* contribui para o aparecimento de erros na usinagem que é o seu batimento radial. O batimento radial do *spindle* será uma composição dos batimentos radiais:

1. **Dos anéis internos dos rolamentos:** 6 μm ou 20 μm , a depender da classe de precisão empregada, conforme indicado na Tab. (6.8);
2. **Da geometria porta-piças no eixo do *spindle* em relação aos encostos dos rolamentos:** 10 μm , mantendo-se o valor da Fig. (6.8);
3. **Da pinça ER-40 sendo utilizada:** 5 μm , conforme indicado na Tab. (6.6);

A composição desses batimentos não será, contudo, uma simples soma desses valores. A Timken (2019) revela que um erro de batimento radial inclui erros de coaxialidade (ou excentricidade) e erros de cilindridade. Quando os componentes do *spindle* são ajustados entre si, a pressão entre os componentes tende a neutralizar os erros de cilindridade, possivelmente criando novos erros de excentricidade no processo, enquanto que os erros de excentricidade podem se somar ou se subtrair, dependendo das suas direções. Para garantir uma melhor composição dos erros de batimento e evitar a criação de desvios angulares, a Timken (2019) recomenda:

1. O posicionamento do rolamento que tiver um batimento radial maior na traseira do *spindle*;
2. O alinhamento dos pontos altos de batimento radial dos anéis dos rolamentos entre si. O ponto alto do anel interno de um rolamento deve ser alinhado com o ponto alto do anel interno do outro, e o mesmo deve ser feito para os anéis externos;
3. A oposição dos pontos altos dos anéis dos rolamentos com os pontos altos dos seus encostos no eixo e no cabeçote. Aqui, vale ressaltar que essa oposição dos batimentos radiais também é possível no posicionamento de pinças ER, conforme demonstrado por Xynudu (2020);

Por fim, a Timken (2019) ainda sugere a retificação do nariz do *spindle* após a sua montagem como uma forma de se obter um batimento radial final do *spindle* menor do que o batimento radial dos rolamentos em si. Essa opção não foi considerada, contudo, devido aos prováveis altos custos.

Em seguida, tendo em mente as possibilidades apresentadas, três métodos de se estimar a composição real do batimento radial do *spindle* foram consideradas. A Tabela (6.11) apresenta esses três métodos. Ela se baseia nos valores de batimento resumidos no início desta seção do trabalho.

Tabela 6.11. Métodos considerados para a composição do batimento radial do *spindle*.

Método	Explicação	Resultados	
		Considerando-se o uso de rolamentos com uma classe de precisão...	
		P5	Normal
#1 Pior Caso	Se o componente com o maior batimento tiver um batimento totalmente excêntrico e os outros elementos não tiverem excentricidades, não será possível realizar qualquer oposição dos batimentos e o batimento do <i>spindle</i> será igual ao batimento do pior componente.	10 μm	20 μm

Método	Explicação	Resultados	
		Considerando-se o uso de rolamentos com uma classe de precisão... P5	Normal
#2 Método de Monte Carlo	Para cada componente, assumiu-se uma distribuição aleatória uniforme entre 0 e o batimento máximo do componente. 10 ⁶ simulações foram realizadas. O resultado de cada simulação foi a melhor possível subtração entre os componentes. O valor máximo após o descarte dos 2,5% × 10 ⁶ = 25000 maiores valores (95% de confiança) foi tomado como o resultado final.	6,4 μm	14,7 μm
#3 Relação Empírica Baseada em um Projeto Existente	Na fabricação de um mini-torno, Kuklov (2018) reporta ter obtido 6,35 μm de batimento no <i>spindle</i> após ter previsto um batimento de 25 μm. Informações sobre como a previsão foi feita não foram fornecidas. No melhor dos casos, essa experiência indica que é possível atingir um batimento equivalente à 25,4% da soma dos batimentos individuais.	5,3 μm	8,9 μm

Em última instância, uma prototipagem do *spindle* é necessária para determinar a real composição do batimento radial entre os componentes. Para construção do orçamento de erro do projeto, optou-se por utilizar o valor corresponde ao método #2. Assim, encontrou-se que o batimento radial do *spindle* será de 6,4 μm, uma vez que os rolamentos de classe P5 foram ultimamente selecionados na Tab. (6.8). No orçamento de erro do projeto, esse valor determinado deve ser introduzido entre os sistemas de coordenadas 2 e 3 estabelecidos na Tab. (5.3), uma vez que a composição de batimentos realizada foi até a pinça ER-40, ou seja, até o ponto de fixação da peça de trabalho na pinça, ponto que corresponde ao "pé" ou centro de rigidez da peça de trabalho.

6.5 PROJETO DOS ESTÁGIOS LINEARES

A partir das recomendações do capítulo 2 (Fundamentação Teórica) e do conceito proposto no capítulo 5 (Projeto Conceitual), ambos os estágios lineares do mini-torno CNC foram concebidos para serem compostos pela seguinte combinação de componentes padronizados:

1. Um motor;
2. Um atuador, como uma barra roscada ou um fuso de esferas, incluindo uma castanha, um adaptador para fixação do carro móvel do respectivo eixo na castanha, suportes adequados para a barra ou fuso e um acoplamento flexível para conexão da barra ou fuso ao motor;
3. Um par de guias lineares com dois patins em cada guia, de tal forma que os carros móveis dos eixos X e Z estarão apoiados por quatro patins cada.

Os motores dos estágios lineares já foram selecionados na seção 6.2.2 do trabalho. As seções a seguir apresentam a seleção dos atuadores e das guias lineares.

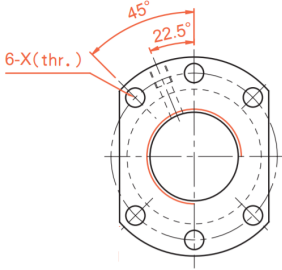

6.5.1 SELEÇÃO DOS ATUADORES


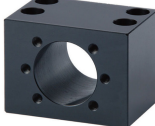

Para os atuadores dos estágios lineares, o uso de barras roscadas foi considerado inicialmente. Uma pesquisa das opções disponíveis demonstrou contudo que, com exceção de algumas opções altamente especializadas como as da Steinmeyer (2017), barras roscadas são normalmente oferecidas em graus comuns e de precisão que possuem precisões no passo de 250 $\mu\text{m}/300\text{ mm}$ e 75 $\mu\text{m}/300\text{ mm}$, respectivamente (Thomson Linear, 2014). Essas precisões posicionam essas barras roscadas como comparáveis aos graus de precisão padrão C10 (210 $\mu\text{m}/300\text{ mm}$) e C7 ou C8 (50 ou 100 $\mu\text{m}/300\text{ mm}$, respectivamente) de fusos de esferas (TBI Motion, 2021). Uma vez que graus de precisão maiores já se mostraram necessários nos orçamentos preliminares do capítulo 5 (Projeto Conceitual), essas precisões foram consideradas inadequadas.

Fusos de esferas foram então selecionados. Entre os modelos disponíveis, aqueles da série 1605 ($\varnothing 16\text{ mm}$ de diâmetro e 5 mm de passo) foram identificados como mais populares. Modelos dessa série são disponibilizados por uma variedade de fabricantes e fornecedores internacionais e nacionais (TPA Motion, 2021; WGB Automação Industrial, 2021?), de tal forma que empregá-la reduz o custo e aumenta as opções de aquisição dos fusos de esferas. Foi observado ainda que o uso de diâmetros menores como $\varnothing 14$ ou $\varnothing 12\text{ mm}$ não reduz os custos dos fusos (TPA Motion, 2021).

O custo, a disponibilidade e a precisão dos fusos de esferas foram então os critérios de seleção principais nesta parte do projeto. Um fuso de esferas da série 1605 foi selecionado com um grau de precisão C3, em conformidade com o ajuste do conceito proposto para a máquina no final do capítulo 5 (Projeto Conceitual). A Tabela (6.12) apresenta então um resumo não só dos fusos de esferas selecionados, incluindo as suas castanhas, como também dos adaptadores, suportes e acoplamentos selecionados a partir das recomendações da TBI Motion (2021). Devido às dimensões semelhantes entre os estágios lineares, os mesmos componentes serão empregados nos dois estágios.

Tabela 6.12. Apresentação-resumo dos componentes selecionados para os atuadores de ambos os estágios lineares.

Componente	Observações
 <p>Fuso de Esferas SF(N)UR1605T4-DGC3-300-P2 incluindo castanha da TBI Motion (2021), com extremidades pré-usinadas</p>	<p>Os prefixos e sufixos "SF(N)U...T4...D..." indicam que a castanha é única, com flange, estilo "NU" ou "U" (que segue o padrão DIN 69051 Forma B ilustrado), com 4 voltas e dois alívios.</p> <p>Já os prefixos e sufixos "...R...GC3...300...P2" indicam que o fuso possui rosca direita, é retificada com grau de precisão C3, tem comprimento total de 300 mm e um nível P2 de pré-carga, com ausência de <i>backlash</i>.</p> <p>Essas opções são comuns e essas informações podem ser utilizadas para que um fuso equivalente seja comprado de outra fabricante.</p>
 <p>Suporte do Lado Flutuante EF12-C3 da SYK (2021a)</p>	<p>Os suportes da série "12" são os indicados para apoiar fusos de esferas de até $\varnothing 16\text{ mm}$.</p> <p>O sufixo "C3" indica que o suporte possui precisão adequada para o apoio de barras roscadas com grau de precisão C3.</p>

Componente	Observações
 <p data-bbox="277 394 576 456">Suporte do Lado Fixo EK12 da SYK (2021b)</p>	<p data-bbox="687 286 1385 427">O suporte EK12 da SYK (2021b) possui precisão adequada para o apoio de barras roscadas com grau de precisão C3, mas não possui o sufixo "C3" por ser a opção principal da fabricante. O sufixo pode ser necessário no caso de outras fabricantes.</p>
 <p data-bbox="237 629 619 658">Adaptador MGD16 da SYK (2021c)</p>	<p data-bbox="687 539 1385 600">Tanto esse quanto os outros acessórios também são fornecidos por outras fabricantes.</p>
 <p data-bbox="225 837 635 898">Acoplamento Flexível de Precisão, sem backlash, GS9C da TECMAF (2021a)</p>	<p data-bbox="703 725 1369 866">Capacidade de transmissão de torque de 3 N·m. Admite tanto o diâmetro de aproximadamente $\varnothing 9,5$ mm do eixo do motor selecionado (Fig. (6.6)) quanto o diâmetro de $\varnothing 10$ mm da extremidade pré-usinada do fuso da TBI Motion (2021).</p>

A presença de um fator de segurança 13,3 na seleção de fusos de esfera da série 1404 ($\varnothing 14$ mm de diâmetro e 4 mm de passo) por Aguilar et al. (2013) na construção de um torno-fresa reconfigurável com um porte maior que o porte deste projeto aparenta indicar que a seleção de um fuso de esferas da série 1605 para este projeto é segura. Ainda assim, cálculos de segurança e vida podem ser realizados futuramente seguindo-se as instruções no catálogo da TBI Motion (2021).

6.5.2 SELEÇÃO DAS GUIAS LINEARES

Apesar de uma nomenclatura variável, as fabricantes de guias lineares possuem um padrão internacional de guias. Esse padrão corresponde à série "HG" da HIWIN (2021), à série "TR" da TBI Motion (2021) e à série "HSR" da THK (2021). Esse padrão foi selecionado então devido à sua alta disponibilidade (o que implica também em preços reduzidos) e devido à indicação da HIWIN (2021), que o recomenda para várias aplicações em máquinas-ferramentas.

O menor tamanho comum desse padrão (trilhos HGR-15, na nomenclatura da HIWIN (2021)) foi então pré-selecionado para o cálculo das cargas nas guias lineares. Identificou-se que o pior caso de carregamento ocorrerá no carro do eixo Z, uma vez que nesse carro as forças de usinagem estarão presentes com os maiores braços de alavanca, e que as maiores cargas ocorrerão no patim onde o equilíbrio dos momentos das forças de usinagem resultam em forças que se somam às próprias forças de usinagem no carregamento do patim.


Uma rotina em *Mathcad* (Apêndice III) foi então desenvolvida para o cálculo da segurança e da vida das guias lineares. As forças nos patins foram encontradas através de cálculos de equilíbrio e em seguida a metodologia de projeto da HIWIN (2021) foi aplicada. A rotina (Apêndice III) está comentada com explicações e deve ser consultada para a verificação de todos os cálculos realizados. A Tabela (6.13) apresenta os resultados da rotina.

Tabela 6.13. Resultados de segurança e vida para as guias lineares.

Fator de Segurança Estático	Vida em Kilômetros	Vida em Horas	Vida em Dias de Serviço Contínuo
4,50	364 km	12118 h	505 dias
As vidas em horas e em dias consideraram médias de 0,2 mm e 2500 rpm para o avanço e para a rotação do <i>spindle</i> , implicando em uma velocidade média de 500 mm/min.			

A partir dos resultados da Tab. (6.13), se considerou que o tamanho que havia sido pré-selecionado para as guias lineares é adequado para este projeto. Para aplicações de trilhos HGR-15 em máquinas-ferramenta, a HIWIN (2021) recomenda o uso de patins com a classe ZA de pré-carga. Já para os trilhos, se verificou que a classe "normal" de precisão manteria os erros introduzidos pelas guias lineares próximos aos estimados no orçamento de erro preliminar do capítulo 5 (Projeto Conceitual). Como já havia sido identificado que os erros introduzidos pelas guias lineares não estavam entre os mais significativos, essa classe foi considerada adequada. A Tabela (6.14) apresenta os componentes específicos que foram selecionados a partir dessas observações.

Tabela 6.14. Apresentação-resumo dos componentes especificados para as guias lineares.

Trilhos e Patins da Série HG-15 da HIWIN (2021)	
	
Componente	Observações
2 Trilhos HGR-15, Classe de Precisão "Normal", com 340 mm de comprimento para o eixo Z	Comprimentos foram selecionados a partir da disposição dos componentes do projeto em um software de CAD 3D e coincidem com comprimentos sugeridos de $(40+60n)$ mm, onde n deve ser um número inteiro.
2 Trilhos HGR-15, Classe de Precisão "Normal", com 400 mm de comprimento para o eixo X	
8 Patins HGH-15-CA-ZA-C (2 por trilho, 4 por estágio, 8 no total)	A classe de pré-carga implica em uma ausência de folgas.
Observações de Precisão:	
As superfícies de referência laterais para os trilhos devem ter uma altura de 3 mm, filetes máximos de 0,5 mm e um paralelismo entre si de 18 μ m. As superfícies de referência inferior não podem ter uma diferença de altura maior do que 85 μ m para uma distância entre centros de 500 mm, o que implica em uma diferença de altura máxima de 15 μ m para a distância entre centros deste projeto. A HIWIN (2021) ainda oferece recomendações para o torque dos parafusos de fixação das guias. Se essas recomendações forem seguidas, o movimento de cada patim terá um paralelismo de no máximo 17 μ m ao longo de todo o curso dos trilhos selecionados.	

Foi verificado que os componentes especificados na Tab. (6.14) são disponibilizados também por uma variedade de fornecedores e fabricantes nacionais e internacionais (Automation 4 Less, 2021, Roleste, 2021, TBI Motion, 2021; TECMAF, 2021c). Portanto não só componentes da HIWIN podem ser adquiridos em diferentes fornecedores, como também o uso de componentes de outra fabricante pode ser considerado desde que os cálculos de segurança e vida do Apêndice III sejam atualizados para as capacidades de carga desses fabricantes.

7 DETALHAMENTO PARA PROTOTIPAGEM

Uma vez finalizado o projeto dos componentes críticos do projeto, esses componentes puderam ser dispostos em um software de CAD 3D, o que permitiu a realização de um projeto inicial dos componentes estruturais da máquina (carros móveis e cama).

7.1 PROJETO DOS CARROS MÓVEIS

O carro móvel do eixo Z do mini-torno CNC foi idealizado para ser composto por uma base que será montada sobre o estágio linear do eixo Z, um suporte para o motor do *spindle* e um par de suportes iguais para o cabeçote do *spindle*. Já o carro móvel do eixo X foi idealizado para ser composto por uma base igual à base do eixo Z e por um *gang plate*.

O par de suportes do cabeçote do *spindle*, apresentado na Fig. (6.1), foi desenvolvido primeiro.

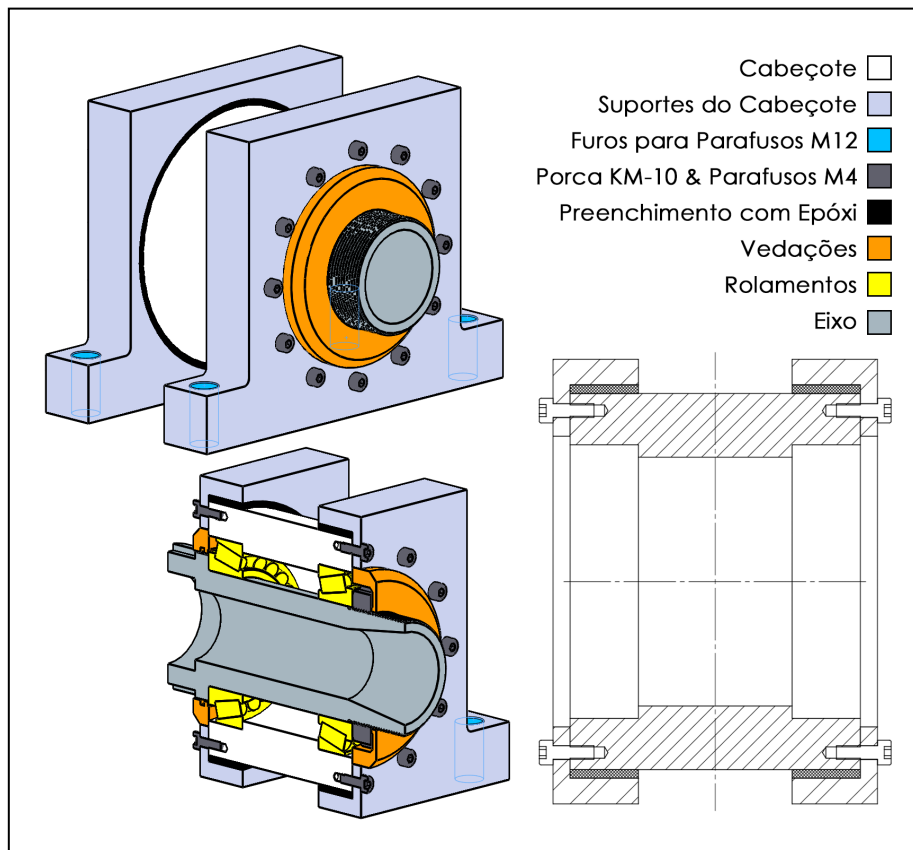


Figura 7.1. Ilustração dos suportes do cabeçote do *spindle* do mini-torno CNC, que permitem a integração do *spindle* ao carro móvel do eixo Z.

Esses suportes do cabeçote foram concebidos para serem fabricados a partir de placas de Alumínio 6061-T6 na espessura comum de uma polegada. As ligas 5052 e 6061-T6 de alumínio foram identificadas como as de maior disponibilidade no mercado e então a liga 6061-T6 foi selecionada devido à sua maior resistência mecânica e usinabilidade em comparação à liga 5052 e suas variações. (GGD Metals, 2021)

Para simplificar o projeto, os dois suportes do cabeçote são 100% iguais. As cargas axiais no *spindle* serão suportadas majoritariamente pelos suportes frontal e traseiro, dependendo da direção da carga. Se necessário, os suportes podem vir a ser conectados longitudinalmente entre si com barras roscadas ou outra forma de conexão entre as extremidades dos suportes. Já as cargas radiais serão transmitidas aos suportes de alumínio pelo preenchimento com epóxi. Diferentes formulações de epóxi possuem, em média, coeficientes de expansão térmica 2,5 vezes maior que o alumínio e 5 vezes maior que o aço. (Dunn, 2016) Conseqüentemente, o preenchimento com epóxi tende a ser "pré-carregado" com uma compressão com o aquecimento da máquina, melhorando não só a adesão entre os materiais mas também a rigidez e resistência do conjunto no caso das resinas ou massas epóxi que apresentam resistência e rigidez maior contra a compressão. Se possível, o preenchimento deve ser realizado com uma formulação de epóxi em duas partes, de cura lenta, com pouca liberação de calor durante a cura. Assim, o preenchimento com epóxi pode ser aplicado com o conjunto todo a uma temperatura mais baixa, o que garantiria uma "pré-carga" mínima do preenchimento com epóxi em qualquer temperatura do ambiente acima de uma temperatura mínima, independentemente do tempo de operação do mini-torno CNC. A seleção de uma resina ou massa epóxi específica levando em consideração essas observações pode otimizar o comportamento da máquina.

Os parafusos M4 visíveis na Fig. (7.1) foram idealizados então não para o suporte das cargas no *spindle* (que ficará sob responsabilidade dos suportes e do preenchimento com epóxi) mas para o alinhamento preciso do eixo Z do spindle antes da aplicação do preenchimento com epóxi. Com o auxílio dos parafusos M4, o cabeçote deve ser montado nos suportes, que por sua vez devem ser montados na carro móvel do eixo Z. Em seguida, as perpendicularidades horizontal e vertical do eixo Z da máquina podem ser medidas e ajustadas através do aperto e folga dos parafusos M4. Se ajustes maiores forem necessários, calços podem ser empregados, enquanto que o ajuste fino fica sob responsabilidade dos parafusos. Somente quando perpendicularidades ideais forem obtidas é que o preenchimento com epóxi deve ser aplicado para fazer com que as perpendicularidades obtidas se tornem permanentes. Esse processo de fabricação é análogo ao processo de replicação proposto por Slocum (1992), que é utilizado para adicionar superfícies com tolerâncias ideais a uma peça fabricada com tolerâncias piores. A diferença está no fato de que no processo de replicação tradicional, um gabarito de precisão ou ajustável precisa ser fabricado, enquanto que, neste caso, os próprios suportes do cabeçote atuam como um gabarito ajustável, o que é mais conveniente para a produção de um protótipo inicial da máquina.

Todas as formas e dimensões dos suportes foram concebidas para minimizar a retirada de material e a necessidade de tolerâncias exigentes na usinagem dos componentes. Assim, o custo de fabricação da máquina pode ser reduzido. Os furos para os parafusos M4 nos suportes, por exemplo, foram concebidos para terem um diâmetro maior que $\varnothing 4$ mm, o que possibilita a montagem dos componentes mesmo na presença de desvios nas posições dos furos rosqueados no cabeçote. Permitir que esses desvios ocorram é conveniente uma vez que os furos rosqueados no cabeçote serão muito provavelmente aplicados em operações secundárias de usinagem.

Os suportes foram concebidos para levantar o eixo central do *spindle* a uma altura de 65 mm, correspondente à altura de 30 mm do *gang plate* apresentado na Fig. (7.2) mais o raio máximo da peça de trabalho incluindo folga R_{max} de 35 mm, definido na Tab. (5.4).

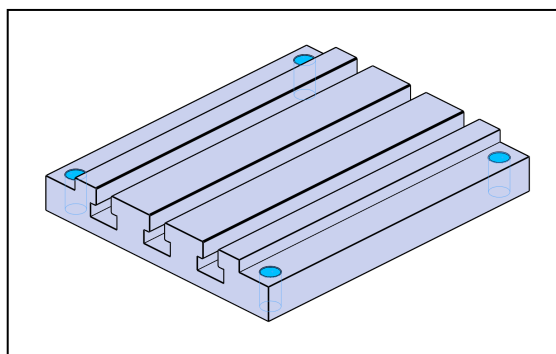


Figura 7.2. Ilustração do *gang plate* do mini-torno CNC, compatível com vários porta-ferramentas, permitindo a fixação simultânea de várias ferramentas de corte no carro do eixo X.

As dimensões e tolerâncias do *gang plate* foram inspiradas nas características do *gang plate* da Tormach (2020a) e na norma DIN 650 (DIN, 1989). Com o auxílio de calços para o alinhamento correto da linha de centro, os porta-ferramentas compactos tipo *gang* de diversas fabricantes podem ser utilizados (ECI, 2019; Richlin Machinery, 2020a; Tormach, 2020a). O uso de porta-ferramentas tipo *gang* não é obrigatório, contudo, uma vez que a maioria dos porta-ferramentas padronizados são fixados através de um parafuso central, de tal forma que ou podem ser fixados diretamente no *gang plate* com o uso de porcas "T" ou podem ser adaptados para essa fixação. Porta-ferramentas indexáveis ou de troca rápida podem ser utilizados desde que os erros de repetibilidade associados sejam aceitáveis. Para níveis máximos de precisão e rigidez, portas-ferramentas únicos para cada tipo de ferramenta devem ser projetados e fabricados. Se propõe fabricar o *gang plate* em Alumínio 6061-T6 tendo em mente as forças identificadas na Eq. (14) para uma operação de acabamento final. Se uma precisão maior for desejada durante operações mais demandantes e/ou na usinagem de aço, a fabricação do *gang plate* em aço é recomendada, devido à maior rigidez do aço. Seja o *gang plate* de alumínio ou aço, porcas "T" apropriadas para a fixação de cada porta-ferramenta devem ser sempre utilizadas para evitar o cisalhamento ou desgaste dos canais em "T" do *gang plate*.

Em seguida, a Fig. (7.3) apresenta o suporte do motor do *spindle*. A concepção desse suporte levou em consideração as mesmas preocupações exploradas na concepção dos suportes do cabeçote. Se propõe fabricá-lo a partir de uma placa de Alumínio 6061-T6 com uma polegada de espessura.

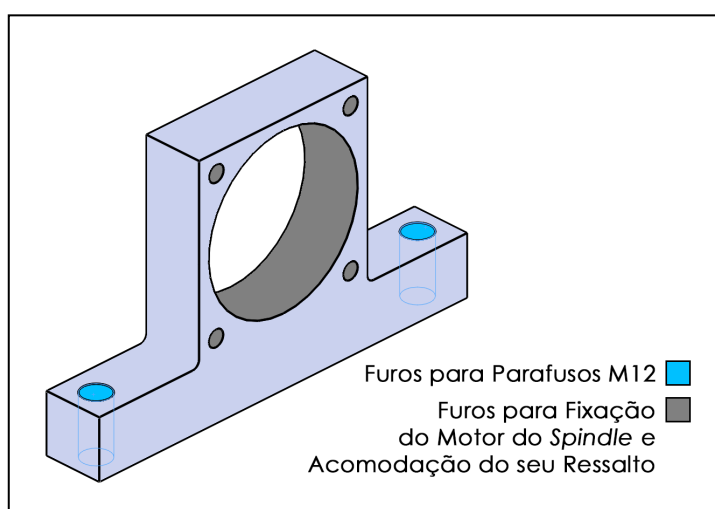


Figura 7.3. Ilustração do suporte do motor do *spindle* do mini-torno CNC, que permite a fixação do motor no carro móvel do eixo Z.

Por fim, a Fig. (7.4) apresenta a base dos carros móveis. Ambos os carros móveis foram concebidos para possuírem bases iguais. Se propõe fabricar ambas as unidades a partir de uma placa de Alumínio 6061-T6 com meia polegada de espessura.

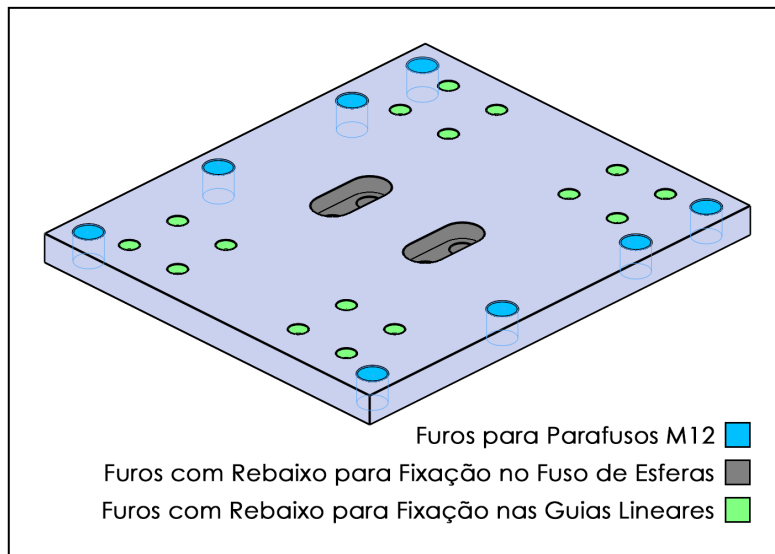


Figura 7.4. Ilustração da base dos carros móveis dos eixos X e Z do mini-torno CNC.

Os furos para parafusos M12 visíveis na Fig. (7.4) coincidem com os furos correspondentes nas Figs. (7.1), (7.2) e (7.3). É através desses furos, com o uso de parafusos e porcas M12, que os componentes apresentados podem ser montados para compor os carros móveis da máquina. O espaçamento necessário para a montagem de parafusos M12 de cabeça hexagonal foi uma preocupação considerada durante o desenvolvimento de todos os componentes apresentados.

7.2 PROJETO DA CAMA

Dependendo dos custos relativos do emprego de um centro de usinagem de precisão versus o emprego de mais trabalho manual, a produção em escala da cama do mini-torno CNC pode ser feita principalmente de duas formas:

1. Através da produção de um esqueleto ou quadro metálico único que já possui todas as superfícies de referência de precisão necessárias para a instalação dos estágios lineares;
2. Através do uso de superfícies de referência individuais, mais baratas, replicadas nas suas posições ideais com o uso de um gabarito de precisão.

Para a produção de uma unidade inicial do projeto, a produção de um gabarito implica provavelmente nos mesmos custos da produção de um esqueleto metálico único. Como o uso do esqueleto único reduz o trabalho manual na fabricação da máquina, ele se torna preferível.

A Figura (7.5) apresenta então o esqueleto idealizado. Esse esqueleto já faz parte da cama do torno e convém que ele seja pesado. Portanto, a decisão entre produzi-lo em Alumínio (6061-T6 preferivelmente, pelos motivos expostos na seção anterior) ou em Aço (AISI 1045 preferivelmente, pela alta disponibilidade e melhor usinabilidade entre as ligas mais comuns (Favorit, 2021)) depende do custo de fabricação. A fabricação em Alumínio é preferível somente se a fabricação em

Aço for consideravelmente mais cara. Além disso, também é interessante considerar o uso de um Aço Inoxidável no lugar do Aço AISI 1045 na fabricação do cabeçote do *spindle* e do esqueleto da cama. Assim, a oxidação das superfícies de precisão desses componentes pode ser evitada.

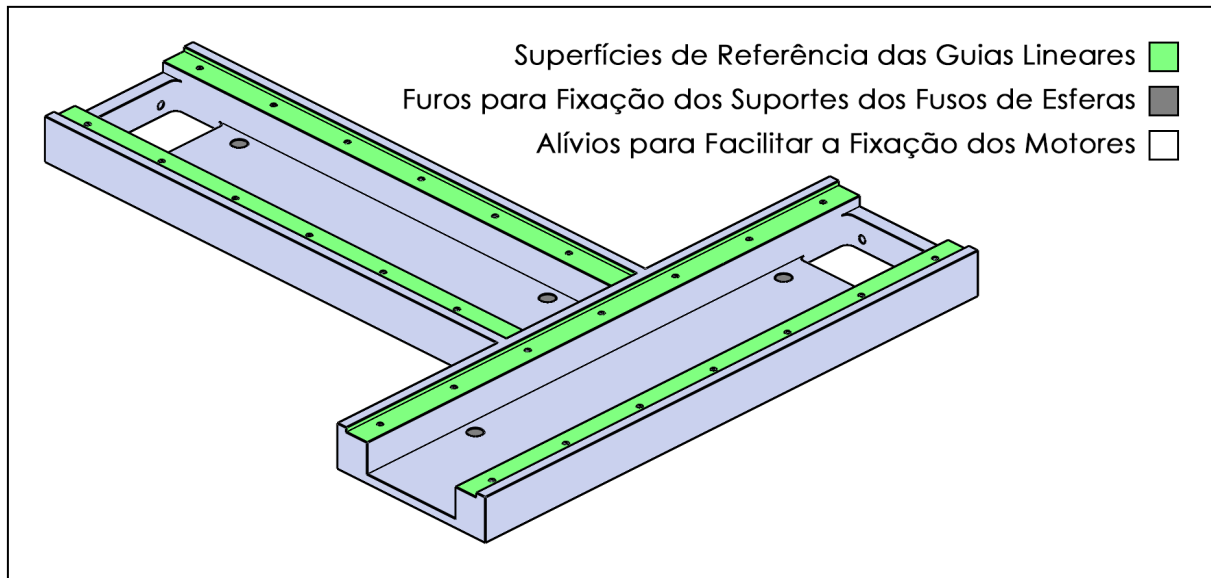


Figura 7.5. Ilustração do esqueleto metálico da cama do mini-torno CNC.

Para baratear o esqueleto da cama, ele foi concebido com somente dois furos de fixação para cada um dos motores dos estágios lineares, já que a altura necessária para os outros dois furos de fixação aumentaria muito a remoção de material necessária na usinagem do esqueleto. Pode ser necessária a adição de adaptadores que permitam a fixação dos furos superiores dos motores e/ou a adição de apoios que ofereçam mais rigidez ao posicionamento dos motores.

Como as guias lineares selecionadas na Tab. (6.14) implicam na necessidade de tolerâncias geométricas de paralelismo de $18\ \mu\text{m}$ no esqueleto da Fig. (7.5), se propõe que o perpendicularismo entre os eixos X e Z do mini-torno CNC no esqueleto também seja de $18\ \mu\text{m}$, na expectativa de que esse valor de perpendicularismo não vai trazer custos para o esqueleto além dos custos já impostos pelas tolerâncias de paralelismo. Para a inspeção dessas tolerâncias no esqueleto, é mais fácil usar as superfícies do eixo X (as "abas" do "T") como datum, de tal forma que esse perpendicularismo de $18\ \mu\text{m}$ será medido ao longo do comprimento de 340 mm do eixo Z.

Uma vez que o esqueleto da Fig. (7.5) estiver pronto, ele deve ser inserido em um molde simples, que pode ser feito de madeira ou impresso em 3D, para a complementação do esqueleto com granito epóxi, conforme proposto no capítulo 5 (Projeto Conceitual). Antes da aplicação do granito epóxi, as cavidades do esqueleto devem ser temporariamente preenchidas.

Se propõe que a posição precisa dos suportes dos fusos de esferas seja garantida através da instalação das guias lineares e da conexão desses componentes entre si. Assim, as guias lineares irão posicionar os fusos de esferas nas suas posições ideais, e então os suportes dos fusos poderão ser parafusados. Convém então que os furos para fixação dos suportes dos fusos tenham uma folga e não sejam rosqueados, com a fixação sendo garantida com o uso de porcas do outro lado do esqueleto. Conseqüentemente, antes da aplicação do granito epóxi, os parafusos de fixação dos suportes dos fusos devem ser temporariamente instalados e tanto as porcas do outro lado do esqueleto quanto os comprimentos excedentes dos parafusos devem ser cobertos com uma capa que

possua um pouco de folga ou flexibilidade. Essa capa pode ser feita de plástico impresso em 3D, por exemplo. Após a aplicação do granito epóxi, os parafusos podem ser retirados e as respectivas porcas estarão embutidas dentro da cama do mini-torno CNC, com uma pequena capacidade de desvio para comportar a posição ideal dos fusos. Alternativamente, esses esforços e os riscos envolvidos podem ser evitados através do toleranciamento preciso de furos rosqueados para os suportes dos fusos. Os custos relativos desses métodos podem ser considerados por quem estiver fabricando o protótipo da máquina para justificar alterações nos desenhos técnicos do Apêndice V.

Por fim, a Fig. (7.6) apresenta o resultado idealizado para a cama do mini-torno CNC após a aplicação do granito epóxi.

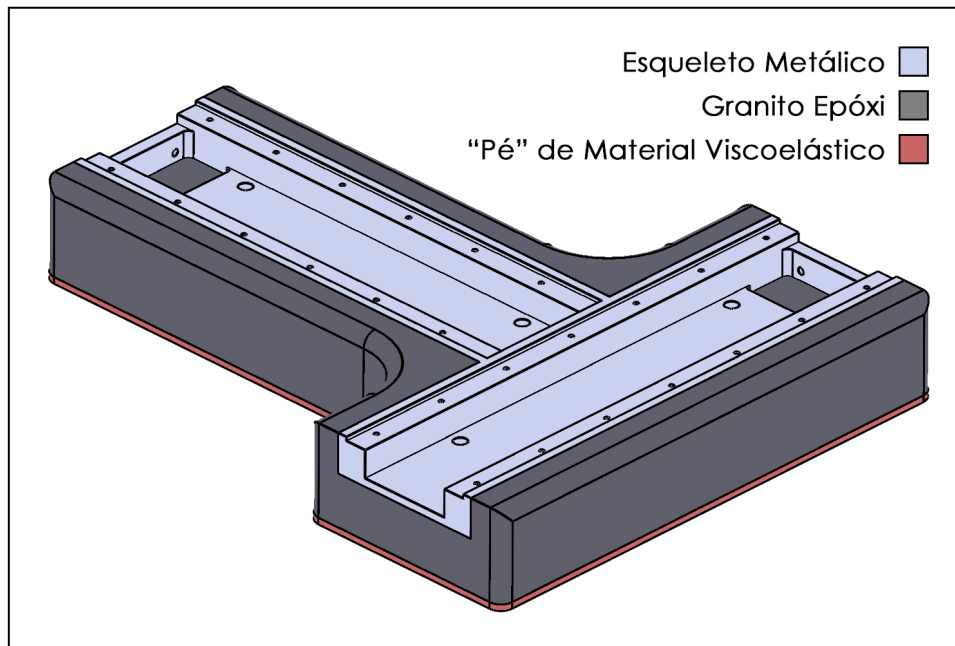


Figura 7.6. Ilustração da cama do mini-torno CNC.

Conforme previsto nos capítulos 2 (Fundamentação Teórica) e 5 (Projeto Conceitual), pode ser interessante adicionar à parte inferior da cama do mini-torno CNC pés ou um único "pé" ou camada de material viscoelástico. O motivo é que, se a fixação da máquina em uma grande fundação rígida e independente não for possível, desacoplar a máquina da mesa ou piso na qual ela está apoiada pode ser interessante, para que os apoios da máquina não amplifiquem as suas vibrações e para que vibrações externas não afetem a máquina. Hermann (2020) sugere o uso de poliestireno expandido (também conhecido como EPS ou "Isopor") pelo baixo custo e pela capacidade do EPS de dissipar energia através do amortecimento viscoso resultante dos movimentos do ar dentro do material. Diferentes tipos de EPS podem ser testados. É interessante que esses pés sejam removíveis caso os usuários do mini-torno CNC queiram adicionar mais peso à cama da máquina.

8 ORÇAMENTOS FINAIS DE CUSTO E ERRO

São construídos aqui orçamentos de custo e de erro finais para o mini-torno CNC. As mudanças em relação aos orçamentos preliminares do capítulo 5 (Projeto Conceitual) se encontram resumidas antes da apresentação de cada orçamento.

8.1 ORÇAMENTO DE CUSTO FINAL

O orçamento preliminar de custo da Tab. (5.2) foi atualizado com os componentes apresentados:

1. Nas Tabelas (6.2) e (6.4) (Motores);
2. Na Figura (6.12) (Eixo e Cabeçote do *Spindle*);
3. Nas Tabelas (6.5), (6.6), (6.7) e (6.8) (Demais Componentes do *Spindle*);
4. Nas Tabelas (6.12) e (6.14) (Atuadores e Guias Lineares);
5. E nas Figuras (7.1), (7.2), (7.3), (7.4), (7.5) e (7.6) (Carros Móveis e Cama);

Além disso, um controlador CNC da PlanetCNC (2021) foi identificado como uma alternativa mais econômica e substituiu o controlador dedicado da Masso (2020) que havia sido pré-selecionado na Tab. (5.2).

A Tabela (8.1) apresenta o orçamento atualizado. Alguns pesos foram estimados a partir do volume dos componentes e da densidade dos respectivos materiais.

Tabela 8.1. Orçamento de custo final para o mini-torno CNC.

Componente	Especificação	Custo	Peso	Quant.
Motor do <i>Spindle</i>	880-DST-A6HK1 + DYN4-H01A2-00 da DMM Technology (2021a, 2021b)	USD 457,00	4,4 kg	1
Motores dos Estágios Lineares	CPM-SDSK-2310S-ELN da Teknic (2020b, 2021a)	USD 298,00	0,6 kg	2
Eixo do <i>Spindle</i>	Projeto Próprio em Aço AISI 4340 Normalizado	Desconhecido	1,44 kg	1
Cabeçote do <i>Spindle</i>	Projeto Próprio em Aço AISI 1045	Desconhecido	3,36 kg	1
Acoplamento do <i>Spindle</i>	GS19C da TECMAF (2021b)	BRL 110,00	0,2 kg	1
Retentor para Acoplamento do <i>Spindle</i>	<i>Loctite</i> 638 da Henkel (2016)	USD 14,60	0 kg	1
Pinça para Fixação da Peça de Trabalho	Pinça ER-40 de Precisão (Shars, 2021a)	USD 18,95	0,19 kg	1

Componente	Especificação	Custo	Peso	Quant.
Porca para Fixação da Peça de Trabalho	Porca ER-40 de Alto Torque (Shars, 2021b)	USD 14,95	0,27 kg	1
Porca para Pré-Carga	KM-10 (Cofermeta, 2021)	BRL 12,49	0,13 kg	1
Rolamentos do <i>Spindle</i>	32010 X da SKF (IRSA Rolamentos, 2021)	BRL 918,94	0,38 kg	2
Fusos de Esferas	SF(N)UR1605T4-DGC3-300-P2 da TBI Motion (2021), extremidades pré-usinadas	USD 169,82	0,66 kg	2
Suportes do Lado Flutuante dos Fusos	EF12-C3 da SYK (2021a)	USD 18,99	0,32 kg	2
Suportes do Lado Fixo dos Fusos	EK12 da SYK (2021b)	USD 44,42	0,44 kg	2
Adaptadores das Castanhas dos Fusos	MGD16 da SYK (2021c)	USD 29,94	0,91 kg	2
Acoplamentos dos Fusos	GS9C da TECMAF (2021a)	BRL 65,00	0,02 kg	2
Trilhos da Guia do Eixo Z	HGR-15, Precisão "Normal", 340 mm da HIWIN (Automation 4 Less, 2021)	USD 45,70	0,49 kg	2
Trilhos da Guia do Eixo X	HGR-15, Precisão "Normal", 400 mm da HIWIN (Automation 4 Less, 2021)	USD 53,76	0,58 kg	2
Patins das Guias Lineares	HGH-15-CA-ZA-C da HIWIN (Automation 4 Less, 2021)	USD 47,17	0,18 kg	8
Suportes do Cabeçote do <i>Spindle</i>	Projeto Próprio em Alumínio 6061-T6	Desconhecido	0,53 kg	2
<i>Gang Plate</i>	Projeto Próprio em Alumínio 6061-T6	Desconhecido	2,14 kg	1
Suporte do Motor do <i>Spindle</i>	Projeto Próprio em Alumínio 6061-T6	Desconhecido	0,43 kg	1
Bases dos Carros Móveis	Projeto Próprio em Alumínio 6061-T6	Desconhecido	1,16 kg	2
Esqueleto da Cama	Projeto Próprio em Aço AISI 1045	Desconhecido	2,15 kg	1
Corpo da Cama em Granito Epóxi	(Estimativa)	USD 100,00	16,18 kg	1
Fonte para os Motores dos Estágios Lineares	IPC-5 da Teknic (2020c)	USD 262,00	1 kg	1

Componente	Especificação	Custo	Peso	Quant.
Controlador CNC	Mk3/4 + Licença da PlanetCNC (2021)	EUR 229,36	0,09 kg	1
Parafusos	(Estimativa)	USD 10,00	0,5 kg	--
Peças Plásticas	(Estimativa)	USD 20,00	0,25 kg	--
Proteções	(Estimativa)	USD 200,00	7 kg	--
Cabos	(Estimativa)	USD 200,00	0,5 kg	--
Custo Final de USD 3.643,84, sem considerar os custos de fabricação das 9 peças metálicas (7 modelos únicos) de projeto próprio. Peso Final de 52,8 kg.				

8.2 ORÇAMENTO DE ERRO FINAL

Em relação ao orçamento de erro preliminar da seção 5.6 deste trabalho, o orçamento de erro final contou com diversas alterações. Em primeiro lugar, as quatro sugestões da seção 5.7 (Ajuste do Conceito Proposto) foram implementadas. Em seguida, algumas alterações foram feitas nas variáveis da Tab. (5.4):

1. As variáveis L_{fixa} e z_{crs} tiveram os seus valores alterados de acordo com as dimensões da Fig. (6.12);
2. A variável H_{guias} foi atualizada e a variável L_{patins} (correspondente à distância entre os centros de dois patins em um trilho linear) foi incluída de acordo com as determinações da seção 6.5.2 (Seleção das Guias Lineares) e do Apêndice III (Avaliação das Guias Lineares);
3. As variáveis H_{gang} , L_{carros} e W_{carros} foram atualizadas de acordo com as dimensões dos componentes projetados no capítulo 7;

Essas alterações correspondem simplesmente a uma substituição de valores inicialmente estimados pelas dimensões reais do mini-torno CNC projetado. Por fim, alterações também foram feitas na quantificação de erros da Tab. (5.5):

1. Os erros de deflexão e deformação da peça de trabalho, que dependiam das forças de usinagem na máquina, foram atualizados para considerarem as forças menores da Eq. (14), modeladas para descreverem uma situação de acabamento final. Essa alteração teve pouco impacto nos resultados do orçamento de erro uma vez que, principalmente para uma peça de trabalho com raio de 30 mm, esses erros já estavam na ordem de 1 μm e 10 microradianos;
2. As deflexões angulares no nariz do *spindle* apresentadas na Tab. (6.9) substituíram as estimativas utilizadas no orçamento de erro preliminar;
3. As deflexões lineares no nariz do *spindle*, apresentadas na Tab. (6.9), foram introduzidas pela primeira vez, mas tiveram pouco impacto devido aos seus valores abaixo de 0,1 μm ;

4. A composição do batimento radial do *spindle* de 6,4 μm realizada na seção 6.4.8 substituiu o batimento de 5 μm que havia sido idealizado na Tab. (5.4) para o nariz do *spindle*;
5. O erro de *backlash* de $\pm 5 \mu\text{m}$ nos fusos de esferas foi removido, uma vez que um nível de pré-carga sem *backlash* foi especificado para os fusos de esferas na Tab. (6.12). Essa mudança implicou em uma melhoria de somente 1 μm de precisão em cada direção uma vez que esse erro havia sido modelado como um erro aleatório em sistemas de coordenadas onde os outros erros aleatórios dos fusos de esferas (desvio axial e flutuação) também estão presentes;
6. Os erros introduzidos pela resolução e repetibilidade dos motores dos estágios lineares aumentaram em 25%, devido ao passo maior dos fusos selecionados na Tab. (6.12) em relação aos pré-selecionados na Tab. (5.2), o que teve um impacto de somente aproximadamente 0,2 μm em cada eixo, devido à alta precisão dos motores selecionados;
7. Os desvios lineares e angulares nas guias lineares devido à folga existente nas guias pré-selecionadas na Tab. (5.2) foram substituídos pelos desvios lineares e angulares devido aos erros de paralelismo no movimento dos patins nos trilhos, que foram considerados pela primeira vez. Na prática, a seleção de patins com uma pré-carga (ou seja, sem folga) na Tab. (6.14) melhorou a precisão das guias lineares, mas essa melhoria teve pouco impacto no orçamento de erro já que ela foi compensada pela implementação dos erros de paralelismo no movimento dos patins, que haviam sido ignorados no orçamento preliminar;
8. O perpendicularismo entre os eixos X e Z na cama do mini-torno CNC foi atualizado tendo em mente as proposições da seção 7.2 (Projeto da Cama). O pior caso do desvio angular resultante (18 $\mu\text{m}/340 \text{ mm}$) é aproximadamente duas vezes maior que o pior caso que havia sido considerado na Tab. (5.5) (10 $\mu\text{m}/400 \text{ mm}$). Essa última alteração introduziu aproximadamente 5 μm de erro radial ao orçamento de erro, mas essa adição foi aceita como uma forma de minimizar custos proibitivos na fabricação da cama da máquina.

Entre esses itens, o item 2 pode ser identificado então como o principal responsável pela melhoria da precisão radial do mini-torno CNC além da precisão radial final de 50 μm que já havia sido prevista durante o ajuste do conceito da máquina na seção 5.7 do trabalho. Já o item 8 foi o que teve o maior impacto negativo na precisão da máquina.

O orçamento de erro final foi construído então através da implementação de todas essas alterações na rotina em *Mathcad* do Apêndice I, resultando na produção da rotina do Apêndice IV, que deve ser consultada para a verificação de todos os cálculos realizados. A Figura (8.1) apresenta um resumo dos resultados dessa rotina. Foi verificado que as precisões permaneciam estáveis com a variação da posição x da ferramenta de corte, conforme já havia sido observado na Fig. (5.6). Por isso, a Fig. (8.1) foca em mostrar valores de precisão para diferentes valores da posição z e para situações com e sem carregamento, já que é possível entender melhor o comportamento da máquina através desses valores. É possível observar na Fig. (8.1) que, dentro da diferença de 8 a 9 μm nas precisões radiais em situações com e sem carregamento, 7 μm podem ser atribuídos às deformações estruturais estimadas na Tab. (5.5). Para refinar ainda mais o orçamento de erro construído, o principal esforço que deve ser realizado portanto é a modelagem exata das deformações nos componentes estruturais (cabeçote, suportes, bases dos carros, cama, *gang plate*, etc.) para que as estimativas da Tab. (5.5) possam ser descartadas.

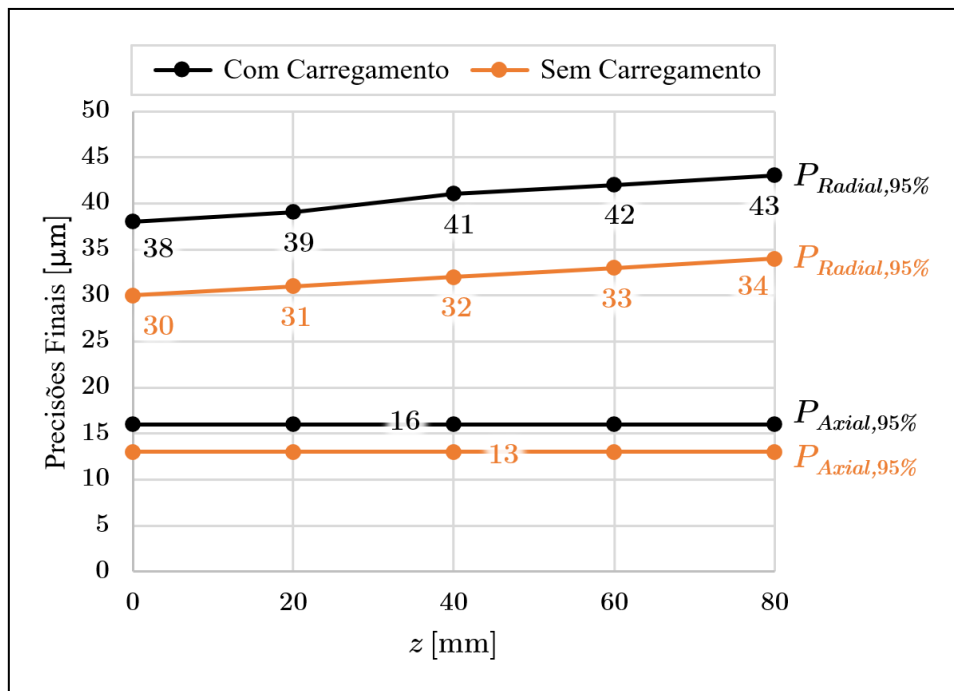


Figura 8.1. Estimativas para as precisões finais axial $P_{Axial,95\%}$ e radial $P_{Radial,95\%}$ do mini-torno CNC como função das posições z da ferramenta de corte, para uma peça de trabalho com raio de 30 mm e comprimento de 80 mm e uma posição $x = 30$ mm da ferramenta de corte, em situações com e sem carregamento.

Através do desligamento de diferentes erros dentro da rotina do Apêndice IV, as fontes de erro dominantes na máquina puderam ser investigadas. Considerando-se uma peça de trabalho de 30 mm de raio e 80 mm de comprimento, as seguintes fontes de erro dominantes foram identificadas:

1. **A perpendicularidade entre os eixos X e Z.** Implica em aproximadamente 10 μm de erros radiais e 1 μm de erros axiais;
2. **O paralelismo no movimento dos patins das guias lineares.** Implica em aproximadamente 10 μm de erros radiais e 1 μm de erros axiais;
3. **O desvio axial e a flutuação dos fusos de esferas.** Juntos implicam em aproximadamente 3 μm de erros radiais e 6 μm de erros axiais;
4. **O batimento radial do spindle.** Implica em aproximadamente 3 μm de erros radiais;

A remoção simultânea dessas quatro fontes de erro dominantes resulta em precisões finais axial e radial de 4 μm e 10 μm, valores que se assemelham justamente às diferenças de precisão entre as situações com e sem carregamento na Fig. (8.1). Como discutido, essas diferenças são dominadas pelas estimativas da Tab. (5.5) para as deformações nos componentes estruturais, de tal forma que não há muita precisão nesses valores.

Se percebe então que as fontes de erro dominante no mini-torno CNC coincidem justamente aos erros de componentes de precisão como o esqueleto da cama, as guias lineares, os fusos de esferas e os componentes rotativos do spindle. Ganhos de precisão além dos que já foram realizados requerem basicamente a especificação de componentes de maior precisão.

9 ESPECIFICAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES

Finalizando o trabalho, um resumo e os desenhos técnicos da máquina projetada são apresentados. Em seguida, na seção de conclusões, os resultados do projeto são avaliados e sugestões para trabalhos futuros são registradas.

9.1 RESUMO DO PROJETO

A Tabela (9.1) apresenta um resumo das principais características técnicas do mini-torno CNC projetado enquanto que a Fig. (9.1) o ilustra.

Tabela 9.1. Apresentação-resumo do mini-torno CNC projetado.

Características Gerais	
Envelope (Comp. x Larg. x Alt.)	605 x 490 x 240 mm
Custo Estimado	USD 3.643,84 + Usinagem de 9 Peças de Projeto Próprio
Peso Estimado	52,8 kg
Curso do Eixo Z (Curso Axial)	95 mm
Curso do Eixo X (Curso Radial)	155 mm
Motorização do <i>Spindle</i>	Servomotor com $T_{max} = 7,16 \text{ N}\cdot\text{m}$ e $n_{max} = 5000 \text{ rpm}$
Forma de Fixação da Peça de Trabalho	Pinças ER-40
Características Admissíveis para a Peça de Trabalho	
Diâmetro da Parte em Balanço	Até $\varnothing 60 \text{ mm}$
Comprimento da Parte em Balanço	Até 80 mm
Diâmetro da Parte para Fixação	Até $\varnothing 26 \text{ mm}$
Comprimento da Parte para Fixação	Até 138 mm
Materiais	Ligas de Alumínio, Plásticos
Características Ferramentais	
Troca Automática de Ferramentas	Sim, através de um <i>gang plate</i> com 205 mm de comprimento
Forma de Fixação dos Porta-Ferramentas	3 rasgos em "T" (DIN 650) para porcas "T" M10 no <i>gang plate</i>
Altura de Centro das Ferramentas	35 mm
Características de Precisão	
Batimento Radial Estimado no <i>Spindle</i>	6,4 μm
Resolução dos Estágios Lineares	$5 \text{ mm} \times (1/6400) = 0,78125 \mu\text{m}$
Precisão Final Radial Estimada *	43 μm
Precisão Final Axial Estimada *	16 μm
* Considerando-se a usinagem de uma peça de trabalho de raio $R_{peça} = 30 \text{ mm}$.	

A Tabela (9.1) em particular permite uma avaliação geral das capacidades da máquina projetada, de tal forma que diferentes partes interessadas podem avaliar os seus interesses em dar continuidade ao projeto através do desenvolvimento de um protótipo inicial do mini-torno CNC. Para mais informações sobre o projeto realizado, o restante do texto deste trabalho deve ser consultado.

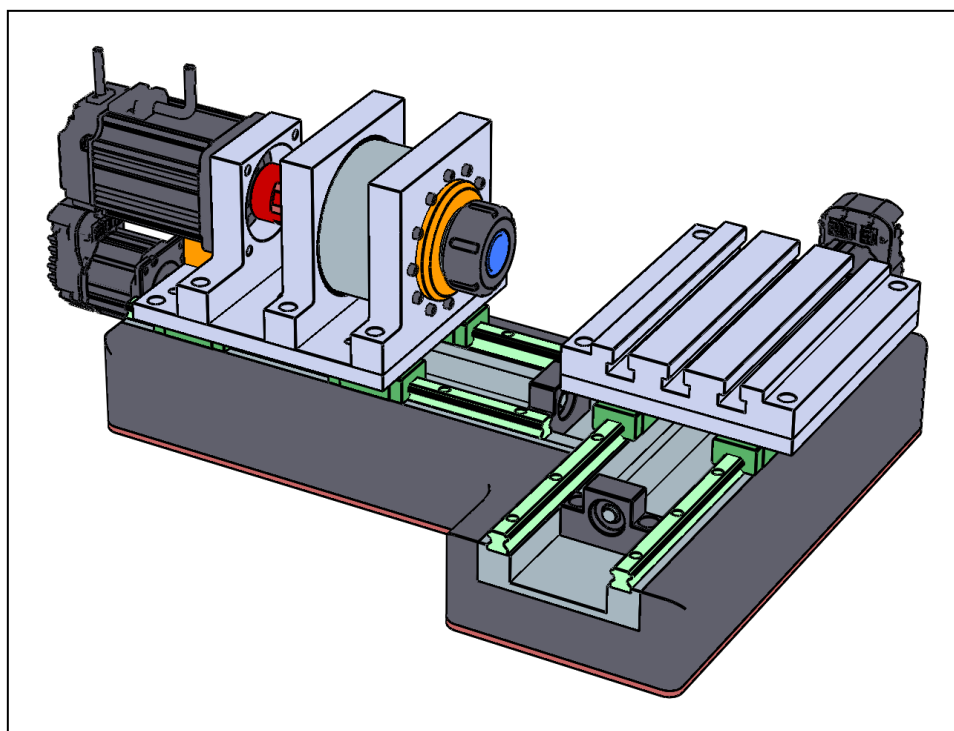


Figura 9.1. Ilustração final do mini-torno CNC projetado.

9.2 DESENHOS TÉCNICOS

Desenhos de conjunto da máquina como um todo e de alguns subconjuntos, assim como desenhos para fabricação de todas as peças metálicas de projeto próprio se encontram disponíveis no Apêndice V (Desenhos Técnicos) do trabalho.

Tolerâncias geométricas foram empregadas em conformidade com os requisitos das Tabs. (6.8) e (6.14) e da Fig. (6.8). Além disso, tolerâncias geométricas de posição foram utilizadas para otimizar as cadeias de tolerâncias no posicionamento de furos. O uso de tolerâncias lineares no posicionamento de furos criaria campos de tolerâncias retangulares, que despedaçariam parte dos campos de tolerância circulares que realmente aparecem entre furos que devem se alinhar.

Tendo em mente a necessidade de se aumentar a viabilidade de fabricação de um protótipo inicial do mini-torno CNC, muitas cadeias de tolerâncias foram idealizadas para admitirem desvios totais na ordem de 1 mm. Durante a montagem do protótipo, grampos, martelos para ajuste e/ou gabaritos devem ser utilizados cuidadosamente e referências devem ser estabelecidas para garantir a repetibilidade da remontagem do protótipo após operações de manutenção. Para evitar esse trabalho manual, essas mesmas cadeias de tolerâncias deveriam admitir desvios na ordem de 1 ou 10 μm , o que provavelmente encareceria muito a fabricação de um protótipo inicial da máquina. Tolerâncias na ordem de 1 ou 10 μm foram utilizadas quando necessário para o correto funcionamento dos componentes selecionados.

9.3 CONCLUSÕES

Este trabalho teve como objetivo a realização do projeto mecânico de um mini-torno CNC concebido e otimizado para ser empregado diretamente por equipes de prototipagem e desenvolvimento de produtos. A partir dos estudos realizados nos capítulos 2, 3 e 4, um conceito de máquina foi proposto e refinado no capítulo 5. Os componentes críticos da máquina foram então projetados ou selecionados no capítulo 6 enquanto que os demais componentes foram apresentados no capítulo 7 com um detalhamento mínimo para permitir a construção de um protótipo inicial da máquina. Por fim, os resultados desses esforços foram apresentados no capítulo 8 e neste capítulo.

Não foi feito o projeto das proteções e do painel de controle da máquina, de tal forma que os três primeiros requisitos da Tab. (5.1) não foram cumpridos. Esses requisitos devem ser obrigatoriamente cumpridos antes do uso da máquina. Para uma prototipagem inicial da máquina, foi considerado que esses requisitos podem ser cumpridos através de estruturas independentes e/ou complementares às estruturas que podem ser visualizadas na Fig. (9.1). Para uma fabricação em escala do mini-torno CNC, pode ser interessante um reprojeto da cama do mini-torno para que esses requisitos sejam cumpridos de uma forma mais integrada à estrutura principal da máquina. Cálculos de segurança para os fusos de esferas e para os componentes estruturais da máquina também devem ser realizados obrigatoriamente antes do uso da máquina. Como um dispositivo de fixação da peça de trabalho foi integrado ao *spindle* da máquina, o quarto e último requisito obrigatório da Tab. (5.1) foi cumprido. Todos os demais requisitos, não obrigatórios, foram ou cumpridos ou estão muito próximos de serem cumpridos. Consequentemente, se considera que o objetivo geral de se projetar uma máquina otimizada para equipes de prototipagem e desenvolvimento de produtos foi cumprido.

Através da construção de um orçamento de erro preliminar no capítulo 5 do projeto, foi possível observar que o conceito original da máquina estava longe de alcançar os requisitos de precisão da Tab. (5.1). Essa observação permitiu a proposição de ajustes no conceito da máquina. Posteriormente, o orçamento de erro final do capítulo 8 revelou que precisões um pouco melhores do que as previstas durante o ajuste do conceito foram alcançadas, uma vez que alguns erros haviam sido sobrestimados no capítulo 5. Essas observações demonstram a utilidade de se construir e atualizar um orçamento de erro durante o projeto de uma máquina-ferramenta e também a sensibilidade de orçamentos de erros à modelagem incorreta dos erros individuais na máquina.

Por fim, convém identificar trabalhos futuros que podem ser realizados a partir deste trabalho:

1. O orçamento de erro e os componentes desenvolvidos podem ser aproveitados para o projeto de uma máquina semelhante mas com requisitos de precisão e tamanho diferentes;
2. Os custos de fabricação das peças de projeto próprio podem ser determinados para embasar uma otimização das geometrias e tolerâncias dessas peças;
3. Instruções de fabricação completas podem ser desenvolvidas;
4. E as frequências de ressonância na máquina podem e devem ser investigadas.

É possível concluir, contudo, que a prototipagem da máquina como um todo consiste no principal esforço que pode ser realizado para a continuação do desenvolvimento do mini-torno CNC. A prototipagem da máquina como um todo não só deve incluir naturalmente parte desses esforços sugeridos como também pode apoiar a realização futura de todos esses esforços sugeridos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ACCUFIX TOOLS. **Technical Information - ER Collet Holder and Accesories**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<http://accufixtools.com/TechnicalInfo.aspx>>. Acesso em: 05 abr. 2020.
- ACUÑA, F. et al. Diseño e implementación de un Prototipo de Torno Fresador de Control Numérico Computarizado. *In: II INTERNATIONAL CONGRESS OF ENGINEERING MECHATRONICS AND AUTOMATION*, Bogotá, 2013. **Proceedings of...** p. 1-6.
- AGUILAR, A. et al. Design, refinement, implementation and prototype testing of a reconfigurable lathe-mill. **Journal of Manufacturing Systems**, Amsterdam, v. 32, p. 364-371, 2013.
- AJAX MACHINE TOOLS. **MINI CNC LATHE**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://www.ajax-mach.co.uk/mini-cnc-lathes/ajax-atom-mini-lathe/>>. Acesso em: 30 out. 2020.
- ARTIFICER. **Desenvolvimento de Produtos em Brasília**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://artificer.tech/>>. Acesso em: 25 nov. 2020.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 11312:1993**: Comando numérico de máquinas - Terminologia. Rio de Janeiro, 1993. 7 p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 6158:1995**: Sistema de tolerâncias e ajustes. Rio de Janeiro, 1995. 79 p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR ISO 23125:2013**: Máquinas-ferramenta — Segurança — Tornos. Rio de Janeiro, 2013. 84 p.
- AUTOMATE CNC. **Flat Bed Lab-Turn CNC Lathe: LTF5 Narrow CNC Lathe**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://automatecnc.com/flat-bed-lab-turn-cnc-lathe/ltf5>>. Acesso em: 30 out. 2020.
- AUTOMATION 4 LESS. **Heavy-Duty Bearings and Rail, Square Type**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<http://www.automation4less.com/store/products.asp?cat=1048>>. Acesso em: 3 mai. 2021.
- BAUM, B. 10 Best Cheap CNC Machines in 2020: Top Products Reviewed. **The Edge Cutter**, 2020. Disponível em: <<https://theedgecutter.com/best-cheap-cnc-machines/10>>. Acesso em: 18 out. 2020.
- BEIGANG, J. **Home Made Epoxy Granite CNC**, 2019. Disponível em: <<http://dangeroustools.com/2019/03/06/home-made-epoxy-granite-cnc/>>. Acesso em: 20 nov. 2020.
- BUDYNAS, R. G., NISBETT, J. K. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 10. ed. New York: McGraw-Hill, 2014. 1104 p.
- CASA DO MECÂNICO. **Mini Torno CNC Toptech**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://www.casadomecanico.com.br/mini-torno-cnc-toptech-casa-do-mecanico-p7630/>>. Acesso em: 31 out. 2020.
- CELLS. **Turning motor spindle**, 2021. Página inicial. Disponível em: <http://en.cells.com.tw/products/info.php?id=24200&title_id=3491#page>. Acesso em: 12 mar. 2021.
- CENTROID. **Yaskawa Sigma-5 Servopacks pricing**, 2021. Página inicial. Disponível em: <https://www.centroidcnc.com/yaskawa_sigma_5_servopak.html>. Acesso em: 14 mar. 2021.
- CHARTER OAK AUTOMATION. **SyIL AEX250 CNC Lathe**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<http://charteroakautomation.com/our-products/syil-aex250-cnc-lathe/>>. Acesso em: 30 out. 2020.

- COFERMETA. **Porca KM-10 de Fixação - Bertoloto**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<http://www.cofermeta.com.br/rolamentos/porca/porca-km-10-de-fixacao-bertoloto>>. Acesso em: 19 abr. 2020.
- COLLINS, J. A. et al. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas: Uma Perspectiva de Prevenção da Falha**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2019. 752 p.
- DENFORD. **CNC Milling Machines and Lathes**, 2020. Página inicial. Disponível em: <http://website.denford.ltd.uk/product_type/mills-and-lathes/>. Acesso em: 30 out. 2020.
- DIAS, J. N. **Efeito da variabilidade dos parâmetros da curva S-N sobre as previsões de vida de componentes entalhados sob cargas multiaxiais**. Dissertação de Mestrado em Integridade de Materiais da Engenharia, Publicação 062A/2018, Brasília: UnB, 2018. 134 p.
- DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 650:1989-10: Machine tools; T-slots; dimensions**. Berlin, 1989. 2 p.
- DMM TECHNOLOGY. **AC Servo Motor**, 2021. Página inicial. Disponível em: <http://www.dmm-tech.com/ac_servomotor_main_a1.html>. Acesso em: 14 mar. 2021.
- DMM TECHNOLOGY. **DYN4 Series AC Servo Drive**, 2021. Página inicial. Disponível em: <http://www.dmm-tech.com/Dyn4_main.html>. Acesso em: 14 mar. 2021.
- DUNHAM TOOL COMPANY. **50MP-1**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://www.dunhamtool.com/spindles/50m/50mp-1>>. Acesso em: 20 nov. 2020.
- DUNN, B. D. **Materials and Processes**. 1. ed. Cham: Springer, 2016. 667 p.
- ECI. **2020 Gang Turn Tool Holder Catalog**. Franklinville: ECI, 2020. Disponível em: <<https://www.gangturn.com/2020%20ECI%20RETAIL%20CATALOG.pdf>>. Acesso em: 4 mai. 2021.
- ELVERUM, C. W. et al. Prototyping in New Product Development: Strategy Considerations. **Procedia CIRP**, Amsterdam, v. 50, p. 117-122, 2016.
- EMCO. **Concept Turn: EMCO lathes and milling machines for CNC turning and milling**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://www.emco-world.com/en/products/industrial-training/machines/turning/cat/20/d/1/p/20.html>>. Acesso em: 31 out. 2020.
- ENDRES, W. J., WALDORF, D. The Importance of Considering Size Effect Along the Cutting Edge in Predicting the Effective Lead Angle for Turning. **Transactions of the North American Manufacturing Research Institution of SME**, Southfield, v. 22, p. 65-72, 1994.
- ENGER, M., FEINLE, P. Stick-Slip, Testing Methods. In: MANG, T. **Encyclopedia of Lubricants and Lubrication**. Berlin: Springer, 2014. p. 1988-1997.
- ESAU, G. **Tiny CNC Lathe**, 2018. Página inicial. Disponível em: <<https://www.youtube.com/playlist?list=PLncGmOkJj3YSMsK-0MIGxrWu1xIaziGR2>>. Acesso em: 31 out. 2020.
- FAULHABER. **Stepper Motor Technical Note: Microstepping Myths and Realities**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://www.faulhaber.com/en/support/technical-support/motors/tutorial/s/stepper-motor-tutorial-microstepping-myths-and-realities/>>. Acesso em: 16 abr. 2020.
- FAVORIT. **Aços para Construção Mecânica**, 2021. Página inicial. Disponível em: <https://favorit.com.br/sites/default/files/tabelas/acos_para_construcao_mecanica_3.html>. Acesso em: 4 mai. 2020.
- FREY, D. D. Error Budgeting. In: KURFESS, T. R. **Robotics and Automation Handbook**. 1. ed. Boca Raton: CRC Press, 2005.
- GGD METALS. **Catálogo Técnico GGD Metals para Alumínios**. São Paulo: GGD Metals, 2021. Disponível em: <<https://www.ggdmetals.com.br/>>. Acesso em: 4 mai. 2021.

GMN. **Workpiece Spindles**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://www.gmn.de/en/spindles/spindle-groups/workpiece-spindles/>>. Acesso em: 18 nov. 2020.

GRIFFITHS, T. **Lathe Parts**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<http://www.lathes.co.uk/latheparts/>>. Acesso em: 27 out. 2020.

GROOVER, M. P. **Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems**. 6. ed. Hoboken: Wiley, 2015. 944 p.

HAAS AUTOMATION. **Spindle Speed Variation - Stop chatter on your CNC lathe**, 2015. (17m01s). Disponível em: <<https://www.haascnc.com/video/tips/dxr2wddffm4.html>>. Acesso em: 23 abr. 2020.

HENKEL. **Folha de Dados Técnicos: Loctite 638**. Düsseldorf: Henkel, 2016. Disponível em: <https://www.henkel-adhesives.com/br/pt/produtos/retaining-compounds/loctite_638.html>. Acesso em: 1 mai. 2021.

HERMANN, S. Simple 3D printer noise reduction with a concrete paver. **CNC Kitchen**, 2020. Disponível em: <<https://www.cnckitchen.com/blog/reduce-your-3d-printing-noise-with-a-concrete-paver>>. Acesso em: 4 mai. 2020.

HIWIN. **Linear Guideway: Technical Information**. Taichung: HIWIN, 2019. Disponível em: <http://www.hiwin.com/pdf/linear_guideways.pdf>. Acesso em: 3 mai. 2021.

HYFORE WORKHOLDING. **Workholding Collets**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://hyfore.shop/workholding/collets>>. Acesso em: 05 abr. 2020.

IRSA ROLAMENTOS. **32010 X/QP5 - Rolamentos de Rolos Cônicos - SKF**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.irsa.com.br/32010-x-qp5-rolamentos-de-rolos-conicos-skf>>. Acesso em: 8 abr. 2020.

ISO (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION). **ISO 6983-1:2009: Automation systems and integration — Numerical control of machines — Program format and definitions of address words — Part 1: Data format for positioning, line motion and contouring control systems**. Genebra, 2009. 26 p.

ISO (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION). **ISO 286-2:2010: Geometrical product specifications (GPS) — ISO code system for tolerances on linear sizes — Part 2: Tables of standard tolerance classes and limit deviations for holes and shafts**. Genebra, 2010. 52 p.

ISO (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION). **ISO 492:2014: Rolling bearings — Radial bearings — Geometrical product specifications (GPS) and tolerance values**. Genebra, 2014. 66 p.

ITO, Y. **Modular Design for Machine Tools**. 1. ed. New York: McGraw-Hill, 2008. 504 p.

KALPAKJIAN, S., SCHMID, S. R. **Manufacturing Engineering and Technology**. 6. ed. Newmarket: Pearson Education Canada, 2009. 1180 p.

KUKLOV, V. **T-Based Lathe Design/Build/Test**, 2018. Página inicial. Disponível em: <<https://www.vadimkuklov.com/lathe>>. Acesso em: 31 out. 2020.

LEADSHINE. **iSV-B23090**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<http://www.leadshine.com/productdetail.aspx?type=products&category=servo-products&producttype=integrated-servo-motors&series=ISV-B&model=iSV-B23090>>. Acesso em: 15 abr. 2021.

LITTLE MACHINE SHOP. **Lathe Chucks**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://littlemachineshop.com/info/lathechuck.php>>. Acesso em: 14 nov. 2020.

- LOCKPAR. **KM Travante**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://lockpar.com.br/km-travante/>>. Acesso em: 19 abr. 2020.
- MASSO. **CNC LATHE CONTROLLER (MASSO G3)**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://www.massocnc.com.au/product/cnc-lathe-controller-masso-g3/>>. Acesso em: 20 nov. 2020.
- MATWEB. **AISI 4340 Steel, normalized, 100 mm (4 in.) round**, 2021. Página inicial. Disponível em: <http://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=4a3cfc1e1cfd451091e67d3f3b66bb80>. Acesso em: 20 abr. 2021.
- MATWEB. **Overview of materials for Aluminum Alloy**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=ab8aeb2d293041c4a844e397b5cfd4e>>. Acesso em: 12 abr. 2021.
- MDA PRECISION. **CC-D6000Ehs High Speed Benchtop CNC Lathe**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://mdaprecision.com/products/mini-lathe/mini-cnc-lathe/cc-d6000ehs-high-speed-benchtop-cnc-lathe/>>. Acesso em: 30 out. 2020.
- MENSLEY, M. 2020 Best 3D Printers (October). **All3DP**, 2020. Disponível em: <<https://all3dp.com/1/best-3d-printer-reviews-top-3d-printers-home-3-d-printer-3d/>>. Acesso em: 18 out. 2020.
- MISUMI. **Low Height Standard/Wide Block Linear Guide - Economy Model, C-SXR/C-SXWT Series (MISUMI) (C-SX2R24-400)**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://us.misumi-ec.com/vona2/detail/110302587320/?HissuCode=C-SX2R24-400>>. Acesso em: 20 nov. 2020.
- MISUMI. **Precision Ball Screw, No Machining on Shaft Ends, MDK Shape (THK) (MDK1404-3RRGT+340LC5A)**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://us.misumi-ec.com/vona2/detail/221000093018/?HissuCode=MDK1404-3RRGT%2b340LC5A>>. Acesso em: 20 nov. 2020.
- MISUMI. **Angular Contact Ball Bearing - Single Row or Double Row (NSK) (7010CTYNP5)**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://us.misumi-ec.com/vona2/detail/221000058233/?HissuCode=7010CTYNP5>>. Acesso em: 7 abr. 2020.
- MISUMI. **Tapered Roller Bearing (NSK) (HR32010XJP5)**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://us.misumi-ec.com/vona2/detail/221000058288/?HissuCode=HR32010XJP5>>. Acesso em: 7 abr. 2020.
- MORI, M. et al. Design optimization and development of CNC lathe headstock to minimize thermal deformation. **CIRP Annals - Manufacturing Technology**, v. 58, p. 331-334, 2009.
- MSC DIRECT. **Bison - 3 Jaws, 3" Diam, Self Centering Manual Lathe Chuck**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://www.mscdirect.com/product/details/08550030>>. Acesso em: 20 nov. 2020.
- NANOTEC. **PD4-CB59M024035-E-01 – Brushless DC motor with integrated controller – NEMA 23**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://en.nanotec.com/products/1623-pd4-cb59m024035-e-01>>. Acesso em: 16 abr. 2020.
- NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1060 p.
- NSK. **Catálogo de Rolamentos - Parte B - Rolamentos de Rolos Cônicos**, [2021?]. Disponível em: <<http://www.nsk.com.br/upload/file/PARTE%20B%20%20110-181.pdf>>. Acesso em: 8 abr. 2021.
- OLIVEIRA FILHO, O. V. de. **Análise holística para levantamento de erro no fresamento de superfícies de forma livre**. Dissertação de Pós-graduação em Mecatrônica da Escola Politécnica da Universidade Federal da Bahia, Salvador: UFBA, 2013. 132 p.

- PILKEY, W. D., PILKEY, D. F. **Peterson's Stress Concentration Factors**. 3. ed. Hoboken: Wiley, 2008. 560 p.
- PIRATELLI-FILHO, A., SHIMABUKURO, F. Characterization of compression strength of granite-epoxy composites using design of experiments. **Mat. Res.**, São Carlos, v. 11, n. 4, p. 399-404, 2008.
- PLANETCNC. **CNC USB controller Mk3/4 (4 axis)**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://planet-cnc.com/product/cnc-usb-controller-mk34-4-axis/>>. Acesso em: 4 mai. 2021.
- POCKET NC. **Pocket NC Enclosure**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://pocketnc.com/collections/all-products/products/pocket-nc-enclosure?variant=12543731695663>>. Acesso em: 20 nov. 2020.
- PULS, H. et al. Experimental investigation on friction under metal cutting conditions. **Wear**, Amsterdam, v. 310, p. 63-71, 2014.
- REGO-FIX. **ER collets dimensions**. Tenniken: REGO-FIX, 2017. Disponível em: <https://us.rego-fix.com/system/files/docs/2017-09/RFAG_TD_ER_Spannzangen-Masse_EN_0.pdf>. Acesso em: 19 abr. 2021.
- RICHLIN MACHINERY. **Gangtools for the Omniturn**, 2021. Página Inicial. Disponível em: <<https://gangtools.com/>>. Acesso em: 4 mai. 2021.
- ROLESTE. **HGH 15 CA-ZA-C - HIWIN - Guia linear - patins - para máquinas operatrizes**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.roleste.com.br/produto/hgh-15-ca-za-c-hiwin-guia-linear-patins-para-maquinas-operatrizes-2096>>. Acesso em: 3 mai. 2021.
- ROYAL. **Turning - Motorized Spindle**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.royal-spindles.com/turning-motorized-spindle.html>>. Acesso em: 12 mar. 2021.
- SAIDIAH, J., et al. Weight Optimization of Lathe Bed by Design Modification and Epoxy Granite. **SSRG International Journal of Mechanical Engineering**, Tiruchirappalli, v. 4, n. 7, p. 23-32, 2017.
- SAINSMART. **Genmitsu KABA Desktop CNC Enclosure**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://www.sainsmart.com/products/genmitsu-kaba-desktop-cnc-enclosure>>. Acesso em: 20 nov. 2020.
- SANDVIK COROMANT. **Traning Handbook: Metal Cutting Technology**. Sandviken: Sandvik Coromant, 2017. Disponível em: <<https://www.sandvik.coromant.com/en-us/downloads/pages/default.aspx>>. Acesso em: 9 mar. 2021.
- SANDVIK COROMANT. **CCGX 06 02 02-AL H10**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.sandvik.coromant.com/en-us/products/Pages/productdetails.aspx?c=CCGX%2006%2002%2002-AL%20%20%20%20H10>>. Acesso em: 9 mar. 2021.
- SANDVIK COROMANT. **Turning inserts and grades for non-ferrous materials**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.sandvik.coromant.com/en-us/products/turning-inserts-grade-s-non-ferrous-materials/pages/default.aspx>>. Acesso em: 9 mar. 2021.
- SANDVIK COROMANT. **Workpiece materials**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.sandvik.coromant.com/en-us/knowledge/materials/pages/workpiece-materials.aspx>>. Acesso em: 9 mar. 2021.
- SATA, T. et al. Improvement of Working Accuracy on NC Lathe by Compensation for the Thermal Expansion of Tool. **Annals of the CIRP**, v. 30, p. 445-449, 1981.

- SCHOLZ, F. **Statistics (STAT 498 B) Lecture Notes: Statistical Tolerancing**. Seattle: University of Washington, 2007. Disponível em: <<http://faculty.washington.edu/fscholz/DATAFILES498B2008/TolerancingStat498B.pdf>>. Acesso em: 2 mai. 2020.
- SCHAEFFLER. **Mounting and Dismounting of Rolling Bearings**. Schweinfurt: Schaeffler, 2013. Disponível em: <https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/manualmountingoperation/downloads_7/wl_80100_3_de_en.pdf>. Acesso em: 2 mai. 2021.
- SCHAEFFLER. **Rigidity**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://medias.schaeffler.us/en/rigidity>>. Acesso em: 21 abr. 2021.
- SHARS. **1" Ultra Precision 5 Micron ER40 Collet**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.shars.com/products/toolholding-workholding/collets/1-ultra-precision-5-micron-er40-collet>>. Acesso em: 05 abr. 2020.
- SHARS. **ER40 High Torque Collet Nut**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.shars.com/er40-high-torque-collet-nut>>. Acesso em: 05 abr. 2020.
- SHAW, M. C. **Metal Cutting Principles**. 2. ed. New York: Oxford University Press, 2004. 672 p.
- SHEN, Y. L., DUFFIE, N. A. Comparison of Combinatorial Rules for Machine Error Budgets. **Annals of the CIRP**, v. 42, p. 619-622, 1993.
- SHIMIZU, H., TAKEUCHI, Y. Development of Precision Feed Mechanism by Means of Friction Drive. *In: THE TWENTY-EIGHTH INTERNATIONAL*, 1990. **Proceedings of...** Londres: Palgrave, 1990. p. 527-532.
- SKF. **32010 X - Rolamentos de rolos cônicos, uma carreira**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-32010%20X>>. Acesso em: 08 abr. 2021.
- SKF. **Agente anticorrosão LGAF 3E**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.skf.com/br/products/maintenance-products/mechanical-tools-for-mounting-and-dismounting/accessories/anti-fretting-agent>>. Acesso em: 22 abr. 2021.
- SKF. **Carga dinâmica equivalente de rolamento, P**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-on-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/equivalent-dynamic-bearing-load-p>>. Acesso em: 21 abr. 2020.
- SKF. **Cargas (Rolamento de rolos cônicos de uma carreira)**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/loads>>. Acesso em: 08 abr. 2020.
- SKF. **Especificações do rolamento (Rolamento de rolos cônicos de uma carreira)**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/bearing-data>>. Acesso em: 08 abr. 2020.
- SKF. **Rolamento de Rolos Cônicos - SKF - 32010 X/Q - Unitário**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.compreskf.com.br/p/1920657/rolamento-de-rolos-conicos-skf-32010-xq-unitario>>. Acesso em: 07 abr. 2020.
- SKF. **Rolamentos de rolos cônicos de uma carreira**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings>>. Acesso em: 07 abr. 2020.

- SKF. **Seleção de tamanho com base na carga estática**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<http://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-static-load>>. Acesso em: 22 abr. 2020.
- SKF. **Tolerâncias de assento para condições padrão**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<http://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-interfaces/seat-tolerances-for-standard-conditions>>. Acesso em: 08 abr. 2020.
- SLOCUM, A. H. **Precision Machine Design**. 1. ed. Dearborn: Society of Manufacturing Engineers, 1992. 800 p.
- SLOCUM, A. H. **Precision Machine Design Lecture Notes, Topic 2: Assessment of errors in precision machines**. Cambridge: MIT, 1994. Disponível em: <[http://web.mit.edu/2.70/Lecture Materials/Documents/Week 02/PMD Topic 2 Fundamentals of Errors.pdf](http://web.mit.edu/2.70/Lecture%20Materials/Documents/Week%2002/PMD%20Topic%20Fundamentals%20of%20Errors.pdf)>. Acesso em: 23 jul. 2020.
- SLOCUM, A. H. **Precision Machine Design Lecture Notes, Topic 15: Rolling element bearings for rotary motion**. Cambridge: MIT, 1994. Disponível em: <[http://web.mit.edu/2.70/Lecture%20 Materials/Documents/Week 04/PMD Topic 15 Rolling rotary.pdf](http://web.mit.edu/2.70/Lecture%20Materials/Documents/Week%2004/PMD%20Topic%2015%20Rolling%20rotary.pdf)>. Acesso em: 7 abr. 2020.
- SLOCUM, A. H. **Fundamentals of Design**. Cambridge: MIT, 2008. Disponível em: <<http://pergatory.mit.edu/resources/fundamentals.html>>. Acesso em: 23 jul. 2020.
- SOUZA, E. D. **Um modelo de análise de confiabilidade sob condições de falha por fadiga: aplicação à pás de hidro turbinas Kaplan**. Dissertação de Mestrado em Integridade de Materiais da Engenharia, Publicação 004A/2013, Brasília: UnB, 2013. 84 p.
- STEINMEYER. **Precision Lead Screws**. Albstadt: Steinmeyer, 2017. Disponível em: <https://www.steinmeyer.com/fileadmin/media/downloads/en/steinmeyer_catalog_precision_lead_screws_en_gl_2017.pdf>. Acesso em: 3 mai. 2021.
- STEPPERONLINE. **ESS Series 1.2Nm(170oz.in) Nema 23 Integrated Closed Loop Stepper Servo Motor 24-50VDC 1000CPR**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.omc-stepperonline.com/ess-series/ess-series-1-2nm-170oz-in-nema-23-integrated-closed-loop-stepper-servo-motor-24-50vdc-1000cpr.html>>. Acesso em: 16 abr. 2021.
- STEPPERONLINE. **NEMA 23 Integrated Easy Servo Motor 90w 3000rpm 0.3Nm(42.49oz.in) 20-50VDC Brushless DC Servo Motor**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.omc-stepperonline.com/integrated-servo-motor/nema-23-integrated-easy-servo-motor-90w-3000rpm-0-3nm-42-49oz-in-20-50vdc-brushless-dc-servo-motor.html>>. Acesso em: 15 abr. 2021.
- STEPPERONLINE. **Nema 23 Stepper Motor L=56mm Gear Ratio 10:1 High Precision Planetary Gearbox**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.omc-stepperonline.com/precision-planetary-gearbox/nema-23-stepper-motor-l56mm-gear-raio-101-high-precision-planetary-gearbox-23hs22-2804s-hg10.html>>. Acesso em: 16 abr. 2021.
- SYK. **EF12 Supported Side Ballscrew Support Unit**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<http://www.syk.tw/en/product/201701130016>>. Acesso em: 3 mai. 2021.
- SYK. **EK12 Fixed Side Ballscrew Support Unit**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.syk.tw/product/201701110015>>. Acesso em: 3 mai. 2021.
- SYK. **MGD Nut Bracket**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.syk.tw/product/201705040002>>. Acesso em: 3 mai. 2021.

- SZE-WEI, G. et al. A fine tool servo system for global position error compensation for a miniature ultra-precision lathe. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 47, n. 7-8, p. 1302-1310, 2007.
- TAUNOS. **TORNO AUTOMÁTICO SPRINTER TCK40**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://www.taunos.com.br/torno-automatico-cnc-tck40/>>. Acesso em: 31 out. 2020.
- TBI Motion. **TBI Motion General Product Catalog (English Version)**. New Taipei City: TBI Motion, 2021. Disponível em: <<https://www.tbimotion.com.tw/en/page/E-Catalog/e-catalog.html>>. Acesso em: 2 mai. 2021.
- TECHMAKERS. **Kit Easy Servo Motor 8N.m Leadshine**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.techmakers.com.br/produto/kit-easy-servo-motor-8n-m-leadshine-70203>>. Acesso em: 14 mar. 2021.
- TECHMAKERS. **Kit Servo Motor Panasonic 2.4N.m - 750w Minas Liqi**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.techmakers.com.br/produto/kit-servo-motor-panasonic-2-4n-m-750w-minas-liqi-70214>>. Acesso em: 14 mar. 2021.
- TECHMAKERS. **Redutor Planetário 1:5 PEII 050-005 - Padrão Fixação NEMA 23**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.techmakers.com.br/produto/redutor-planetario-1-5-peii-050-005-padrao-fixacao-nema-23-70151>>. Acesso em: 15 abr. 2021.
- TECMAF. **Acoplamento Flexível GS9 Curto - tipo Jaw**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://loja.tecmaf.com.br/acoplamento-flexivel-gs9-curto-tipo-jaw>>. Acesso em: 3 mai. 2021.
- TECMAF. **Acoplamento Flexível GS19 Curto - tipo Jaw**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://loja.tecmaf.com.br/acoplamento-flexivel-gs19-curto-tipo-jaw>>. Acesso em: 1 mai. 2021.
- TECMAF. **Guia Linear/Patim - COMPONENTES TECMAF**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://componentes.tecmaf.com.br/componentes-guia-linear-patim>>. Acesso em: 3 mai. 2021.
- TECMAF. **SPINDLES TECMAF**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://spindles.tecmaf.com.br/aluminio-plasticos/spindles-com-troca-manual-de-ferramentas-aluminios-plasticos>>. Acesso em: 12 mar. 2021.
- TECMEC. **Consultoria e Projetos em Engenharia Mecânica**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<http://tecmecc.org.br/>>. Acesso em: 25 nov. 2020.
- TEKNIC. **CPM-MCPV-3441D-RLN**, 2020. Página inicial. Disponível em: <https://www.teknic.com/model-info/CPM-MCPV-3441D-RLN/?model_voltage=75VDC>. Acesso em: 14 nov. 2020.
- TEKNIC. **CPM-SDSK-2310S-ELN**, 2020. Página inicial. Disponível em: <https://www.teknic.com/model-info/CPM-SDSK-2310S-ELN/?model_voltage=75>. Acesso em: 20 nov. 2020.
- TEKNIC. **DC power supplies for servo & stepper motor drives**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://www.teknic.com/products/servo-motor-dc-power-supply/>>. Acesso em: 20 nov. 2020.
- TEKNIC. **Securing Mechanics to Motor Shafts**, 2020. Disponível em: <<https://www.teknic.com/securing-mechanics-motor-shafts/>>. Acesso em: 14 mar. 2021.
- TEKNIC. **ClearPath Integrated Servos**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.teknic.com/products/clearpath-brushless-dc-servo-motors/clearpath-servos/>>. Acesso em: 16 abr. 2021.
- TEKNIC. **ClearPath MCPV Models**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.teknic.com/products/clearpath-brushless-dc-servo-motors/clearpath-mc/mcpv-models/>>. Acesso em: 14 mar. 2021.

- TIMKEN. **Timken Engineering Manual**. North Canton: Timken, 2019. Disponível em: <<https://www.timken.com/resources/timken-engineering-manual/>>. Acesso em: 6 abr. 2021.
- TIMKEN. **Timken® Fafnir® Super Precision Bearings For Machine Tool Applications Catalog**. North Canton: Timken, 2021. Disponível em: <<https://catalog.timken.com/Machine-Tool-Applications-Catalog/C/>>. Acesso em: 2 mai. 2021.
- THIS OLD TONY. **The Infamous Mini Lathe!** 2018. (28m12s). Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=05vUCdzhoe4>>. Acesso em: 31 out. 2020.
- THIS OLD TONY. **Better LATHE Than Never!** 2018. (18m59s). Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=HYOgmhpBUJs>>. Acesso em: 31 out. 2020.
- THK. **Ball Screw General Catalog**, [2020?]. Disponível em: <https://tech.thk.com/en/products/pdf_download.php?file=511E_15_BallScrew.pdf>. Acesso em: 20 out. 2020.
- THK. **Global Standard LM Guide (HSR)**, 2021. Página Inicial. Disponível em: <<https://www.thkstore.com/products/linear-motion/linear-motion-guides/global-standard-lm-guide-hsr.html>>. Acesso em: 3 mai. 2020.
- THOMSON LINEAR. **BSA Lead Screws Catalog**. Marengo: Thomson Linear, 2014. Disponível em: <https://www.thomsonlinear.com/downloads/screws/BSA_Lead_Screws_bruk.pdf>. Acesso em: 3 mai. 2020.
- TORMACH. **Short Gang Plate**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://tormach.com/short-gang-plate-33204.html>>. Acesso em: 20 nov. 2020.
- TORMACH. **Tormach 15L Slant-PRO Lathe**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://tormach.com/machines/lathes.html>>. Acesso em: 30 out. 2020.
- TPA MOTION. **Precision Ground Ball Screws**, 2021. Página inicial. Disponível em: <<https://www.tpa-us.com/precision-ground-ball-screw.html>>. Acesso em: 15 abr. 2021.
- UGURAL, A. C., FENSTER, S. K. **Advanced Mechanics of Materials and Applied Elasticity**. 6. ed. New York: Pearson, 2019. 752 p.
- VALDÉS, R. A. **Modelo de sintetização de erros termicamente induzidos em máquina de medir a três coordenadas**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, São Carlos: EESC-USP, 2003. 158 p.
- VRTANOSKI, G., DUKOVSKI, V. Design of polimer concrete main spindle housing for cnc lathe. *In*: THE 13TH INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE ON ACHIEVEMENTS IN MECHANICAL AND MATERIALS ENGINEERING, Gliwice, 2005. **Proceedings of...** p. 695-698.
- WALLACE, P. W., BOOTHROYD, G. Tool Forces and Tool-Chip Friction in Orthogonal Machining. **Journal of Mechanical Engineering Science**, Thousand Oaks, v. 6, p. 74-87, 1964.
- WEISS. **Product Finder - Turning Spindle**, 2020. Página inicial. Disponível em: <<https://www.weissgmbh.com/en/products/product-finder/action/spindlesearch/spindleapplication/turning%20spindle/>>. Acesso em: 18 nov. 2020.
- WGB AUTOMAÇÃO INDUSTRIAL. **Catálogo de Fusos de Esferas Retificados e Laminados**, [2021?]. Disponível em: <<https://www.wgbautomacao.com.br/fuso-de-esfera-retificado>>. Acesso em: 15 abr. 2020.
- WILLINGHAM, D. T. **Why don't students like school?: A Cognitive Scientist Answers Questions about How the Mind Works and What It Means for the Classroom**. 1. ed. San Francisco: Jossey-Bass, 2009. 228 p.

- XU, D. et al. Research on chip formation parameters of aluminum alloy 6061-T6 based on high-speed orthogonal cutting model. **Journal of Mechanical Engineering Science**, Londres, v. 72, p. 955-962, 2014.
- XYNUDU. **A simple trick to improve ER collet accuracy**, 2020. (10m01s). Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=EH5MLDgSo0k>>. Acesso em: 5 abr. 2021.
- YAMANAKA, M. et al. Evaluation of Size Effect on Micro-machine-tools Design for Microfactory. *In*: THE 35TH INTERNATIONAL MATADOR CONFERENCE, Londres, 2007. **Proceedings of...** p. 301-304.
- YASKAWA. **Sigma-5 Series Product Catalog**. Waukegan: Yaskawa America, 2017. Disponível em: <<https://www.yaskawa.com/products/motion/sigma-5-catalog>>. Acesso em: 14 mar. 2021.
- YOUSSEF, H. A., EL-HOFY, H. **Machining Technology: Machine Tools and Operations**. 1. ed. Boca Raton: CRC Press, 2008. 672 p.

APÊNDICES

Apêndice I	Rotina em <i>Mathcad</i> para Orçamentos de Erro, 1ª Implementação (Orçamento de Erro Preliminar)	Pág. XX
Apêndice II	Rotina em <i>Mathcad</i> para Projeto do Eixo do <i>Spindle</i>	Pág. XX
Apêndice III	Rotina em <i>Mathcad</i> para Avaliação das Guias Lineares	Pág. XX
Apêndice IV	Rotina em <i>Mathcad</i> para Orçamentos de Erro, 2ª Implementação (Orçamento de Erro Final)	Pág. XX
Apêndice V	Desenhos Técnicos	Pág. XX

APÊNDICE I
Rotina em *Mathcad* para Orçamentos de Erro, 1ª Implementação
(Orçamento de Erro Preliminar)

Passos 1 a 3

Fig. (5.4) e Tab. (5.4)

Dimensões

$$R_{max} := 35 \quad R_{folga} := 5 \quad L_{max} := 110 \quad L_{folga} := 10 \quad z_{max} := L_{max} - L_{folga}$$

$$L_{placa} := 60 \quad z_{crs} := 50$$

$$H_{guias} := 24 \quad H_{gang} := 30 \quad H_{carros} := H_{gang} + \frac{H_{guias}}{2} = 42$$

$$L_{carros} := 200 \quad W_{carros} := 125$$

$$W_{porta} := 20 \quad x_{porta} := \frac{L_{carros} - W_{porta}}{2} = 90 \quad x_{crf} := R_{max} + \frac{W_{porta}}{2} = 45$$

Variáveis

$$R_{peça} := 30 \quad x := 30 \quad z := z_{max}$$

Passo 4

Figs. (5.3) e (5.4)

Distâncias entre os Sistemas de Coordenadas

d_X	d_Y	d_Z
x	0	$-z - L_{folga}$
0	0	$-L_{placa}$
0	0	$-z_{crs}$
0	$H_{carros} + R_{max}$	$-\left(\frac{L_{carros}}{2} - z_{crs}\right)$
0	0	$\left(z - \frac{z_{max}}{2}\right)$
0	0	$\left(\frac{L_{carros}}{2} + L_{placa} + L_{folga} + z + \frac{W_{carros}}{2}\right) - \left(z - \frac{z_{max}}{2}\right)$
$x_{porta} - x - x_{crf}$	0	0
$-x_{porta}$	$-H_{carros}$	0
0	$-R_{max}$	$\frac{-W_{carros}}{2}$
x_{crf}	0	0

Passos 5 a 8 (Obs: Passo 6 ignorado conforme seção 5.6)

$$\text{cte}(v, n) := \begin{array}{|l} \text{for } i \in 1..n \\ \quad M_i \leftarrow v \\ M \end{array}$$

Número de Transformações de Coordenadas

$TC := 10 \quad i := 1..TC$

Número de Possíveis Combinações dos Erros Sistemáticos

$C := 2^3 \quad j := 1..C$

Preparação da Simulação de Monte Carlo

$N := 10^4 \quad k := 1..N$

Criação de Vetores de Erro Relativo Vazios

$$V := \begin{array}{|l} \text{for } i \in 1..TC \\ \quad \text{for } j \in 1..C \\ \quad \quad V_{i,j} \leftarrow \text{cte}(0, N) \\ \quad V \end{array} \quad \begin{array}{l} \delta_X := V \\ \varepsilon_X := V \end{array} \quad \begin{array}{l} \delta_Y := V \\ \varepsilon_Y := V \end{array} \quad \begin{array}{l} \delta_Z := V \\ \varepsilon_Z := V \end{array}$$

Preenchimento dos Vetores de Erro

Seção 5.6

$$F_c := \frac{111}{\sqrt{2}} \quad F_p := \frac{111}{\sqrt{2}} \quad F_f := 10\% \cdot 111$$

Tab. (5.5)

Desvios Devido aos Carregamentos

Deflexões/Deformações na Peça de Trabalho

$$\delta_{x.peça} := (-1) \cdot \frac{F_p \cdot (z + L_{folga})^3}{3 \cdot (70000) \cdot \left(\frac{\pi \cdot R_{peça}^4}{4} \right)} = -0.00078 \quad \delta_{X_{1,j}} := \delta_{X_{1,j}} + \delta_{x.peça}$$

$$\delta_{y.peça} := \frac{F_c \cdot (z + L_{folga})^3}{3 \cdot (70000) \cdot \left(\frac{\pi \cdot R_{peça}^4}{4} \right)} = 0.00078 \quad \delta_{Y_{1,j}} := \delta_{Y_{1,j}} + \delta_{y.peça}$$

$$\varepsilon_{x.peça} := \frac{F_c \cdot (z + L_{folga})^2}{2 \cdot (70000) \cdot \left(\frac{\pi \cdot R_{peça}^4}{4} \right)} = 11 \cdot 10^{-6} \quad \varepsilon_{X_{1,j}} := \varepsilon_{X_{1,j}} + \varepsilon_{x.peça}$$

$$\varepsilon_{y.pe\c{c}a} := \frac{F_p \cdot (z + L_{folga})^2}{2 \cdot (70000) \cdot \left(\frac{\pi \cdot R_{pe\c{c}a}^4}{4} \right)} = 11 \cdot 10^{-6}$$

$$\varepsilon_{Y_{1,j}} := \varepsilon_{Y_{1,j}} + \varepsilon_{y.pe\c{c}a}$$

$$\delta_{z.pe\c{c}a} := \frac{F_f \cdot (z + L_{folga})}{(\pi \cdot R_{pe\c{c}a}^2) \cdot (70000)} = 6.2 \cdot 10^{-6}$$

$$\delta_{Z_{1,j}} := \delta_{Z_{1,j}} + \delta_{z.pe\c{c}a}$$

Deflexões/Deformações no Nariz do Spindle

$$\varepsilon_{x.nariz} := \frac{0.001}{2 \cdot \sqrt{2}} = 354 \cdot 10^{-6}$$

$$\varepsilon_{X_{3,j}} := \varepsilon_{X_{3,j}} + \varepsilon_{x.nariz}$$

$$\varepsilon_{y.nariz} := \frac{0.001}{2 \cdot \sqrt{2}} = 354 \cdot 10^{-6}$$

$$\varepsilon_{Y_{3,j}} := \varepsilon_{Y_{3,j}} + \varepsilon_{y.nariz}$$

Deflexões/Deformações Estruturais

$$\delta_{x.estrut} := -0.001$$

$$m := 4 \dots 10$$

$$\delta_{X_{m,j}} := \delta_{X_{m,j}} + \delta_{x.estrut}$$

$$\delta_{y.estrut} := 0.001$$

$$\delta_{Y_{m,j}} := \delta_{Y_{m,j}} + \delta_{y.estrut}$$

$$\delta_{z.estrut} := 0.0001$$

$$\delta_{Z_{m,j}} := \delta_{Z_{m,j}} + \delta_{z.estrut}$$

$$\varepsilon_{x.estrut} := \operatorname{atan} \left(\frac{0.001}{150} \right) = 6.7 \cdot 10^{-6}$$

$$\varepsilon_{X_{m,j}} := \varepsilon_{X_{m,j}} + \varepsilon_{x.estrut}$$

$$\varepsilon_{y.estrut} := \operatorname{atan} \left(\frac{0.001}{150} \right) = 6.7 \cdot 10^{-6}$$

$$\varepsilon_{Y_{m,j}} := \varepsilon_{Y_{m,j}} + \varepsilon_{y.estrut}$$

$$\varepsilon_{z.estrut} := \operatorname{atan} \left(\frac{0.0001}{150} \right) = 6.7 \cdot 10^{-7}$$

$$\varepsilon_{Z_{m,j}} := \varepsilon_{Z_{m,j}} + \varepsilon_{z.estrut}$$

Desvios Geométricos Sistemáticos

$$s := \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 \end{bmatrix}$$

$$\delta_{batim.r.placa} := \frac{0.020}{2} = 0.01$$

$$\delta_{X_{2,j}} := \delta_{X_{2,j}} + s_{1,j} \cdot \delta_{batim.r.placa}$$

$$\delta_{batim.r.nariz} := \frac{0.005}{2} = 0.0025$$

$$\delta_{X_{3,j}} := \delta_{Z_{3,j}} + s_{2,j} \cdot \delta_{batim.r.nariz}$$

$$\varepsilon_{perpend.xz} := \operatorname{atan} \left(\frac{0.010}{400} \right) = 25 \cdot 10^{-6}$$

$$\varepsilon_{Y_{6,j}} := \varepsilon_{Y_{6,j}} + s_{3,j} \cdot \varepsilon_{perpend.xz}$$

Desvios Geométricos Aleatórios

$e := 1..2$

Desvios nos Motores dos Estágios Lineares

$$\delta_{resol.motores_e} := \text{runif}\left(N, -4 \cdot \frac{\left(\frac{0.057^\circ}{2}\right)}{360^\circ}, 4 \cdot \frac{\left(\frac{0.057^\circ}{2}\right)}{360^\circ}\right)$$
$$\delta_{Z_{5,j}} := \delta_{Z_{5,j}} + \delta_{resol.motores_1}$$
$$\delta_{X_{7,j}} := \delta_{X_{7,j}} + \delta_{resol.motores_2}$$

$$\delta_{repet.motores_e} := \text{runif}\left(N, -4 \cdot \frac{(0.03^\circ)}{360^\circ}, 4 \cdot \frac{(0.03^\circ)}{360^\circ}\right)$$
$$\delta_{Z_{5,j}} := \delta_{Z_{5,j}} + \delta_{repet.motores_1}$$
$$\delta_{X_{7,j}} := \delta_{X_{7,j}} + \delta_{repet.motores_2}$$

Desvios nos Atuadores dos Estágios Lineares

$$\delta_{backlash.fusos_e} := \text{runif}(N, -0.005, 0.005)$$
$$\delta_{Z_{5,j}} := \delta_{Z_{5,j}} + \delta_{backlash.fusos_1}$$
$$\delta_{X_{7,j}} := \delta_{X_{7,j}} + \delta_{backlash.fusos_2}$$

$$\delta_{axial.fusos_e} := \text{runif}(N, -0.018, 0.018)$$
$$\delta_{Z_{5,j}} := \delta_{Z_{5,j}} + \delta_{axial.fusos_1}$$
$$\delta_{X_{7,j}} := \delta_{X_{7,j}} + \delta_{axial.fusos_2}$$

$$\delta_{flutuação.fusos_e} := \text{runif}(N, -0.009, 0.009)$$
$$\delta_{Z_{5,j}} := \delta_{Z_{5,j}} + \delta_{flutuação.fusos_1}$$
$$\delta_{X_{7,j}} := \delta_{X_{7,j}} + \delta_{flutuação.fusos_2}$$

Desvios nas Guias Lineares dos Estágios Lineares

$$\delta_{guias_e} := \text{runif}(N, -0.005, 0.005)$$
$$\delta_{X_{5,j}} := \delta_{X_{5,j}} + \delta_{guias_1}$$
$$\delta_{Z_{7,j}} := \delta_{Z_{7,j}} + \delta_{guias_2}$$

$$\varepsilon_{guias_e} := \text{runif}\left(N, -\text{atan}\left(\frac{0.005}{L_{carros}}\right), \text{atan}\left(\frac{0.005}{L_{carros}}\right)\right)$$
$$\varepsilon_{Y_{5,j}} := \varepsilon_{Y_{5,j}} + \varepsilon_{guias_1}$$
$$\varepsilon_{Y_{7,j}} := \varepsilon_{Y_{7,j}} + \varepsilon_{guias_2}$$

Passo 9

$$S(x) := \sin(x) \quad C(x) := \cos(x)$$

$$\Gamma(d_X, d_Y, d_Z, \delta_X, \delta_Y, \delta_Z, \varepsilon_X, \varepsilon_Y, \varepsilon_Z) := \begin{bmatrix} C(\varepsilon_Y) C(\varepsilon_Z) & -C(\varepsilon_Y) S(\varepsilon_Z) & S(\varepsilon_Y) & d_X + \delta_X \\ C(\varepsilon_X) S(\varepsilon_Z) + S(\varepsilon_X) S(\varepsilon_Y) C(\varepsilon_Z) & C(\varepsilon_X) C(\varepsilon_Z) - S(\varepsilon_X) S(\varepsilon_Y) S(\varepsilon_Z) & -S(\varepsilon_X) C(\varepsilon_Y) & d_Y + \delta_Y \\ S(\varepsilon_X) S(\varepsilon_Z) - C(\varepsilon_X) S(\varepsilon_Y) C(\varepsilon_Z) & S(\varepsilon_X) C(\varepsilon_Z) + C(\varepsilon_X) S(\varepsilon_Y) S(\varepsilon_Z) & C(\varepsilon_X) C(\varepsilon_Y) & d_Z + \delta_Z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Passo 10

$$E_{j,k} := \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ \text{for } i \in 1..TC \\ E \leftarrow \Gamma \left(d_{X_i}, d_{Y_i}, d_{Z_i}, \left(\delta_{X_{i,j}} \right)_k, \left(\delta_{Y_{i,j}} \right)_k, \left(\delta_{Z_{i,j}} \right)_k, \left(\varepsilon_{X_{i,j}} \right)_k, \left(\varepsilon_{Y_{i,j}} \right)_k, \left(\varepsilon_{Z_{i,j}} \right)_k \right) \cdot E$$

Passo 11

$$\begin{bmatrix} E_{X_{j,k}} & E_{Y_{j,k}} & E_{Z_{j,k}} \end{bmatrix} := \begin{bmatrix} \left(E_{j,k} \right)_{1,4} & \left(E_{j,k} \right)_{2,4} & \left(E_{j,k} \right)_{3,4} \end{bmatrix}$$

Passo 12

$$r := x \quad E_{Radial_{j,k}} := E_{X_{j,k}} + \sqrt{E_{Y_{j,k}}^2 + r^2} - r \quad E_{Aaxial_{j,k}} := E_{Z_{j,k}}$$

Passos 13 a 17 (Obs: Passo 15 ignorado conforme seção 5.6)

$$\begin{bmatrix} \bar{E}_{Aaxial_j} & \bar{E}_{Radial_j} \end{bmatrix} := \begin{bmatrix} \text{mean} \left(E_{Aaxial}^{\hat{j}} \right) & \text{mean} \left(E_{Radial}^{\hat{j}} \right) \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \sigma_{Aaxial_j} & \sigma_{Radial_j} \end{bmatrix} := \begin{bmatrix} \text{stdev} \left(E_{Aaxial}^{\hat{j}} \right) & \text{stdev} \left(E_{Radial}^{\hat{j}} \right) \end{bmatrix}$$

$$P_{Aaxial95_j} := \max \left(\left| \bar{E}_{Aaxial_j} + 2 \cdot \sigma_{Aaxial_j} \right|, \left| \bar{E}_{Aaxial_j} - 2 \cdot \sigma_{Aaxial_j} \right| \right)$$

$$P_{Radial95_j} := \max \left(\left| \bar{E}_{Radial_j} + 2 \cdot \sigma_{Radial_j} \right|, \left| \bar{E}_{Radial_j} - 2 \cdot \sigma_{Radial_j} \right| \right)$$

Resultados

$$P_{Aaxial95} := \max(P_{Aaxial95}) = 0.033$$

$$P_{Radial95} := \max(P_{Radial95}) = 0.115$$

APÊNDICE II
Rotina em *Mathcad* para Projeto do Eixo do *Spindle*

Parte 1 - Definições Iniciais

Tab. (6.8)

Rigidezes dos Rolamentos

$$k_r := 800 \frac{N}{\mu m} \quad k_a := 0.18 \cdot k_r = 144 \frac{N}{\mu m}$$

Fig. (6.13)

Dimensões Principais do Eixo

$$z_a := 80.108 \text{ mm} \quad z_b := 128.446 \text{ mm} \quad D_e := 48 \text{ mm} \quad D_i := 30.5 \text{ mm}$$

Eqs. (14), (26) e (24)

Cargas Mínimas, Médias e Máximas

$$F_c := \begin{bmatrix} 17.6 \\ 2472 \\ 3702 \end{bmatrix} N \quad F_f := \begin{bmatrix} 8.2 \\ 317 \\ 471 \end{bmatrix} N \quad F_p := \begin{bmatrix} 4.9 \\ 316 \\ 471 \end{bmatrix} N$$

Eq. (15), Relação da SKF (2021b) e Tab. (6.2)

Torques Mínimo, Médio e Máximo

$$T := \begin{bmatrix} 0.53 \\ 4.95 \\ 7.16 \end{bmatrix} N \cdot m$$

Eq. (25)

Pré-Carga dos Rolamentos

$$F_0 := 30 \mu m \cdot k_a = 4320 N$$

Seção 6.4.6, Matweb (2021a)

Material do Eixo: Aço AISI 4340

$$S_{ut} := 1110 \text{ MPa} \quad S_y := 710 \text{ MPa} \quad E := 200 \text{ GPa}$$

Parte 2 - Esforços, Deflexões e Tensões

Fig. (6.13) e Tab. (6.8)

Valor e Ângulo da Força Transversal

$$F := \sqrt{F_c^2 + F_p^2} = \begin{bmatrix} 18 \\ 2492 \\ 3732 \end{bmatrix} \text{ N} \quad \alpha := \text{atan}\left(\frac{F_p}{F_c}\right) = \begin{bmatrix} 15.6 \\ 7.3 \\ 7.3 \end{bmatrix} \text{ deg}$$

Reações nos Mancais

$$R_A := F \cdot \frac{z_b}{z_a} = \begin{bmatrix} 29 \\ 3996 \\ 5984 \end{bmatrix} \text{ N} \quad R_B := -F \cdot \left(\frac{z_b}{z_a} + 1\right) = \begin{bmatrix} -48 \\ -6488 \\ -9716 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Deflexões nos Mancais

$$\mu\text{rad} := 10^{-6} \text{ rad}$$

$$\delta_A := \frac{-R_A}{k_r} = \begin{bmatrix} -0.04 \\ -4.99 \\ -7.48 \end{bmatrix} \mu\text{m} \quad \delta_B := \frac{-R_B}{k_r} = \begin{bmatrix} 0.06 \\ 8.11 \\ 12.14 \end{bmatrix} \mu\text{m} \quad \theta := \text{atan}\left(\frac{\delta_B - \delta_A}{z_a}\right) = \begin{bmatrix} 1 \\ 164 \\ 245 \end{bmatrix} \mu\text{rad}$$

Cargas Axiais nos Rolamentos

$$i := 1 \dots 3$$

$$C_{r.A_i} := \text{abs}(R_{A_i}) \quad C_{r.B_i} := \text{abs}(R_{B_i})$$

$$C_{a.A_i} := \max\left(\left(\left(0.5 \cdot \frac{C_{r.A_i}}{1.4}\right), \left(0.5 \cdot \frac{C_{r.B_i}}{1.4} - F_{f_i}\right), \left(F_0 - \frac{F_{f_i}}{2}\right)\right)\right) = \begin{bmatrix} 4316 \\ 4162 \\ 4085 \end{bmatrix} \text{ N} \quad (\text{Pré-carga é dominante})$$

$$C_{a.B_i} := \max\left(\left(\left(0.5 \cdot \frac{C_{r.B_i}}{1.4}\right), \left(0.5 \cdot \frac{C_{r.A_i}}{1.4} + F_{f_i}\right), \left(F_0 + \frac{F_{f_i}}{2}\right)\right)\right) = \begin{bmatrix} 4324 \\ 4479 \\ 4556 \end{bmatrix} \text{ N} \quad (\text{Pré-carga é dominante})$$

Esforços Internos

$$M_{Fl} := F \cdot z_b = \begin{bmatrix} 2 \\ 320 \\ 479 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m} \quad N_i := \begin{cases} \text{if } F_{f_i} \geq C_{a.A_i} \\ \quad \quad \quad -F_{f_i} \\ \text{else} \\ \quad \quad \quad C_{a.A_i} \end{cases} = \begin{bmatrix} 4316 \\ 4162 \\ 4085 \end{bmatrix} \text{ N} \quad (\text{Torque se mantém})$$

Propriedades da Seção

$$A := \frac{\pi \cdot (D_e^2 - D_i^2)}{4} \quad I := \frac{\pi \cdot (D_e^4 - D_i^4)}{64} \quad J := \frac{\pi \cdot (D_e^4 - D_i^4)}{32}$$

Linha Elástica

$$\theta_A := \frac{-M_{Fl} \cdot z_a}{6 \cdot E \cdot I} = \begin{bmatrix} -0.7 \\ -98.0 \\ -146.7 \end{bmatrix} \mu rad \quad \theta_B := \theta_A + \frac{M_{Fl} \cdot z_a}{2 \cdot E \cdot I} = \begin{bmatrix} 1.4 \\ 196.0 \\ 293.4 \end{bmatrix} \mu rad$$

Superposição

$$\theta_{A'} := \theta + \theta_A = \begin{bmatrix} 0.5 \\ 65.6 \\ 98.2 \end{bmatrix} \mu rad \quad \theta_{B'} := \theta + \theta_B = \begin{bmatrix} 2.6 \\ 359.5 \\ 538.4 \end{bmatrix} \mu rad$$

Tensões Máximas

$$\sigma_{m.axial} := \frac{N}{A} = \begin{bmatrix} 4.0 \\ 3.9 \\ 3.8 \end{bmatrix} MPa$$

$$\sigma_{a.flexão} := \frac{M_{Fl} \cdot \left(\frac{D_e}{2}\right)}{I} = \begin{bmatrix} 0.3 \\ 35.2 \\ 52.7 \end{bmatrix} MPa$$

$$\tau_{m.torção} := \frac{T \cdot \left(\frac{D_e}{2}\right)}{J} = \begin{bmatrix} 0.03 \\ 0.27 \\ 0.39 \end{bmatrix} MPa$$

Parte 3 - Resultados para o Orçamento de Erro

$$\delta_x := -\delta_{B_1} \cdot \sin(\alpha_1) = -0.016 \mu m$$

$$\delta_y := \delta_{B_1} \cdot \cos(\alpha_1) = 0.057 \mu m$$

$$\theta_{yz} := \theta_{B_1} \cdot \cos(\alpha_1) = 2.5 \mu rad$$

$$\theta_{xz} := \theta_{B_1} \cdot \sin(\alpha_1) = 0.7 \mu rad$$

Parte 4 - Critérios de Falha e Fatores de Segurança FS

Critério de Falha #1 - Desalinhamento nos Rolamentos

Tab. (6.8)

$$\theta_{max.rol} := 1000 \text{ } \mu\text{rad}$$

$$FS_{D.rol_i} := \min \left(\frac{\theta_{max.rol}}{|\theta_{A'_i}|}, \frac{\theta_{max.rol}}{|\theta_{B'_i}|} \right) = \begin{bmatrix} 379.39 \\ 2.78 \\ 1.86 \end{bmatrix}$$

Critério de Falha #2 - Falha Estática nos Rolamentos

Tab. (6.8)

$$FS_{E.rol_i} := \frac{88 \text{ kN}}{\min \left(\max \left(C_{r.A_i}, 0.5 \cdot C_{r.A_i} + 0.8 \cdot C_{a.A_i} \right), \max \left(C_{r.B_i}, 0.5 \cdot C_{r.B_i} + 0.8 \cdot C_{a.B_i} \right) \right)} = \begin{bmatrix} 25.38 \\ 16.52 \\ 14.06 \end{bmatrix}$$

Critério de Falha #3 - Falha Dinâmica nos Rolamentos (Vida Inf.)

Tab. (6.8)

$$FS_{F.rol_i} := \frac{9.65 \text{ kN}}{\min \left(\max \left(C_{r.A_i}, 0.4 \cdot C_{r.A_i} + 1.4 \cdot C_{a.A_i} \right), \max \left(C_{r.B_i}, 0.4 \cdot C_{r.B_i} + 1.4 \cdot C_{a.B_i} \right) \right)} = \begin{bmatrix} 1.59 \\ 1.30 \\ 1.19 \end{bmatrix}$$

Critério de Falha #4 - Falha Estática do Eixo (Von-Mises)

Pilkey & Pilkey (2008)

$$K_{t.flexão} := 2.45 \quad K_{t.axial} := 2.4 \quad K_{ts.torção} := 1.62$$

$$K_{f.flexão} := 2.45 \quad K_{f.axial} := 2.4 \quad K_{fs.torção} := 1.62$$

Budynas & Nisbett (2014)

$$\sigma_z := K_{t.flexão} \cdot \sigma_{a.flexão} + K_{t.axial} \cdot \sigma_{m.axial} \quad \tau_{xz} := K_{ts.torção} \cdot \tau_{m.torção}$$

$$\sigma_1 := \frac{\sigma_z}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{xz}^2} \quad \sigma_2 := \frac{\sigma_z}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{xz}^2} \quad \sigma' := \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} - \sigma_1 \cdot \sigma_2$$

$$FS_{VM} := \frac{S_y}{\sigma'} = \begin{bmatrix} 69.18 \\ 7.43 \\ 5.13 \end{bmatrix}$$

Critério de Falha #5 - Falha Dinâmica do Eixo (ASME Elíptico)

Budynas & Nisbett (2014)

$$k_a := \min \left(4.51 \cdot \left(\frac{S_{ut}}{MPa} \right)^{-0.265}, 1.58 \cdot \left(\frac{S_{ut}}{MPa} \right)^{-0.085} \right) = 0.703 \quad (\text{Pior caso entre retificado e usinado})$$

$$k_b := 1.24 \cdot \left(\frac{D_e}{mm} \right)^{-0.107} = 0.819 \quad (\text{Diâmetro entre 2,79 e 51 mm})$$

$$k_c := 1 \quad (\text{Só a flexão é alternada}) \quad k_d := 1 \quad (\text{Conservador para temperaturas até } 250^\circ\text{C})$$

$$k_e := 0.753 \quad (\text{Confiabilidade de 99,9\%}) \quad S_e' := 0.5 \cdot S_{ut} \quad (\text{Sut menor que 1400 MPa})$$

$$S_e := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_e' = 240.87 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a' := K_{f,\text{flexão}} \cdot \sigma_{a,\text{flexão}} = \begin{bmatrix} 0.6 \\ 86.3 \\ 129.2 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

$$\sigma_m' := \sqrt{(K_{f,\text{axial}} \cdot \sigma_{m,\text{axial}})^2 + 3 \cdot (K_{ts,\text{torção}} \cdot \tau_{m,\text{torção}})^2} = \begin{bmatrix} 9.6 \\ 9.3 \\ 9.2 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

$$FS_{ASME} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_a'}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_m'}{S_y} \right)^2}} = \begin{bmatrix} 72.60 \\ 2.79 \\ 1.86 \end{bmatrix}$$

Parte 5 - Resumo dos Fatores de Seg. p/ a Tabela (6.10)

$$\begin{bmatrix} FS_{D.rol_2} & FS_{D.rol_3} \\ FS_{E.rol_2} & FS_{E.rol_3} \\ FS_{F.rol_2} & FS_{F.rol_3} \\ FS_{VM_2} & FS_{VM_3} \\ FS_{ASME_2} & FS_{ASME_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2.78 & 1.86 \\ 16.52 & 14.06 \\ 1.30 & 1.19 \\ 7.43 & 5.13 \\ 2.79 & 1.86 \end{bmatrix}$$

APÊNDICE III
Rotina em *Mathcad* para Avaliação das Guias Lineares

Parte 1 - Definições Iniciais

Eqs. (14), (26) e (24)

Cargas Médias e Máximas

$$F_c := \begin{bmatrix} 2472 \\ 3702 \end{bmatrix} N \quad F_{fp} := \begin{bmatrix} 317 \\ 471 \end{bmatrix} N$$

F_{fp} corresponde simultaneamente às forças médias e máximas de avanço e penetração.

TBI Motion (2021), SYK (2021a, 2021b, 2021c)

Largura dos Componentes dos Atuadores

$$W_{atuadores} := 70 \text{ mm}$$

HIWIN (2021)

Largura das Guias Lineares (Trilho HGR-15)

$$W_{guias} := 15 \text{ mm}$$

Altura das Guias (Trilho+Patim HGH-15)

$$H_{guias} := 28 \text{ mm}$$

Seções 5.7 e 7.1, Tab. (5.4), Fig. (5.4)

Altura dos Carros Móveis

$$H_{gang} := 42.7 \text{ mm} \quad H_{carros} := H_{gang} + \frac{H_{guias}}{2} = 56.7 \text{ mm}$$

Peça de Trabalho

$$R_{peça} := 30 \text{ mm} \quad R_{max} := 35 \text{ mm} \quad L_{peça} := 80 \text{ mm}$$

Figs. (6.8) e (6.12), Tab. (6.7)

Comp. em Balanço Mínimo do Eixo do Spindle

$$L_{balanço} := 11 \text{ mm} + 3 \text{ mm} + 17 \text{ mm} + 15 \text{ mm} = 46 \text{ mm}$$

Novas Variáveis

Distância entre Centros das Guias Lineares

$$folga := 3 \text{ mm} \quad W_{centros} := W_{atuadores} + W_{guias} + 2 \cdot folga = 91 \text{ mm}$$

Distância entre Centros dos Patins em 1 Guia

$$L_{centros} := \text{ceil} \left(1.6 \cdot \frac{W_{centros}}{\text{mm}} \right) \cdot \text{mm} = 146 \text{ mm}$$

Para um movimento suave e uma otimização precisão-custo, Slocum (2008) recomenda uma razão mínima de 1.6 entre $L_{centros}$ e $W_{centros}$.

Alavancas das Forças de Corte

$$A_X := R_{peça} = 30 \text{ mm}$$

$$A_Y := R_{max} + H_{carros} = 91.7 \text{ mm}$$

$$A_Z := 29.5 \text{ mm} + L_{peça} + L_{balanço} + \frac{L_{centros}}{2} = 228.5 \text{ mm}$$

O valor de 29.5 mm corresponde à distância longitudinal proposta entre o centro dos patins e as extremidades dos carros móveis. Esse valor permite que os patins de diferentes fabricantes com comprimentos entre 54 e 64 mm (os furos se mantêm sempre os mesmos) possam ser utilizados sem que os patins aparentem estar "fora do lugar".

Peso do Carro do eixo Z

$$P := 150 \text{ N}$$

Valor superestimado tendo em mente o orçamento preliminar do Capítulo 5 e as peças projetadas no Capítulo 6.

Parte 2 - Equilíbrio

Forças no Patim mais Carregado

$$F_{Vertical} := \frac{F_c - P}{4} + \frac{F_{fp} \cdot A_Y + F_c \cdot A_Z}{2 \cdot L_{centros}} + \frac{F_{fp} \cdot A_Y + F_c \cdot A_X}{2 \cdot W_{centros}} = \begin{bmatrix} 3182 \\ 4780 \end{bmatrix} \text{ N}$$

$$F_{Horizontal} := \frac{F_{fp}}{4} + \frac{F_{fp} \cdot (A_Z - A_X)}{2 \cdot L_{centros}} = \begin{bmatrix} 295 \\ 438 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Parte 3 - Metodologia da HIWIN (2021)

Capacidades de Carga (Trilho+Patim HGH-15)

$$C_0 := 23.47 \text{ kN} \quad C := 14.7 \text{ kN}$$

Fator de Segurança Estático

$$f_{SL} := \frac{C_0}{(F_{Vertical_2} + F_{Horizontal_2})} = 4.50$$

Fator de Carregamento

$$f_w := 2.75 \quad (\text{Presença de impactos e vibrações})$$

Vida Nominal

$$L := \left(\frac{C}{f_w \cdot (F_{Vertical_1} + F_{Horizontal_1})} \right)^3 \cdot 100 \text{ km} = 364 \text{ km}$$

Lubrificação com graxa de sabão de lítio deverá ser realizada a cada 100 km ou a cada 3 a 6 meses. Ver catálogo da HIWIN para mais informações.

Parte 4 - Estimativa da Vida de Serviço

Avanço Médio e Velocidades de Corte Média

$$f_{med} := 0.2 \frac{\text{mm}}{\text{rev}}$$

$$n_{med} := 2500 \text{ rpm}$$

Vida de Serviço

$$\text{dias.de.serviço.contínua} := 24 \text{ hr}$$

$$L_h := \frac{L}{f_{med} \cdot n_{med}} = 12118 \text{ hr}$$

$$L_{dias} := L_h = 505 \text{ dias.de.serviço.contínua}$$

APÊNDICE IV
Rotina em *Mathcad* para Orçamentos de Erro, 2ª Implementação
(Orçamento de Erro Final)

Passos 1 a 3

Fig. (5.4), Tab. (5.4) + Alterações da Seção 8.2

Dimensões

$$\begin{aligned}
 R_{max} &:= 35 & R_{folga} &:= 5 & L_{max} &:= 80 & z_{max} &:= L_{max} \\
 L_{fixa} &:= 128.446 - L_{max} = 48.446 & z_{crs} &:= \frac{80.108}{2} \\
 H_{guias} &:= 28 & H_{gang} &:= 42.7 & H_{carros} &:= H_{gang} + \frac{H_{guias}}{2} = 56.7 \\
 L_{carros} &:= 205 & W_{carros} &:= 175 & L_{patins} &:= 146 \\
 W_{porta} &:= 20 & x_{porta} &:= \frac{L_{carros} - W_{porta}}{2} = 92.5 & x_{crf} &:= R_{max} + \frac{W_{porta}}{2} = 45
 \end{aligned}$$

Variáveis

$$R_{peça} := 30 \quad x := 30 \quad z := z_{max}$$

Passo 4

Figs. (5.3) e (5.4) + Alterações da Seção 8.2

Distâncias entre os Sistemas de Coordenadas

d_X	d_Y	d_Z
x	0	$-z$
0	0	$-L_{fixa}$
0	0	$-z_{crs}$
0	$H_{carros} + R_{max}$	$-\left(\frac{L_{carros}}{2} - z_{crs}\right)$
0	0	$\left(z - \frac{z_{max}}{2}\right)$
0	0	$\left(\frac{L_{carros}}{2} + L_{fixa} + z + \frac{W_{carros}}{2}\right) - \left(z - \frac{z_{max}}{2}\right)$
$x_{porta} - x - x_{crf}$	0	0
$-x_{porta}$	$-H_{carros}$	0
0	$-R_{max}$	$\frac{-W_{carros}}{2}$
x_{crf}	0	0

Passos 5 a 8 (Obs: Passo 6 ignorado conforme seção 5.6)

$$\text{cte}(v, n) := \begin{array}{|l} \text{for } i \in 1..n \\ \quad M_i \leftarrow v \\ M \end{array}$$

Número de Transformações de Coordenadas

$TC := 10 \quad i := 1..TC$

Número de Possíveis Combinações dos Erros Sistemáticos

$C := 2^2 \quad j := 1..C$

Preparação da Simulação de Monte Carlo

$N := 10^4 \quad k := 1..N$

Criação de Vetores de Erro Relativo Vazios

$$V := \begin{array}{|l} \text{for } i \in 1..TC \\ \quad \text{for } j \in 1..C \\ \quad \quad V_{i,j} \leftarrow \text{cte}(0, N) \\ V \end{array} \quad \begin{array}{l} \delta_X := V \\ \varepsilon_X := V \end{array} \quad \begin{array}{l} \delta_Y := V \\ \varepsilon_Y := V \end{array} \quad \begin{array}{l} \delta_Z := V \\ \varepsilon_Z := V \end{array}$$

Preenchimento dos Vetores de Erro

Seção 5.6

$F_c := 17.6 \quad F_p := 4.9 \quad F_f := 8.2$

Tab. (5.5) + Alterações da Seção 8.2

Desvios Devido aos Carregamentos

Deflexões/Deformações na Peça de Trabalho

$$\delta_{x.peça} := (-1) \cdot \frac{F_p \cdot z^3}{3 \cdot (70000) \cdot \left(\frac{\pi \cdot R_{peça}^4}{4} \right)} = -0.000019 \quad \delta_{X_{1,j}} := \delta_{X_{1,j}} + \delta_{x.peça}$$

$$\delta_{y.peça} := \frac{F_c \cdot z^3}{3 \cdot (70000) \cdot \left(\frac{\pi \cdot R_{peça}^4}{4} \right)} = 0.000067 \quad \delta_{Y_{1,j}} := \delta_{Y_{1,j}} + \delta_{y.peça}$$

$$\varepsilon_{x.peça} := \frac{F_c \cdot z^2}{2 \cdot (70000) \cdot \left(\frac{\pi \cdot R_{peça}^4}{4} \right)} = 1.3 \cdot 10^{-6} \quad \varepsilon_{X_{1,j}} := \varepsilon_{X_{1,j}} + \varepsilon_{x.peça}$$

$$\varepsilon_{y.pe\c{c}a} := \frac{F_p \cdot z^2}{2 \cdot (70000) \cdot \left(\frac{\pi \cdot R_{pe\c{c}a}^4}{4} \right)} = 352 \cdot 10^{-9}$$

$$\varepsilon_{Y_{1,j}} := \varepsilon_{Y_{1,j}} + \varepsilon_{y.pe\c{c}a}$$

$$\delta_{z.pe\c{c}a} := \frac{F_f \cdot z}{(\pi \cdot R_{pe\c{c}a}^2) \cdot (70000)} = 3.3 \cdot 10^{-6}$$

$$\delta_{Z_{1,j}} := \delta_{Z_{1,j}} + \delta_{z.pe\c{c}a}$$

Deflexões/Deformações no Nariz do Spindle

$$\delta_{x.nariz} := -0.000016$$

$$\delta_{X_{3,j}} := \delta_{X_{3,j}} + \delta_{x.nariz}$$

$$\delta_{y.nariz} := 0.000057$$

$$\delta_{Y_{3,j}} := \delta_{Y_{3,j}} + \delta_{y.nariz}$$

$$\varepsilon_{x.nariz} := 2.5 \cdot 10^{-6}$$

$$\varepsilon_{X_{3,j}} := \varepsilon_{X_{3,j}} + \varepsilon_{x.nariz}$$

$$\varepsilon_{y.nariz} := 0.7 \cdot 10^{-6}$$

$$\varepsilon_{Y_{3,j}} := \varepsilon_{Y_{3,j}} + \varepsilon_{y.nariz}$$

Deflexões/Deformações Estruturais

$$\delta_{x.estrut} := -0.001$$

$$m := 4 \dots 10$$

$$\delta_{X_{m,j}} := \delta_{X_{m,j}} + \delta_{x.estrut}$$

$$\delta_{y.estrut} := 0.001$$

$$\delta_{Y_{m,j}} := \delta_{Y_{m,j}} + \delta_{y.estrut}$$

$$\delta_{z.estrut} := 0.0001$$

$$\delta_{Z_{m,j}} := \delta_{Z_{m,j}} + \delta_{z.estrut}$$

$$\varepsilon_{x.estrut} := \operatorname{atan}\left(\frac{0.001}{150}\right) = 6.7 \cdot 10^{-6}$$

$$\varepsilon_{X_{m,j}} := \varepsilon_{X_{m,j}} + \varepsilon_{x.estrut}$$

$$\varepsilon_{y.estrut} := \operatorname{atan}\left(\frac{0.001}{150}\right) = 6.7 \cdot 10^{-6}$$

$$\varepsilon_{Y_{m,j}} := \varepsilon_{Y_{m,j}} + \varepsilon_{y.estrut}$$

$$\varepsilon_{z.estrut} := \operatorname{atan}\left(\frac{0.0001}{150}\right) = 6.7 \cdot 10^{-7}$$

$$\varepsilon_{Z_{m,j}} := \varepsilon_{Z_{m,j}} + \varepsilon_{z.estrut}$$

Desvios Geométricos Sistemáticos

$$s := \begin{bmatrix} 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 \end{bmatrix}$$

$$\delta_{batim.r.fixa} := \frac{0.0064}{2} = 0.0032$$

$$\delta_{X_{2,j}} := \delta_{X_{2,j}} + s_{1,j} \cdot \delta_{batim.r.fixa}$$

$$\varepsilon_{perpend.xz} := \operatorname{atan}\left(\frac{0.018}{340}\right) = 53 \cdot 10^{-6}$$

$$\varepsilon_{Y_{6,j}} := \varepsilon_{Y_{6,j}} + s_{2,j} \cdot \varepsilon_{perpend.xz}$$

Desvios Geométricos Aleatórios

$e := 1..2$

Desvios nos Motores dos Estágios Lineares

$$\delta_{resol.motores_e} := \text{runif}\left(N, -5 \cdot \frac{\left(\frac{0.057^\circ}{2}\right)}{360^\circ}, 5 \cdot \frac{\left(\frac{0.057^\circ}{2}\right)}{360^\circ}\right)$$

$$\delta_{Z_{5,j}} := \delta_{Z_{5,j}} + \delta_{resol.motores_1}$$

$$\delta_{X_{7,j}} := \delta_{X_{7,j}} + \delta_{resol.motores_2}$$

$$\delta_{repet.motores_e} := \text{runif}\left(N, -5 \cdot \frac{(0.03^\circ)}{360^\circ}, 5 \cdot \frac{(0.03^\circ)}{360^\circ}\right)$$

$$\delta_{Z_{5,j}} := \delta_{Z_{5,j}} + \delta_{repet.motores_1}$$

$$\delta_{X_{7,j}} := \delta_{X_{7,j}} + \delta_{repet.motores_2}$$

Desvios nos Atuadores dos Estágios Lineares

$$\delta_{axial.fusos_e} := \text{runif}(N, -0.008, 0.008)$$

$$\delta_{Z_{5,j}} := \delta_{Z_{5,j}} + \delta_{axial.fusos_1}$$

$$\delta_{X_{7,j}} := \delta_{X_{7,j}} + \delta_{axial.fusos_2}$$

$$\delta_{flutuação.fusos_e} := \text{runif}(N, -0.004, 0.004)$$

$$\delta_{Z_{5,j}} := \delta_{Z_{5,j}} + \delta_{flutuação.fusos_1}$$

$$\delta_{X_{7,j}} := \delta_{X_{7,j}} + \delta_{flutuação.fusos_2}$$

Desvios nas Guias Lineares (Paralelismo no Mov. dos Patins)

Tab. (6.14) $p := 0.017$

$$\delta_{pat.front_e} := \frac{\text{runif}\left(N, \frac{-p}{2}, \frac{p}{2}\right) + \text{runif}\left(N, \frac{-p}{2}, \frac{p}{2}\right)}{2} \quad \delta_{pat.tras_e} := \frac{\text{runif}\left(N, \frac{-p}{2}, \frac{p}{2}\right) + \text{runif}\left(N, \frac{-p}{2}, \frac{p}{2}\right)}{2}$$

A média entre todos os patins de cada estágio linear gera um desvio linear no respectivo estágio...

$$\delta_{X_{5,j}} := \delta_{X_{5,j}} + \frac{\delta_{pat.front_1} + \delta_{pat.tras_1}}{2}$$

$$\delta_{Z_{7,j}} := \delta_{Z_{7,j}} + \frac{\delta_{pat.front_2} + \delta_{pat.tras_2}}{2}$$

...Enquanto que a diferença entre a média dos frontais e traseiros gera um desvio angular.

$$\varepsilon_{Y_{5,j}} := \varepsilon_{Y_{5,j}} + \text{atan}\left(\frac{\delta_{pat.front_1} - \delta_{pat.tras_1}}{L_{patins}}\right)$$

$$\varepsilon_{Y_{7,j}} := \varepsilon_{Y_{7,j}} + \text{atan}\left(\frac{\delta_{pat.front_2} - \delta_{pat.tras_2}}{L_{patins}}\right)$$

Passo 9

$$S(x) := \sin(x) \quad C(x) := \cos(x)$$

$$\Gamma(d_X, d_Y, d_Z, \delta_X, \delta_Y, \delta_Z, \varepsilon_X, \varepsilon_Y, \varepsilon_Z) := \begin{bmatrix} C(\varepsilon_Y) C(\varepsilon_Z) & -C(\varepsilon_Y) S(\varepsilon_Z) & S(\varepsilon_Y) & d_X + \delta_X \\ C(\varepsilon_X) S(\varepsilon_Z) + S(\varepsilon_X) S(\varepsilon_Y) C(\varepsilon_Z) & C(\varepsilon_X) C(\varepsilon_Z) - S(\varepsilon_X) S(\varepsilon_Y) S(\varepsilon_Z) & -S(\varepsilon_X) C(\varepsilon_Y) & d_Y + \delta_Y \\ S(\varepsilon_X) S(\varepsilon_Z) - C(\varepsilon_X) S(\varepsilon_Y) C(\varepsilon_Z) & S(\varepsilon_X) C(\varepsilon_Z) + C(\varepsilon_X) S(\varepsilon_Y) S(\varepsilon_Z) & C(\varepsilon_X) C(\varepsilon_Y) & d_Z + \delta_Z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Passo 10

$$E_{j,k} := \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \leftarrow E$$

for $i \in 1..TC$

$$E \leftarrow \Gamma(d_{X_i}, d_{Y_i}, d_{Z_i}, (\delta_{X_i, j})_k, (\delta_{Y_i, j})_k, (\delta_{Z_i, j})_k, (\varepsilon_{X_i, j})_k, (\varepsilon_{Y_i, j})_k, (\varepsilon_{Z_i, j})_k) \cdot E$$
$$E$$

Passo 11

$$\begin{bmatrix} E_{X_{j,k}} & E_{Y_{j,k}} & E_{Z_{j,k}} \end{bmatrix} := \begin{bmatrix} (E_{j,k})_{1,4} & (E_{j,k})_{2,4} & (E_{j,k})_{3,4} \end{bmatrix}$$

Passo 12

$$r := x \quad E_{Radial_{j,k}} := E_{X_{j,k}} + \sqrt{E_{Y_{j,k}}^2 + r^2} - r \quad E_{Aial_{j,k}} := E_{Z_{j,k}}$$

Passos 13 a 17 (Obs: Passo 15 ignorado conforme seção 5.6)

$$\begin{bmatrix} \bar{E}_{Aial_j} & \bar{E}_{Radial_j} \end{bmatrix} := \begin{bmatrix} \text{mean}(E_{Aial_j}^{\hat{j}}) & \text{mean}(E_{Radial_j}^{\hat{j}}) \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \sigma_{Aial_j} & \sigma_{Radial_j} \end{bmatrix} := \begin{bmatrix} \text{stdev}(E_{Aial_j}^{\hat{j}}) & \text{stdev}(E_{Radial_j}^{\hat{j}}) \end{bmatrix}$$

$$P_{Aial95_j} := \max\left(\left|\bar{E}_{Aial_j} + 2 \cdot \sigma_{Aial_j}\right|, \left|\bar{E}_{Aial_j} - 2 \cdot \sigma_{Aial_j}\right|\right)$$

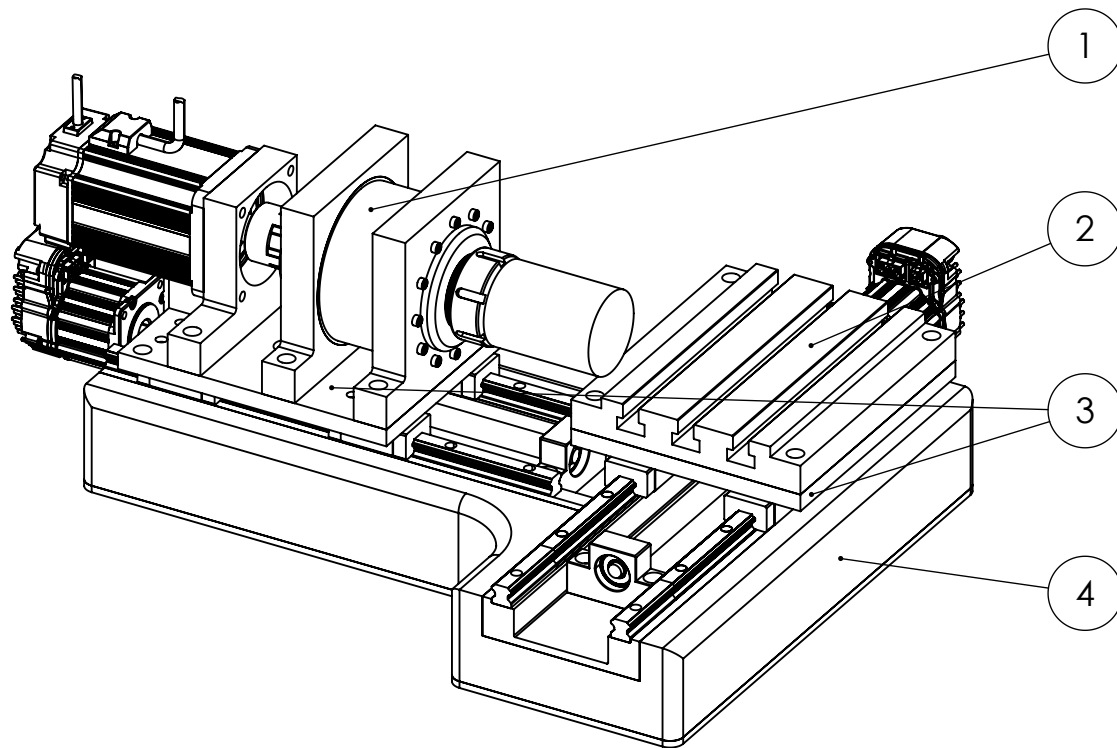
$$P_{Radial95_j} := \max\left(\left|\bar{E}_{Radial_j} + 2 \cdot \sigma_{Radial_j}\right|, \left|\bar{E}_{Radial_j} - 2 \cdot \sigma_{Radial_j}\right|\right)$$

Resultados

$$P_{Aial95} := \max(P_{Aial95_j}) = 0.016$$

$$P_{Radial95} := \max(P_{Radial95_j}) = 0.043$$

APÊNDICE V
Desenhos Técnicos



4	Conjunto da Cama	1	4
3	Base dos Carros Móveis	2	9
2	Gang Plate	1	10
1	Conjunto do Spindle	1	3
ITEM	NOME	QUANT.	FOLHA

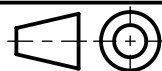


Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica

Projetista/Desenhista: João Pedro Barreto Braquehais

PROJETO DE GRADUAÇÃO
Projeto Mecânico de um Mini-Torno CNC para Equipes de Prototipagem e Desenvolvimento de Produtos

Desenho de Conjunto



Material: --

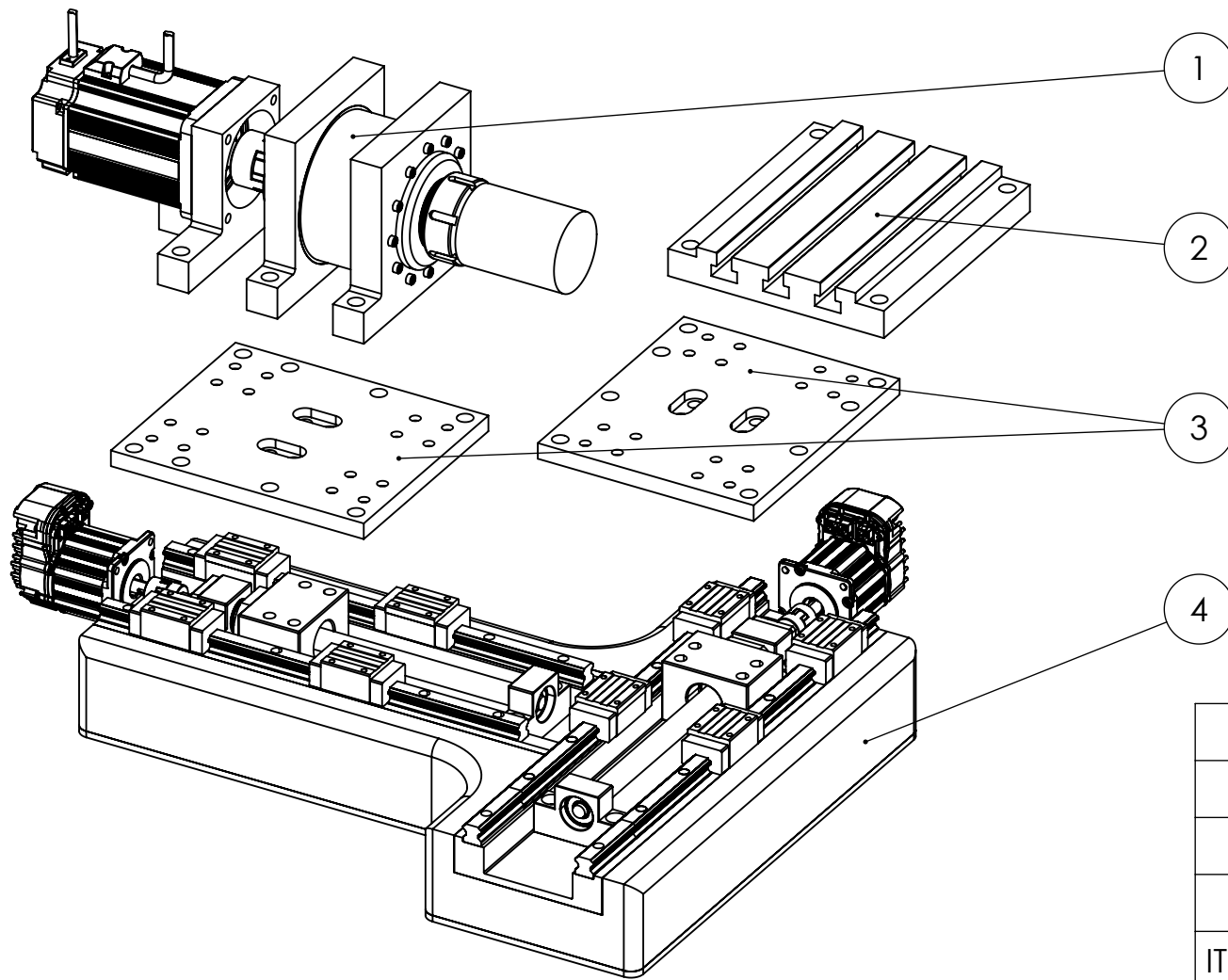
Data: 06/05/2021

Quantidade: --

Escala: 1:5

Unidade: mm

Folha: 1/14



4	Conjunto da Cama	1	4
3	Base dos Carros Móveis	2	9
2	Gang Plate	1	10
1	Conjunto do Spindle	1	3
ITEM	DENOMINAÇÕES	QUANT.	FOLHA

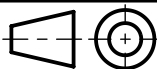


Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica

Projetista/Desenhista: João Pedro Barreto Braquehais

PROJETO DE GRADUAÇÃO
Projeto Mecânico de um Mini-Torno CNC para Equipes de Prototipagem e Desenvolvimento de Produtos

Desenho de Conjunto -Explodido



Material: --

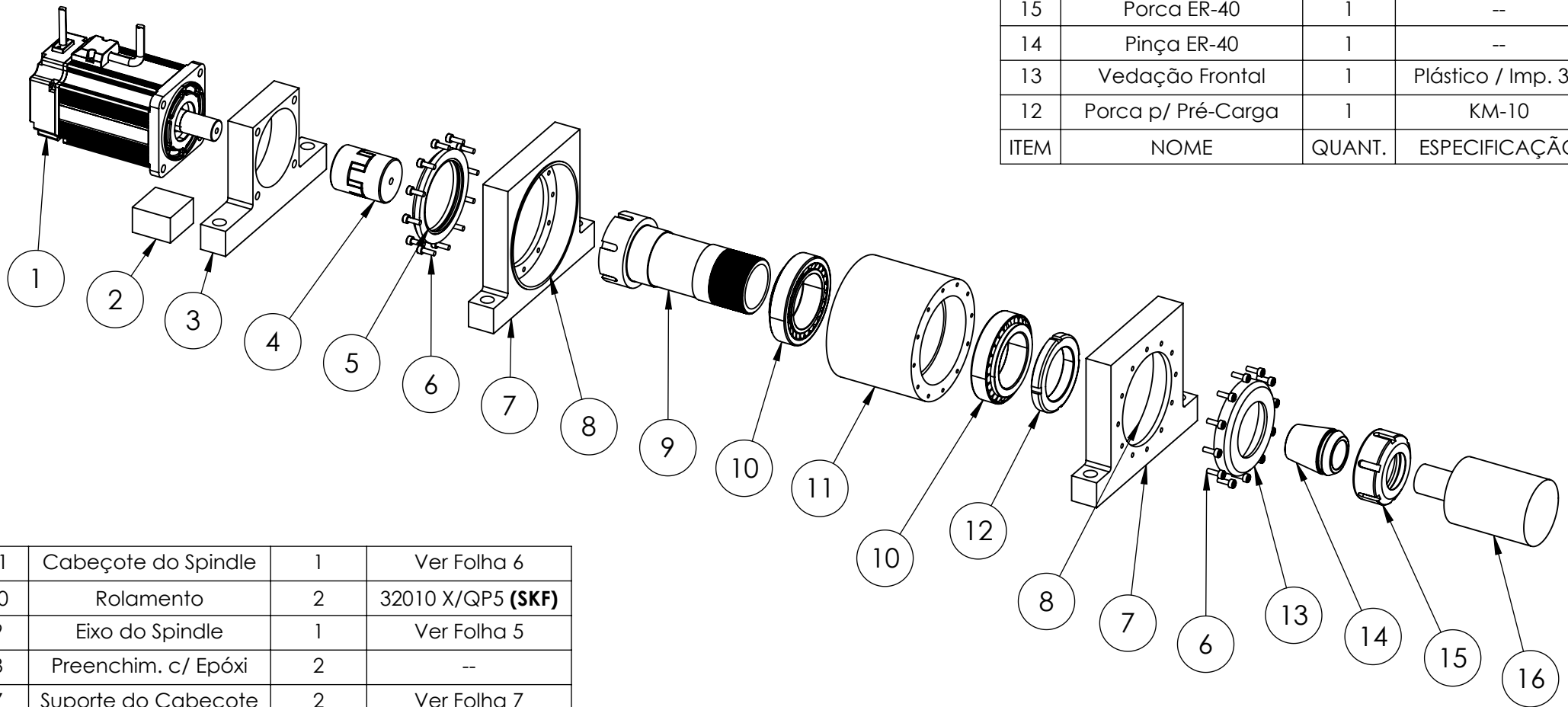
Data: 06/05/2021

Quantidade: --

Escala: 1:5

Unidade: mm

Folha: 2/14



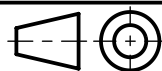
16	Peça de Trabalho	1	--
15	Porca ER-40	1	--
14	Pinça ER-40	1	--
13	Vedação Frontal	1	Plástico / Imp. 3D
12	Porca p/ Pré-Carga	1	KM-10
ITEM	NOME	QUANT.	ESPECIFICAÇÃO

11	Cabeçote do Spindle	1	Ver Folha 6
10	Rolamento	2	32010 X/QP5 (SKF)
9	Eixo do Spindle	1	Ver Folha 5
8	Preenchim. c/ Epóxi	2	--
7	Suporte do Cabeçote	2	Ver Folha 7
6	Parafuso M4x12	24	Allen Cab. Cil. Inox
5	Vedação Traseira	1	Plástico / Imp. 3D
4	Acoplamento	1	GS19C (TECMAF)
3	Suporte do Motor	1	Ver Folha 8
2	Calço	1	Plástico / Imp. 3D
1	Motor do Spindle	1	880-DST-A6HK1 (DMM Technology)
ITEM	NOME	QUANT.	ESPECIFICAÇÃO

Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica
Projetista/Desenhista: João Pedro Barreto Braquehais

PROJETO DE GRADUAÇÃO
 Projeto Mecânico de um Mini-Torno CNC para Equipes de Prototipagem e Desenvolvimento de Produtos

Conjunto do Spindle



Material: --

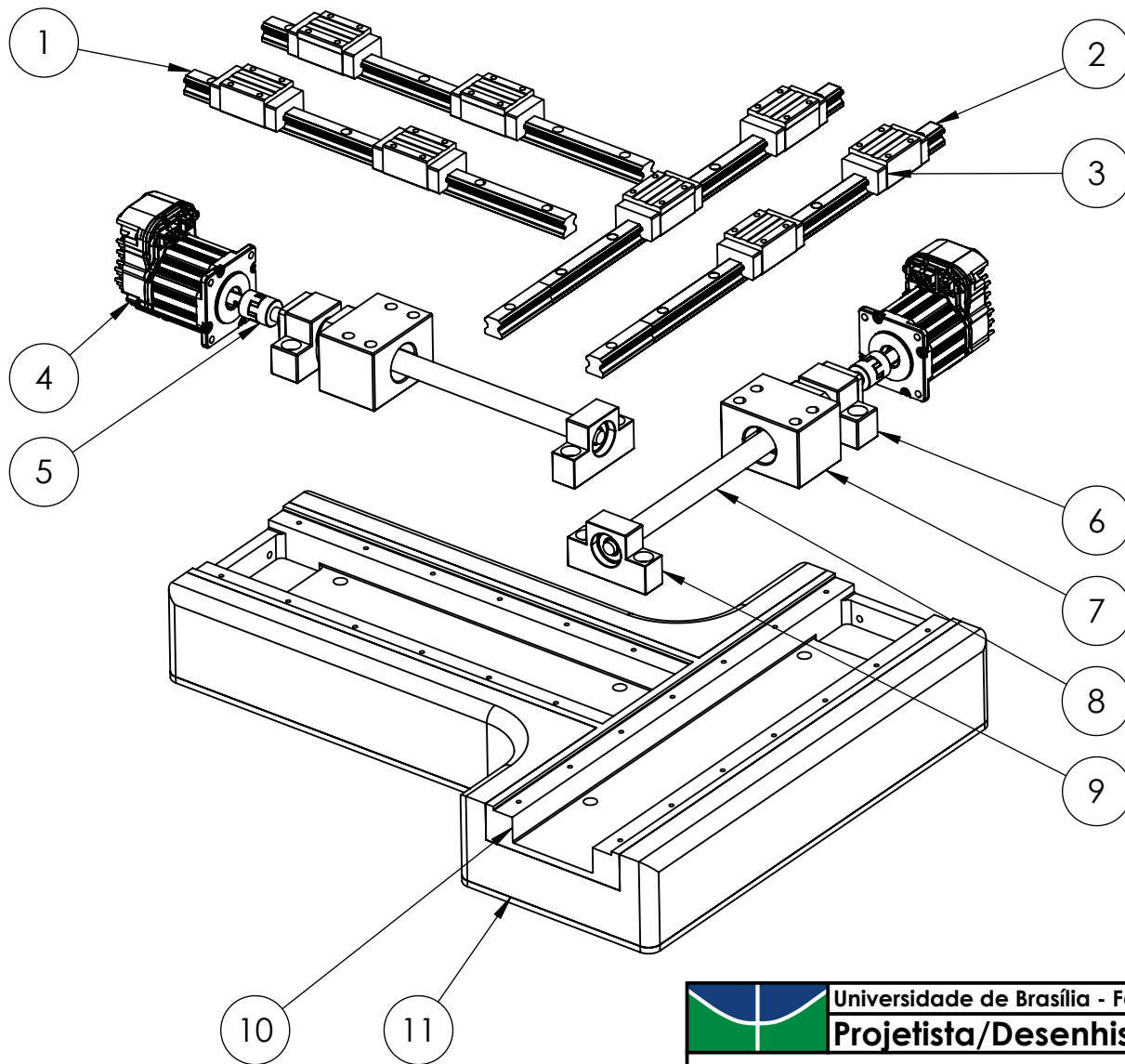
Data: 06/05/2021

Quantidade: 1

Escala: 1:5

Unidade: mm

Folha: 3/14



11	Cama	1	Granito Epóxi
10	Esqueleto da Cama	1	Ver Folhas 11 a 14
9	Suporte Lado Flutuante	2	EF12-C3 (SYK)
8	Fuso de Esferas c/ Castanha	2	SF(N)UR1605T4- DGC3-300-P2, Ext. Pré-Usinadas (TBI Motion)
7	Adaptador	2	MGD16 (SYK)
6	Suporte Lado Fixo	2	EK12 (SYK)
5	Acoplamento	2	GS9C (TECMAF)
4	Motor do Estágio	2	CPM-SDSK-2310S- ELN (Teknic)
3	Patins	8	HGH-15-CA-ZA-C (HIWIN)
2	Trilho do Eixo X	2	HGR15, Prec. Norm., 400mm (HIWIN)
1	Trilho do Eixo Z	2	HGR15, Prec. Norm., 340 mm (HIWIN)
ITEM	NOME	QUANT.	ESPECIFICAÇÃO

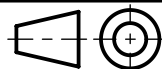


Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica

Projetista/Desenhista: João Pedro Barreto Braquehais

PROJETO DE GRADUAÇÃO
Projeto Mecânico de um Mini-Torno CNC para Equipes de Prototipagem e Desenvolvimento de Produtos

Conjunto da Cama



Material: --

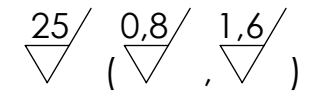
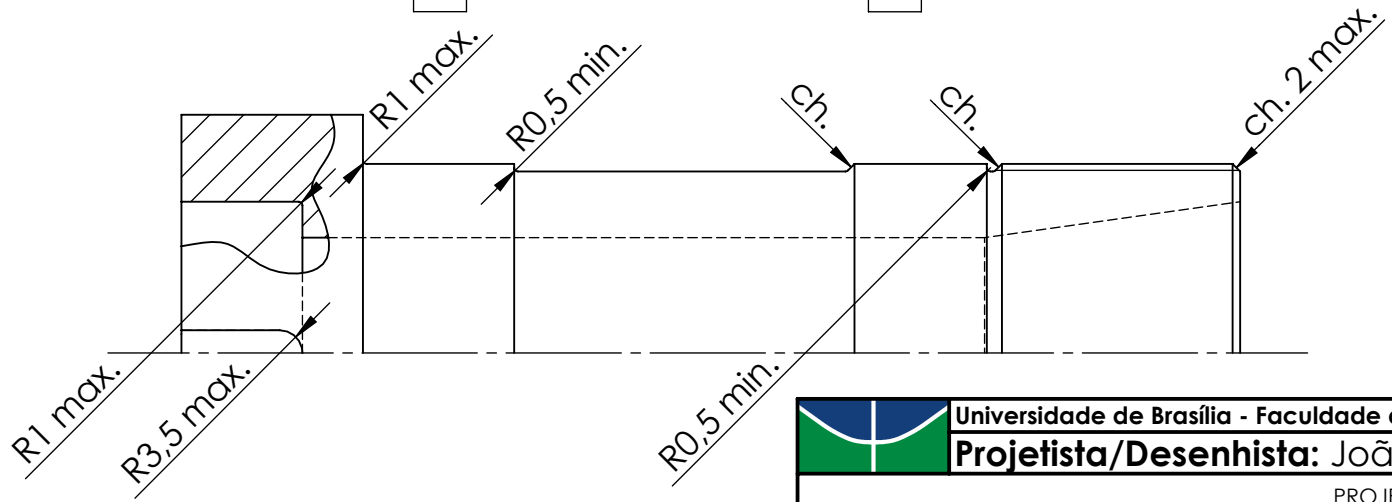
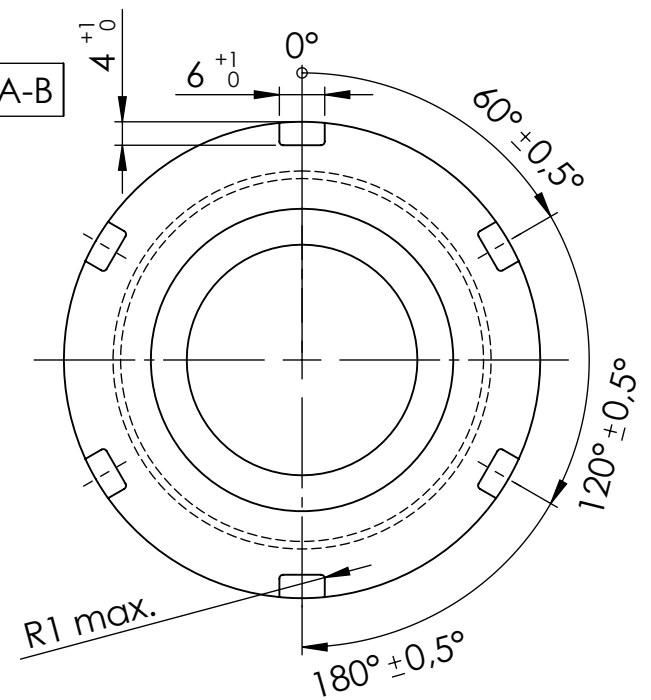
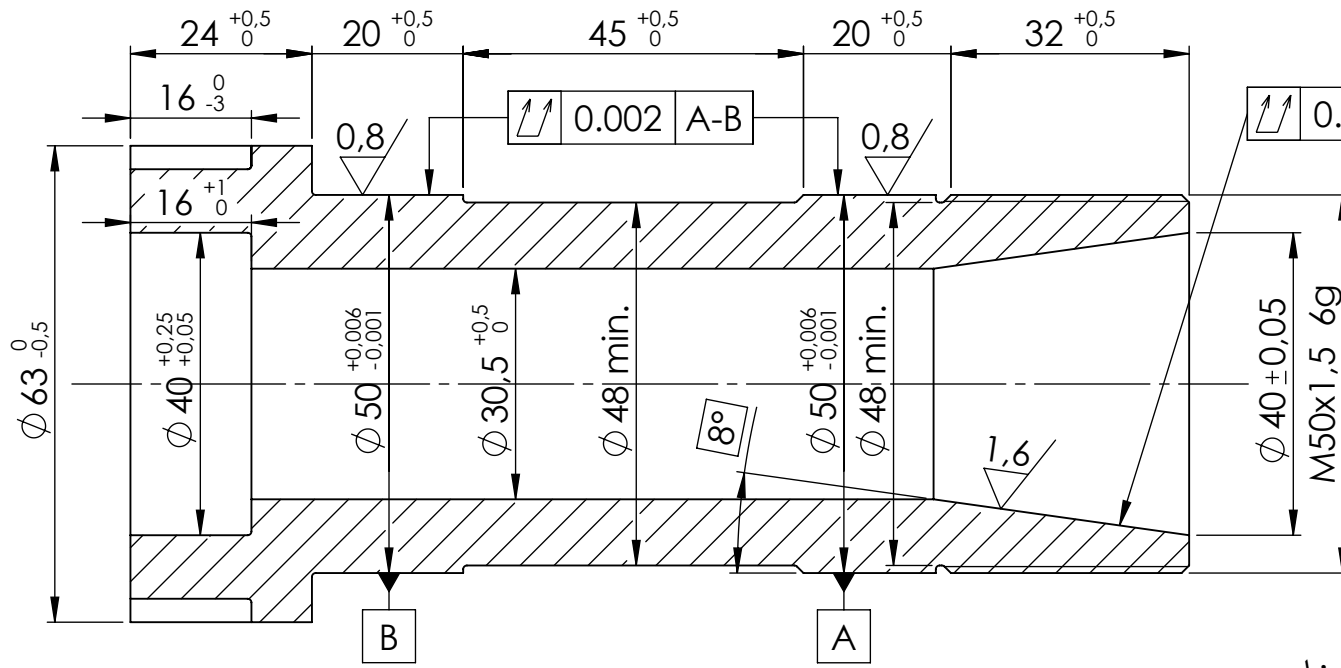
Data: 06/05/2021

Quantidade: 1

Escala: 1:5

Unidade: mm

Folha: 4/14



Os chanfros sem dimensões possuem as suas dimensões já controladas pelos diâmetros da peça. (NBR 10126)

O ângulo de 8° tem as suas tolerâncias controladas pelo batimento total do cone.

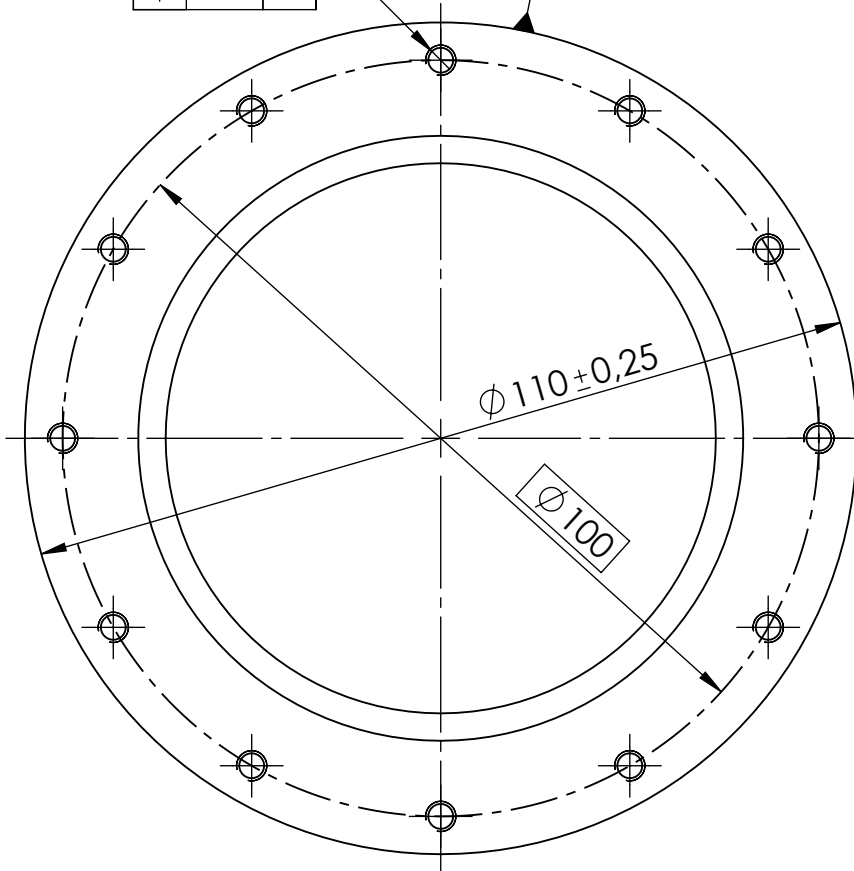
A medida de $\phi 40_{+0.05}^{+0.25}$ mm deve ter as suas tolerâncias atualizadas após a compra do acoplamento GS19C.

 Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica			
Projetista/Desenhista: João Pedro Barreto Braquehais			
PROJETO DE GRADUAÇÃO Projeto Mecânico de um Mini-Torno CNC para Equipes de Prototipagem e Desenvolvimento de Produtos			
Eixo do Spindle			
	Material: Aço AISI 4340 Normalizado	Data: 06/05/2021	
	Quantidade: 1	Escala: 1:1	Unidade: mm
		Folha: 5/14	

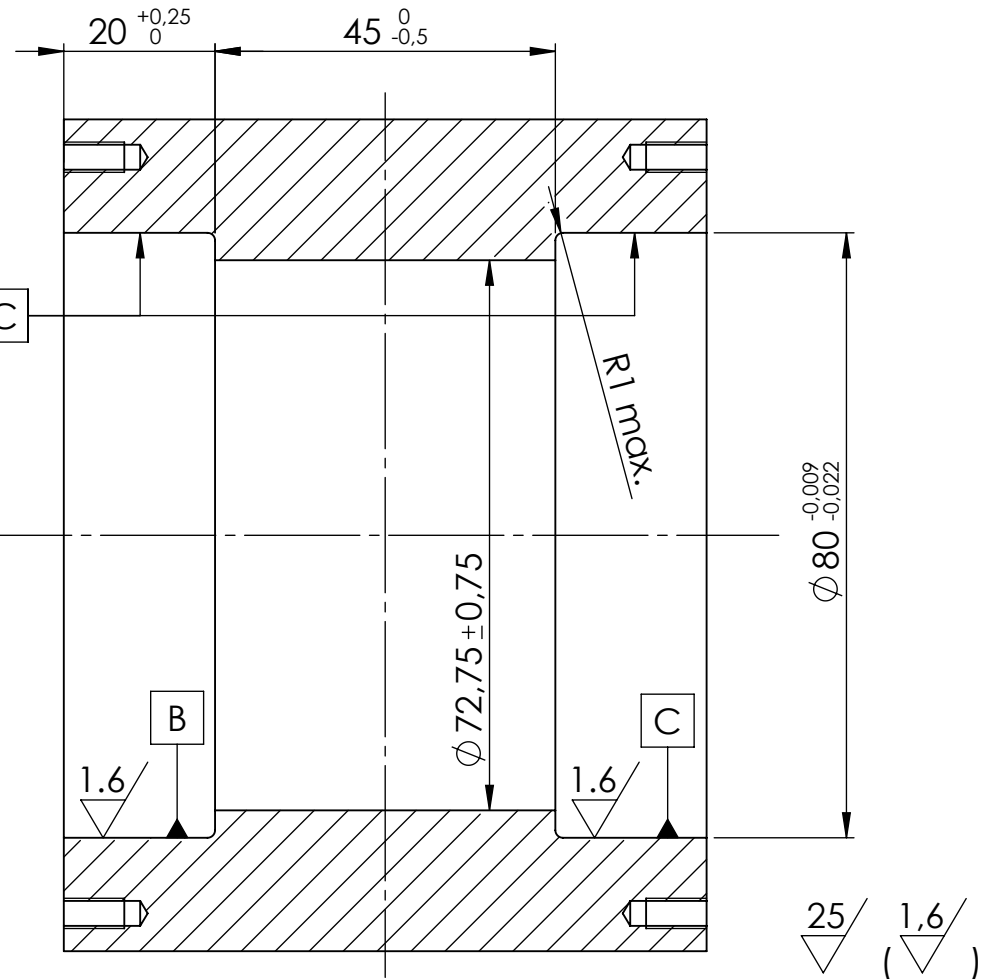
12 x Ø3 ∇ 10, M4-6H ∇ 8

Espaçamento Igual

⊕ Ø1 A



0.004 B-C

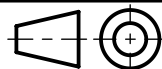


Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica

Projetista/Desenhista: João Pedro Barreto Braquehais

PROJETO DE GRADUAÇÃO
Projeto Mecânico de um Mini-Torno CNC para Equipes de Prototipagem e Desenvolvimento de Produtos

Cabeçote do Spindle



Material: Aço AISI 1045

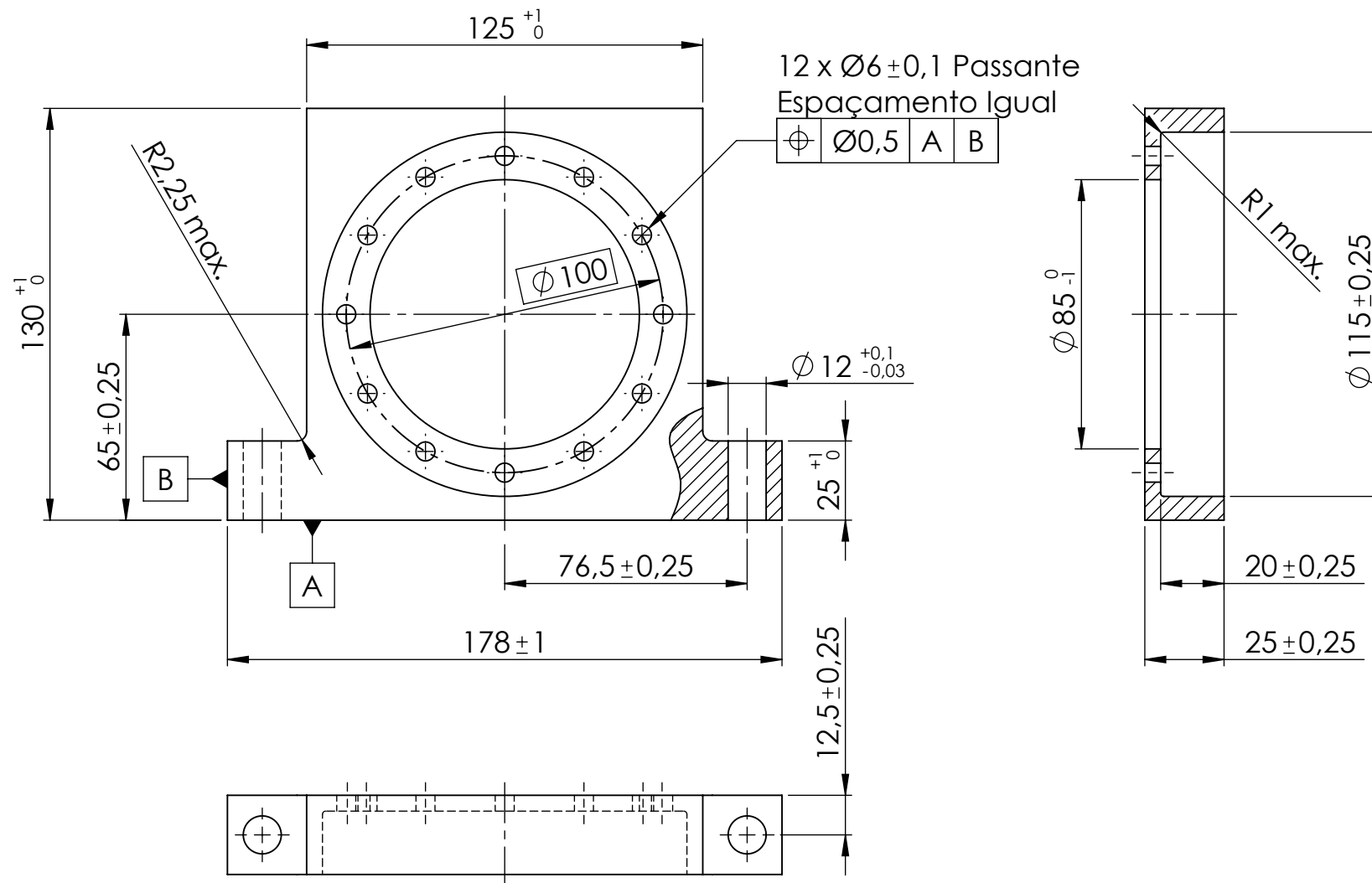
Data: 06/05/2021

Quantidade: 1

Escala: 1:1

Unidade: mm

Folha: 6/14



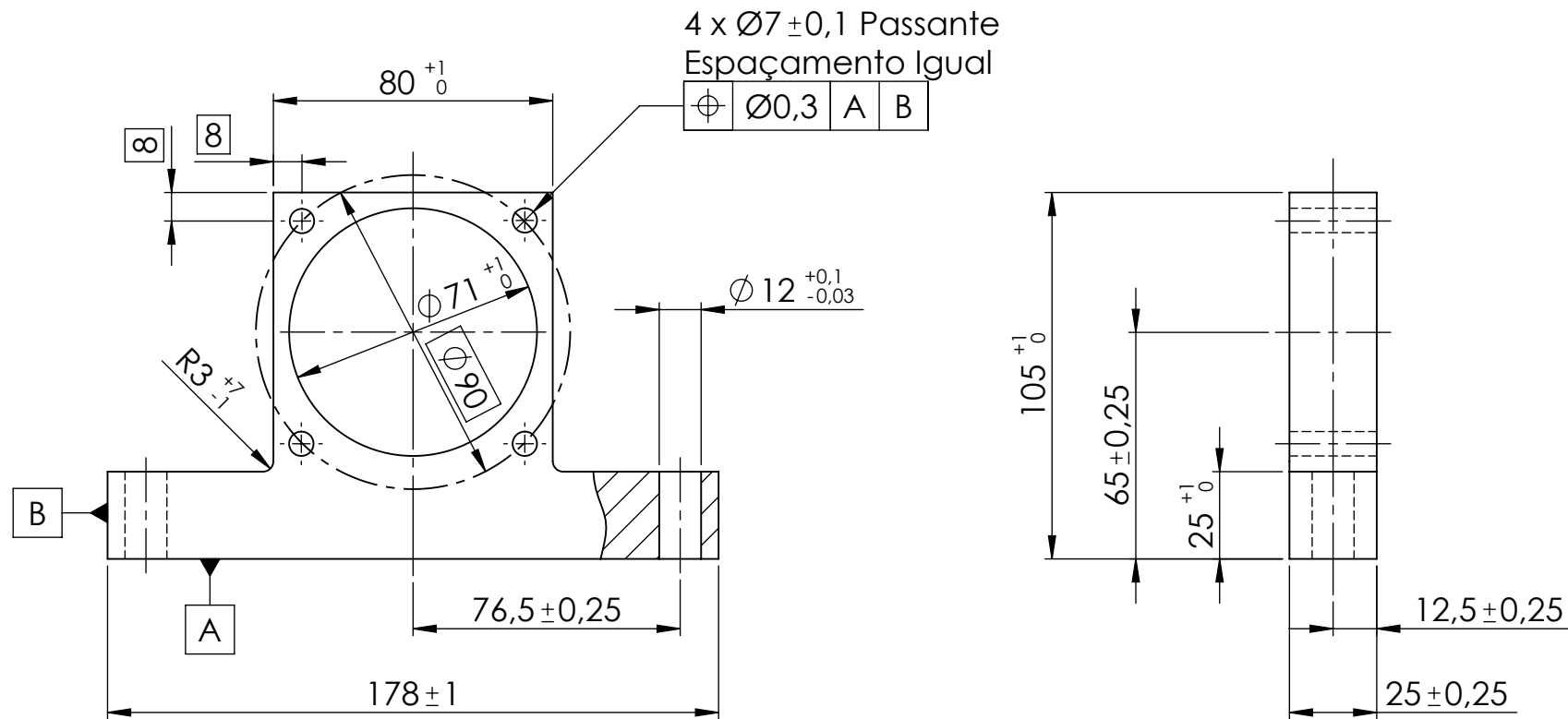
25

Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica
Projetista/Desenhista: João Pedro Barreto Braquehais

PROJETO DE GRADUAÇÃO
 Projeto Mecânico de um Mini-Torno CNC para Equipes de Prototipagem e Desenvolvimento de Produtos

Suporte do Cabeçote

	Material: Alumínio 6061-T6	Data: 06/05/2021	
	Quantidade: 2	Escala: 1:2	Folha: 7/14



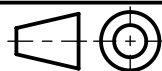
25/

As cadeias de tolerância na fixação do motor foram idealizadas considerando a fixação do motor no suporte com o uso de parafusos, arruelas e porcas M6.

Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica
Projetista/Desenhista: João Pedro Barreto Braquehais

PROJETO DE GRADUAÇÃO
 Projeto Mecânico de um Mini-Torno CNC para Equipes de Prototipagem e Desenvolvimento de Produtos

Suporte do Motor



Material: Alumínio 6061-T6

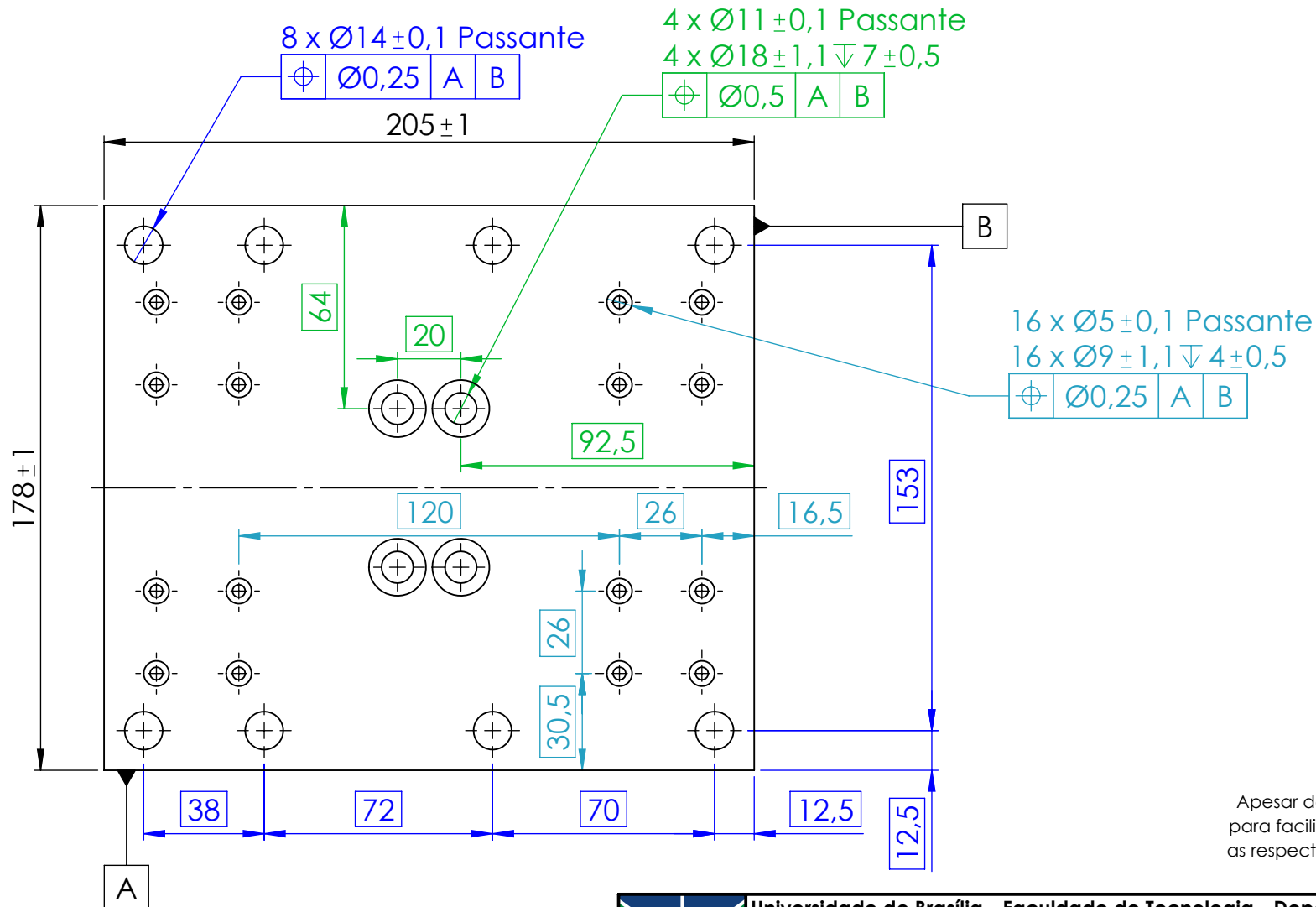
Data: 06/05/2021

Quantidade: 1

Escala: 1:2

Unidade: mm

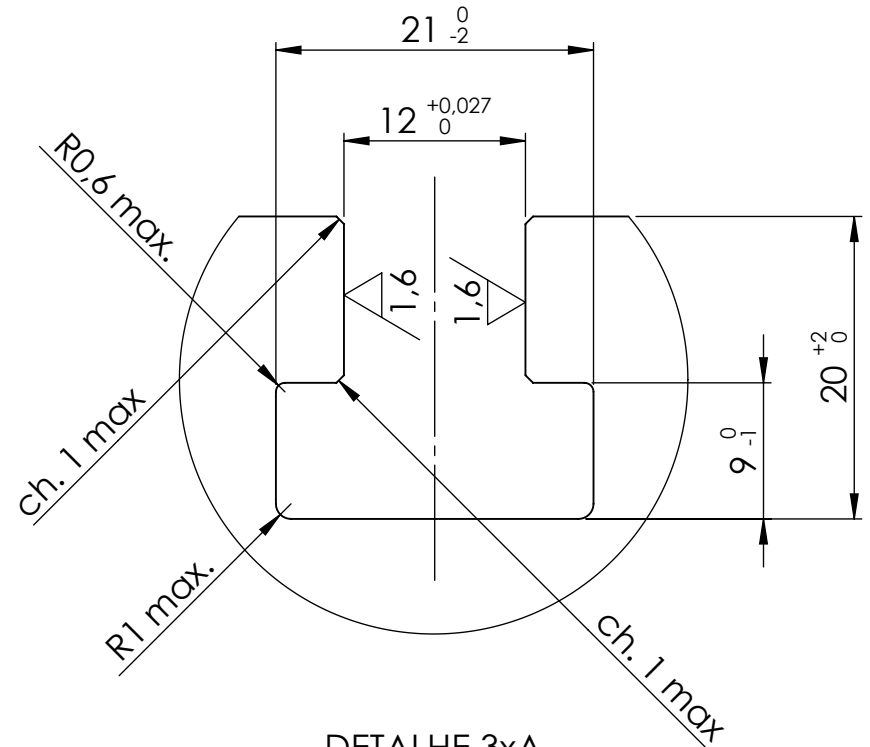
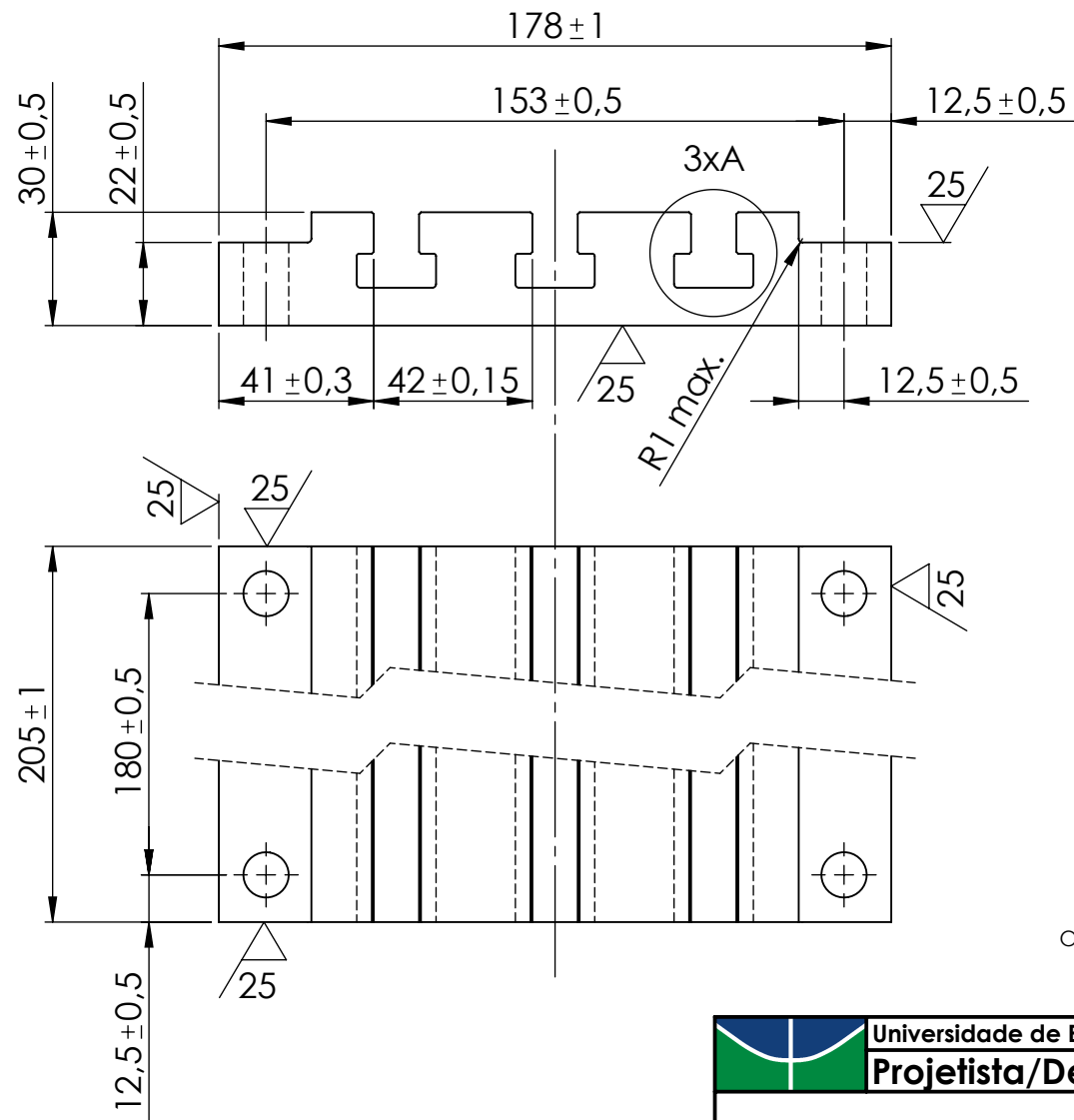
Folha: 8/14



Apesar de não ser necessário, cores foram adicionadas para facilitar o pareamento das dimensões básicas com as respectivas tolerâncias geométricas que as restringem.


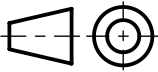
25

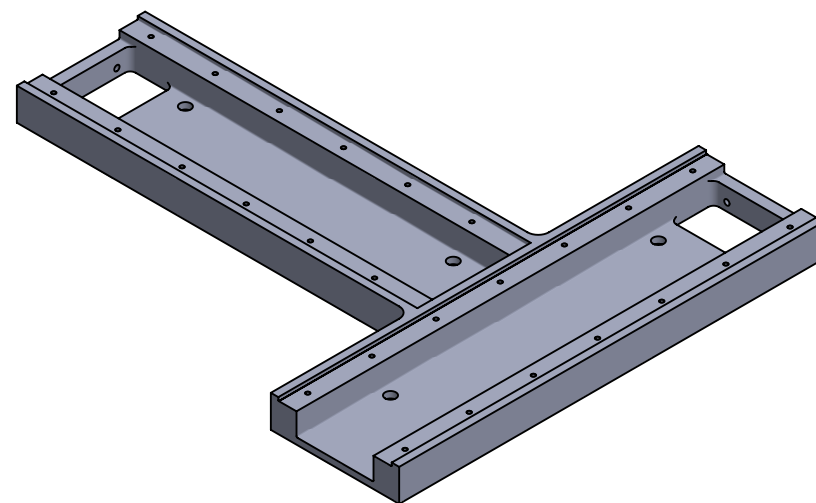
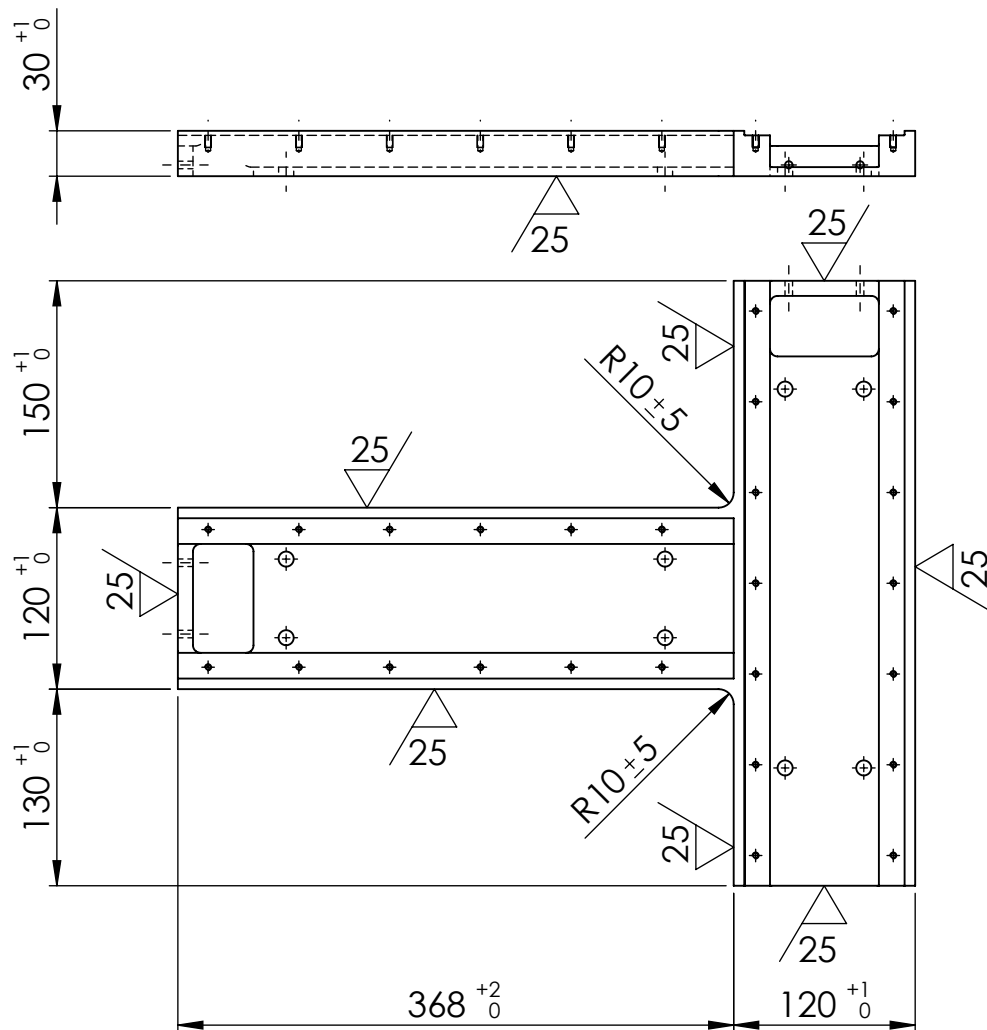
 Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica			
Projetista/Desenhista: João Pedro Barreto Braquehais			
PROJETO DE GRADUAÇÃO Projeto Mecânico de um Mini-Torno CNC para Equipes de Prototipagem e Desenvolvimento de Produtos			
Base dos Carros Móveis			
 Material: Alumínio 6061-T6	Data: 06/05/2021		
Quantidade: 2	Escala: 1:2	Unidade: mm	Folha: 9/14



$6,3 / 25 / 1,6$
 (∇ , ∇)

O rasgo em T do DETALHE 3xA corresponde a um rasgo para porcas T M10 da norma DIN 650.
 O uso de uma fresa padronizada conforme essa norma pode ser adequado.

 Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica			
Projetista/Desenhista: João Pedro Barreto Braquehais			
PROJETO DE GRADUAÇÃO Projeto Mecânico de um Mini-Torno CNC para Equipes de Prototipagem e Desenvolvimento de Produtos Gang Plate			
 Material: Alumínio 6061-T6		Data: 06/05/2021	
Quantidade: 1	Escala: 1:2	Unidade: mm	Folha: 10/14



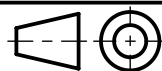
6,3/ (25/)

Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica

Projeto Mecânico de um Mini-Torno CNC para Equipes de Prototipagem e Desenvolvimento de Produtos
Projeta/Desenhista: João Pedro Barreto Braquehais

PROJETO DE GRADUAÇÃO
 Projeto Mecânico de um Mini-Torno CNC para Equipes de Prototipagem e Desenvolvimento de Produtos

Esqueleto da Cama - Forma Geral



Material: Aço AISI 1045

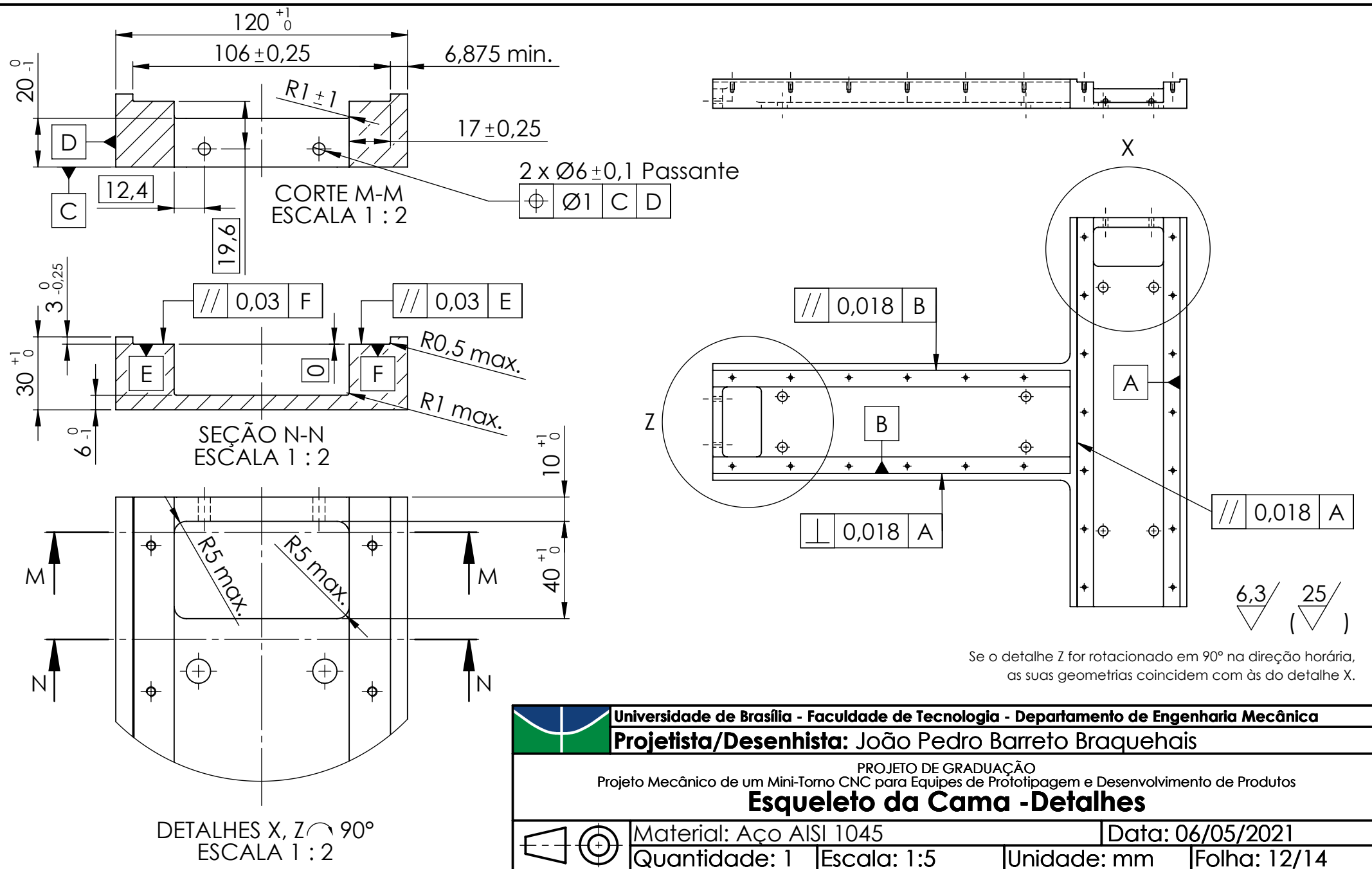
Data: 06/05/2021

Quantidade: 1

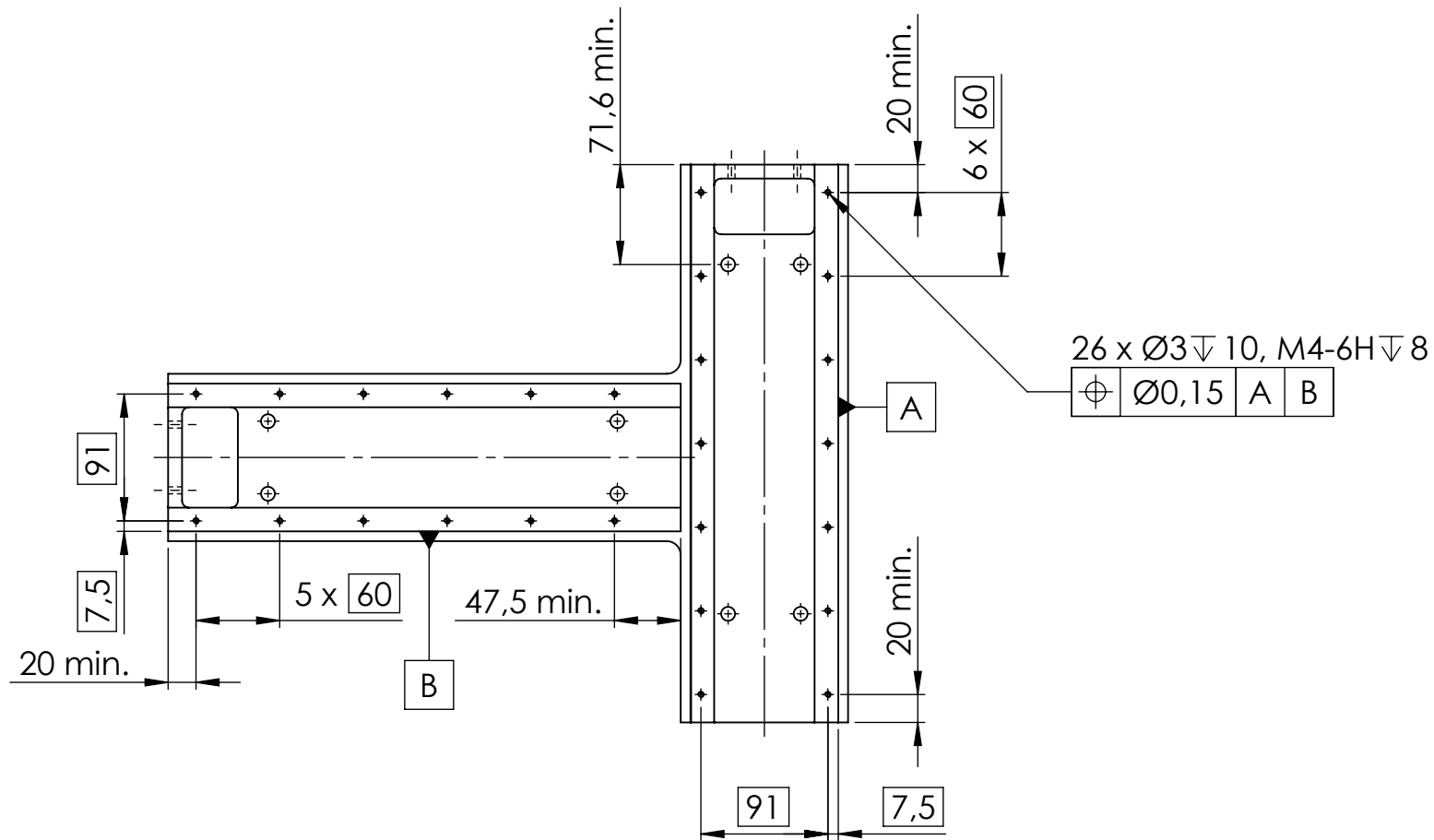
Escala: 1:5

Unidade: mm

Folha: 11/14

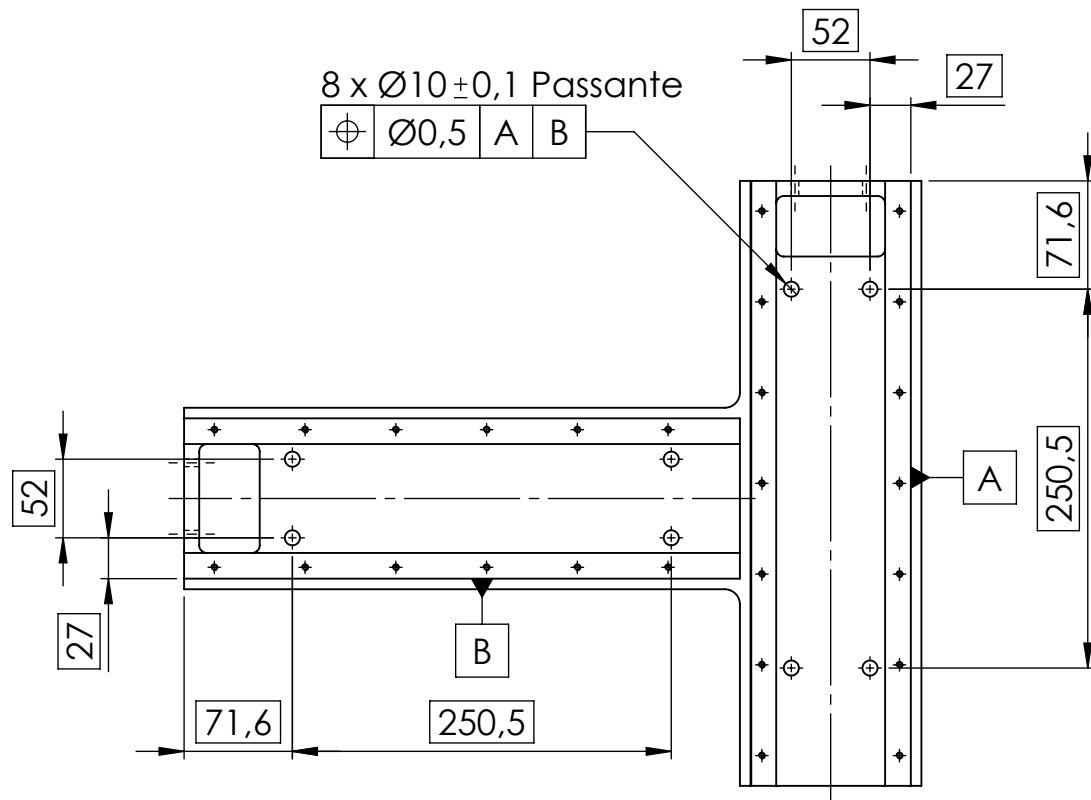


 Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica			
Projetista/Desenhista: João Pedro Barreto Braquehais			
PROJETO DE GRADUAÇÃO Projeto Mecânico de um Mini-Torno CNC para Equipes de Prototipagem e Desenvolvimento de Produtos			
Esqueleto da Cama - Detalhes			
 Material: Aço AISI 1045		Data: 06/05/2021	
Quantidade: 1	Escala: 1:5	Unidade: mm	Folha: 12/14



6,3 / (25 /)

	Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projetista/Desenhista: João Pedro Barreto Braquehais		
PROJETO DE GRADUAÇÃO Projeto Mecânico de um Mini-Torno CNC para Equipes de Prototipagem e Desenvolvimento de Produtos			
Esqueleto da Cama -Furos M4			
	Material: Aço AISI 1045		Data: 06/05/2021
	Quantidade: 1	Escala: 1:5	Unidade: mm Folha: 13/14

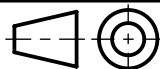


Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica

Projetista/Desenhista: João Pedro Barreto Braquehais

PROJETO DE GRADUAÇÃO
Projeto Mecânico de um Mini-Torno CNC para Equipes de Prototipagem e Desenvolvimento de Produtos

Esqueleto da Cama - Furos Ø10



Material: Aço AISI 1045

Data: 06/05/2021

Quantidade: 1

Escala: 1:5

Unidade: mm

Folha: 14/14