

ANO  
2015

JAIDER CATELAN | MINIMIZAÇÃO DO ERRO DE CIRCULARIDADE CAUSADO PELA  
FIXAÇÃO DE PEÇAS COM BAIXA RIGIDEZ ATRAVÉS DA MODIFICAÇÃO ESTRUTURAL



UNIVERSIDADE DO ESTADO DE SANTA CATARINA - UDESC  
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS - CCT  
CURSO DE MESTRADO EM

Este trabalho tem como objetivo implementar uma metodologia para a diminuição do erro de circularidade causado pela deformação de uma peça de baixa rigidez em sistemas de fixação. Isto é realizado através da estratégia de adicionar entalhes nas regiões da peça sob as quais atuam esforços provenientes do sistema de fixação. A análise numérica, avaliando-se as tensões e deformações ocorridas na peça, é realizada por um programa comercial de elementos finitos. As condições de contorno aplicadas são baseadas no processo industrial utilizado na usinagem de peças com dimensional similar ao estudado. Já a análise experimental é realizada através da produção de protótipos com impressora 3D. Um protótipo possui a dimensão atual da peça estudada e o outro possui a presença de entalhes dispostos no melhor arranjo resultante das análises numéricas. Os protótipos são ensaiados com esforços aplicados, similares a condição simulada, sendo verificadas as deformações ocorridas. A avaliação de cada variável de projeto é apresentada e discutida. Os métodos de análise, instrumentação, dispositivos de fixação e experimentos também são descritos de forma a contemplar todas as etapas da avaliação.

Orientador: Dr. Joel Martins Crichigno Filho

Coorientador: Dr. Eduardo Lenz Cardoso

Joinville, 2015

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

## MINIMIZAÇÃO DO ERRO DE CIRCULARIDADE CAUSADO PELA FIXAÇÃO DE PEÇAS COM BAIXA RIGIDEZ ATRAVÉS DA MODIFICAÇÃO ESTRUTURAL

JAIDER CATELAN

JOINVILLE, 2015



**Jaider Catelan**

**Minimização do Erro de Circularidade Causado pela Fixação de  
Peças com Baixa Rigidez Através da Modificação Estrutural**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro de Ciências Tecnológicas, da Universidade do Estado de Santa Catarina, como requisito parcial para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Joel Martins Crichigno  
Filho

Co-orientador: Eduardo Lenz Cardoso

**JOINVILLE, SC  
2015**



C358m Catelan, Jaider  
Minimização do Erro de Circularidade Causado pela  
Fixação de Peças com Baixa Rigidez Através da  
Modificação Estrutural / Jaider Catelan. - 2015.  
158 p. : il. ; 21 cm

Orientador: Joel Martins Crichigno Filho

Bibliografia: p. 119-122

Dissertação (mestrado) - Universidade do Estado de  
Santa Catarina, Centro de Ciências Tecnológicas,  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica,  
Joinville, 2015.

1. Engenharia Mecânica. 2. Tampas de Motor  
Elétrico. 3. Sistemas de Fixação I. Crichigno, Joel  
Martins. II. Universidade do Estado de Santa  
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica. IV. Minimização do Erro de Circularidade  
Causado pela Fixação de Peças com Baixa Rigidez  
Através da Modificação Estrutural

CDD: 620.1 - 23.ed.

**JAIDER CATELAN**  
**MINIMIZAÇÃO DO ERRO DE CIRCULARIDADE CAUSADO**  
**PELA FIXAÇÃO DE PEÇAS COM BAIXA RIGIDEZ ATRAVÉS**  
**DA MODIFICAÇÃO ESTRUTURAL**

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado Acadêmico em Engenharia Mecânica como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de concentração "Modelagem e Simulação Numérica".

**Banca Examinadora**

Orientador: \_\_\_\_\_

  
Prof. Dr. Joel Martins Crichigno Filho  
CCT/UDESC

**Membros**

  
Profa. Dra. Marianna Ansiliero de Oliveira C. Lorencet  
CCT/UDESC

  
Prof. Dr. Cristiano Vasconcellos Ferreira  
UFSC

**Joinville, SC, 09 de dezembro de 2015.**

Dedico este trabalho à minha esposa Ana Elise, pela compreensão e paciência ao longo desta jornada, sempre me dando força e motivação para que eu pudesse concluir esta formação acadêmica. Aos meus pais Gelsor e Cleonice, por nunca medirem esforços para que eu tivesse uma boa educação.



## **Agradecimentos**

Agradeço especialmente a Deus por me guiar sempre em frente, me encorajando a não desistir em hipótese alguma dos sonhos e objetivos que tracei.

À minha esposa Ana Elise, pelo seu incentivo, carinho e amor, sempre me dando forças para continuar, a cada dificuldade enfrentada.

Agradeço ao Prof. Joel Martins Crichigno Filho por sua orientação neste trabalho, compartilhando o seu conhecimento e mostrando os caminhos a serem seguidos para a conclusão deste trabalho.

Agradeço ao Prof. Eduardo Lenz Cardoso por sua co-orientação neste trabalho, auxiliando na concepção inicial do trabalho e estando sempre disposto a dividir os seus conhecimentos.

Agradeço a UDESC e seu Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, que me proporcionou esta oportunidade de aumentar meus conhecimentos de forma objetiva e com qualidade.

À empresa WEG Equipamentos Elétricos S.A. por disponibilizar os seus recursos, de extrema importância para a conclusão deste trabalho, e por incentivar o crescimento profissional de seus colaboradores.

Agradeço também aos demais professores membros do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, que contribuíram com seus conhecimentos e a todos os colegas do mestrado, pelas amizades realizadas.



*“Não importa o que você seja, quem você seja, ou que deseje na vida, a ousadia em ser diferente reflete na sua personalidade, no seu caráter, naquilo que você é. E é assim que as pessoas lembrarão de você um dia .”*

Ayrton Senna



## Resumo

CATELAN, Jaider. **Minimização do Erro de Circularidade Causado pela Fixação de Peças com Baixa Rigidez Através da Modificação Estrutural**. 152. Dissertação (Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade do Estado de Santa Catarina, Joinville, 2015.

Este trabalho tem como objetivo implementar uma nova metodologia para a diminuição do erro de circularidade causado pela deformação de uma peça de baixa rigidez em sistemas de fixação. Isto é realizado através da estratégia de adicionar entalhes nas regiões da peça sob as quais atuam esforços provenientes do sistema de fixação. A análise numérica, avaliando-se as tensões e deformações ocorridas na peça, é realizada por um programa comercial de elementos finitos. As condições de contorno aplicadas são baseadas no processo industrial utilizado na usinagem de peças com dimensional similar ao estudado. Já a análise experimental é realizada através da produção de protótipos com impressora 3D. Um protótipo possui a dimensão atual da peça estudada e o outro possui a presença de entalhes dispostos no melhor arranjo resultante das análises numéricas. Os protótipos são ensaiados com esforços aplicados, similares a condição simulada, sendo verificadas as deformações ocorridas. A avaliação de cada variável de projeto é apresentada e discutida. Os métodos de análise, instrumentação, dispositivos de fixação e experimentos também são descritos de forma a contemplar todas as etapas da avaliação.

**Palavras-chave:** Deformação em peças. Baixa rigidez. Sistemas de fixação.



## Abstract

CATELAN, Jaider. **Minimization of the Circularity Error Caused by Fastening of the Workpiece with low Rigidity through Structural Modification**. 152. Dissertação (Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade do Estado de Santa Catarina, Joinville, 2015.

This work has the objective to implement a new methodology to reduce the circularity error caused by deformation of the workpiece with low rigidity in a fastening system. This strategy is accomplished by adding grooves in the region of the workpiece upon which act efforts from the fastening system. The numerical analysis, evaluating the stresses and strains occurred in the workpiece, is performed by a commercial finite element program. The boundary conditions applied are based on the industrial process used in machining of pieces similar to dimensional studied. The experimental analysis is performed by producing prototypes with 3D printer. One prototype has the current dimension of the workpiece studied and the other has the presence of the grooves located at the best resulting arrangement in the numerical analysis. The prototypes are tested with applied efforts, like the simulated condition, evaluating the deformation occurred. The evaluation of each project variable is shown and discussed. Methods of analysis, instrumentation, fixtures and experiments are also described in order to cover all stages of the evaluation.

**Key-words:** Workpieces deformation. Low rigidity. Fastening system.



## Lista de ilustrações

Figura 1 – Sistema de fixação por quatro pontos . . . . .	30
Figura 2 – Erros de circularidade . . . . .	31
Figura 3 – Erros de circularidade medidos em tampas de motores elétricos	32
Figura 4 – Componentes de um motor elétrico . . . . .	34
Figura 5 – Desalinhamento entre componentes na montagem . . . . .	34
Figura 6 – Imagem do arraste entre estator (à esquerda) e rotor (à direita)	35
Figura 7 – Simulação de um esforço excessivo de fixação de um componente . . . . .	35
Figura 8 – Dimensões conforme norma NEMA MG-1 - 2014 . . . . .	36
Figura 9 – estator bobinado . . . . .	37
Figura 10 – rotor completo . . . . .	38
Figura 11 – Eixo . . . . .	38
Figura 12 – Ventilador . . . . .	39
Figura 13 – Rolamento de Esferas . . . . .	39
Figura 14 – Tampa Traseira . . . . .	40
Figura 15 – Sistemas de fixação para aplicação geral . . . . .	43
Figura 16 – Sistemas dedicados de fixação . . . . .	44
Figura 17 – Sistemas modulares de fixação . . . . .	45
Figura 18 – Exemplo de castanha com escalonamento . . . . .	46
Figura 19 – Fixação de peças através de 3 castanhas . . . . .	47
Figura 20 – castanha com 04 pontos de fixação da peça . . . . .	47
Figura 21 – Exemplo de fixação através de 6 pontos de contato . . . . .	48
Figura 22 – Rebaixo na peça para encaixe da castanha . . . . .	48
Figura 23 – Articulações que permitem a rotação relativa em mecanismos: (a) Articulação clássica; (b) Articulação flexível . . . . .	53
Figura 24 – Similaridade entre rolamento rotativo e junta flexível: (a) rotação concêntrica produzida pelo rolamento; (b) rotação não concêntrica produzida por uma junta flexível . . . . .	54
Figura 25 – exemplo de elemento flexível com entalhe circular . . . . .	56
Figura 26 – Pórtico rígido (a) e com rótula (b) . . . . .	56
Figura 27 – Esforços aplicados na simulação de um pórtico . . . . .	57
Figura 28 – Deslocamento no pórtico sem a presença de rótulas . . . . .	57
Figura 29 – Deslocamento no pórtico com a presença de rótulas . . . . .	58
Figura 30 – Fluxograma . . . . .	59
Figura 31 – Característica de deformação da peça . . . . .	60
Figura 32 – Peça sem entalhes, peça com 1 entalhe e peça com 2 entalhes, respectivamente . . . . .	61

Figura 33 – Classificação das especificações geométricas de produto, segundo norma ISO . . . . .	62
Figura 34 – Representação do erro de circularidade . . . . .	63
Figura 35 – formas de medição do erro de circularidade . . . . .	64
Figura 36 – Circularímetro . . . . .	64
Figura 37 – Da esquerda para direita, sistemas alternativos para avaliação de circularidade (MMC-acima e MMF-abaixo), perfis gerados e definição de circularidade segundo anexo B da norma ISO 1101. . . . .	65
Figura 38 – Malha de Elementos Finitos . . . . .	66
Figura 39 – Tipos de elementos finitos . . . . .	67
Figura 40 – Malha gerada para simulação da peça . . . . .	68
Figura 41 – Principais dimensões da peça . . . . .	69
Figura 42 – Condições de contorno . . . . .	69
Figura 43 – Variáveis de projeto . . . . .	71
Figura 44 – Sistema de coordenada polar . . . . .	72
Figura 45 – Peça protótipo com perfil atual da peça . . . . .	73
Figura 46 – Peça com dimensões equivalente a menor deformação do encaixe . . . . .	73
Figura 47 – Peça protótipo com dimensões equivalente a menor deformação do encaixe . . . . .	74
Figura 48 – Dispositivo de fixação do protótipo . . . . .	75
Figura 49 – Posição de apoio do protótipo . . . . .	75
Figura 50 – Exemplo de uma circunferência ajustada em relação aos pontos medidos . . . . .	76
Figura 51 – Protótipos impressos . . . . .	78
Figura 52 – Impressora 3D utilizada na criação dos protótipos . . . . .	78
Figura 53 – Torquímetro utilizado no experimento . . . . .	79
Figura 54 – Máquina de medir coordenadas . . . . .	79
Figura 55 – Erro de circularidade em função da forma da peça . . . . .	81
Figura 56 – Variação do diâmetro do encaixe em função da forma da peça . . . . .	82
Figura 57 – Variação de tensão em função da forma da peça . . . . .	82
Figura 58 – Erro de circularidade em função do parâmetro $d1$ na presença de 1 entalhe na peça . . . . .	83
Figura 59 – Variação de tensão em função do parâmetro $d1$ na presença de 1 entalhe na peça . . . . .	83
Figura 60 – Erro de circularidade em função do parâmetro $d1$ na presença de 2 entalhes na peça . . . . .	83
Figura 61 – Variação de tensão em função do parâmetro $d1$ na presença de 2 entalhes na peça . . . . .	84

Figura 62 – Erro de circularidade em função do parâmetro $d2$ na presença de 2 entalhes na peça . . . . .	85
Figura 63 – Variação de tensão em função do parâmetro $d2$ na presença de 2 entalhes na peça . . . . .	85
Figura 64 – Erro de circularidade em função do parâmetro $R$ na presença de 1 entalhe na peça . . . . .	86
Figura 65 – Variação da tensão em função do parâmetro $R$ na presença de 1 entalhe na peça . . . . .	86
Figura 66 – Erro de circularidade em função do parâmetro $R$ na presença de 2 entalhes na peça . . . . .	86
Figura 67 – Variação da tensão em função do parâmetro $R$ na presença de 2 entalhes na peça . . . . .	87
Figura 68 – Erro de circularidade em função do parâmetro $E$ na presença de 1 entalhe na peça . . . . .	88
Figura 69 – Variação da tensão em função do parâmetro $E$ na presença de 1 entalhe na peça . . . . .	88
Figura 70 – Erro de circularidade em função do parâmetro $E$ na presença de 2 entalhes na peça . . . . .	88
Figura 71 – Variação da tensão em função do parâmetro $E$ na presença de 2 entalhes na peça . . . . .	89
Figura 72 – Erro de circularidade inicial da peça 01 (sem entalhes) . . . . .	90
Figura 73 – Erro de circularidade inicial da peça 02 (com entalhes) . . . . .	90
Figura 74 – Erro de circularidade da peça sem entalhe, de acordo com a aplicação do torque de aperto . . . . .	91
Figura 75 – Erro de circularidade da peça com entalhe, de acordo com a aplicação do torque de aperto . . . . .	91
Figura 76 – Erro de circularidade relativo da peça sem entalhe . . . . .	92
Figura 77 – Erro de circularidade relativo da peça com entalhe . . . . .	93
Figura 78 – Comparação entre peças soltas e com torque de aperto de 2N.m . . . . .	93
Figura 79 – Comparação entre peças soltas e com torque de aperto de 3N.m . . . . .	94
Figura 80 – Comparação entre peças soltas e com torque de aperto de 4N.m . . . . .	94
Figura 81 – Erro de circularidade aplicando diferentes torques em relação à peça solta . . . . .	95
Figura 82 – Erro de circularidade aplicando diferentes torques em relação à peça solta . . . . .	96
Figura 83 – Erro dimensional aplicando diferentes torques de aperto . . . . .	97
Figura 84 – Aumento no erro de circularidade com a variação entre torques aplicados . . . . .	97

Figura 85 – Variação do deslocamento dos pontos para peça sem entalhe – peças soltas e com torque aplicado de 2N.m . . . . .	98
Figura 86 – Variação do deslocamento dos pontos para peça com entalhe – peças soltas e com torque aplicado de 2N.m . . . . .	99
Figura 87 – Variação do deslocamento dos pontos para peça sem entalhe – peças soltas e com torque aplicado de 3N.m . . . . .	99
Figura 88 – Variação do deslocamento dos pontos para peça com entalhe – peças soltas e com torque aplicado de 3N.m . . . . .	100
Figura 89 – Variação do deslocamento dos pontos para peça sem entalhe – peças soltas e com torque aplicado de 4N.m . . . . .	100
Figura 90 – Variação do deslocamento dos pontos para peça com entalhe – peças soltas e com torque aplicado de 4N.m . . . . .	101
Figura 91 – Variação do deslocamento dos pontos para peça sem entalhe – peças com torque aplicado de 2N.m e 3N.m . . . . .	101
Figura 92 – Variação do deslocamento dos pontos para peça com entalhe – peças com torque aplicado de 2N.m e 3N.m . . . . .	102
Figura 93 – Variação do deslocamento dos pontos para peça sem entalhe – peças com torque aplicado de 2N.m e 4N.m . . . . .	102
Figura 94 – Variação do deslocamento dos pontos para peça com entalhe – peças com torque aplicado de 2N.m e 4N.m . . . . .	103
Figura 95 – Variação do deslocamento dos pontos para peça sem entalhe – peças com torque aplicado de 3N.m e 4N.m . . . . .	103
Figura 96 – Variação do deslocamento dos pontos para peça com entalhe – peças com torque aplicado de 3N.m e 4N.m . . . . .	104
Figura 97 – Divisão da circunferência para avaliação dos pontos por região	105
Figura 98 – Avaliação do deslocamento máximo dos pontos, por região, nas peças sem e com entalhes . . . . .	106
Figura 99 – Avaliação do deslocamento médio dos pontos, por região, nas peças sem e com entalhes . . . . .	107
Figura 100 – Projeto de motor elétrico com tampa similar à peça estudada	108
Figura 101 – Aplicação de motor elétrico em lavadoras de roupa . . . . .	109
Figura 102 – Informações sobre capacidade de carga de rolamentos . . . . .	110
Figura 103 – Condição de contorno – carga radial aplicada . . . . .	111
Figura 104 – Deformação da peça sem entalhes . . . . .	112
Figura 105 – Deformação da peça com entalhes . . . . .	112
Figura 106 – Peça sem entalhes e sem aplicação de torque de fixação . . . . .	128
Figura 107 – Peça com entalhes e sem aplicação de torque de fixação . . . . .	129
Figura 108 – Peça sem entalhe e com torque de fixação 2N.m – repetição 01 . . . . .	130

Figura 109—Peça sem entalhe e com torque de fixação 2N.m – repetição 02 . . . . .	131
Figura 110—5. Peça sem entalhe e com torque de fixação 2N.m – repetição 03 . . . . .	132
Figura 111—Peça sem entalhe e com torque de fixação 3N.m – repetição 01 . . . . .	133
Figura 112—Peça sem entalhe e com torque de fixação 3N.m – repetição 02 . . . . .	134
Figura 113—Peça sem entalhe e com torque de fixação 3N.m – repetição 03 . . . . .	135
Figura 114—Peça sem entalhe e com torque de fixação 4N.m – repetição 01 . . . . .	136
Figura 115—Peça sem entalhe e com torque de fixação 4N.m – repetição 02 . . . . .	137
Figura 116—Peça sem entalhe e com torque de fixação 4N.m – repetição 03 . . . . .	138
Figura 117—Peça com entalhe e com torque de fixação 2N.m – repetição 01 . . . . .	139
Figura 118—Peça com entalhe e com torque de fixação 2N.m – repetição 02 . . . . .	140
Figura 119—Peça com entalhe e com torque de fixação 2N.m – repetição 03 . . . . .	141
Figura 120—Peça com entalhe e com torque de fixação 3N.m – repetição 01 . . . . .	142
Figura 121—Peça com entalhe e com torque de fixação 3N.m – repetição 02 . . . . .	143
Figura 122—Peça com entalhe e com torque de fixação 3N.m – repetição 03 . . . . .	144
Figura 123—Peça com entalhe e com torque de fixação 4N.m – repetição 01 . . . . .	145
Figura 124—Peça com entalhe e com torque de fixação 4N.m – repetição 02 . . . . .	146
Figura 125—Peça com entalhe e com torque de fixação 4N.m – repetição 03 . . . . .	147



## Lista de tabelas

Tabela 1 – Valores de torque de aperto aplicados durante o ensaio	77
Tabela 2 – Resultados das simulações em função da presença de entalhe na peça . . . . .	123
Tabela 3 – Resultados das simulações em função da presença de 01 entalhe na peça . . . . .	123
Tabela 4 – Resultados das simulações em função da presença de 02 entalhes na peça . . . . .	124
Tabela 5 – Resultados das simulações em função da variação do parâmetro d2 com 02 entalhes . . . . .	124
Tabela 6 – Resultados das simulações em função da variação do parâmetro R com 01 entalhe . . . . .	124
Tabela 7 – Resultados das simulações em função da variação do parâmetro R com 02 entalhes . . . . .	125
Tabela 8 – Resultados das simulações em função da variação do parâmetro E com 01 entalhe . . . . .	125
Tabela 9 – Resultados das simulações em função da variação do parâmetro E com 02 entalhes . . . . .	125



## **Lista de abreviaturas e siglas**

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CNC	Computer Numeric Control
IEC	International Eletrotechnical Commission
ISO	International Organization for Standardization
MG	Motors and Generators
MMC	Máquinas de Medir Coordenadas
NBR	Norma Brasileira
NEMA	National Electrical Manufactures Association



## Lista de símbolos

$\alpha$	Tensão [MPa]
$E$	Módulo de Young [GPa]
$\nu$	Coefficiente de Poisson
$F_{fix}$	Força de Fixação [N]
$d1$	Distância entre entalhe e encaixe da peça [mm]
$d2$	Distância entre entalhes da peça [mm]
$R$	Raio do entalhe [mm]
$E$	Espessura residual entre entalhe interno e externo [mm]



## Sumário

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>29</b>
1.1	MOTIVAÇÃO	31
1.1.1	Ruído Em Motores Elétricos	32
1.1.2	Alinhamento Entre Componentes De Um Motor Elétrico	33
1.1.3	Arraste Entre Estator e Rotor	34
1.1.4	Especificação da força de Fixação da Peça	35
1.2	OBJETIVO DO TRABALHO	36
1.2.1	Componentes do Motor Elétrico	37
1.3	SEQUÊNCIA DO TRABALHO	40
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E CONCEITUAL</b>	<b>41</b>
2.1	SISTEMAS DE FIXAÇÃO	41
2.1.1	Elementos de Fixação	41
2.1.2	Tipos de Fixação	43
2.1.3	Conceito de Castanhas de Fixação	45
2.1.4	Estado da Arte	49
2.2	ELEMENTOS FLEXÍVEIS	53
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b>	<b>59</b>
3.1	CARACTERÍSTICAS DA PEÇA ESTUDADA	60
3.1.1	Material aplicado e suas propriedades	61
3.2	TOLERÂNCIAS GEOMÉTRICAS	62
3.3	ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS	65
3.4	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	72
3.5	EQUIPAMENTOS E MÉTODOS DE MEDIÇÃO	77
<b>4</b>	<b>RESULTADOS</b>	<b>81</b>
4.1	ANÁLISE DAS TENSÕES E DEFORMAÇÕES DO ANEL SUPERIOR	81
4.2	INFLUÊNCIA DA DISTÂNCIA ENTRE O ENTALHE SUPERIOR E O ANEL DE ENCAIXE	82
4.3	INFLUÊNCIA DA DISTÂNCIA ENTRE OS ENTALHES	84
4.4	INFLUÊNCIA DO RAIOS DO ENTALHE	85
4.5	INFLUÊNCIA DA ESPESSURA DO ENTALHE	87
4.6	RESULTADOS DA ANÁLISE EXPERIMENTAL	89
4.7	INFLUÊNCIA DA PRESENÇA DE ENTALHES NA FRAGILIZAÇÃO DA PEÇA	108

---

<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES</b> . . . . .	<b>113</b>
5.1	SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS . . . . .	115
	<b>REFERÊNCIAS</b> . . . . .	<b>117</b>
	<b>APÊNDICES</b>	<b>121</b>
	<b>APÊNDICE A – TABELAS DE RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS RE- ALIZADAS PARA CADA VARIÁ- VEL DE PROJETO</b> . . . . .	<b>123</b>
	<b>APÊNDICE B – RESULTADOS EXTRAÍDOS DAS MEDIÇÕES DAS PEÇAS NA MMC</b>	<b>128</b>
	<b>APÊNDICE C – PROCEDIMENTO DE CÁLCULO DE TORQUE DE APERTO</b> . . . . .	<b>149</b>

---

## 1 INTRODUÇÃO

A evolução e as exigências do mercado de motores elétricos têm desafiado os fabricantes deste tipo de equipamento na busca da excelência de seus produtos. Uma das características desejáveis em uma máquina elétrica girante é o baixo nível de ruído e vibração. Aliado a isso, existem diversas exigências de normas e órgãos certificadores em relação ao controle de ruído e vibração, tornando-se necessário um maior conhecimento das propriedades e do comportamento dinâmico/estrutural dos motores elétricos (WAPPLER, 2014).

Dentre os problemas encontrados no projeto e produção de um motor elétrico está a deformação ocorrida em seus componentes. Estes desvios dimensionais acarretam desde a rejeição do componente, via controle da qualidade, até o dano ao motor propriamente dito, ocasionando a redução da sua vida útil. Dessa forma, durante o projeto de um motor elétrico busca-se evitar deformações de seus componentes e com isso minimizar os impactos causados no mesmo.

Em processos de fabricação com tolerâncias apertadas atuam diversos fatores causadores de distúrbios. Por isso, é necessário que todos os fatores inerentes ao processo sejam conhecidos e controlados. Na fabricação de peças com elevada precisão são vários os fatores que influenciam na qualidade da peça. Podemos citar como exemplo, as deformações devido às forças de usinagem, o desgaste da ferramenta de corte, as deformações devido a carregamentos, as deformações térmicas, a precisão geométrica da máquina-ferramenta, e a precisão do sistema de fixação, dentre outros (FILHO; PAULA, 2006).

Nesse sentido, um bom sistema de fixação da peça é fundamental para garantir a qualidade da peça usinada. Os dispositivos de fixação são de fundamental importância em sistemas produtivos, pois são parte do sistema de fabricação com o objetivo principal de sustentar peças em uma posição pré-determinada. Eles são empregados na usinagem, em sistemas de medição, na montagem etc. Para que a peça não se mova durante a usinagem, medição ou montagem, fixadores aplicam forças, empurrando a peça contra os posicionadores (FILHO; PAULA, 2006). Segundo Matsumono e Silva (2007), a rigidez de um sistema mecânico, que é a capacidade de resistir à ocorrência de deslocamento elástico ou ainda, como sendo a relação entre a ação de uma força e o deslocamento causado por esta força é um dos grandes responsáveis pela formação desses desvios dimensionais e geométricos na usinagem. Para determinar os limites dos desvios e enquadrá-los

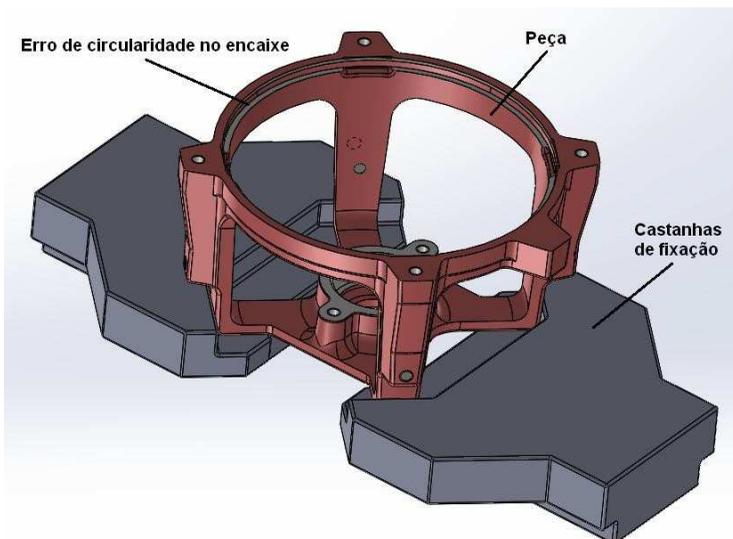
em tolerâncias que não prejudiquem o funcionamento, montagem ou resistência da peça a ser usinada, é necessária conhecer a influência de cada fator causador de desvios, de maneira que seja possível prever aproximadamente o desvio final da peça real com relação às indicações nominais do desenho.

Na usinagem de uma peça cilíndrica com quatro pontos de fixação, a redução da precisão de usinagem é resultante da variação radial do sistema de fixação da peça causada pela posição das castanhas em relação à força aplicada.

A Figura 1 mostra a estrutura do sistema de fixação por quatro pontos e a Figura 2 os erros de circularidade gerados após a usinagem.

Estudos têm validado experimentalmente a relação entre as condições de fixação e o erro de circularidade, relacionando a força de fixação para a força de corte através de relações matemáticas e estabelecendo uma previsão para o erro de circularidade após a usinagem (LEE; LEE, 2004).

Figura 1 – Sistema de fixação por quatro pontos

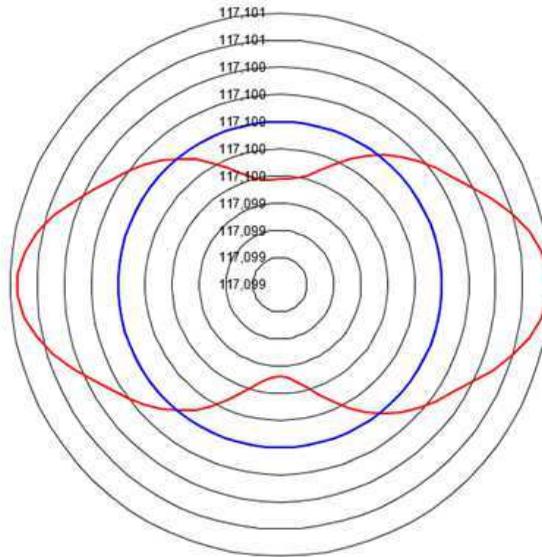


Fonte: Próprio Autor

Devido às peças de paredes finas possuírem baixa rigidez, a deformação da peça causada pela força de fixação e pela força de corte é grande

suficiente para causar um significativo desvio entre a superfície teórica e a usinada.

Figura 2 – Erros de circularidade



Fonte: Próprio Autor

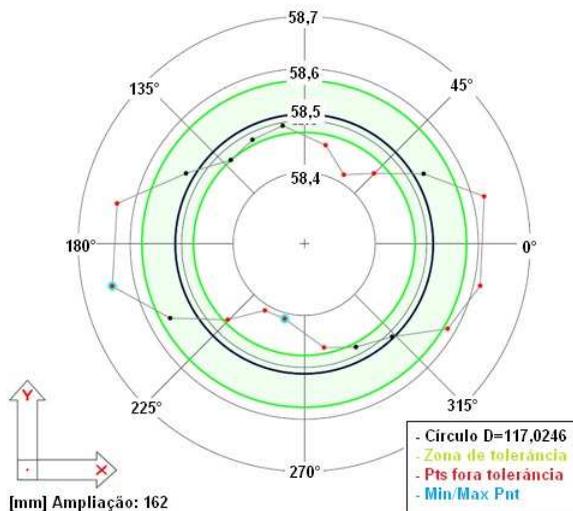
Este trabalho propõe uma nova metodologia para minimizar o erro de circularidade causada pela deformação durante o processo de usinagem de uma peça de baixa rigidez. Isto será fundamentado por meio da comparação de simulações estruturais e análises experimentais, utilizando a estratégia de adicionar entalhes nas regiões da peça sob as quais atuam os esforços provenientes da fixação das castanhas.

## 1.1 MOTIVAÇÃO

Cada vez mais se torna importante o controle sobre os efeitos que acarretam na falha prematura de um motor elétrico. Neste sentido, as especificações de órgãos normativos de máquinas elétricas girantes se tornam mais severas e, por conseqüência, os fabricantes deste segmento de equipamentos necessitam de critérios mais rigorosos para atender a tais especificações normativas.

O trabalho está baseado em diminuir o erro de circularidade identificado em tampas de motores elétricos (Figura 3), o qual pode resultar em problemas no funcionamento dos mesmos.

Figura 3 – Erros de circularidade medidos em tampas de motores elétricos



Fonte: WEG Equipamentos Elétricos S.A.

Dentre as principais consequências que um erro de circularidade pode gerar estão o ruído e a queima do motor devido ao arraste entre rotor e estator, gerado muitas vezes por um desalinhamento na montagem dos componentes.

### 1.1.1 Ruído Em Motores Elétricos

Segundo Bistafa (2006), apud Borges (2013), o som é a sensação produzida no sistema auditivo, que em geral possui conotação positiva. E ruído, que pode ser definido como um som sem harmonia, tem conotação negativa. Sons são produzidos pela variação de pressão ou velocidade das moléculas do meio e pode ser representado por uma série de compressões e rarefações em relação à pressão do meio.

Dentre as fontes de ruído, podem-se citar as fontes eletromagnéticas, que segundo Nau (2000) podem ser geradas através da interação

das ondas de indução (fundamental e harmônicas) presentes no entreferro, dependendo fundamentalmente do projeto mecânico e eletromagnético do motor.

O erro de circularidade da peça está diretamente ligado ao alinhamento entre componentes do motor montado que, por sua vez, pode impactar nos níveis de ruído gerados pelo motor. O desalinhamento entre o rotor completo e o estator bobinado faz com que o entreferro (folga entre os componentes) esteja variando, e isto impacta no campo magnético, gerando o ruído.

Nos últimos anos houve uma preocupação crescente com relação à redução dos níveis de ruído provocados por máquinas e equipamentos, tanto em ambientes de trabalho industriais como em áreas comerciais e residenciais. Buscando atenuar os efeitos que o ruído provoca ao organismo humano, foram criadas normas regulamentadoras nacionais e internacionais que limitam os níveis de ruídos de equipamentos, máquinas, motores e ambientais permissíveis, bem como os procedimentos adotados para as medições de níveis de ruído. Pode-se utilizar como referência de níveis de ruído os valores contidos nas normas IEC (*International Electrotechnical Association*), NEMA (*National Electrical Manufacturers Association*) e ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas).

A ABNT determina os limites de níveis de ruído pela norma NBR 7565, a qual é referenciada pela norma de especificação de máquinas elétricas NBR 7094. A IEC determina os limites de níveis de ruído pela norma IEC 60034-9, sendo os métodos de ensaio para máquinas e equipamentos em geral determinados pelas normas ISO3744, ISO3745 e ISO3746, e especificamente para máquinas elétricas girantes pelas normas ISO1680/1 e ISO1680/2. Já a norma NEMA determina os limites de níveis de ruído no capítulo 12 da norma NEMA MG1-1993.

### 1.1.2 Alinhamento Entre Componentes De Um Motor Elétrico

O motor elétrico base para este estudo é composto basicamente por duas tampas, um estator bobinado, um rotor completo e dois rolamentos (Figura 4). Tais componentes serão apresentados com maiores detalhes na seção 2.1.

Como não há carcaça neste projeto de motor elétrico, as tampas são fixadas diretamente no estator bobinado. O rotor completo por sua vez é apoiado pelos dois rolamentos, que são montados no cubo das tampas. Portanto, o alinhamento entre os componentes é influenciado principal-

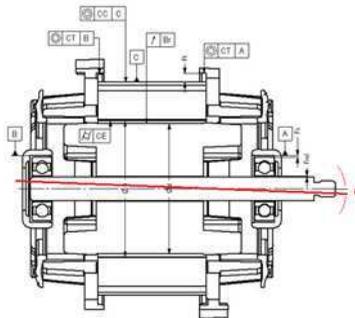
mente pela concentricidade do encaixe da tampa no estator e o cubo da tampa (alojamento do rolamento). Em contrapartida esta concentricidade é diretamente influenciada pela circularidade do encaixe da tampa, uma vez que um erro de circularidade impacta na montagem da tampa no estator, podendo deslocar a tampa do centro do conjunto montado (Figura 5)

Figura 4 – Componentes de um motor elétrico



Fonte: WEG Equipamentos Elétricos S.A.

Figura 5 – Desalinhamento entre componentes na montagem



Fonte: WEG Equipamentos Elétricos S.A.

### 1.1.3 Arraste Entre Estator e Rotor

O entreferro de um motor elétrico é a folga existente entre o rotor e o estator bobinado. Na situação perfeita de projeto, o rotor deve estar concêntrico com o estator bobinado. Por outro lado, levando-se em conta

as variações do processo de fabricação e as tolerâncias de projeto, podem haver casos em que o desalinhamento entre componentes é demasiado, provocando o contato entre a parte girante (rotor completo) e a parte estática (estator bobinado), comprometendo e danificando o motor elétrico (Figura 6).

Figura 6 – Imagem do arraste entre estator (à esquerda) e rotor (à direita

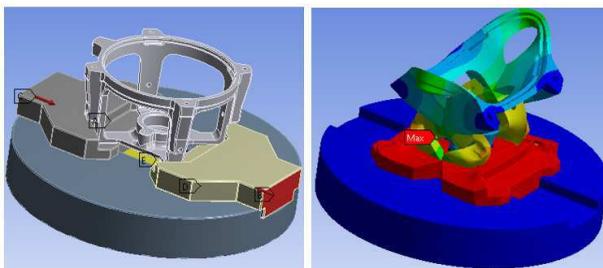


Fonte: WEG Equipamentos Elétricos S.A.

#### 1.1.4 Especificação da força de Fixação da Peça

O controle sobre a força de fixação de um componente para usinagem é um dos fatores determinantes para que não ocorram deformações excessivas em uma peça (Figura 7). Portanto, neste estudo será avaliada também a influência desta força sobre a deformação do encaixe de tampas.

Figura 7 – Simulação de um esforço excessivo de fixação de um componente



Fonte: WEG Equipamentos Elétricos S.A.

## 1.2 OBJETIVO DO TRABALHO

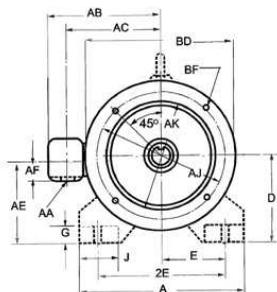
O trabalho tem por objetivo principal propor uma metodologia para a diminuição do erro de circularidade causada pela deformação de uma peça de baixa rigidez em sistemas de fixação.

Desta forma, o objetivo específico é estudar o problema de erro de circularidade, da seguinte forma:

- Utilizar a estratégia de adicionar entalhes nas regiões da peça sob as quais atuam esforços provenientes do sistema de fixação;
- Comparar as simulações realizadas através do software de elementos finitos ANSYS com os resultados experimentais.

Em termos de condições de contorno, a peça será apoiada na sua base e fixada pelas laterais em condição similar ao aplicado no processo de usinagem. As dimensões da peça analisada neste estudo são equivalente a uma tampa traseira do motor elétrico NEMA 42. A especificação “NEMA 42” corresponde a um motor elétrico com a linha de centro do eixo do motor situado a 2,62 polegadas da base, conforme norma NEMA MG-1-2014 (Figura 8).

Figura 8 – Dimensões conforme norma NEMA MG-1 - 2014



MG 1-2014  
Parte 4, Página 14

#### 4.4 DIMENSÕES - MÁQUINAS AC

Designação	Carga	A Max	D*	E†	2F†	BA***	H†	U	N-W	V Min	R
42	---	2.62	1.75	1.69	2.06	0.28 slot	0.3750	1.12	---	---	0.328
48	---	3.00	2.12	2.75	2.50	0.34 slot	0.5000	1.50	---	---	0.453
48H	---	3.00	2.12	4.75	2.50	0.34 slot	0.5000	1.50	---	---	0.453
56	---	3.50	2.44	3.00	2.75	0.34 slot	0.6250	1.88	---	---	0.517

Fonte: Norma NEMA MG-1-2004

### 1.2.1 Componentes do Motor Elétrico

O objetivo deste tópico é facilitar o entendimento sobre motores elétricos e assim compreender os impactos que a deformação dos componentes pode acarretar.

Motores elétricos estão sendo amplamente utilizados em diversas aplicações, tanto comerciais quanto industriais. A aplicação de motores comerciais, base do estudo, pode ser encontrada em diversos equipamentos do dia-a-dia, como condicionadores de ar, portão eletrônico, lavadora, centrífuga e secadora.

Um motor elétrico pode ser separado em duas partes, uma estática e outra dinâmica. A parte estática do motor é composta pelo estator bobinado, carcaça e tampas. Já a parte dinâmica, ou rotativa, é composta pelo rotor, rolamentos e ventilador. A seguir é apresentada uma breve descrição sobre cada componente que forma um motor elétrico e suas respectivas funcionalidades.

- Estator: é a parte de um motor que se mantém fixa à carcaça e tem por função conduzir energia elétrica, que, por fim, irá provocar a rotação do eixo. Nas máquinas assíncronas é nele que, assim como nas bobinas, é formado o campo magnético capaz de induzir no rotor uma corrente. É constituído por um núcleo de chapas finas empilhadas para formar um pacote que varia de acordo com a potência do motor. Na parte interna das chapas há ranhuras dentro das quais são alojadas bobinas de cobre ou alumínio, com a função de gerar o campo magnético (Figura 9).

Figura 9 – estator bobinado



Fonte: WEG Equipamentos Elétricos S.A.

- Rotor: o motor de indução com rotor em gaiola de esquilo ou rotor engaiolado é amplamente utilizado na indústria devido à construção relativamente simples, pouca necessidade de manutenção e custo reduzido quando comparado aos diversos tipos de motor. Este tipo

de rotor é composto de eixo, núcleo de chapas e barras e anéis de curto-circuito (Figura 10).

Figura 10 – rotor completo



Fonte: WEG Equipamentos Elétricos S.A.

- Eixo: a função do eixo é transmitir torque/potência entre motor e a máquina acionada e servir de suporte para as partes agregadas do rotor: ventiladores, acoplamentos, pacote do rotor, anel de balanceamento, encoder, etc (Figura 11).

Figura 11 – Eixo



Fonte: WEG Equipamentos Elétricos S.A.

- Ventilador: é uma estrutura mecânica destinada a converter energia mecânica de rotação em aumento de pressão de um gás (Figura 12). O sistema de ventilação é fundamental no projeto do motor elétrico, pois através desse sistema é que se pode resfriar a carcaça e, por consequência, diminuir o tamanho do equipamento, bem como reduzir seu custo, economizando material ativo como cobre e chapa.

Figura 12 – Ventilador



Fonte: WEG Equipamentos Elétricos S.A.

- Rolamento: é um dispositivo que permite o movimento relativo entre duas ou mais partes. Esses elementos reduzem o atrito através de rolos ou esferas (corpos rolantes) que giram sobre superfícies internas e externas igualmente lisas (anéis). Estas esferas ou rolos "sustentam" a carga, permitindo que o dispositivo gire suavemente (Figura 13).

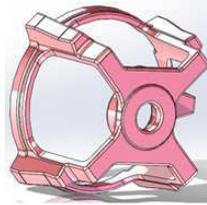
Figura 13 – Rolamento de Esferas



Fonte: WEG Equipamentos Elétricos S.A.

- Tampas: as tampas dianteiras e traseiras têm como funções básicas a centralização do rotor dentro do estator, a absorção das vibrações axiais provenientes das imperfeições do circuito magnético e também servirem como suporte dos mancais. A tampa tem papel fundamental para o correto funcionamento do motor, visto ser um componente que mantém o alinhamento dos demais componentes (Figura 14). Este componente será o alvo do estudo deste trabalho, apresentando a influência que a estrutura da peça possui sobre os esforços gerados sobre ela.

Figura 14 – Tapa Traseira



Fonte: WEG Equipamentos Elétricos S.A.

As dimensões dos motores elétricos são padronizadas de acordo com as seguintes normas:

- IEC (*International Electrotechnical Commission*);
- NEMA (*National Electrical Manufacturers Association*).

### 1.3 SEQUÊNCIA DO TRABALHO

A dissertação é subdividida e organizada da seguinte forma:

O capítulo 1 corresponde ao capítulo da introdução, onde foi apresentada a descrição do problema e a motivação do trabalho, com seus principais fatores. É apresentado ainda o objetivo do trabalho, além de uma breve descrição sobre os componentes que formam um motor elétrico.

O capítulo 2 contempla a revisão bibliográfica, apresentando assuntos e trabalhos relacionados ao estudo realizado na dissertação.

O capítulo 3 refere-se aos materiais e métodos aplicados durante o estudo, descrevendo tanto as condições aplicadas nas análises numéricas quanto nas análises experimentais.

No capítulo 4 são apresentados os resultados de todas as análises realizadas.

No capítulo 5 é realizada a conclusão do trabalho e sugerido temas para trabalhos futuros.

E para finalizar, são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas para a realização deste trabalho.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E CONCEITUAL

### 2.1 SISTEMAS DE FIXAÇÃO

Um sistema de fixação é um dispositivo usado para fixar (restringir os graus de liberdade) uma peça em um dado sistema de coordenadas relativo à ferramenta de corte. Tem como principal objetivo posicionar peças de forma exata e precisa.

Conforme cita [Nee, Tao e Zumar \(2004\)](#), um sistema de fixação consiste em um dispositivo capaz de localizar, segurar e apoiar uma peça durante uma operação de usinagem. Dispositivos de fixação são elementos essenciais do processo de produção assim como são necessários em montagens automatizadas, inspeções e operações de montagem.

O sistema de fixação deve posicionar corretamente uma peça numa dada orientação em relação a uma ferramenta de corte ou dispositivo de medição, ou em relação a outro componente, como por exemplo, numa montagem ou soldagem. Tal localização deve ser invariante, no sentido de que os dispositivos devem prender a peça nessa posição para uma determinada operação a ser processada.

Além disso, deve absorver o peso de peça, as forças de fixação, de usinagem e de montagem, impedindo que a peça se mova ou deforme. Segundo [Crichigno-Filho \(2010\)](#), estima-se que uma grande parcela do erro de fabricação é decorrente de um sistema de fixação mal projetado. Geralmente, a escolha de um sistema de fixação está relacionada à experiência do processista ou através do método de tentativa e erro. A utilização de um sistema mais preciso muitas vezes não é o suficiente para aumentar a precisão de posicionamento, devendo ser levado em conta outros fatores inerentes ao sistema. O uso de fixadores e localizadores empregando elementos flexíveis têm como objetivo aumentar a precisão de sistemas de fixação de peças.

#### 2.1.1 Elementos de Fixação

Segundo [Nee, Tao e Zumar \(2004\)](#), geralmente todos os sistemas de fixação consistem nos seguintes elementos:

- Localizadores: é usualmente um componente fixo do sistema de fixação. É usado para estabelecer e manter a posição de uma parte

do sistema de fixação por restrição do movimento desta. Para peças com grandes variabilidades na forma e condições superficiais, o localizador pode também ser ajustável.

- Sistema de aperto: é um mecanismo que aplica a força de fixação empurrando a peça contra os localizadores. A força exercida por este elemento previne o sistema de fixação contra outras forças externas.
- Suportes: o suporte é um elemento fixo ou ajustável de um sistema de fixação. Quando severos deslocamentos ou deflexões são esperados devido ao travamento imposto e às forças do processo, suportes são adicionados e localizados abaixo da peça, para prevenir ou restringir deformações.
- Corpo do sistema de fixação: é o principal elemento estrutural de um dispositivo de fixação. Ele mantém a relação espacial entre os elementos mencionados acima.

O uso de sistemas de fixação tem dois consideráveis benefícios. Ele elimina a marcação e posicionamento individual e os frequentes controles antes da operação de usinagem começar, resultando assim em considerável economia no tempo de configuração. Além disso, o uso de dispositivos de porta-ferramentas economiza o trabalho do operador através da simplificação de localização e de aperto, efetuando economia substancial no custo do trabalho que se traduz também em taxa de produção aumentada.

A utilização de um sistema de fixação bem estruturado com precisão na localização e rigidez no aperto permite o aumento na velocidade de corte, melhorando assim a taxa de produção.

Além de melhorar a produtividade, em termos da taxa de produção, há também outros benefícios acumulados através do uso de sistemas de fixação:

- Aumenta a precisão de usinagem devido à localização precisa;
- Diminui as despesas com o controle de peças usinadas bem como facilita a qualidade uniforme na fabricação;
- Amplia a capacidade da tecnologia de máquinas-ferramenta e aumenta a versatilidade das operações de processamento a serem executadas;
- Automatiza totalmente ou em parte, a máquina-ferramenta.

### 2.1.2 Tipos de Fixação

Os sistemas de fixação podem ser divididos em 3 grupos: aplicação geral, dedicados ou flexíveis.

- Aplicação geral:

Os dispositivos de fixação geral têm como característica possuir uma construção genérica e com simetria entre as partes que os compõe, sendo possível prender qualquer tipo de peça. Estes tipos de fixação são facilmente utilizados por não possuírem especialidades construtivas, tornando-se comum encontrá-los em qualquer “oficina”.

Os mais comumente empregados são as morsas para prender peças prismáticas e as placas de castanhas para prender peças cilíndricas. A peça aplicada neste sistema de fixação não apresenta complexidade geométrica, sendo, por exemplo, aplicado na usinagem de blocos e eixos. Por ser um tipo de fixação mais simples, este vem a ser aplicado para pequenos lotes de peças ou peças únicas.

A Figura 15 apresenta exemplos de sistemas de fixação para aplicação geral.

Figura 15 – Sistemas de fixação para aplicação geral



Fonte: [www.me.iitb.ac.in](http://www.me.iitb.ac.in)

- Dedicado/permanente:

Os sistemas de fixação dedicados são especialmente projetados

para um tipo de peça. Dificilmente ele pode ser utilizado para outra peça com a mesma característica, mas com dimensões diferentes. Por isso, esses sistemas de fixação são caros e apresentam pouca flexibilidade. Entretanto são adaptáveis à geometria da peça e por isso, peças complexas podem ser fixadas.

Este tipo de fixação pode ser utilizado na fabricação em massa, ou seja, em produção seriada e de grandes lotes de peças. A Figura 16 apresenta alguns exemplos de sistemas de fixação dedicados.

Figura 16 – Sistemas dedicados de fixação

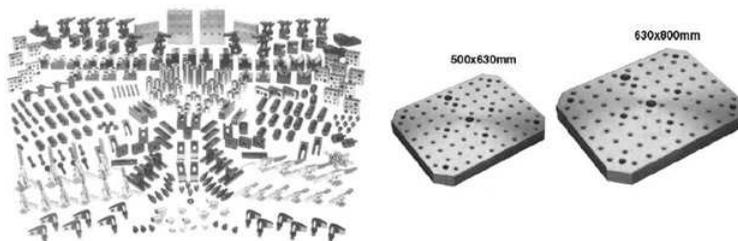


Fonte: [www.me.iitb.ac.in](http://www.me.iitb.ac.in)

- Flexível/reconfigurável:

A tecnologia de fixação flexível é aplicada na fabricação de lotes pequenos ou médios, através de um sistema de unidades estruturais baseadas em placas perfuradas e sistemas de aperto mecânico múltiplo para uma fixação ideal de várias peças de trabalho. A Figura 17 apresenta alguns exemplos de elementos utilizados em sistemas de fixação flexíveis.

Figura 17 – Sistemas modulares de fixação



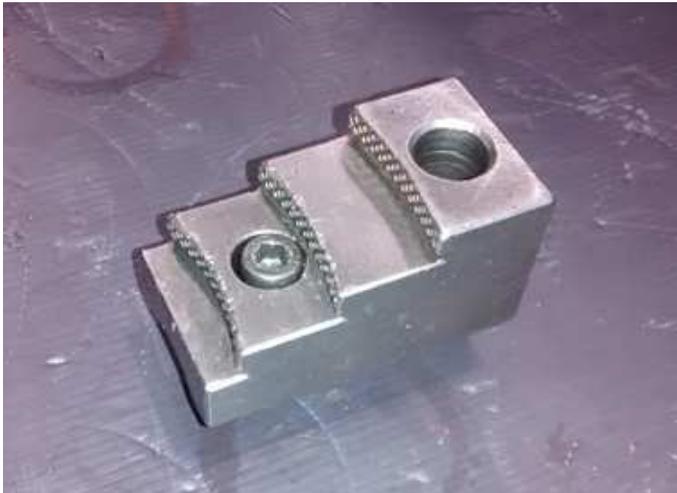
Fonte: [www.me.iitb.ac.in](http://www.me.iitb.ac.in)

### 2.1.3 Conceito de Castanhas de Fixação

No decorrer deste trabalho são citadas várias vezes o termo “castanha”, então vale explicar o conceito de castanhas de fixação. No processo de usinagem de peças, é necessário assegurar a fixação da peça para que a ferramenta de corte efetue a usinagem. O termo usinagem compreende todo o processo mecânico onde a peça é o resultado de um processo de remoção de material. Em equipamentos de usinagem convencionais, é utilizado com frequência morsas ou em caso de tornos, placas com castanhas. Em casos de alta produtividade, mediante utilização de equipamentos CNC, geralmente é viabilizado o desenvolvimento de sistemas especiais de fixação, dedicados a um único tipo de peça.

Castanhas são dispositivos que fixam a peça a ser usinada. Normalmente possuem regiões com escalonamento para permitir a utilização de peças de diferentes tamanhos (Figura 18).

Figura 18 – Exemplo de castanha com escalonamento



Fonte: Próprio Autor

Existem diversas configurações de fixação através de castanhas. Dentre as usuais, citam-se as placas que utilizam 3, 4 e 6 castanhas como pontos de fixação.

- Placas com 3 pontos de fixação/castanhas: é o modelo comumente utilizado em sistemas de usinagem. Tratam-se de 3 castanhas distribuídas simetricamente em um círculo, como mostra a Figura 19. Esforços excessivos na fixação de peças com esta configuração de castanhas ou ainda a falta de rigidez da peça, faz com que a mesma assuma uma deformação com aspecto trilobular, onde há uma retirada excessiva de material nas regiões onde está o apoio das castanhas.

- Placas com mais de 3 pontos de fixação: são placas com o objetivo de distribuir melhor a força de fixação e assim distorcer menos a peça a ser fixada. Cita-se, por exemplo, as placas com 4 pontos de fixação, onde as castanhas que fixam a peça ficam distribuídas através de 4 pontos de contato, normalmente dispostos de forma simétrica. O trabalho em questão é baseado neste tipo de fixação (Figura 20).

Figura 19 – Fixação de peças através de 3 castanhas



Fonte: [www.ferramentaskennedy.com.br](http://www.ferramentaskennedy.com.br)

Figura 20 – castanha com 04 pontos de fixação da peça



Fonte: [www.ferramentaskennedy.com.br](http://www.ferramentaskennedy.com.br)

Outro exemplo são as placas com 6 pontos de fixação, baseadas na distribuição simétrica de 06 castanhas para fixação de uma peça (Figura 21). Quanto maior o número de apoio para a usinagem de uma peça, menores são as chances de deformações oriundas do sistema de fixação, pois se tem uma melhora na distribuição das forças de fixação.

Figura 21 – Exemplo de fixação através de 6 pontos de contato



Fonte: Próprio Autor

Em muitos casos, para garantir um apoio adequado das castanhas, são realizados ressaltos ou rebaiços nos componentes, como mostra a Figura 22. Isto evita uma força de aperto desigual entre as castanhas ou mesmo o risco de que o componente escape da sua posição de origem devido a um falso aperto.

Figura 22 – Rebaixo na peça para encaixe da castanha



Fonte: Próprio Autor

### 2.1.4 Estado da Arte

Os elementos de fixação têm como objetivo principal prender uma peça em projetos mecânicos. Um sistema de fixação para o processo de torneamento pode consistir em castanhas ou pinças que travem uma peça a ser usinada. Este travamento é necessário para que não haja o desprendimento da peça no momento da usinagem e, portanto, deve possuir uma força aplicada superior a força centrífuga que a peça fica submetida com a rotação do processo de usinagem.

Na usinagem de peças com forma de anéis, esta é deformada pela força de aperto das castanhas. Essa deformação elástica gera um desvio de forma no anel, o que pode comprometer a sua função. Várias técnicas têm sido empregadas para minimizar a influência do sistema de fixação no erro de peças torneadas.

[Basile \(2008\)](#) apresenta diferentes configurações de placas de castanhas para prender peças com baixa espessura de parede que serão torneadas. Normalmente são utilizadas placas de três castanhas, entretanto este tipo de placa confere uma deformação tri-lobular nas peças de baixa rigidez. Uma das estratégias, portanto é aumentar os pontos de aplicação de força das placas. Com isso, há uma distribuição melhor dos esforços na peça, diminuindo a deformação.

Geralmente os sistemas de travamento distribuem a pressão de aperto sobre quase toda a superfície da peça de trabalho. Isto reduz, de forma radialmente uniforme, a deformação elástica e a remoção desigual de material da peça.

[Walter e Stahl \(1994\)](#) apresentam uma metodologia à otimização da fixação de peças no torneamento. O princípio de fixação escolhido afetará o tamanho das forças de fixação de modo que a deformação da peça de trabalho não exceda a tolerância indicada para a peça usinada.

Conforme apontado por [Grote, Brinksmeier e Garbretch \(2009\)](#), quando peças em forma de anéis são fixadas, uma deformação em forma de polígono ocorre devido às forças de aperto. A deformação causa uma remoção não-homogênea de material durante o processo de torneamento, devido à variação da espessura da parede. Com isso, a circularidade da peça acabada é fortemente prejudicada. Esse efeito indesejado tem sido minimizado utilizando caros dispositivos de usinagem, o que acaba encarecendo o processo de fabricação.

Muitas relações analíticas para calcular os desvios de forma fo-

ram propostas. [Rahman \(1985\)](#) cita que a deformação elástica deve-se a influências no aperto e a vibração na usinagem.

Adicionalmente, as forças no processo contribuem para o desvio de forma, especialmente quando peças de paredes finas são usinadas ([WEINERT; PETERS; SCHULTE, 2002](#)), apud [Grote, Brinksmeier e Garbretch \(2009\)](#)). As forças no processo são afetadas pelos parâmetros de usinagem (profundidade de corte, taxa de avanço e velocidade de corte) que tem uma influência no desvio de forma. Estudos a respeito desta influência foram feitos com vários materiais e sistemas de fixação. Esses resultados foram combinados para desenvolver relações matemáticas para calcular a força mínima necessária para o travamento na usinagem de anéis.

Ao contrário do sistema com fixação radial comumente utilizado, um sistema de fixação axial pode ser utilizado, evitando o desvio de forma. A desvantagem do sistema axial é o tempo consumido na preparação e a adaptação, o que complica a fixação de peças de diferentes diâmetros ([GROTE; BRINKSMEIER; GARBRETCH, 2009](#)).

Mandris expansivos também têm sido aplicados na indústria. Os mandris expansivos são utilizados para a fixação pelo interior de uma peça de trabalho mediante pinças de fixação. Seu funcionamento básico consiste numa peça-macho de forma cônica (mandril) que desliza sobre outra peça-fêmea (pinça). [Heras, Ramirez e Rubio \(2012b\)](#) faz um estudo da força necessária para prender a peça, em função de sua velocidade de rotação.

É necessário determinar as máximas forças de fixação a fim de evitar elevadas tensões no equipamento e na peça de trabalho. Também é necessário otimizar as forças de fixação para que os atuadores realizem as corridas mais curtas, o que se traduz em menores tempos de produção e portanto maior produtividade.

[Boyle, Rong e Brown \(2011\)](#) apresentaram uma revisão das abordagens atuais para projeto de sistemas de fixação. Abordagens em CAFD (*Computer-Aided Fixture Design*) foram revistas em termos das fases de projeto que eles suportam e a tecnologia em que se baseiam. Atualmente, os pontos fortes da pesquisa em CAFD questionam as abordagens na verificação com foco no controle da estabilidade da peça e a deformação durante a usinagem, e as abordagens de planejamento de layout que procuram minimizar a deformação da peça de trabalho causada pelas forças de usinagem. No entanto, a natureza segmentada de pesquisa em CAFD e a contínua falta de foco em unidades de projeto, permanecem como áreas de preocupação no domínio de sistemas de fixação.

Recentemente, [Heras, Ramirez e Rubio \(2012a\)](#) proporam um modelo analítico, baseado nas teorias do sólido rígido e da elasticidade, para a determinação das forças de fixação em mandris expansíveis.

[Feng et al. \(2008\)](#) propõem um modelo computacional para determinar a força de fixação dinâmica em mandris usados em operações de torneamento de alta velocidade. Este modelo leva em conta o comportamento da rigidez do mandril e da peça de trabalho, sendo verificado mediante modelos de elementos finitos e análises experimentais.

[Li e Melkote \(1999\)](#) propuseram um modelo analítico para determinar as forças e momentos em dispositivos de fixação com amplas zonas de contato, para o caso dos mordentes. Assume-se que a zona de contato da peça de trabalho é elástica e o elemento de fixação é infinitamente rígido. Aplicando o princípio da mínima energia, determinam-se as forças e os momentos que aparecem na zona de contato, entre a peça de trabalho e os elementos de fixação, devido às forças de fixação e de usinagem. Este modelo calcula a força mínima necessária para manter a peça de fixação em equilíbrio estático durante o processo de usinagem.

[Li e Melkote \(2000\)](#) publicaram um modelo de contato elástico para otimizar as forças de fixação, levando em conta a precisão requerida nas peças de trabalho.

[Liao e Hu \(2000\)](#) desenvolveram um modelo de elementos finitos usando contato superfície-superfície para modelar o contato entre a peça de trabalho e o elemento de fixação.

[Chen, Tang e QU \(2009\)](#) apresentam uma metodologia baseada na compensação da posição da ferramenta em detrimento da previsão de deformação da peça causada pela castanha. Um sistema de posicionamento da ferramenta, baseado em atuadores piezoelétricos e sistemas flexíveis, foi desenvolvido.

De acordo com [Chen, Tang e QU \(2009\)](#), para eliminar o erro causado pela deformação de usinagem, compensações ativas ou ajustes de ferramentas baseado na previsão de deformação é uma solução válida. Investigações sobre erros dimensionais na usinagem de peças de paredes finas tem recebido atenção na literatura. [Ratchev, Phuah e Liu \(2007\)](#) estabeleceram um modelo de forças flexíveis de baixa rigidez ou paredes finas. Este modelo é integrado com o modelo de elementos finitos para previsão de deformação de peças. Foi estudada a previsão de deformação e as estratégias de compensação. A compensação do erro de usinagem estudou os erros de forças induzidas na usinagem de peças de paredes

finas. As condições de usinagem são modificadas a cada passo quando a força de corte e a deformação atingem o equilíbrio.

O uso de “*Fast-Tool-Servo*” é outra possibilidade para reduzir o desvio de forma. O FTS é um sistema dinâmico de posicionamento de ferramenta que, em combinação com um sistema de medição, é capaz de manter a profundidade de corte constante durante a usinagem. Como desvantagem está o alto custo para aquisição ou fabricação (BJÖRN *et al.*, 2009).

De acordo com Grote, Brinksmeier e Garbretch (2009), a minimização do desvio de forma externo de um anel é possível usando castanhas rígidas para o travamento externo e castanhas em segmentos para o travamento interno. A castanha segmentada implica numa deformação triangular do anel que, no estado travado, anula a deformação causada pela usinagem interna. O uso do mandril viabiliza a produção de anéis com espessura constante. Como sua aquisição tem alto custo e seu uso demanda um consumo de tempo, ele é substituído pelo sistema padrão de fixação.

O uso de uma forma de bloqueio no sistema de fixação permite uma clara redução da força de fixação quando comparado com o uso de castanhas rígidas, reduzindo as deformações causadas. O uso de placas com 6 ou 12 pontos de fixação apresenta os melhores resultados. Uma vez que cada sistema usa diferentes tecnologias, uma combinação de ambos é possível, o que oferece um potencial adicional de minimização da deformação.

A minimização do desvio de espessura usando somente castanhas rígidas é possível. A principal desvantagem desta estratégia de fixação é a elevação do desvio de espessura em direção as arestas do anel.

Outra maneira de minimizar o efeito da distorção da peça pelo dispositivo de fixação é a otimização da própria peça. Isso pode ser feito modificando as características do material da peça ou as suas características construtivas.

No que se refere à característica construtiva da peça, esta pode ser modificada de tal modo a se tornar mais rígida, minimizando a deformação do anel superior para uma dada força de aperto. Isso pode ser feito aumentando a espessura das paredes ou simplesmente aumentando os vínculos. Outra maneira é modificar a estrutura da peça, de tal modo que a transmissão de forças e momento que causam a deformação sejam minimizados.

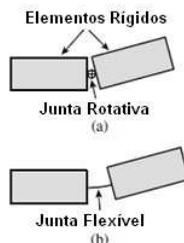
O escopo deste trabalho está baseado na modificação estrutural da peça, com intuito de minimizar o momento causado devido às forças de fixação da peça. Para isso, ao analisar as literaturas citadas neste tópico, trabalhos como o de [Rahman \(1985\)](#), [Li e Melkote \(1999\)](#) e [Liao e Hu \(2000\)](#) tiveram grande contribuição uma vez que trataram das influências do aperto de peças, força necessária para fixação bem como o contato entre peças e seus elementos de fixação, parâmetros imprescindíveis para o desenvolvimento do trabalho.

## 2.2 ELEMENTOS FLEXÍVEIS

Elementos flexíveis (*flexures*) são usados onde é necessário um movimento angular limitado em torno de um eixo flexível com atrito e folgas zero ([PAROS; WEISBORD, 1965](#)). Eles consistem de uma região delgada ligando duas partes rígidas. Os elementos flexíveis podem ser vistos como vigas que funcionam como molas, com rotação em torno de um pivô elástico. O pivô é o principal responsável por conferir flexibilidade em determinadas direções e rigidez nas demais e coincide com o ponto de menor espessura da viga. O movimento original é angular, no entanto, devido aos pequenos ângulos deslocados e combinações construtivas, o movimento resultante é muito próximo ao retilíneo ([RABE, 2001](#)).

Conforme citado por [Lobontiu \(2002\)](#), uma junta flexível é um membro fino, que proporciona a rotação relativa entre dois elementos rígidos adjacentes por meio de flexão, como mostrado na Figura 23, onde uma junta rotativa convencional é comparada com uma junta flexível.

Figura 23 – Articulações que permitem a rotação relativa em mecanismos: (a) Articulação clássica; (b) Articulação flexível



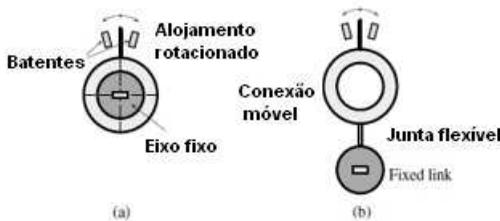
Fonte: ([LOBONTIU, 2002](#))

Em termos desta função rotativa, uma junta flexível pode ser considerada o correspondente estrutural de um rolamento com capacidade de rotação limitada, como ilustrado na Figura 24.

Em um rolamento rotativo clássico, a rotação relativa toma lugar entre um eixo e o seu alojamento, sendo estas peças de encaixes localizados concêntricamente, e a rotação pode ser limitado a um setor angular específico, como indicado na Figura 24a.

Uma junta flexível pode fornecer uma saída rotativa semelhante, a única diferença consiste no fato dos centros dos dois membros adjacentes submetidos a rotação relativa não serem concêntricos, como mostra a Figura 24b.

Figura 24 – Similaridade entre rolamento rotativo e junta flexível: (a) rotação concêntrica produzida pelo rolamento; (b) rotação não concêntrica produzida por uma junta flexível



Fonte: (LOBONTIU, 2002)

Fisicamente, uma junta flexível pode ser realizada de duas formas:

- Usando um membro fabricado de forma independente (tal como uma tira ou um calço em aplicações bidimensionais ou parte de um cilindro, como em aplicações tridimensionais) para conectar dois elementos rígidos que são concebidos para sofrer uma rotação relativa;
- Usinar uma peça de modo que uma porção relativamente delgada seja obtida, que será a junta flexível. Neste caso, a junta flexível é integrada com a peça que os une.

Como já foi mencionada, a junta flexível consiste de uma região

delgada, elasticamente flexível, entre duas partes rígidas que devem ser submetidos a uma rotação relativa. A junta flexível é monolítica com o resto do mecanismo para a grande maioria das aplicações, e esta é a fonte das suas vantagens sobre juntas clássicas de rotação. Entre os benefícios proporcionados por juntas flexíveis, os mais notáveis são:

- Não há perdas por fricção;
- Não há necessidade de lubrificação;
- Sem histerese;
- Compacta;
- Capacidade para ser utilizado em aplicações de pequena escala;
- Facilidade de fabricação;
- Praticamente sem manutenção necessária.

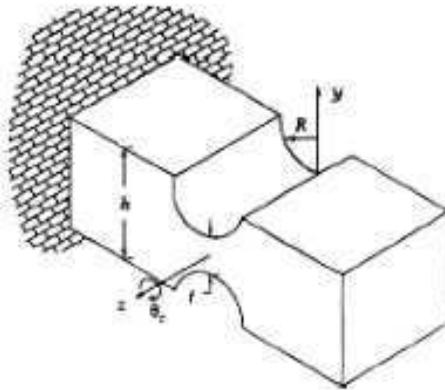
Juntas flexíveis que são monolíticas com o mecanismo não necessitam de reparo, uma vez que o mecanismo irá operar até que algo falhe (usualmente a junta flexível) devido à fadiga ou sobrecarga. Eles exigem definitivamente inspeção, imediatamente após a fabricação, quando é necessário verificar os erros induzidos na geometria ideal pela usinagem.

Por outro lado, juntas flexíveis têm certas limitações, seguem alguns exemplos:

- As juntas flexíveis são capazes de proporcionar níveis relativamente baixos de rotações;
- A rotação não é pura, porque a deformação da flexão é complexa, uma vez que é produzido por cisalhamento axial e, possível carregamento de torção, em adição à flexão;
- O centro de rotação não é fixo durante a rotação relativa produzida por uma junta articulada de flexão visto que ele se desloca sob a ação da carga combinada;
- A junta de flexão é normalmente sensível às variações da temperatura; por conseguinte, as suas dimensões são alteradas como resultado da expansão térmica e a contração, o que leva a modificações dos valores originais.

Um tipo comum de elemento flexível pode ser visto na Figura 25. Com uma construção monolítica, podem ser obtidos a partir da usinagem de dois entalhes circulares. A precisão da deflexão do elemento é essencialmente dependente da exatidão do centro dos entalhes e pouco é influenciada pelo resto do elemento. Este fato leva a um baixo custo de produção (SMITH; CHETYND, 2005).

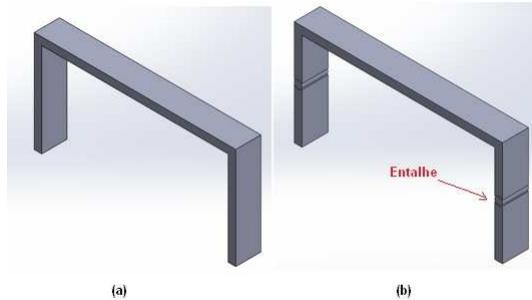
Figura 25 – exemplo de elemento flexível com entalhe circular



Fonte: (SMITH; CHETYND, 2005)

Esses elementos são amplamente utilizados em sistemas mecânicos de precisão, principalmente para possibilitar a rotação do elemento sem a influência de folga e atrito. Um elemento flexível do tipo entalhe tem a característica de funcionamento semelhante a uma rótula, onde transmissão de momento é minimizada. Desse modo, essa característica pode minimizar o deslocamento do encaixe do anel superior da peça em estudo. Para provar a minimização do deslocamento devido à presença de uma rótula, foram modelados 02 pórticos, um contendo uma estrutura rígida e outro com a presença de rótulas (Figura 26).

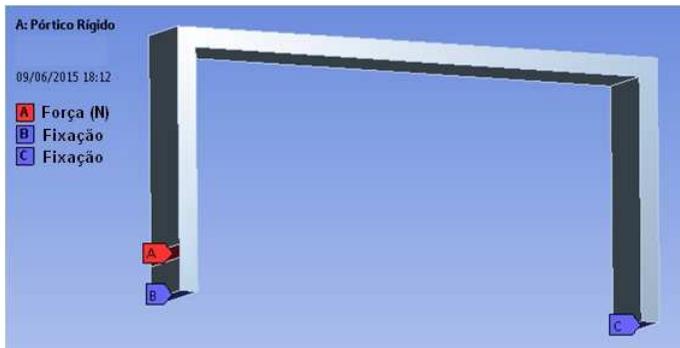
Figura 26 – Pórtico rígido (a) e com rótula (b)



Fonte: Próprio Autor

Realizando a simulação da aplicação de uma força de mesma intensidade e mesma localização em ambos os pórticos (Figura 27), verifica-se que o deslocamento do vértice superior dos pórticos é minimizado quando se tem a presença de uma rótula. Nota-se que a rótula absorve o deslocamento, minimizando a transmissão do esforço sobre o vértice em análise (Figura 29). Para o exemplo em questão, obteve-se um deslocamento de  $86,263\mu\text{m}$  para o pórtico rígido (Figura 28) e  $67,509\mu\text{m}$  para o pórtico articulado (Figura 29), gerando uma redução de 21,7% do deslocamento no pórtico articulado em relação ao pórtico rígido.

Figura 27 – Esforços aplicados na simulação de um pórtico



Fonte: Próprio Autor

Figura 28 – Deslocamento no pórtico sem a presença de rótulas



Fonte: Próprio Autor

Figura 29 – Deslocamento no pórtico com a presença de rótulas



Fonte: Próprio Autor

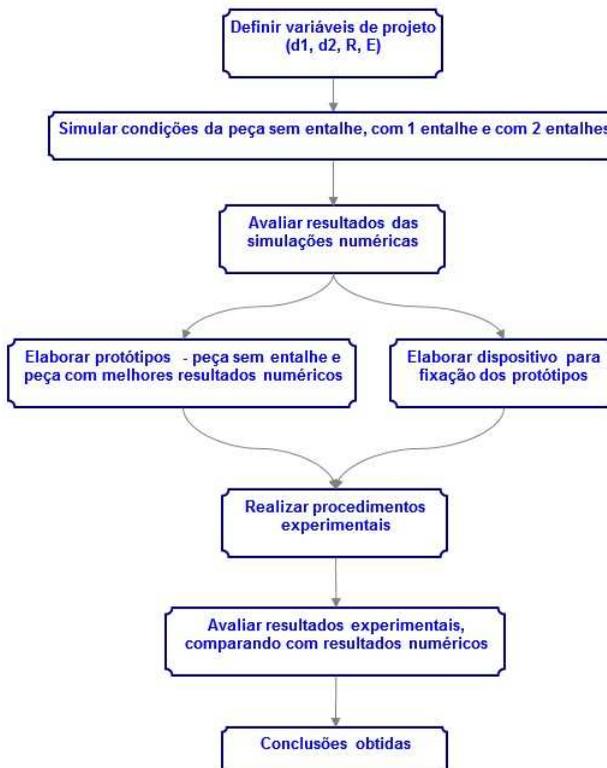
Portanto, o objetivo deste trabalho será investigar a influência do elemento flexível tipo entalhe para aplicação na peça com as características estudadas. Será realizado um comparativo da peça rígida e da peça com a presença de entalhes, para comprovar que a presença de entalhes (elemento flexível) tende a minimizar as deformações na peça. Para tal, diferentes características de entalhe serão investigadas utilizando o método dos elementos finitos. O erro de circularidade e a tensão equivalente serão analisados para as diferentes condições de simulação, como será apresentado no capítulo 4.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo será abordado o comportamento da peça estudada diante da estratégia de utilização de entalhes, bem como as características do material empregado na prototipagem. Ainda será apresentada a forma de medir o erro de circularidade de uma peça, com os tipos de equipamentos que podem ser utilizados. Por fim, será discutido o procedimento numérico e experimental realizado, com os equipamentos necessários, desde a prototipagem até as medições por coordenadas.

A metodologia empregada neste trabalho pode ser definida resumidamente através do fluxograma apresentado na Figura 30. Cada etapa que o compõe será discutida no decorrer deste trabalho.

Figura 30 – Fluxograma

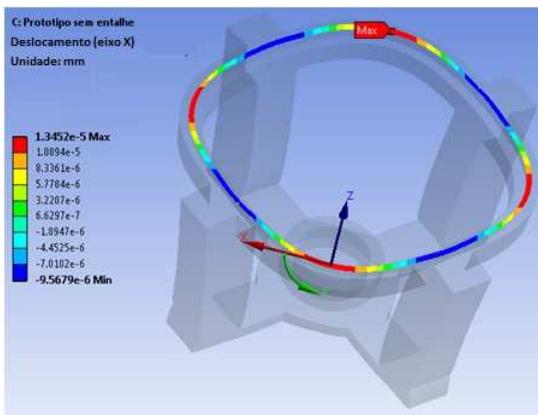


Fonte: Próprio Autor

### 3.1 CARACTERÍSTICAS DA PEÇA ESTUDADA

Como geralmente conhecido, um sistema de fixação por três castanhas gera uma deformação triangular na peça fixada. Esta deformação causa uma remoção não-homogênea de material durante a usinagem. No caso em questão, tem-se a fixação da peça através de quatro pontos, obtendo-se uma deformação conforme mostra a Figura 31.

Figura 31 – Característica de deformação da peça

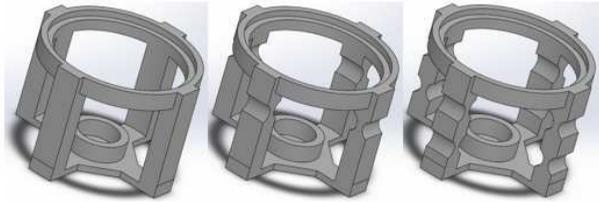


Fonte: Próprio Autor

Com o intuito de investigar a influência da força de fixação aliada a variação de forma geométrica que poderia minimizar o erro de circularidade, simulações foram conduzidas utilizando o software de elementos finitos ANSYS. Para tal, será estudado um modelo mais simples daquele apresentado na Figura 1.

Foi verificado que a deformação do anel superior da peça acontecia devido à transmissão de momento das barras laterais, quando estas eram submetidas aos esforços de fixação. Por isso, procurou-se uma solução de modo a minimizar a transmissão de momento pelas barras laterais. Inicialmente se propôs a verificação da influência do acréscimo de um entalhe nas nervuras da peça as quais auxiliam na sua fixação ao sistema de usinagem. Simulou-se a peça em sua forma inicial, posteriormente com a presença de 01 entalhe e por fim com a presença de 02 entalhes, conforme é apresentado na Figura 32.

Figura 32 – Peça sem entalhes, peça com 1 entalhe e peça com 2 entalhes, respectivamente



Fonte: Próprio Autor

### 3.1.1 Material aplicado e suas propriedades

O emprego de moldes-protótipos fabricados em resinas poliméricas tem ajudado na obtenção de protótipos funcionais que são utilizados no desenvolvimento de novos produtos. Com este tipo de molde é possível injetar uma quantidade pequena de protótipos para serem utilizados em ensaios de engenharia.

Em geral, os polímeros são compostos orgânicos como plástico e borracha (ex: polietileno, Teflon®, etc.), feitos de carbono, hidrogênio e outros elementos não-metálicos. Basicamente são formados de moléculas grandes (macromoléculas) de baixa densidade e muito flexíveis. Estes materiais quando em serviço são sujeitos a forças ou cargas, portanto é necessário avaliar as propriedades mecânicas do material para fazer o projeto de uma peça, evitando a ocorrência de qualquer tipo de falha.

Na mecânica clássica, as propriedades mecânicas dos sólidos elásticos podem ser descritas pela Lei de Hooke, que afirma que ao aplicar-se uma tensão  $\sigma$  ao material, se verifica uma deformação  $\varepsilon$  que lhe é proporcional, sendo a tensão independente da velocidade de deformação. Quando esta tensão  $\sigma$  é retirada, o corpo recupera completa e instantaneamente a sua forma inicial.

As propriedades dos líquidos, por sua vez, são descritas pela lei de Newton. Um fluido Newtoniano não consegue suportar deformações e a resposta instantânea a uma tensão é o escoamento viscoso. A tensão é independente da deformação, mas proporcional à velocidade de deformação. Os materiais poliméricos apresentam um comportamento intermediário entre o de um sólido elástico, Hookeano, e de um líquido viscoso, Newtoniano. Apresentam frequentemente contribuição de ambos os tipos de resposta, e a predominância de caráter viscoso ou elástico da resposta

a uma solicitação mecânica depende essencialmente da escala de tempo da experiência.

Neste trabalho a força será aplicada em um curto intervalo de tempo e sob uma temperatura controlada, portanto não assumindo um comportamento viscoelástico. Para a prototipagem realizada, foi utilizado um material com as seguintes especificações:

- Material VisiJet;
- Cor: Marfim;
- Resistência mecânica:  $12 - 22MPa$  ;
- Módulo de Elasticidade:  $800 - 1.200MPa$ ;
- Enlongamento para ruptura:  $2 - 3\%$ ;
- Resistência à flexão:  $23 - 34MPa$ ;
- Rigidez à flexão:  $750 - 1.100MPa$ ;
- Densidade:  $1.08g/cm^3$ ;
- Coeficiente de Poisson:  $0.4$ .

## 3.2 TOLERÂNCIAS GEOMÉTRICAS

As especificações geométricas de um componente podem ser divididas entre as tolerâncias dimensionais e tolerâncias geométricas, conforme apresentado na Figura 33.

Figura 33 – Classificação das especificações geométricas de produto, segundo norma ISO



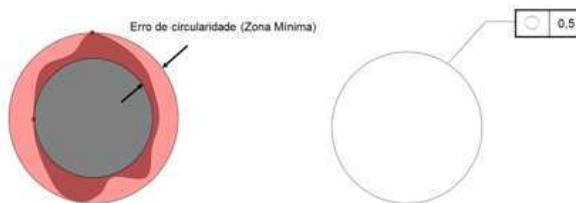
Fonte: (SCHMIDT, 2005)

Definem-se tolerâncias geométricas como variações permissíveis do erro, ou seja, são os limites dentro do qual o desvio (ou erro) de forma e posição devem estar compreendidos. Pode-se ainda dizer que o desvio de forma é o grau de variação das superfícies reais com relação aos sólidos geométricos que os definem.

Já a tolerância de forma é a distância entre duas superfícies paralelas (ou entre duas linhas paralelas) entre as quais deve-se encontrar o perfil ou superfície da peça, ou seja, é o desvio de forma admissível. As tolerâncias geométricas não devem ser indicadas a menos que sejam indispensáveis para assegurar a funcionalidade do conjunto.

Dentre as tolerâncias geométricas, o erro de circularidade é a condição pela qual qualquer círculo deve estar dentro de uma faixa definida por dois círculos concêntricos, distantes no valor da tolerância especificada (Figura 34).

Figura 34 – Representação do erro de circularidade



Fonte: Próprio Autor

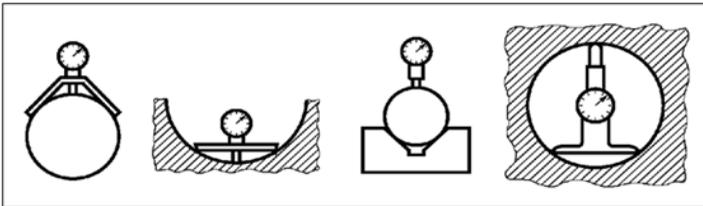
Segundo [Chen, Tang e QU \(2009\)](#) apud [Neto \(2012\)](#), os desvios de circularidade estão relacionados a rotações imperfeitas do conjunto peça-ferramenta, a vibrações associadas ao desbalanceamento do rebolo, a ações de corte errôneas, a lubrificação inadequada, ao desgaste da ferramenta e a defeitos em componentes da máquina.

Há diversas formas de se medir o erro de circularidade. Este pode ser verificado na produção com um dispositivo de medição entre centros. Se a peça não puder ser medida entre centros, essa tolerância será difícil de ser verificada, devido a infinita variedade de erros de forma que podem ocorrer em virtude da dificuldade de se estabelecer uma superfície padrão, com a qual a superfície pudesse ser comparada. Em geral, adota-se um prisma em “V” e um relógio comparador, ou um relógio comparador que possa fazer medidas em três pontos (Figura 35).

Outra forma de se encontrar o erro de circularidade de uma peça é através de um equipamento chamado Circularímetro (Figura 36). Na ponta do braço deste equipamento encontra-se o apalpador com uma ponta de diamante, elemento que realiza o contato com a peça obtendo os valores de circularidade.

Dentre outros equipamentos utilizados para a medição de circularidade, a máquina de medir forma (MMF) e a máquina de medir por coordenadas (MMC) são os mais usuais na indústria (Figura 37).

Figura 35 – formas de medição do erro de circularidade



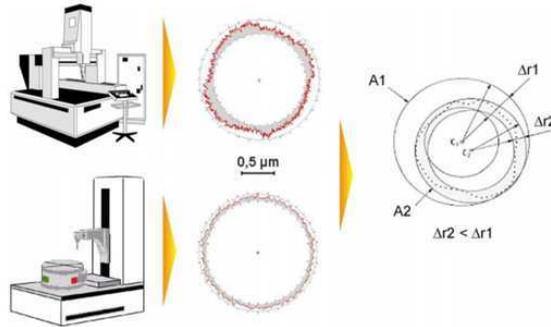
Fonte: (ROSA, )

Figura 36 – Circularímetro



Fonte: (SARNI, 2010)

Figura 37 – Da esquerda para direita, sistemas alternativos para avaliação de circularidade (MMC-acima e MMF-abixo), perfis gerados e definição de circularidade segundo anexo B da norma ISO 1101.



Fonte: (SCHMIDT, 2005)

Na medição por coordenadas, a geometria da peça é definida através das coordenadas de pontos espaciais, adquiridos em áreas importantes para a função da peça e relacionados a um determinado sistema cartesiano de referência. Os pontos espaciais são adquiridos através de um sistema de apalpação eletromecânico ou eletromagnético e associados aos elementos geométricos escolhidos pelos operadores (SCHMIDT, 2005).

O MMC será o processo de medição adotado no procedimento experimental deste trabalho.

### 3.3 ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS

No âmbito de Engenharia de estruturas, o Método de Elementos Finitos (MEF) tem como objetivo a determinação do estado de tensão e deformação de um sólido de geometria arbitrária sujeito a ações exteriores.

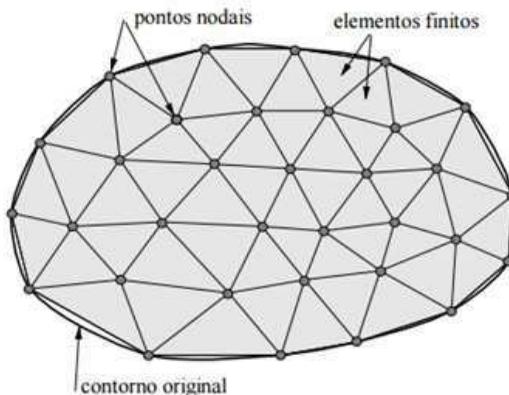
Em termos da evolução do MEF ao longo do tempo, Azevedo (2003) comenta que a publicação mais antiga em que é utilizada a denominação “elemento finito” data de 1960 e tem como autor Ray Clough, apesar de anteriormente já serem conhecidas algumas técnicas que vieram a ser incorporadas no MEF. Os grandes passos do desenvolvimento do MEF, que o conduziram ao formato que atualmente apresenta maior aceitação, foram dados na década de 60 e início da década de 70. Inicialmente

os elementos finitos mais comuns eram os triangulares e os tetraédricos, passando-se mais tarde a dar preferência aos quadriláteros e aos hexaedros.

O método de elementos finitos (MEF) é uma forma de resolução numérica de um sistema de equações diferenciais parciais. De acordo com [Bathe \(1996\)](#), um problema físico envolve uma estrutura atual ou componente estrutural sujeito a uma determinada carga. A análise por elementos finitos soluciona modelos matemáticos e, uma vez que a solução técnica por elementos finitos é um procedimento numérico, é necessário analisar a precisão da solução. Se os critérios de precisão não são encontrados, a solução numérica tem que ser repetida com o refino dos seus parâmetros de solução, até uma suficiente precisão ser alcançada.

Conforme [Souza \(2003\)](#), o principal intuito do MEF consiste em dividir o domínio (meio contínuo) do problema em sub-regiões de geometria simples (formato triangular, quadrilateral, cúbico, etc), conforme ilustra a [Figura 38](#). Devido ao fato das sub-regiões apresentarem dimensões finitas, estas sub-regiões são chamadas "elementos finitos", em contraste com os elementos infinitesimais utilizados no cálculo diferencial e integral. Os elementos finitos utilizados na discretização (subdivisão) do domínio do problema são conectados entre si através de determinados pontos, denominados nós ou pontos nodais, conforme [Figura 38](#). Ao conjunto de elementos finitos e pontos nodais, dá-se, usualmente, o nome de malha de elementos finitos.

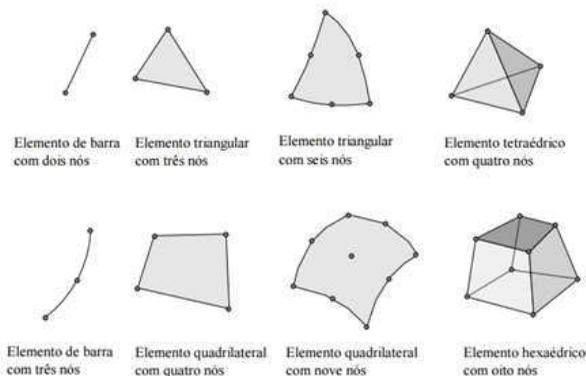
Figura 38 – Malha de Elementos Finitos



Fonte: ([SOUZA, 2003](#))

Há diversos tipos de elementos finitos (Figura 39), com diferentes formas geométricas (triangular, quadrilateral, cúbico, ...) de acordo com o tipo e a dimensão do problema (uni, bi ou tridimensional).

Figura 39 – Tipos de elementos finitos



Fonte: (SOUZA, 2003)

A influência na precisão do MEF está relacionada à quantidade de nós e elementos, e ao tamanho e tipo dos elementos presentes na malha. Um dos aspectos mais importantes do MEF diz respeito a sua convergência. Embora tratar-se de um método aproximado, pode-se demonstrar que em uma malha consistente, à medida que o tamanho dos elementos finitos tende a zero, e conseqüentemente, a quantidade de nós tende a infinito, a solução obtida converge para a solução exata do problema. Em outras palavras, quanto menor for o tamanho e maior for o número de elementos em uma malha definida, mais precisos serão os resultados obtidos na análise.

Dentre as aplicações do MEF está a avaliação de problemas de engenharia estrutural, mais especificamente sobre análise de tensões. Neste tipo de problema, busca-se determinar as tensões, deformações e deslocamentos em um corpo sólido sujeito a determinadas ações tais como forças aplicadas.

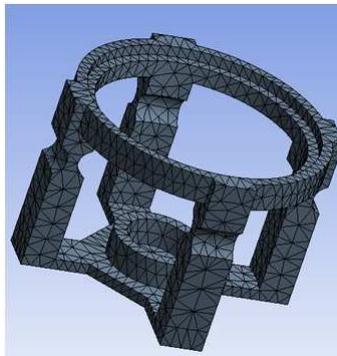
Ainda em se tratando de elementos finitos, vale conceituar “Grau de liberdade”. Este é baseado no movimento de partículas em problemas da Mecânica. Um corpo rígido apresenta, no espaço tridimensional, seis graus de liberdade, quais sejam três possíveis movimentos de translação e

três possíveis movimentos de rotação.

Souza (2003) descreve que o comportamento de um elemento é praticamente definido pelo número e posicionamento dos nós, e pelo número de graus de liberdade por nó. O mesmo elemento finito (com mesma forma e mesmo número de nós), como por exemplo, o elemento triangular de três nós, pode ser utilizado com diferentes graus de liberdade, dependendo da dimensão e do tipo de problema em questão. Em problemas de mecânica dos sólidos (análise de tensões), os graus de liberdade dos nós correspondem aos possíveis movimentos que estes podem sofrer. Problemas de análise de tensões em um meio tridimensional apresentam três graus de liberdade por nó (três translações), por exemplo, enquanto que em um caso plano existem dois graus de liberdade por nó (duas translações).

Para a análise da peça deste trabalho, por elementos finitos, é considerado que a peça está apoiada em sua base. A força de aperto é aplicada nas quatro hastes pontualmente a uma altura equivalente à aplicação de força pelo sistema de fixação. A peça foi então modelada no software SolidWorks® versão 2014 e simulada utilizando o software ANSYS versão Workbench 16.0. Foi utilizado o tipo de elemento tetraédrico, sendo a malha composta por 9.126 nós e 4.407 elementos (Figura 40).

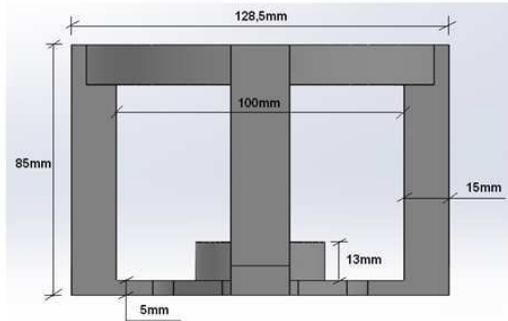
Figura 40 – Malha gerada para simulação da peça



Fonte: Próprio Autor

Como se pretende fabricar a peça empregando prototipagem rápida, sua geometria foi simplificada, mas sendo esta baseada na peça do processo industrial, Figura 1. A peça possui dimensões principais de acordo com a figura 41. O material da peça exemplo foi o polietileno, com módulo de Young igual a  $1,1\text{GPa}$  e o coeficiente de Poisson  $\nu = 0,4$ .

Figura 41 – Principais dimensões da peça

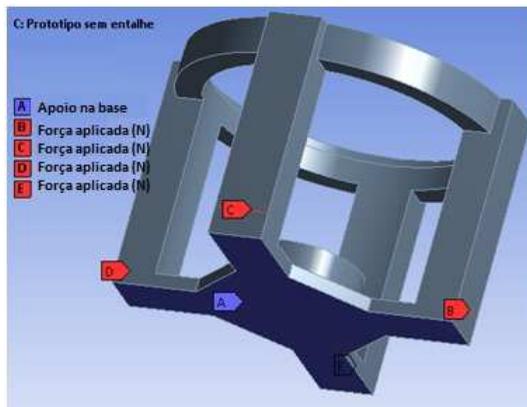


Fonte: Próprio Autor

A força de fixação  $F_{fix}$  da peça na simulação foi definida através dos dispositivos da bancada de teste do Laboratório de Usinagem da UDESC. Os dispositivos consistem num sistema pneumático para aplicar a força de aperto. O sistema atua com uma pressão máxima de 8 bar. O êmbolo dos pistões possui uma área de  $491mm^2$ , gerando assim uma força de fixação  $F_{fix} = 393N$ . Esta força de fixação é igualmente distribuída sobre as quatro posições de fixação da peça.

Como condições de contorno para a análise por elementos finitos, adotaram-se os seguintes parâmetros (Figura 42):

Figura 42 – Condições de contorno



Fonte: Próprio Autor

- Seleccionada a superfície inferior do protótipo, simulando a condição de apoio do componente para usinagem (ponto A). Nesta situação, a peça não possui a liberdade para se locomover em direção a base em que a mesma é fixada;
- Forças aplicadas nas 04 hastes do protótipo, simulando a condição de fixação do componente para usinagem (pontos B, C, D e E). Tais forças são aplicadas radialmente em relação ao eixo y que passa no centro da peça.

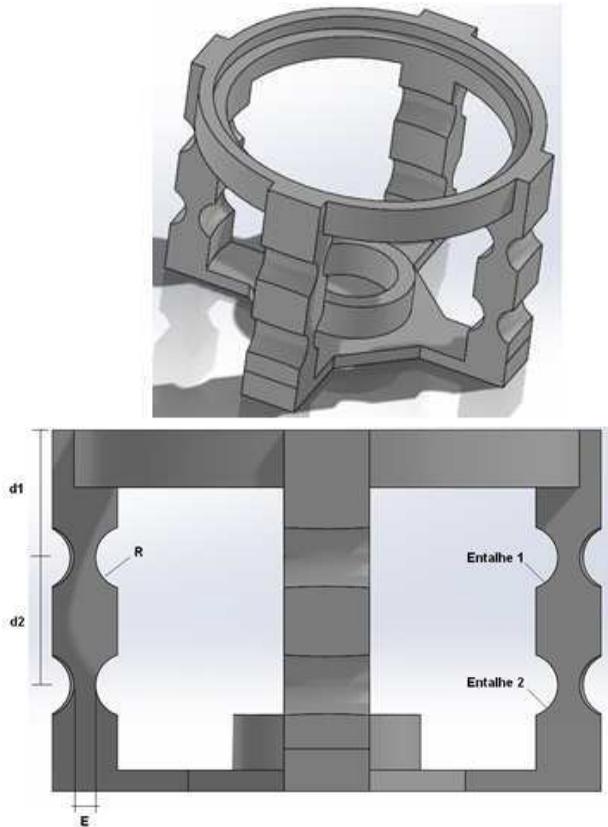
A deformação plástica local na superfície da peça, devido à força de fixação, é desconsiderada.

Foram analisadas as seguintes variáveis de projeto:

- Distância entre entalhe e anel superior –  $d1$ ;
- Distância entre entalhes –  $d2$ ;
- Raio do entalhe –  $R$ ;
- Espessura das hastes –  $E$ .

A Figura 43 ilustra a peça e as variáveis de projeto. Como resultado da simulação, foi verificada a influência desses parâmetros no erro de circularidade do encaixe (deformação direcional) bem como nas tensões equivalentes.

Figura 43 – Variáveis de projeto

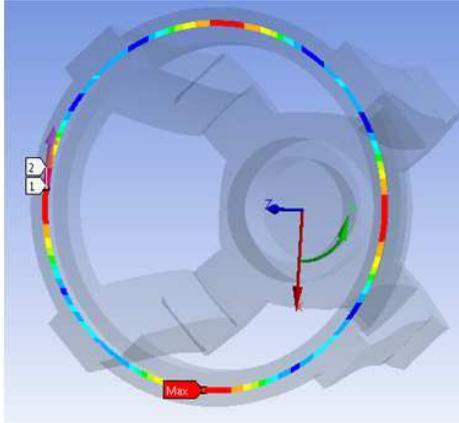


Fonte: Próprio Autor

Através da deformação direcional pode-se avaliar o deslocamento em cada eixo de um sistema de coordenadas ( $x$ ,  $y$  e  $z$ ). Partindo-se de que a linha de centro do encaixe da peça seja o eixo  $z$ , avaliou-se o deslocamento, na direção radial, pelos pontos que formam a circunferência (encaixe), como mostra a Figura 44.

A circunferência que compõe o encaixe da peça foi dividido em 141 pontos. Destes, foram extraídos os valores da coordenada  $x$  de cada ponto (deslocamento radial). Estes valores foram então tabelados para se verificar os máximos deslocamentos.

Figura 44 – Sistema de coordenada polar



Fonte: Próprio Autor

Já as tensões equivalentes na peça foram obtidas aplicando-se o método de von-mises. O critério de falha levou em conta que a tensão equivalente encontrada no encaixe deve ser menor do que a tensão de escoamento do material (25 MPa).

### 3.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A análise experimental utilizada neste trabalho tem como objetivo comprovar a influência do entalhe (elemento flexível) no erro de circularidade da peça.

Para validar os resultados obtidos pela simulação numérica, foram produzidos dois protótipos:

- Um protótipo contendo o perfil atual da peça, sem a presença de entalhes (Figura 45). Esta peça possui dimensões similares à peça produzida no processo industrial, com dimensões conforme Figura 41.

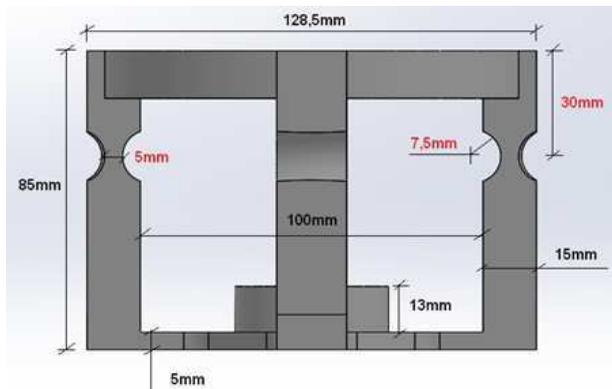
Figura 45 – Peça protótipo com perfil atual da peça



Fonte: Próprio Autor

- Outro protótipo contendo as variáveis de projeto que resultaram na menor deformação do encaixe, através das simulações numéricas realizadas (Figura 47). Ou seja, para se chegar à concepção final deste protótipo, avaliou-se cada variável de projeto e seus impactos na deformação da peça, definindo-se a dimensão de acordo com a melhor combinação das variáveis de projeto, como pode ser visto na Figura 46.

Figura 46 – Peça com dimensões equivalente a menor deformação do encaixe



Fonte: Próprio Autor

Figura 47 – Peça protótipo com dimensões equivalente a menor deformação do encaixe

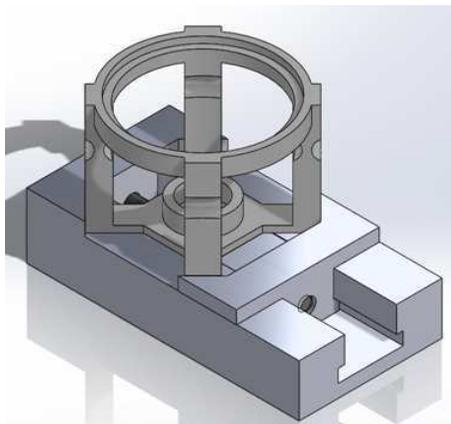


Fonte: Próprio Autor

Para avaliar os deslocamentos radiais ocorridos na região do encaixe das peças prototipadas, foi criado um dispositivo de fixação dos protótipos. O objetivo é aplicar esforços sobre as quatro hastes que compõe o protótipo, nas mesmas posições em que são aplicados os esforços na simulação numérica. Para possibilitar esta condição, duas peças foram criadas com encaixes que permitam o movimento entre si. Tais peças são fixas através de um parafuso sextavado interno de rosca métrica, bitola M10, passo 1,5mm e comprimento 180mm, com rosca parcial, acabamento enegrecido e com classe de resistência 12.9, alojando o protótipo entre elas (Figura 48). Ao aplicar o torque de aperto no parafuso é gerado um esforço sobre o protótipo, deformando-o.

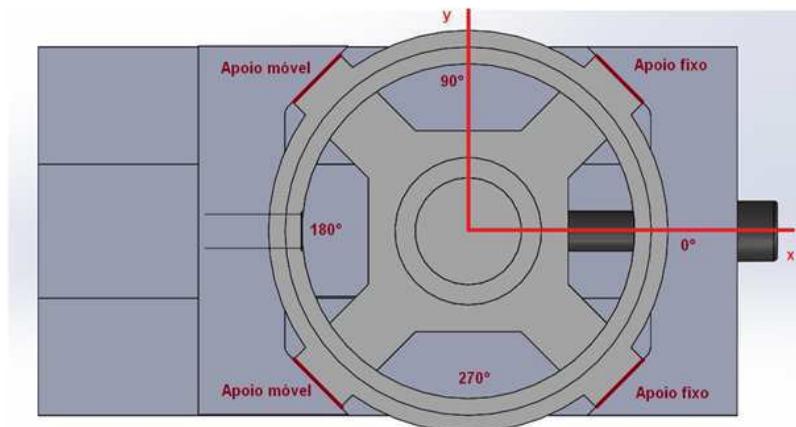
Conforme apresentado na Figura 49, os esforços sobre o protótipo são aplicados a  $45^\circ$  em relação ao eixo de referência e defasados a cada  $90^\circ$ . Dois pontos de contato entre o protótipo e o dispositivo são considerados como fixos e dois pontos são considerados móveis, em relação ao esforço aplicado. Isto por que o dispositivo é fixado na mesa da MMC e apenas a parte corrediça do dispositivo se move.

Figura 48 – Dispositivo de fixação do protótipo



Fonte: Próprio Autor

Figura 49 – Posição de apoio do protótipo

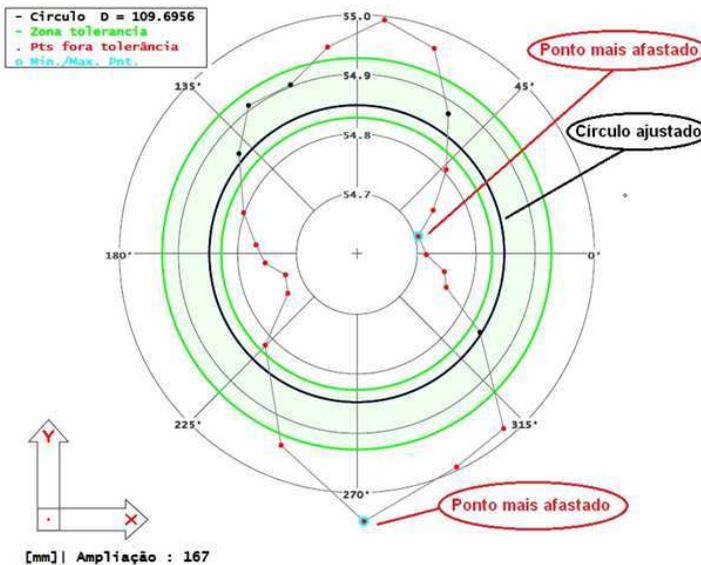


Fonte: Próprio Autor

Como o torque de aperto é possível de ser controlado, utilizou-se este parâmetro como variável para verificar os deslocamentos radiais nos protótipos, ou seja, variando-se o valor do torque de aperto aplicado, verificaram-se os respectivos deslocamentos radiais do encaixe da peça.

Os deslocamentos radiais foram medidos na máquina de medir coordenadas. As peças foram inicialmente medidas fora do dispositivo de fixação e essas medições serviram de base comparativa para avaliação dos resultados. As peças estavam estabilizadas a uma temperatura de 20°C, para minimizar o efeito térmico. Foram medidos pontos discretos ao longo de toda a circunferência do encaixe da peça. Através desses pontos obtidos, foi ajustada uma circunferência, buscando o centro entre os pontos medidos. Com isso, foram então medidos os pontos mais afastados (Figura 50). O erro de circularidade foi então calculado conforme apresentado na seção 4.6.

Figura 50 – Exemplo de uma circunferência ajustada em relação aos pontos medidos



Fonte: WEG Equipamentos Elétricos S.A.

O ensaio é baseado na realização de 3 condições de aperto diferentes com o intuito de verificar a evolução da deformação da peça (deslocamento do encaixe). Cada ensaio (condição de aperto) foi repetido 3 vezes. Isto consiste em, a cada ensaio, montar a peça no dispositivo, aplicar o torque de aperto, medi-la e desmontar novamente. O objetivo deste procedimento é tentar manter a mesma força de aperto das castanhas na peça (garantir a repetibilidade), com o intuito de se ter um valor médio de

força e com isso minimizar o efeito do atrito no sistema de fixação (morsa).

O torque de aperto aplicado nas peças foi definido de forma a não exceder as tensões admissíveis do material. De acordo com o procedimento de cálculo apresentado no apêndice C, foram definidos os torques de aperto apresentados na tabela 1:

Tabela 1 – Valores de torque de aperto aplicados durante o ensaio

Torque de aperto (N.m)	Força exercida sobre a peça (N)
2.0	675
3.0	1012
4.0	1322

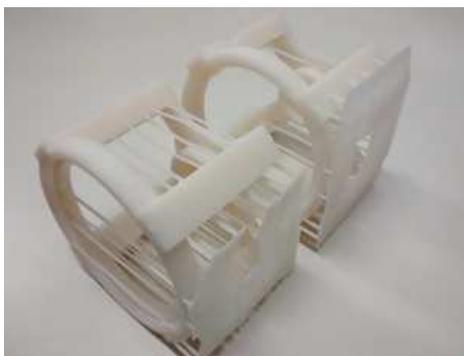
A medição do torque de aperto ao invés de realizar a medição da força aplicada na peça busca quantificar a minimização da deformação do encaixe e não modelar a deformação em função da força de aplicação. O ensaio pretende garantir que a força será a mesma nas 3 repetições, minimizando a influência da variação do atrito.

A incerteza de medição está baseada na escala dos equipamentos utilizados no ensaio. O torquímetro utilizado no procedimento possui escala em décimos, já a máquina de medir coordenadas possui escala décimo de milésimo.

### 3.5 EQUIPAMENTOS E MÉTODOS DE MEDIÇÃO

Os protótipos (Figura 51) foram produzidos na impressora 3D *System*, modelo *ProJet 1000*, pertencente à Universidade do Estado de Santa Catarina – UDESC (Figura 52).

Figura 51 – Protótipos impressos



Fonte: Próprio Autor

Figura 52 – Impressora 3D utilizada na criação dos protótipos



Fonte: UDESC

A produção do dispositivo de fixação da peça (Figura 48) foi realizada pelo Departamento de Ferramentaria da empresa WEG Equipamentos Elétricos – Divisão Motores. Já os esforços aplicados ao conjunto montado (dispositivo e protótipo) foram obtidos através de um torquímetro, escala decimal, unidade de medida em N.m, da marca Carlsons, pertencente também a empresa WEG Equipamentos Elétricos – Divisão Motores (Figura 53).

Figura 53 – Torquímetro utilizado no experimento



Fonte: WEG Equipamentos Elétricos S.A.

Após a aplicação dos esforços, com os protótipos já deformados, foi encaminhado o aparato experimental para a medição do erro de circularidade. Tais protótipos foram medidos na máquina de medir coordenadas, modelo *Silver Performance*, marca *Hexagon Metrology – DEA Global Silver*, com escala de 0,0001, da empresa WEG Equipamentos Elétricos – Divisão Motores (Figura 54).

Figura 54 – Máquina de medir coordenadas



Fonte: WEG Equipamentos Elétricos S.A.



## 4 RESULTADOS

### 4.1 ANÁLISE DAS TENSÕES E DEFORMAÇÕES DO ANEL SUPERIOR

Como ensaio preliminar, a peça foi analisada, utilizando um programa de elementos finitos, nas condições sem entalhe, com um entalhe e com dois entalhes. O objetivo foi analisar a tensão máxima na peça e o erro de circularidade no encaixe do anel superior. Os resultados são apresentados nas Figuras 55 a 57. É possível notar que há uma ligeira redução no erro de circularidade do encaixe quando se utiliza apenas 1 entalhe na peça (Figura 55). Em contrapartida, nota-se que o diâmetro do encaixe tende a aumentar com apenas 1 entalhe (Figura 56). Este aumento de diâmetro, ao contrário do erro de circularidade, pode ser facilmente corrigido no processo através da correção da posição radial da aresta de corte. O objetivo do trabalho é obter os menores erros de circularidade do encaixe. Conforme Figura 57, é verificado que as tensões tendem a aumentar com o acréscimo de entalhes da peça, mas não ultrapassam o limite de escoamento do material. Estas tensões são avaliadas nas hastes que compõe a peça, região de maior concentração de tensão.

Figura 55 – Erro de circularidade em função da forma da peça



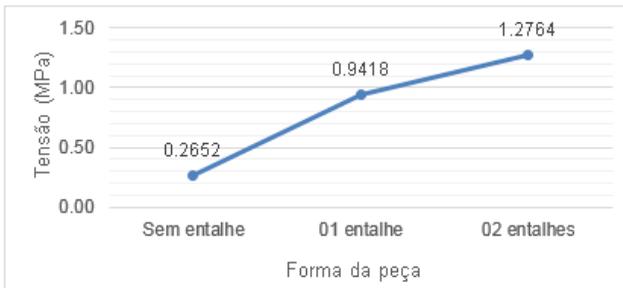
Fonte: Próprio Autor

Figura 56 – Variação do diâmetro do encaixe em função da forma da peça



Fonte: Próprio Autor

Figura 57 – Variação de tensão em função da forma da peça

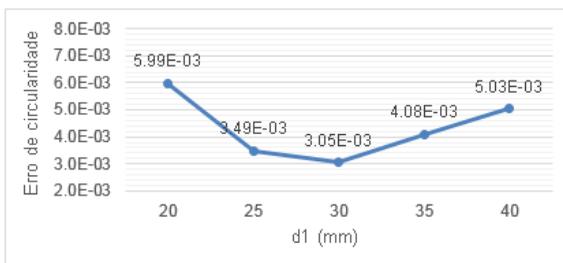


Fonte: Próprio Autor

#### 4.2 INFLUÊNCIA DA DISTÂNCIA ENTRE O ENTALHE SUPERIOR E O ANEL DE ENCAIXE

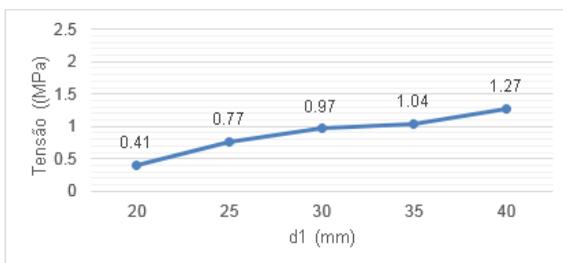
Com o intuito de verificar a influência da distância entre o entalhe superior e o anel de encaixe, este foi simulado variando sua distância em 20, 25, 30, 35 e 40 mm. A distância entre entalhes foi mantida em 30 mm, o raio dos entalhes em 7,5 mm e a espessura em 5 mm.

Figura 58 – Erro de circularidade em função do parâmetro  $d1$  na presença de 1 entalhe na peça



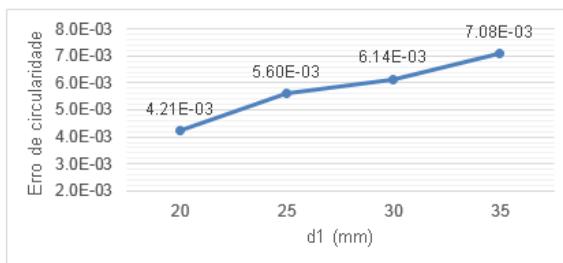
Fonte: Próprio Autor

Figura 59 – Variação de tensão em função do parâmetro  $d1$  na presença de 1 entalhe na peça



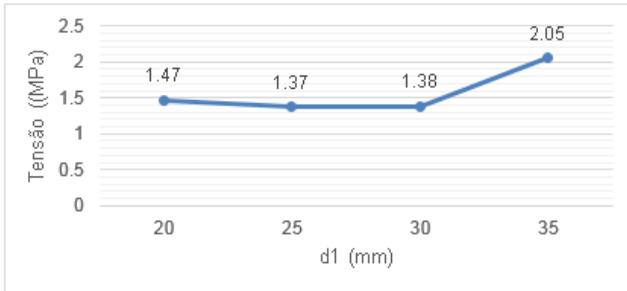
Fonte: Próprio Autor

Figura 60 – Erro de circularidade em função do parâmetro  $d1$  na presença de 2 entalhes na peça



Fonte: Próprio Autor

Figura 61 – Variação de tensão em função do parâmetro  $d1$  na presença de 2 entalhes na peça



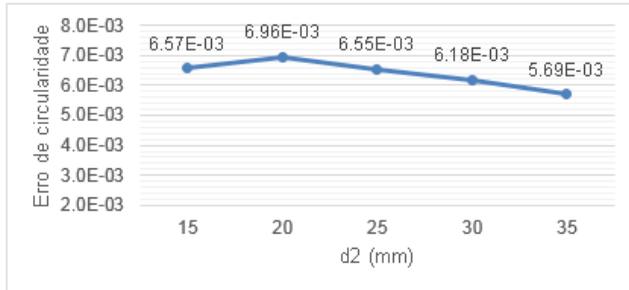
Fonte: Próprio Autor

Através do gráfico da Figura 58 observa-se que o erro de circularidade tem o seu valor reduzido para uma distância  $d1$  igual a 30mm, atingindo um mínimo de 3,05 $\mu$ m. Em relação às tensões na região do entalhe, observa-se na Figura 59 que as tensões tendem a aumentar com o aumento da distância  $d1$ . Já na Figura 61 verifica-se que a tensão diminui e depois tende a aumentar novamente. Na Figura 59, para 20 mm de distância entre o entalhe e o anel, a tensão equivalente foi mínima, cerca de 0,41MPa. Avaliando-se o gráfico da Figura 60, é possível identificar que, na presença de 2 entalhes, o aumento do parâmetro  $d1$  faz com que o erro de circularidade do encaixe da peça também seja aumentado.

### 4.3 INFLUÊNCIA DA DISTÂNCIA ENTRE OS ENTALHES

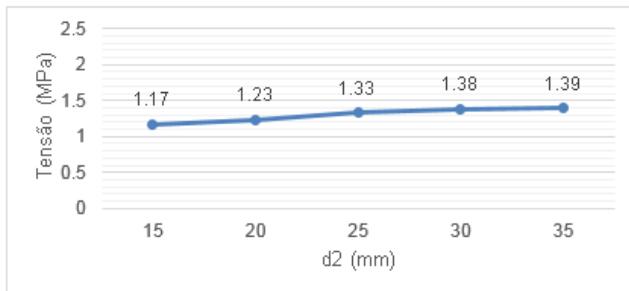
Com o objetivo de verificar a influência da distância entre os entalhes, este foi analisado para 15, 20, 25, 30 e 35 mm. A distância entre o primeiro entalhe e o anel superior foi de 30 mm, o raio do entalhe foi de 7,5 mm e a espessura entre os entalhes 5 mm. As Figuras 62 e 63 apresentam os resultados das análises numéricas. É possível observar na Figura 63 que com o aumento da distância  $d2$ , a tensão equivalente nos entalhes teve um pequeno aumento. Já o erro de circularidade do encaixe (Figura 62) reduziu com o aumento da distância entre os entalhes.

Figura 62 – Erro de circularidade em função do parâmetro  $d_2$  na presença de 2 entalhes na peça



Fonte: Próprio Autor

Figura 63 – Variação de tensão em função do parâmetro  $d_2$  na presença de 2 entalhes na peça

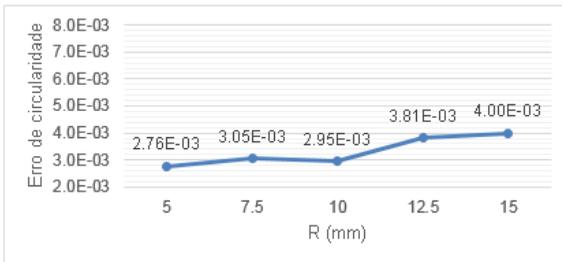


Fonte: Próprio Autor

#### 4.4 INFLUÊNCIA DO RAI DO ENTALHE

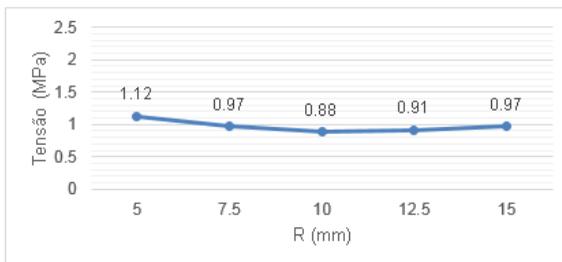
O raio do entalhe também foi investigado. Ele foi analisado para 5, 7,5, 10, 12,5 e 15 mm. A distância entre o primeiro entalhe e o anel superior foi de 30 mm, a distância entre entalhes também foi de 30 mm e a espessura entre os entalhes 5 mm.

Figura 64 – Erro de circularidade em função do parâmetro  $R$  na presença de 1 entalhe na peça



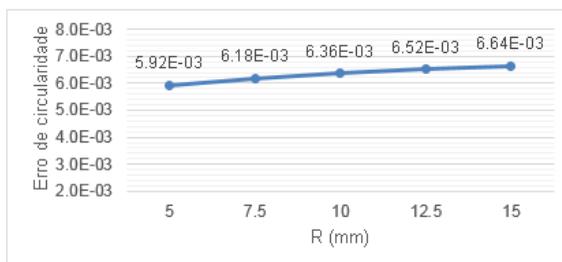
Fonte: Próprio Autor

Figura 65 – Variação da tensão em função do parâmetro  $R$  na presença de 1 entalhe na peça



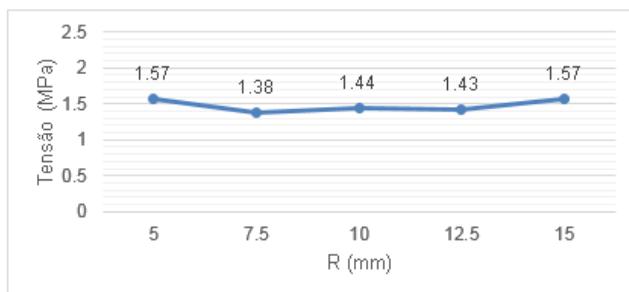
Fonte: Próprio Autor

Figura 66 – Erro de circularidade em função do parâmetro  $R$  na presença de 2 entalhes na peça



Fonte: Próprio Autor

Figura 67 – Variação da tensão em função do parâmetro  $R$  na presença de 2 entalhes na peça



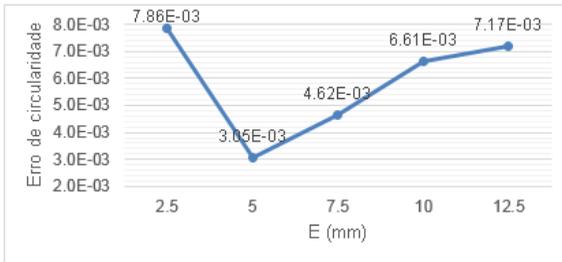
Fonte: Próprio Autor

Das Figuras 64 e 66 é possível observar o aumento do erro de circularidade do encaixe com o aumento do raio dos entalhes. Já as tensões equivalentes são semelhantes, mesmo com o aumento do raio dos entalhes (Figuras 65 e 67). Para um raio do entalhe  $R = 5\text{mm}$ , a Figura 65 apresenta um valor de tensão equivalente em torno de  $1,12\text{MPa}$  e um erro de circularidade em torno de  $2,76\mu\text{m}$  (Figura 64).

#### 4.5 INFLUÊNCIA DA ESPESSURA DO ENTALHE

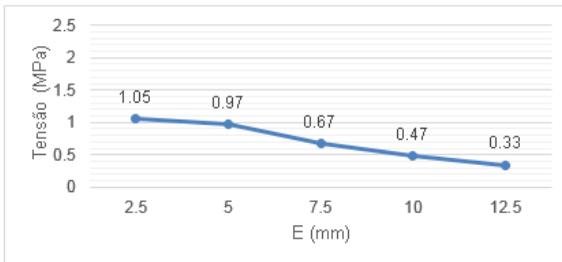
Para verificar a influência da espessura do entalhe, o mesmo foi analisado para 2, 5; 5; 7, 5; 10 e 12, 5mm. Os outros parâmetros foram mantidos constantes com distância entre o entalhe superior e o anel de 30mm, distância entre os entalhes de 30 mm e raio dos entalhes de 7, 5mm. De acordo com a Figura 68 e a Figura 70, conforme o valor da espessura “ $E$ ” da parede da peça aumenta, as deformações reduzem até um ponto em que começam a aumentar novamente. Já através da Figura 69 e da Figura 71 nota-se que com o aumento da espessura “ $E$ ” tem-se uma redução das tensões. Pode-se observar que a menor espessura levou à maior tensão equivalente  $1,05\text{MPa}$  (Figura 69) e ao maior erro de circularidade de  $7,86\mu\text{m}$  (Figura 68).

Figura 68 – Erro de circularidade em função do parâmetro  $E$  na presença de 1 entalhe na peça



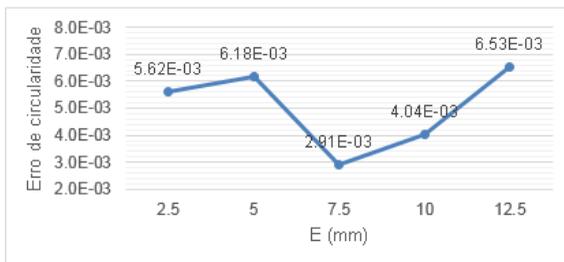
Fonte: Próprio Autor

Figura 69 – Variação da tensão em função do parâmetro  $E$  na presença de 1 entalhe na peça



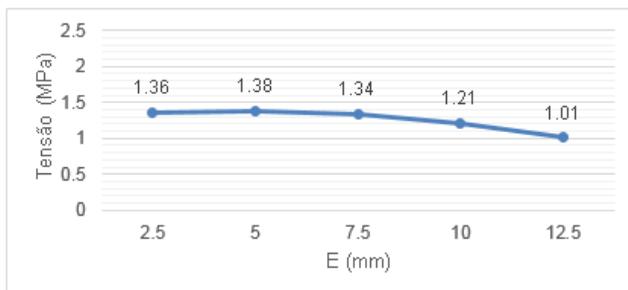
Fonte: Próprio Autor

Figura 70 – Erro de circularidade em função do parâmetro  $E$  na presença de 2 entalhes na peça



Fonte: Próprio Autor

Figura 71 – Variação da tensão em função do parâmetro  $E$  na presença de 2 entalhes na peça



Fonte: Próprio Autor

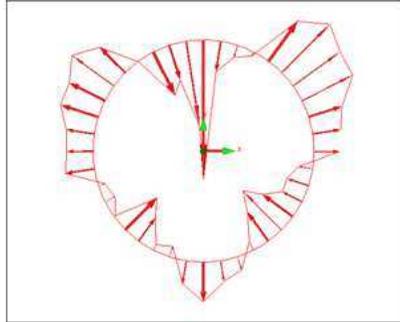
#### 4.6 RESULTADOS DA ANÁLISE EXPERIMENTAL

Com base nas avaliações de cada variável de projeto (seções 4.1 a 4.5) foram prototipadas 2 peças: uma peça conforme dimensões de projeto (Figura 41) e outra conforme menores deformações encontradas, via análise numérica, que consiste em apenas uma região de entalhes por haste, distante de 30mm do anel superior, com raio de entalhe igual a 7,5mm e espessura entre entalhes de 5mm, como pode ser visto na Figura 46.

A primeira avaliação do ensaio experimental consistiu em verificar os valores de erro de circularidade nas 02 peças antes da aplicação dos esforços, ou seja, a variação dimensional ocorrida no processo de impressão dos protótipos. Para isso, as peças foram medidas na máquina de medir coordenadas. De acordo com as Figuras 72 e 73, é possível identificar o erro de circularidade inicial existentes nos protótipos. Este erro é calculado através da diferença entre os pontos máximos e mínimos encontrados na medição realizada. Em termos de valores, tem-se um erro de 0,8261mm para a peça 01 (sem entalhe) e 1,0174mm para a peça 02 (com entalhe).

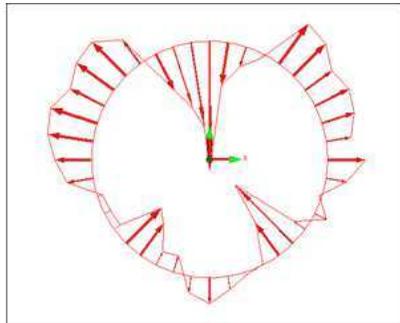
Através do aparato experimental apresentado no seção 3.4, foram realizadas as demais medições das peças. As peças foram fixadas no dispositivo e então se iniciou a aplicação do torque de aperto. Conforme já informado, foram realizadas 3 repetições para cada torque de aperto estabelecido (2N.m, 3N.m e 4N.m).

Figura 72 – Erro de circularidade inicial da peça 01 (sem entalhes)



Fonte: Próprio Autor

Figura 73 – Erro de circularidade inicial da peça 02 (com entalhes)

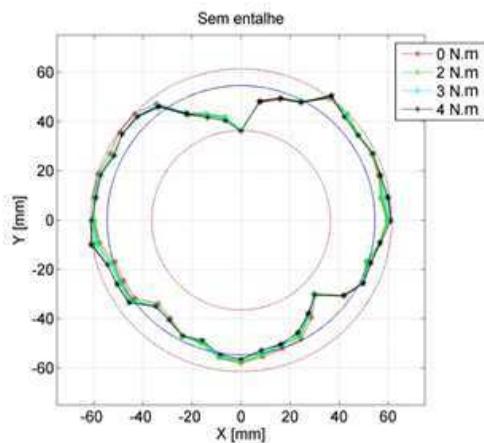


Fonte: Próprio Autor

Com a utilização da plotagem gráfica dos resultados, através do software Matlab, foi possível traçar o perfil da circularidade das peças, monitorando a variação de cada ponto medido conforme foram sendo aplicados os diferentes valores de torque de aperto. As Figuras 74 e 75 apresentam o comportamento da circularidade das peças 01 (sem entalhes) e 02 (com entalhes), respectivamente.

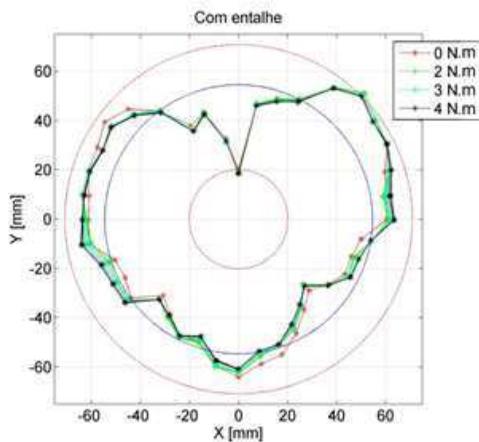
Tais gráficos apresentam um comparativo entre peça solta e com torque aplicado, onde se verifica que não houve discrepância entre os resultados obtidos. Vale lembrar que tais resultados estão amplificados, com o intuito de melhorar a interpretação dos dados, e os valores de cada torque de aperto tratam-se da média das 3 repetições realizadas.

Figura 74 – Erro de circularidade da peça sem entalhe, de acordo com a aplicação do torque de aperto



Fonte: Próprio Autor

Figura 75 – Erro de circularidade da peça com entalhe, de acordo com a aplicação do torque de aperto

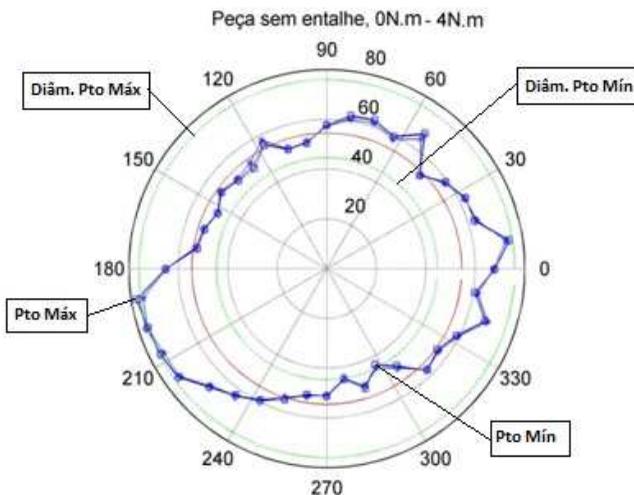


Fonte: Próprio Autor

Analisando-se as Figuras 74 e 75 nota-se um erro de circularidade mais acentuado na peça com entalhe. Porém, este valor se deve ao erro de circularidade inicial da peça, e o que se pretende analisar é a menor variação do erro de circularidade da peça com a aplicação do torque de fixação. Portanto, da Figura 75 é possível concluir que o ponto mínimo se manteve, mesmo após a aplicação do torque, ou seja, o esforço gerado sobre a peça não influenciou no ponto mínimo de forma a deslocá-lo para valores menores ainda.

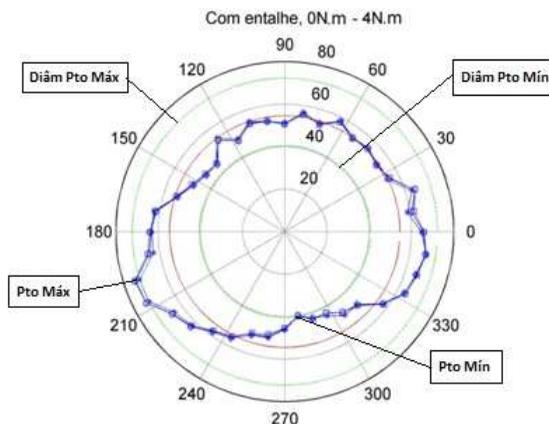
Através das Figuras 76 e 77, para a peça sem entalhe e a peça com entalhe respectivamente, pode ser verificado o erro de circularidade relativo entre a peça sem aplicação de torque (peça solta) e com torque aplicado de 4N.m. Nota-se que a peça sem entalhes apresenta o máximo valor medido em um raio de circunferência maior do que a peça com entalhes. Além disso, a peça sem entalhes apresenta vários pontos próximos aos limites máximo e mínimo, enquanto que a peça com entalhes possui apenas 3 pontos sobre os seus limites.

Figura 76 – Erro de circularidade relativo da peça sem entalhe



Fonte: Próprio Autor

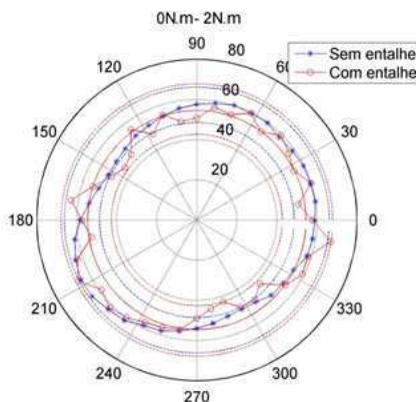
Figura 77 – Erro de circularidade relativo da peça com entalhe



Fonte: Próprio Autor

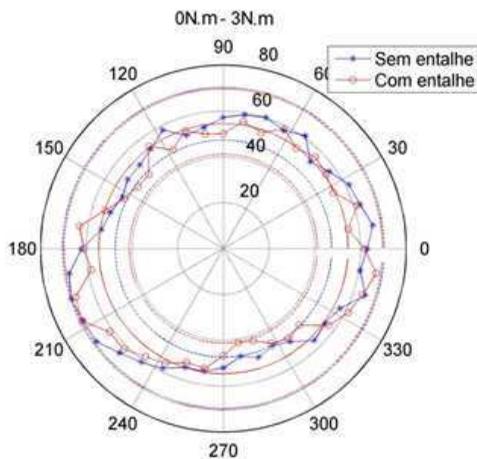
Outra forma de se avaliar o erro de circularidade é através da comparação da circularidade das peças, sem entalhe e com entalhe, quando estas não estão submetidas ao torque de aperto na fixação, em relação à aplicação do torque de 2N.m (Figura 78), 3N.m (Figura 79) e 4N.m (Figura 80).

Figura 78 – Comparação entre peças soltas e com torque de aperto de 2N.m



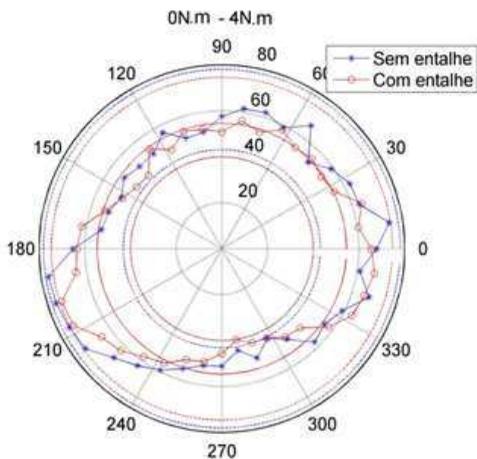
Fonte: Próprio Autor

Figura 79 – Comparação entre peças soltas e com torque de aperto de 3N.m



Fonte: Próprio Autor

Figura 80 – Comparação entre peças soltas e com torque de aperto de 4N.m

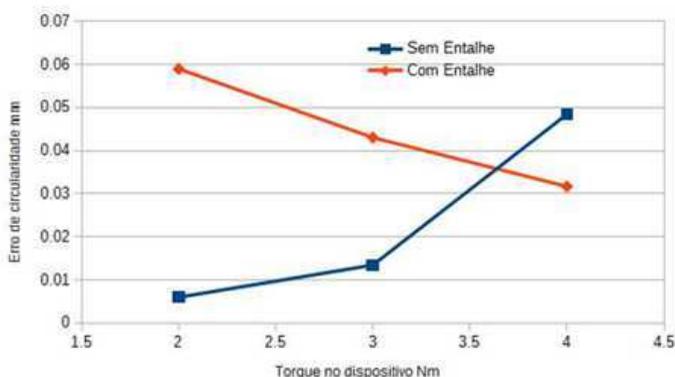


Fonte: Próprio Autor

De acordo com as Figuras 78 a 80 é possível identificar que, à medida que o torque aplicado na fixação das peças vai aumentando, o erro de circularidade da peça com entalhe tende a diminuir em comparação com a peça sem entalhe. Isto pode ser visto, por exemplo, pelo limite máximo da peça sem entalhe em relação ao limite máximo da peça com entalhe.

O gráfico da Figura 81 apresenta a diferença entre o erro de circularidade da peça no sistema de fixação (aplicando-se diferentes torques) em relação à peça solta. Nota-se que a peça com entalhe tende a diminuir o erro de circularidade com o aumento do torque de aperto na fixação.

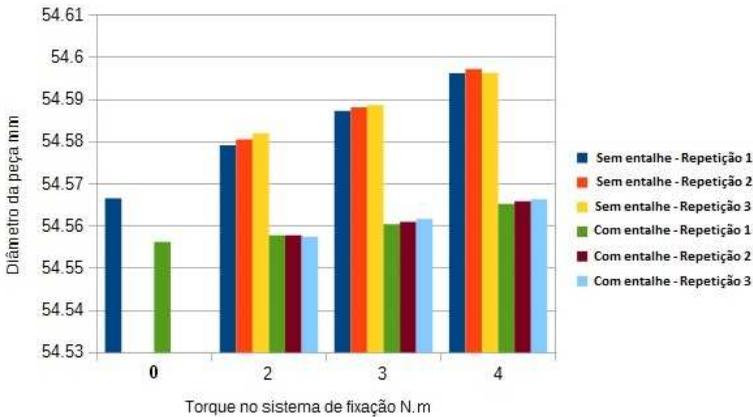
Figura 81 – Erro de circularidade aplicando diferentes torques em relação à peça solta



Fonte: Próprio Autor

Outra avaliação que pode ser realizada através dos resultados obtidos na análise experimental é referente ao diâmetro do encaixe das peças. Conforme mostra a Figura 82, à medida que se aumenta o torque de aperto sobre cada peça, o diâmetro do encaixe tende a aumentar. Ainda é possível concluir que a variação do diâmetro do encaixe é menor para a peça que possui entalhes.

Figura 82 – Erro de circularidade aplicando diferentes torques em relação à peça solta

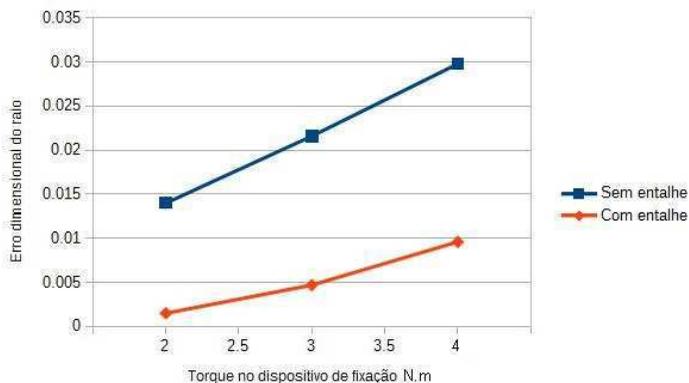


Fonte: Próprio Autor

Considerando ainda o erro dimensional em função do torque aplicado no sistema de fixação da peça, verifica-se que a variação dimensional do raio da peça sem entalhe é aproximadamente o dobro da variação gerada na peça com entalhe, entre os torques de aperto aplicados (Figura 83). Tomando por exemplo a diferença entre os valores do raio para os torques de 3N.m e 4N.m, tem-se um valor em torno de 0,007mm para a peça sem entalhes e 0,004mm para a peça com entalhes.

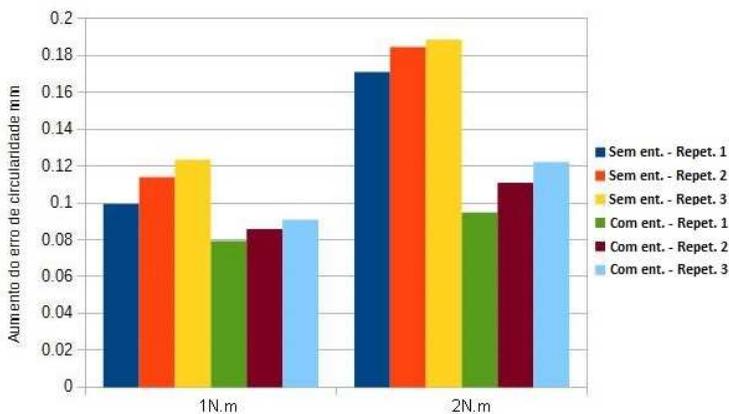
Realizando-se um comparativo do aumento no erro de circularidade entre a peça sem entalhe e com entalhe, mediante a variação de 1N.m e 2N.m, nas 03 repetições dos testes (Figura 84), é possível identificar que o erro de circularidade da peça sem entalhe aumenta em torno de 61% com a aplicação do torque de fixação, enquanto que a peça com entalhe aumenta em média 29%.

Figura 83 – Erro dimensional aplicando diferentes torques de aperto



Fonte: Próprio Autor

Figura 84 – Aumento no erro de circularidade com a variação entre torques aplicados



Fonte: Próprio Autor

Através dos gráficos mostrados nas Figuras 85 a 90, é possível avaliar os valores de deslocamento máximo e mínimo ocorrido pelos pontos definidos no momento da medição. Estes gráficos apresentam a variação do deslocamento dos pontos entre as peças soltas e as peças com torque aplicado. Verifica-se que com o aumento do torque aplicado, o deslocamento

médio dos pontos é menor para a peça que possui entalhe em relação à peça sem entalhe. As Figuras 85 a 90 mostram que o deslocamento médio da peça sem entalhe possui valor de  $52\mu m$  quando aplicado  $4N.m$  de torque enquanto que na peça com entalhe este deslocamento é de apenas  $45\mu m$ .

Além disso, observa-se o comportamento de cada peça devido ao esforço aplicado. Nota-se que os pontos traçados ao longo do encaixe de ambas as peças possuem a mesma tendência de terem deslocamentos positivos ou negativos, porém com menor valor na peça que possui entalhe.

Figura 85 – Variação do deslocamento dos pontos para peça sem entalhe – peças soltas e com torque aplicado de  $2N.m$

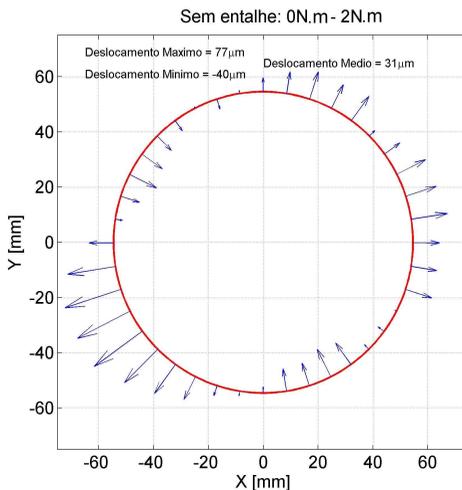
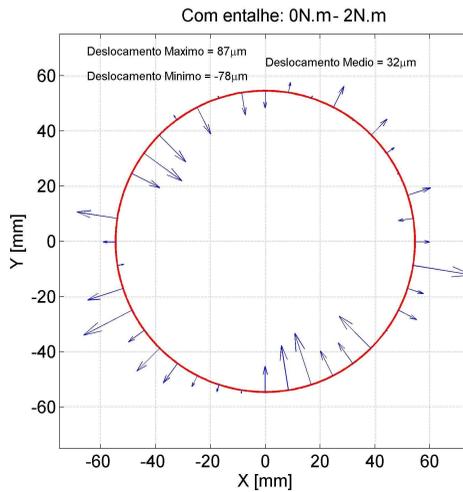
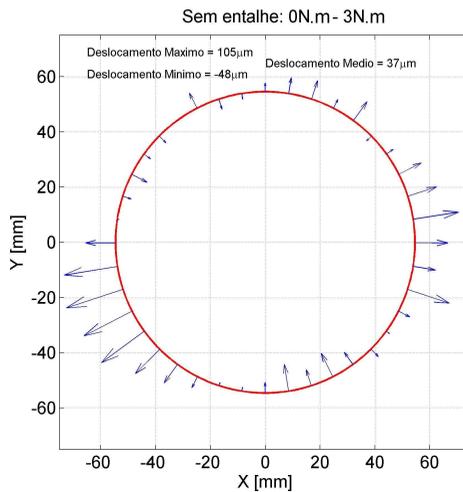


Figura 86 – Variação do deslocamento dos pontos para peça com entalhe – peças soltas e com torque aplicado de 2N.m



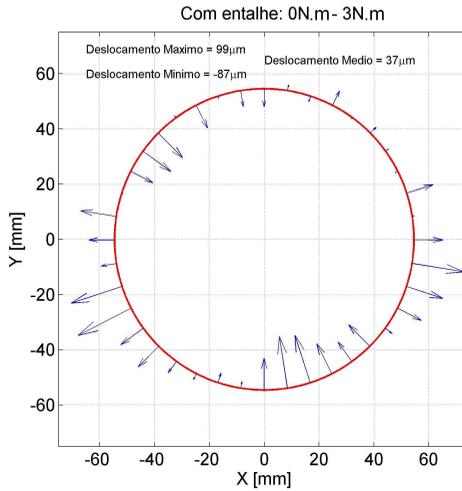
Fonte: Próprio Autor

Figura 87 – Variação do deslocamento dos pontos para peça sem entalhe – peças soltas e com torque aplicado de 3N.m



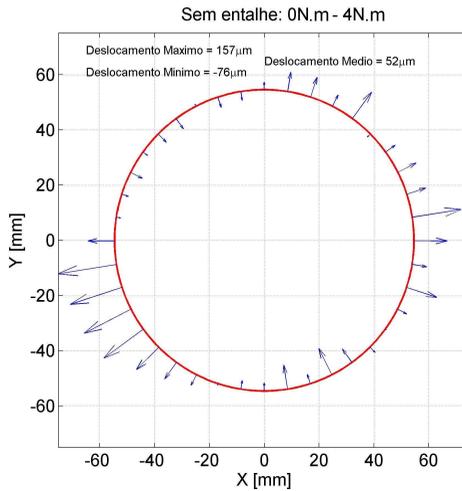
Fonte: Próprio Autor

Figura 88 – Variação do deslocamento dos pontos para peça com entalhe – peças soltas e com torque aplicado de 3N.m



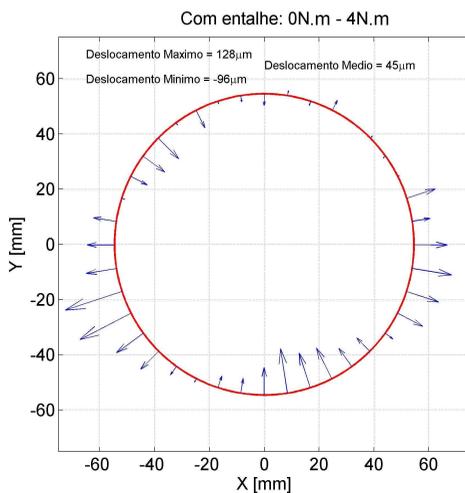
Fonte: Próprio Autor

Figura 89 – Variação do deslocamento dos pontos para peça sem entalhe – peças soltas e com torque aplicado de 4N.m



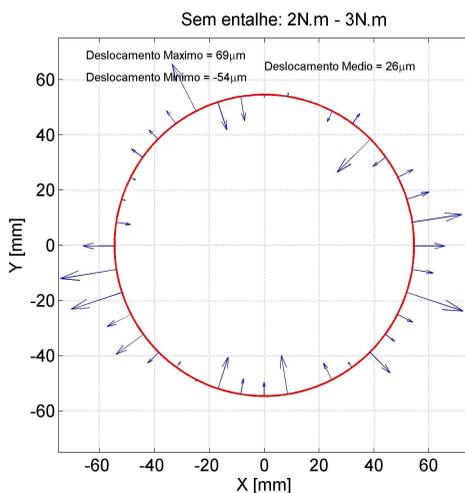
Fonte: Próprio Autor

Figura 90 – Variação do deslocamento dos pontos para peça com entalhe – peças soltas e com torque aplicado de 4N.m



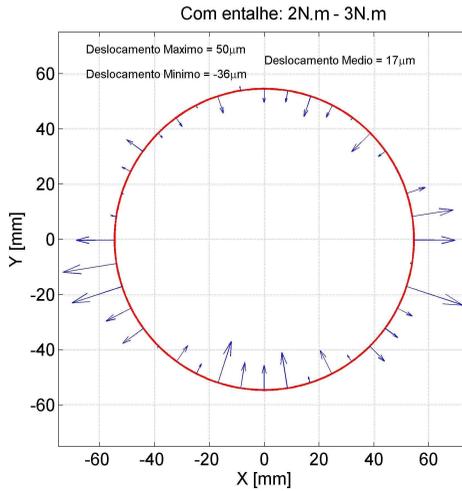
Fonte: Próprio Autor

Figura 91 – Variação do deslocamento dos pontos para peça sem entalhe – peças com torque aplicado de 2N.m e 3N.m



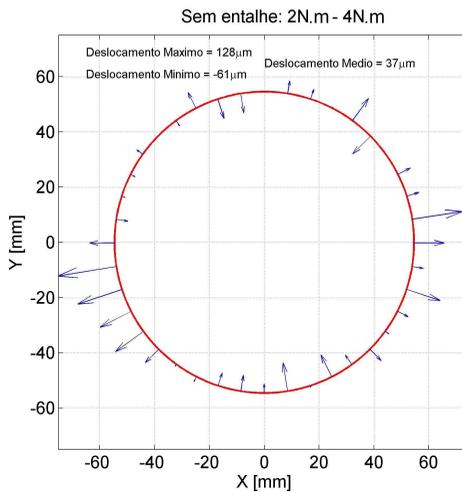
Fonte: Próprio Autor

Figura 92 – Variação do deslocamento dos pontos para peça com entalhe – peças com torque aplicado de 2N.m e 3N.m



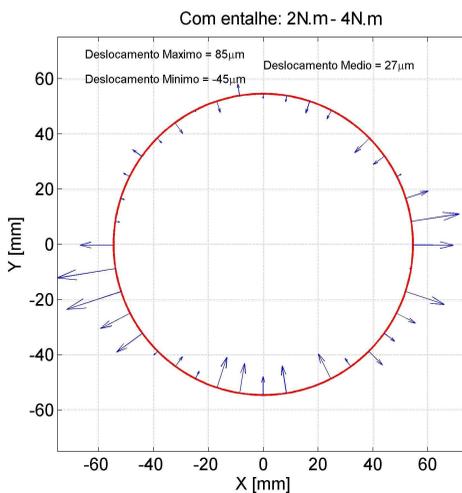
Fonte: Próprio Autor

Figura 93 – Variação do deslocamento dos pontos para peça sem entalhe – peças com torque aplicado de 2N.m e 4N.m



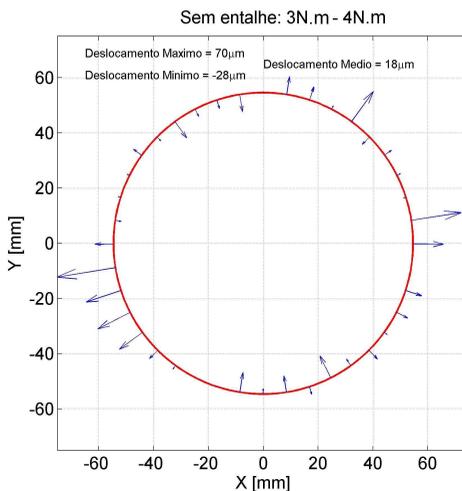
Fonte: Próprio Autor

Figura 94 – Variação do deslocamento dos pontos para peça com entalhe – peças com torque aplicado de 2N.m e 4N.m



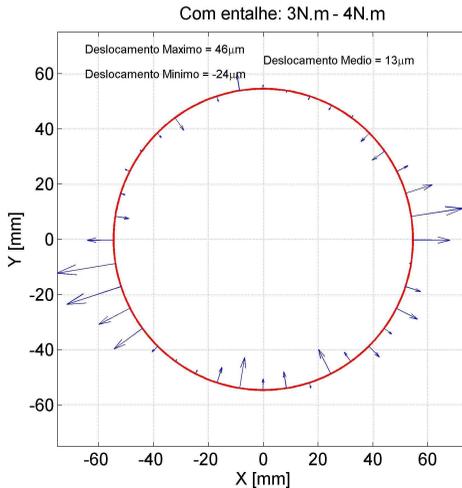
Fonte: Próprio Autor

Figura 95 – Variação do deslocamento dos pontos para peça sem entalhe – peças com torque aplicado de 3N.m e 4N.m



Fonte: Próprio Autor

Figura 96 – Variação do deslocamento dos pontos para peça com entalhe – peças com torque aplicado de 3N.m e 4N.m



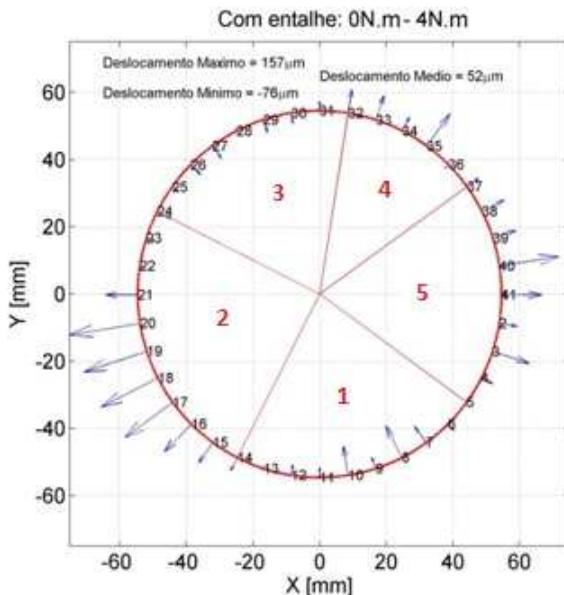
Fonte: Próprio Autor

Realizando-se um comparativo similar, agora analisando a variação do deslocamento dos pontos entre os valores de torque aplicado, verifica-se que há uma redução considerável no deslocamento dos pontos para a peça que apresenta entalhes, como mostram as Figuras 91 a 96. Na variação entre os torques de 2N.m e 3N.m nota-se uma redução do deslocamento em torno de 35%. Já na variação entre os torques de 2N.m e 4N.m (mínimo e máximo torque aplicado nas peças), a redução do deslocamento fica em torno de 27%. Comparando-se os deslocamentos ocorridos entre os torques de 3N.m e 4N.m, a redução é de aproximadamente 28%.

Outra maneira de se analisar o deslocamento dos pontos ao longo de toda a circunferência do encaixe da peça é dividi-los em regiões. Como mostra a Figura 97, a circunferência foi dividida em 5 regiões:

- Região 1: pontos 5 a 14;
- Região 2: pontos 15 a 23;
- Região 3: pontos 24 a 32;
- Região 4: pontos 33 a 37;
- Região 5: pontos 38 a 4.

Figura 97 – Divisão da circunferência para avaliação dos pontos por região

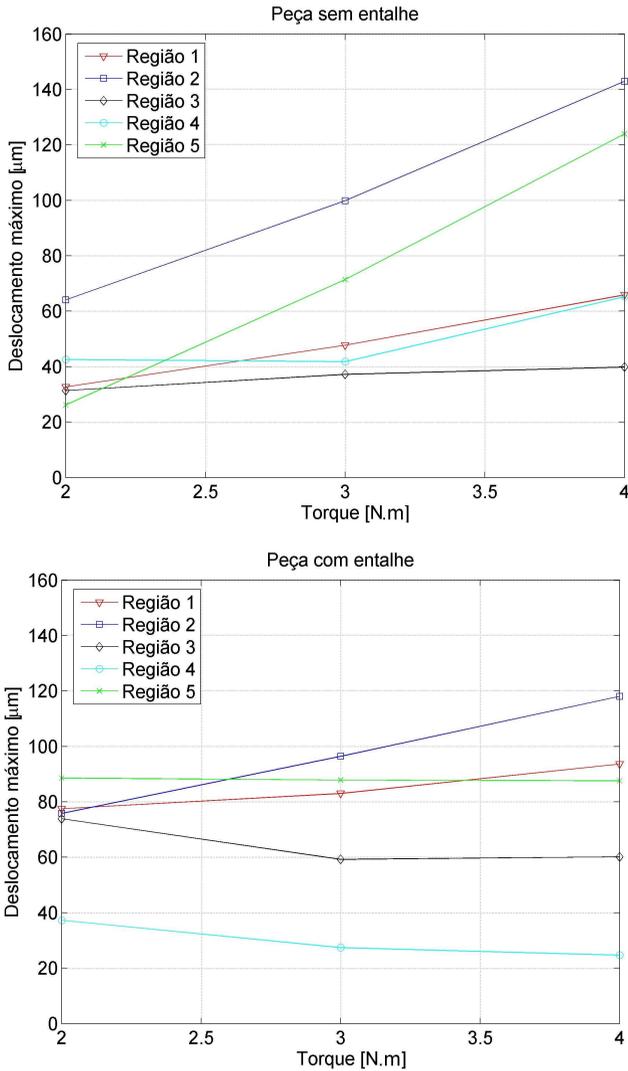


Fonte: Próprio Autor

Tais divisões foram realizadas de forma visual, em função do comportamento dos pontos ao longo da circunferência. Através da divisão realizada, pode-se verificar o comportamento de cada região para as peças sem e com entalhe. Por meio da Figura 98 é possível verificar que o deslocamento máximo dos pontos é menor para a peça que possui entalhes, mesmo para a região 2 aonde há os maiores valores de deslocamento. Além disso, é possível identificar que as regiões 3, 4 e 5 ainda possuem redução dos deslocamentos dos pontos com o aumento do torque aplicado na peça com entalhes.

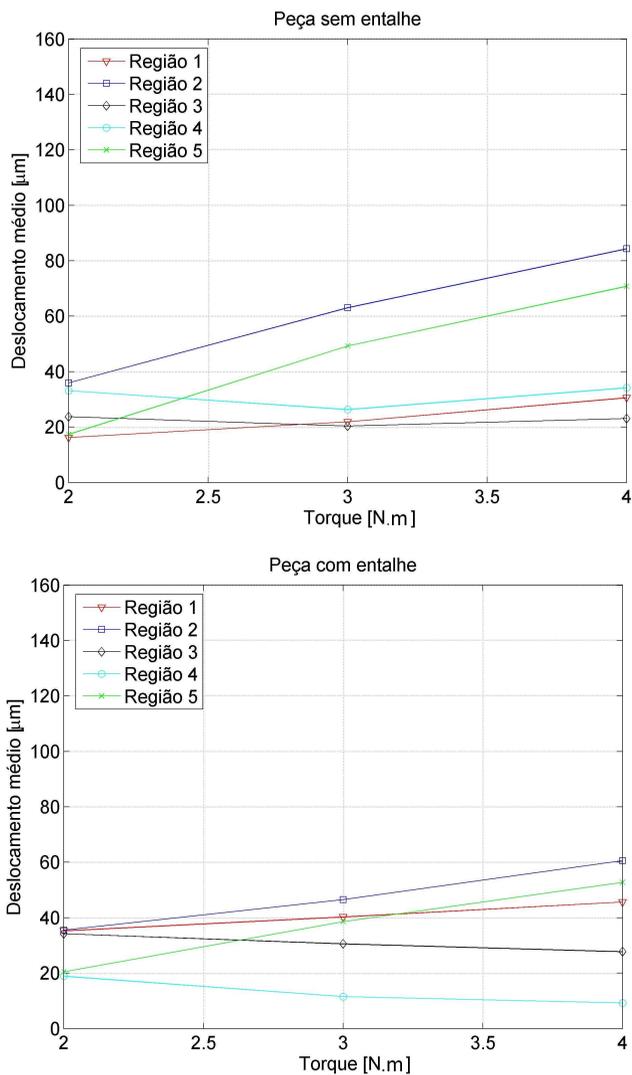
Na Figura 99 é verificado o deslocamento médio dos pontos por região. Nota-se que a peça com entalhe apresenta deslocamento dos pontos reduzidos em relação à peça sem entalhe. As regiões 3 e 4 ainda apresentam redução dos deslocamentos com o aumento do torque aplicado.

Figura 98 – Avaliação do deslocamento máximo dos pontos, por região, nas peças sem e com entalhes



Fonte: Próprio Autor

Figura 99 – Avaliação do deslocamento médio dos pontos, por região, nas peças sem e com entalhes

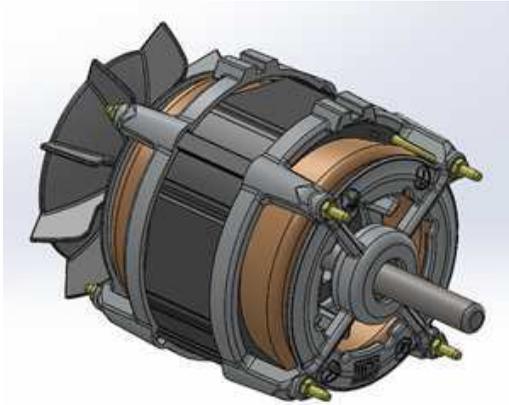


Fonte: Próprio Autor

#### 4.7 INFLUÊNCIA DA PRESENÇA DE ENTALHES NA FRAGILIZAÇÃO DA PEÇA

Com o intuito de provar que a presença de entalhes não irá prejudicar o desempenho da peça em sua aplicação, foi considerada a situação de esforço de um motor elétrico com características construtivas semelhantes à peça estudada (Figura 100).

Figura 100 – Projeto de motor elétrico com tampa similar à peça estudada



Fonte: WEG Equipamentos Elétricos S.A.

O motor elétrico neste tamanho, denominado NEMA 42, é comumente projetado com o uso de rolamento da série 6203 no mancal dianteiro e da série 6201 no mancal traseiro do motor. Dentre outras aplicações deste tipo de motor elétrico, uma delas é máquina de lavar roupas, muitas vezes com sistema de transmissão por polia e correia (Figura 101).

Deste sistema de transmissão é gerada uma força radial sobre a ponta de eixo, a qual deve ser menor do que a força radial máxima admissível pelo eixo e pelo rolamento.

Considerando a carga máxima admissível pelos rolamentos, de acordo com o catálogo do fabricante NSK Rolamentos (Figura 102), tem-se:

- Rolamento 6201: capacidade de carga = 6.800N
- Rolamento 6203: capacidade de carga = 9.550N

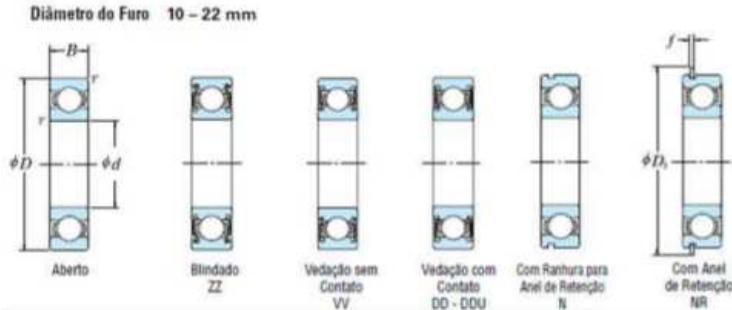
Figura 101 – Aplicação de motor elétrico em lavadoras de roupa



Fonte: Próprio Autor

Figura 102 – Informações sobre capacidade de carga de rolamentos

**ROLAMENTOS FIXOS DE UMA CARREIRA DE ESFERAS**



Dimensões (mm)	Capacidade de Carga Básica (N)				Fator		Limite de Rotação (rpm)			Número do Rolamento					
	d	D	B	r min.	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	f <sub>s</sub>	Graxa		Óleo	Aberto	Blindado	Vedado
										Aberto Z - ZZ V - VV	DU DDU	Aberto Z			
10	19	5	0,3	1 720	840	175	86	14,8	34 000	24 000	40 000	6800	ZZ	VV	DD
	22	6	0,3	2 700	1 370	275	129	14,0	32 000	22 000	38 000	6900	ZZ	VV	DD
	26	8	0,3	4 550	1 970	465	201	12,4	30 000	22 000	36 000	6000	ZZ	VV	DDU
	30	9	0,6	5 100	2 390	520	244	13,2	24 000	18 000	30 000	6200	ZZ	VV	DDU
	35	11	0,6	8 100	3 450	825	350	11,2	22 000	17 000	26 000	6300	ZZ	VV	DDU
	37	12	0,3	5 100	2 370	520	241	13,0	29 000	18 000	32 000	6001	ZZ	VV	DDU
12	21	5	0,3	1 620	1 040	156	106	15,3	32 000	20 000	38 000	6801	ZZ	VV	DD
	24	6	0,3	2 890	1 460	256	149	14,5	30 000	20 000	38 000	6901	ZZ	VV	DD
	28	7	0,3	5 100	2 370	520	241	13,0	29 000	—	32 000	16001	—	—	—
	28	8	0,3	5 100	2 370	520	241	13,0	29 000	18 000	32 000	6001	ZZ	VV	DDU
	32	10	0,6	6 800	3 050	686	310	12,3	22 000	17 000	26 000	6201	ZZ	VV	DDU
	37	12	1	9 700	4 200	990	425	11,1	20 000	16 000	24 000	6301	ZZ	VV	DDU
15	24	5	0,3	2 070	1 260	212	128	15,8	29 000	17 000	34 000	6802	ZZ	VV	DD
	28	7	0,3	4 350	2 260	440	230	14,3	26 000	17 000	30 000	6902	ZZ	VV	DD
	32	8	0,3	5 600	2 830	570	289	13,9	24 000	—	28 000	16002	—	—	—
	32	9	0,3	5 600	2 830	570	289	13,9	24 000	15 000	28 000	6002	ZZ	VV	DDU
	35	11	0,6	7 850	3 750	780	380	13,2	20 000	14 000	24 000	6202	ZZ	VV	DDU
	42	13	1	11 400	5 450	1 170	555	12,3	17 000	13 000	20 000	6302	ZZ	VV	DDU
17	26	5	0,3	2 630	1 570	268	160	15,7	26 000	15 000	30 000	6803	ZZ	VV	DD
	30	7	0,3	4 600	2 550	470	260	14,7	24 000	15 000	28 000	6903	ZZ	VV	DDU
	35	8	0,3	6 000	3 250	610	330	14,4	22 000	—	26 000	16003	—	—	—
	35	10	0,3	6 000	3 250	610	330	14,4	22 000	13 000	26 000	6003	ZZ	VV	DDU
	40	12	0,6	9 550	4 800	975	490	13,2	17 000	12 000	20 000	6203	ZZ	VV	DDU
	47	14	1	13 600	6 650	1 390	675	12,4	15 000	11 000	18 000	6303	ZZ	VV	DDU
20	32	7	0,3	4 000	2 470	410	252	15,5	22 000	13 000	26 000	6804	ZZ	VV	DD
	37	9	0,3	6 400	3 700	650	375	14,7	19 000	12 000	22 000	6904	ZZ	VV	DDU
	42	8	0,3	7 900	4 450	810	455	14,5	18 000	—	20 000	16004	—	—	—
	42	12	0,6	9 400	5 000	955	510	13,8	18 000	11 000	20 000	6004	ZZ	VV	DDU
	47	14	1	12 800	6 600	1 300	670	13,1	15 000	11 000	18 000	6204	ZZ	VV	DDU
	52	15	1,1	15 900	7 900	1 620	855	12,4	14 000	10 000	17 000	6304	ZZ	VV	DDU
22	44	12	0,6	9 400	5 050	960	515	14,0	17 000	11 000	20 000	60/22	ZZ	VV	DDU
	50	14	1	12 900	6 800	1 320	695	13,5	14 000	9 500	16 000	62/22	ZZ	VV	DDU
	56	16	1,1	18 400	9 250	1 870	940	12,4	13 000	9 500	16 000	63/22	ZZ	VV	DDU

Notas (1) As tolerâncias das dimensões da ranhura e do anel de retenção são indicadas nas páginas de A50 a A53.  
 (2) Quando da aplicação de uma grande carga axial, aumentar  $d_e$  e diminuir  $Z_2$ , em relação aos valores indicados.  
 (3) Anéis tipo N e NR aplicáveis somente para rolamentos abertos.

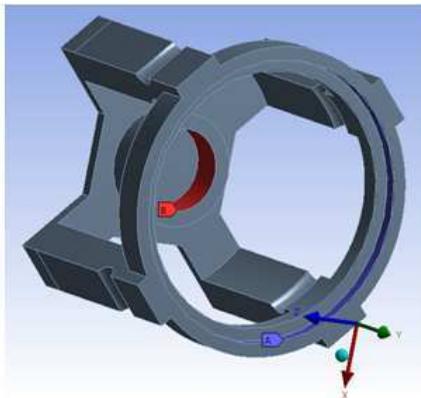
Fonte: Catálogo NSK Rolamentos

Levando-se em conta o cálculo da força radial máxima admissível pelo eixo, tem-se:

- Diâmetro do eixo = 15mm
- Força radial máxima = 637N

Para identificar o deslocamento da peça, aplicou-se a força máxima permissível (valor crítico entre a força radial máxima no eixo e no rolamento, no caso 9.550N) no cubo do rolamento, na direção do eixo Z, fixando-se o encaixe da peça (Figura 103). Esta avaliação foi realizada tanto para a peça sem entalhes como para a peça com entalhes, para verificar se o deslocamento do cubo do rolamento da peça com entalhes comprometeria o funcionamento do motor elétrico (ex: arraste ou ruído magnético devido ao desalinhamento entre rotor e estator).

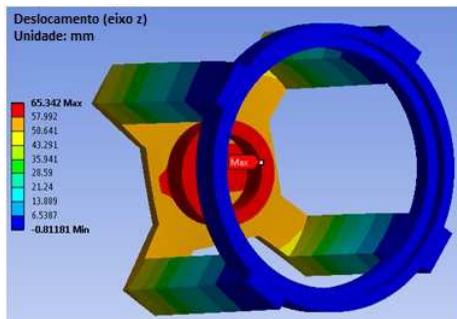
Figura 103 – Condição de contorno – carga radial aplicada



Fonte: Próprio Autor

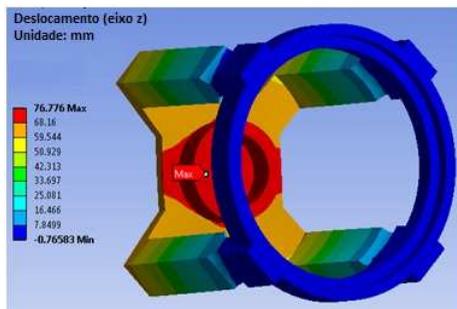
Como resultado, obteve-se um aumento de 14,5% no deslocamento da peça com entalhes. Verificando o entreferro existente nos projetos deste tipo de motor elétrico, conclui-se que tal variação não afeta o desempenho do motor (Figuras 104 e 105). Além disso, o esforço radial máximo que pode ser aplicado no motor está relacionado ao limite de seus componentes. Como pode ser observada, a limitação de projeto está em 637N (carga radial máxima no eixo) e não aos 9.550N em que foi realizada a análise numérica, levando-se a deslocamentos muito menores.

Figura 104 – Deformação da peça sem entalhes



Fonte: Próprio Autor

Figura 105 – Deformação da peça com entalhes



Fonte: Próprio Autor

## 5 CONCLUSÕES

A fixação de uma peça formada por anéis concêntricos ligados por 4 hastes foi estudada neste trabalho. O problema consiste na aplicação da força de aperto nas hastes da peça, ocasionando a deformação do anel superior. Isso acontece porque o momento na haste é transmitido ao anel, deformando-o. Baseado no princípio dos elementos flexíveis, a ideia foi utilizar entalhes nas hastes com o objetivo de minimizar a transmissão de momento, uma vez que este tipo de elemento funciona como uma rótula. Deste modo, o objetivo deste trabalho foi analisar a influência dos parâmetros como: quantidade de entalhes nas hastes, suas posições, tamanho e espessura. Para isso, foram realizadas análises numéricas com o método dos elementos finitos para se alcançar a melhor concepção para a peça e então se comparou os resultados de forma experimental, através de ensaio de protótipos.

Inicialmente, a análise do erro de circularidade no encaixe da peça, bem como as tensões sob a qual a peça fica submetida, foi realizada utilizando o software ANSYS, que consiste num programa de modelagem baseado no método dos elementos finitos. Neste programa incluiu-se um modelo geométrico da peça. Posteriormente, gerou-se uma malha, selecionaram-se modelos matemáticos e condições de contorno.

Baseando-se primeiramente nas simulações realizadas, algumas conclusões podem ser obtidas:

- A peça com apenas um entalhe foi a melhor configuração obtida, pois resultou no menor erro de circularidade do encaixe;
- Quanto maior a distância entre o encaixe e o entalhe ( $d1$ ), maiores são os erros de circularidade e tensões obtidas;
- Com o aumento da distância entre os entalhes ( $d2$ ), há uma redução significativa no erro de circularidade;
- O aumento do raio dos entalhes ( $R$ ) faz com que haja aumento no erro de circularidade na região do encaixe;
- Para uma espessura ( $E$ ) de 5mm, o erro de circularidade tende a ser reduzido.

Fundamentado nos resultados das análises numéricas, foi possível definir a concepção do protótipo a ser criado, em função dos valores das

variáveis que resultaram nos menores erros de circularidade. O uso da simulação associado ao método proposto mostrou-se efetivo no sentido de apresentar a redução no erro de circularidade da peça.

Com o intuito de validar o método proposto e as simulações gráficas executadas, foram realizadas análises experimentais. A principal razão de uma validação experimental é evitar que, em caso de uso incorreto das análises via simulação gráfica, possa ser induzido a erros significativos no desenvolvimento de um produto. Com base nos dois protótipos confeccionados (um com a concepção inicial e outro com a melhor concepção obtida pela análise numérica) e no aparato desenvolvido para realizar a análise (dispositivos e sistema de medições), as seguintes conclusões podem ser obtidas:

- Comparando a peça solta e com o torque de 4N.m, a peça sem entalhes apresenta 8 pontos próximos aos limites máximo e mínimo estabelecidos, enquanto que a peça com entalhes possui apenas 3 pontos sobre os seus limites;
- À medida que o torque aplicado na fixação das peças vai aumentando, o erro de circularidade da peça com entalhe tende a diminuir em comparação com a peça sem entalhe;
- Conforme se aumenta o torque de aperto sobre cada peça, o diâmetro do encaixe tende a aumentar. Ainda é possível concluir que a variação do diâmetro do encaixe é menor para a peça que possui entalhes;
- A variação dimensional do raio da peça sem entalhe é aproximadamente o dobro da variação gerada na peça com entalhe, entre os torques de aperto aplicados;
- Comparando o aumento no erro de circularidade entre a peça sem entalhe e com entalhe, mediante a variação de 1N.m e 2N.m, é possível identificar que o erro de circularidade da peça sem entalhe aumenta em torno de 61% com a aplicação do torque de fixação, enquanto que a peça com entalhe aumenta em média 29%.
- Avaliando a variação do deslocamento dos pontos que formam o encaixe, tanto para as peças soltas quanto para as peças com torque aplicado, verifica-se que com o aumento do torque aplicado, o deslocamento médio dos pontos é menor para a peça que possui entalhe em relação à peça sem entalhe.

Baseado nos resultados numéricos e experimentais pode-se concluir que a concepção inicial proposta foi provada e, conseqüentemente o intuito do trabalho foi atingido. A análise experimental não seguiu um comportamento idêntico ao da análise numérica devido à anisotropia do material, mas teve uma tendência em reduzir a deformação da peça.

Os resultados obtidos mostram que a metodologia adotada neste trabalho, como apresentada na Figura 30, pode ser implementada por projetistas em diversas aplicações, desde que sejam conhecidas as condições de projeto e processo.

## 5.1 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

A seguir são descritas algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Implementação de novas técnicas de otimização para minimizar deformações em componentes, baseando-se na comparação entre análise numérica e experimental;
  - Aplicação da metodologia proposta em outras geometrias de tampas, de forma a evidenciar o comportamento da deformação do componente;
  - Avaliação das diversas formas de fixação de peças para usinagem e a sua relação com as especificações de projeto.
-



## Referências

- AZEVEDO Álvaro F. M. Método dos elementos finitos. *Faculdade de Engenharia da Universidade Federal do Porto, Portugal*, 2003. Citado na página 65.
- BASILE, A. Spannbackenvermeiden deformationenbeim drehendünnwandiger hohlteile. *Maschinen Markt Das Industrie Magazin*, n. 36, p. 94–97, 2008. Citado na página 49.
- BATHE, K.-J. *Finite Element Procedures*. [S.l.]: Simon and Schuster. A Viacom Company, 1996. Citado na página 66.
- BISTAFA, S. R. *Acústica Aplicada ao Controle de Ruído*. [S.l.]: Edgard Blücher, 2006. Citado na página 32.
- BJÖRN, L. T. B.; BRINKSMEIER, E.; GARBRETCH, M.; SÖLTER, J. *Improving the shape quality of bearing rings in soft turning by using a Fast Tool Servo*. [S.l.]: Springer, 2009. Citado na página 52.
- BORGES, S. S. *Análise da geração de ruído em ventiladores de fluxo axial composto por rotores centrífugos de pás radiais*. Dissertação (Dissertação de Mestrado) — Universidade do Estado de Santa Catarina - UDESC, 2013. Citado na página 32.
- BOYLE, I.; RONG, Y.; BROWN, D. C. A review and analysis of current computer-aided fixture design approaches. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, n. 27, p. 1–12, 2011. Citado na página 50.
- CHEN, J. X. W.; TANG, D.; QU, H. C. andShaopeng. *Deformation prediction and error compensation in multilayer milling processes for thin-walled parts*. [S.l.]: Elsevier Ltda, 2009. Citado 2 vezes nas páginas 51 e 63.
- CRICHIGNO-FILHO, J. M. Análise dinâmica de sistemas de fixação de peças empregando posicionadores flexíveis. *Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*, 2010. Citado na página 41.
- FENG, P. F.; YU, D. W.; WU, Z. J.; UHLMANN, E. Jaw-chuck stiffness and its influence on dynamic clamping force during high-speed turning. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, v. 48, 2008. Citado na página 51.

- FILHO, J. M. C.; PAULA, P. I. de. Estudo dos erros de usinagem em decorrência das forças de reação em sistemas de fixação. *Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*, 2006. Citado na página 29.
- GROTE, C.; BRINKSMIEIER, E.; GARBRETCH, M. *Distortion engineering in turning processes with standard clamping systems*. [S.l.]: Wiley, 2009. Citado 3 vezes nas páginas 49, 50 e 52.
- HERAS, E. S.; RAMIREZ, M. B.; RUBIO, H. Model for determining the clamping force in expanding mandrels for high-speed turning. *International Review of Mechanical Engineering*, 2012. Citado na página 50.
- HERAS, E. S.; RAMIREZ, M. B.; RUBIO, H. Modelos matemáticos para ladeterminación de fuerzas de amarre en mandriles expansibles. *XIX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica*, 2012. Citado na página 50.
- LEE, J.-H.; LEE, S.-K. Chucking compliance compensation with a linear motor-driven tool system. *Int. J. Adv. Manuf. Technology*, 2004. Citado na página 30.
- LI, B.; MELKOTE, S. An elastic contact model for the prediction of workpiece-fixture contact forces in clamping. *Trans. of the ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering*, v. 121, n. 3, p. 485–493, 1999. Citado 2 vezes nas páginas 51 e 52.
- LI, B.; MELKOTE, S. A minimum clamping force algorithm for machining fixtures. *Transactions of NAMRI/SME*, v. 28, n. 1, p. 407–412, 2000. Citado na página 51.
- LIAO, Y. J.; HU, S. J. Flexible multibody dynamics based fixture–workpiece analysis model for fixturing stability. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, v. 40, p. 343–362, 2000. Citado 2 vezes nas páginas 51 e 52.
- LOBONTIU, N. Compliant mechanisms: design of flexures hinges. *Library of Congress Card Number 2002073795*. CRC Press, 2002. Citado 2 vezes nas páginas 53 e 54.
- MATSUMONO, H.; SILVA, A. C. S. da. Influência da rigidez do sistema máquina-ferramenta-dispositivos de fixação-peça na operação de torneamento. *COBEF*, 2007. Citado na página 29.
- NAU, S. *Desenvolvimento de Um Método de Cálculo Para Determinação do Ruído Acústico de Origem Magnética Gerado por Motores de Indução Trifásicos*. Dissertação (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, 2000. Citado na página 32.

NEE, A.; TAO, Y. C.; ZUMAR, Z. J. An advanced treatise on fixture design and planning. *World Scientific Publishing Co. Pte. Ltda*, 2004. Citado na página 41.

NETO, J. F. da S. *Estudo experimental de remoção, por jato de ar comprimido de detritos na superfície de corte de rebolo diamantado durante a retificação da alumina refrigerada pela técnica MQL*. Dissertação (Dissertação de Mestrado) — UNESP, 2012. Citado na página 63.

PAROS, J. M.; WEISBORD, L. How to design flexure hinge, machine design. n. 37, p. 151–157, 1965. Citado na página 53.

RABE, R. G. *Desenvolvimento de um Sistema de Fixação e Posicionamento de Ferramenta para Usinagem de Ultraprecisão*. Dissertação (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, 2001. Citado na página 53.

RAHMAN, M. *Annals of the cirp*. 1985. Citado 2 vezes nas páginas 49 e 52.

RATCHEV, S.; PHUAH, K.; LIU, S. Fea-based methodology for the prediction of part-fixture behavior and its applications. *Journal of Materials Processing Technology*, v. 1-3, n. 191, p. 260–264, 2007. Citado na página 51.

ROSA, L. C. Oficina mecânica para automação - tolerância geométrica - forma e posição. *Universidade Estadual Paulista - UNESP*. Citado na página 64.

SARNI, E. A. Utilização da mínima quantidade de lubrificante (mql) com água no processo de retificação cilíndrica externa de mergulho de cerâmicas com rebolos diamantados. *IV Seminário da Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – UNESP*, 2010. Citado na página 64.

SCHMIDT Ânderson. *Análise dos Efeitos da Filtragem na Medição de Circularidade em Máquinas de Medir por Coordenadas Utilizando Scanning*. Dissertação (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, 2005. Citado 2 vezes nas páginas 62 e 65.

SMITH, S. T.; CHETYND, D. G. *Foundations of Ultraprecision Mechanism*. [S.l.]: Taylor and Francis Books Ltd, 2005. Citado 2 vezes nas páginas 55 e 56.

SOUZA, R. M. de. O método dos elementos finitos aplicado ao problema de condução de calor. *Texto Didático, Departamento de Engenharia Civil. Universidade Federal do Pará, Belém, 2003.* Citado 3 vezes nas páginas 66, 67 e 68.

WALTER, M. F.; STAHL, J. E. The connection between cutting and clamping forces in turning. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, v. 34, n. 7, p. 991–1003, 1994. Citado na página 49.

WAPPLER, G. P. *Otimização Paramétrica de um Flange de Motor Elétrico*. Dissertação (Dissertação de Mestrado) — Universidade do Estado de Santa Catarina - UDESC, 2014. Citado na página 29.

WEINERT, K.; PETERS, C.; SCHULTE, M. Zwf. 2002. Citado na página 50.

## **Apêndices**



## APÊNDICE A – Tabelas de Resultados das Simulações Numéricas Realizadas para Cada Variável de Projeto

Para avaliar o comportamento da peça com a presença ou não de entalhes, foram realizadas 03 simulações numéricas. Tais simulações foram a base para a execução do trabalho, pois estas mostraram o comportamento da peça e a influência do entalhe no deslocamento da circularidade do encaixe, bem como no deslocamento do diâmetro do encaixe e tensões equivalentes, como mostra a Tabela 2.

Tabela 2 – Resultados das simulações em função da presença de entalhe na peça

	<i>Peça sem entalhe</i>	<i>Peça com 01 entalhe</i>	<i>Peça com 02 entalhes</i>
<i>Deslocamento da circularidade do encaixe (<math>\mu m</math>)</i>	7.69	3.05	6.26
<i>Deslocamento do diâmetro do encaixe (<math>\mu m</math>)</i>	13.95	21.48	16.61
<i>Tensões Equivalentes (MPa)</i>	0.26	0.94	1.27

Conforme descrito anteriormente na seção 3.3, foram analisadas as 4 variáveis de projetos definidas:

- Distância entre entalhe e encaixe –  $d1$ ;
- Distância entre entalhes –  $d2$ ;
- Raio do entalhe –  $R$ ;
- Espessura das hastes –  $E$ .

As Tabelas 3 e 4 mostram a influência da distância do entalhe ao anel de encaixe ( $d1$ ) sobre o deslocamento do encaixe e a tensão equivalente, na presença de 01 e 02 entalhes respectivamente.

Tabela 3 – Resultados das simulações em função da presença de 01 entalhe na peça

<i>d1</i>	<i>d2</i>	<i>R</i>	<i>E</i>	<i>Deslocamento (<math>\mu m</math>)</i>	<i>Tensões Equivalentes (MPa)</i>
20	30	7.5	5	5.99	0.41
25	30	7.5	5	3.49	0.77
30	30	7.5	5	3.05	0.97
35	30	7.5	5	4.08	1.04
40	30	7.5	5	5.03	1.27

Em relação à tensão, observam-se pelas Tabelas 3 e 4 que as tensões tendem a aumentar com o aumento da distância  $d1$ . Da Tabela

Tabela 4 – Resultados das simulações em função da presença de 02 entalhes na peça

<i>d1</i>	<i>d2</i>	<i>R</i>	<i>E</i>	Deslocamento ( $\mu m$ )	Tensões Equivalentes (MPa)
20	30	7.5	5	4.21	1.47
25	30	7.5	5	5.60	1.37
30	30	7.5	5	6.14	1.38
35	30	7.5	5	7.08	2.05

3, para 20 mm de distância entre o entalhe e o anel, a tensão equivalente foi mínima, cerca de 0,41MPa. A Tabela 5 apresenta os resultados das simulações da variável *d2*, distância entre entalhes. É possível observar que com o aumento da distância *d2*, a tensão equivalente nos entalhes permaneceu teve um pequeno aumento. Já o deslocamento do encaixe reduziu com o aumento da distância entre os entalhes.

Tabela 5 – Resultados das simulações em função da variação do parâmetro *d2* com 02 entalhes

<i>d1</i>	<i>d2</i>	<i>R</i>	<i>E</i>	Deslocamento ( $\mu m$ )	Tensões Equivalentes (MPa)
30	15	7.5	5	6.57	1.17
30	20	7.5	5	6.96	1.23
30	25	7.5	5	6.55	1.33
30	30	7.5	5	6.18	1.38
30	35	7.5	5	5.69	1.39

A tabela 6 e a tabela 7 apresentam os resultados das simulações da variável *R* (raio dos entalhes) com a presença de 01 entalhe e 02 entalhes respectivamente.

Tabela 6 – Resultados das simulações em função da variação do parâmetro *R* com 01 entalhe

<i>d1</i>	<i>d2</i>	<i>R</i>	<i>E</i>	Deslocamento ( $\mu m$ )	Tensões Equivalentes (MPa)
30	-	5	5	2.76	1.12
31	-	7.5	5	3.05	0.97
32	-	10	5	2.95	0.88
33	-	12.5	5	3.81	0.91
34	-	15	5	4.00	0.97

Outra variável analisada foi a espessura residual entre os entalhes (*E*). Esta foi variada como mostra a tabela 8 para a presença de 01 entalhe e a tabela 9 para a presença de 02 entalhes.

Através da tabela 8 e da tabela 9 nota-se que com o aumento da espessura residual “*E*” tem-se uma redução das tensões.

Tabela 7 – Resultados das simulações em função da variação do parâmetro R com 02 entalhes

<i>d1</i>	<i>d2</i>	<i>R</i>	<i>E</i>	<i>Deslocamento (μm)</i>	<i>Tensões Equivalentes (MPa)</i>
30	30	5	5	5.92	1.57
30	30	7.5	5	6.18	1.38
30	30	10	5	6.36	1.44
30	30	12.5	5	6.52	1.43
30	30	15	5	6.64	1.57

Tabela 8 – Resultados das simulações em função da variação do parâmetro E com 01 entalhe

<i>d1</i>	<i>d2</i>	<i>R</i>	<i>E</i>	<i>Deslocamento (μm)</i>	<i>Tensões Equivalentes (MPa)</i>
30	30	7.5	2.5	7.86	1.05
30	30	7.5	5	3.05	0.97
30	30	7.5	7.5	4.62	0.67
30	30	7.5	10	6.61	0.47
30	30	7.5	12.5	7.17	0.33

Tabela 9 – Resultados das simulações em função da variação do parâmetro E com 02 entalhes

<i>d1</i>	<i>d2</i>	<i>R</i>	<i>E</i>	<i>Deslocamento (μm)</i>	<i>Tensões Equivalentes (MPa)</i>
30	30	7.5	2.5	5.62	1.36
30	30	7.5	5	6.18	1.38
30	30	7.5	7.5	2.91	1.34
30	30	7.5	10	4.04	1.21
30	30	7.5	12.5	6.53	1.01





## APÊNDICE B – Resultados extraídos das medições das peças na MMC

Figura 106 – Peça sem entalhes e sem aplicação de torque de fixação

CC	0.8261				
PONTO	X	Y	PONTO	X	Y
0	0.0000	0.0000	20	-53.9841	-8.7152
1	54.7358	-0.1743	21	-54.7311	-0.1680
2	53.9554	-8.7320	22	-54.1267	8.3876
3	51.8253	-17.0269	23	-52.1611	16.7612
4	48.5940	-24.9426	24	-48.8467	24.7010
5	43.9986	-32.1587	25	-44.4009	32.0759
6	38.2160	-38.4105	26	-38.8281	38.6459
7	31.8737	-44.0606	27	-32.2410	44.1854
8	24.6876	-48.6534	28	-24.7594	48.4106
9	16.7993	-51.9243	29	-16.8395	51.5836
10	8.5034	-53.9558	30	-8.5143	53.4879
11	-0.0148	-54.6809	31	-0.0133	53.9627
12	-8.5340	-53.9655	32	8.5157	53.6902
13	-16.7959	-51.8290	33	16.8726	51.7866
14	-24.6841	-48.5823	34	24.8229	48.5642
15	-31.8916	-44.0470	35	32.2830	44.2677
16	-38.3404	-38.4986	36	38.8022	38.6558
17	-44.0381	-32.1546	37	44.3433	32.0493
18	-48.5167	-24.8938	38	48.8416	24.7113
19	-51.8225	-16.9986	39	52.0898	16.7524
			40	54.0294	8.3833
CONCENTRICIDADE	0.0354				

Figura 107 – Peça com entalhes e sem aplicação de torque de fixação

CC	1.0174			
PONTO X	Y		PONTO X	Y
0	0.0000	-0.0000	20	-53.9942 -8.7351
1	54.6766	-0.1724	21	-54.6823 -0.1661
2	53.7851	-8.6988	22	-54.0461 8.3794
3	51.7173	-16.9992	23	-52.1250 16.7434
4	48.4351	-24.8656	24	-48.8583 24.7037
5	43.8845	-32.0916	25	-44.4337 32.0859
6	38.2744	-38.4919	26	-38.8029 38.5950
7	31.8595	-44.0664	27	-32.1714 44.0511
8	24.6506	-48.6129	28	-24.7579 48.3446
9	16.7999	-51.9712	29	-16.8890 51.6846
10	8.4828	-53.9921	30	-8.5280 53.4519
11	-0.0346	-54.7470	31	-0.0317 53.8695
12	-8.5536	-53.9934	32	8.5027 53.7318
13	-16.8267	-51.8358	33	16.8639 51.8159
14	-24.7082	-48.6031	34	24.7990 48.5650
15	-31.9297	-44.0586	35	32.2725 44.2826
16	-38.3478	-38.4894	36	38.8762 38.7456
17	-44.0633	-32.1486	37	44.4399 32.1281
18	-48.4917	-24.8721	38	48.9189 24.7692
19	-51.8014	-17.0005	39	52.0922 16.7687
			40	54.0424 8.4003
CONCENTRICIDADE	0.2397			

Figura 108 – Peça sem entalhe e com torque de fixação 2N.m – repetição 01

CC	0.8343				
PONTO	X	Y	PONTO	X	Y
0	-0.0000	-0.0000	20	-54.0064	-8.7554
1	54.7589	-0.2098	21	-54.7466	-0.2015
2	53.9658	-8.7661	22	-54.1443	8.3595
3	51.8251	-17.0567	23	-52.1572	16.7351
4	48.5799	-24.9756	24	-48.8352	24.6696
5	43.9796	-32.1750	25	-44.3938	32.0324
6	38.1914	-38.4144	26	-38.8228	38.6064
7	31.8486	-44.0555	27	-32.2469	44.1564
8	24.6666	-48.6371	28	-24.7589	48.3752
9	16.7772	-51.9018	29	-16.8538	51.5946
10	8.5007	-53.9540	30	-8.5202	53.5055
11	-0.0131	-54.6783	31	-0.0112	53.9817
12	-8.5267	-53.9779	32	8.5285	53.7130
13	-16.7941	-51.8638	33	16.8920	51.8149
14	-24.6747	-48.6092	34	24.8524	48.5843
15	-31.8984	-44.1016	35	32.3147	44.2781
16	-38.3532	-38.5456	36	38.8502	38.6685
17	-44.0608	-32.2151	37	44.3866	32.0460
18	-48.5577	-24.9530	38	48.8768	24.6973
19	-51.8516	-17.0467	39	52.1249	16.7308
			40	54.0578	8.3532
CONCENTRICIDADE	0.1313				

Figura 109 – Peça sem entalhe e com torque de fixação 2N.m – repetição 02

CC	0.8446			
PONTO X	Y		PONTO X	Y
0	-0.0000	0.0000	20	-54.0270 -8.7592
1	54.7634	-0.2086	21	-54.7553 -0.2064
2	53.9807	-8.7646	22	-54.1239 8.3539
3	51.8378	-17.0639	23	-52.1462 16.7234
4	48.5806	-24.9608	24	-48.8255 24.6584
5	43.9835	-32.1653	25	-44.3861 32.0348
6	38.1917	-38.4172	26	-38.8231 38.6105
7	31.8410	-44.0464	27	-32.2431 44.1611
8	24.6646	-48.6287	28	-24.7670 48.3993
9	16.7857	-51.9014	29	-16.8435 51.5767
10	8.4996	-53.9379	30	-8.5160 53.4984
11	-0.0101	-54.6781	31	-0.0090 53.9846
12	-8.5250	-53.9769	32	8.5307 53.7201
13	-16.7882	-51.8536	33	16.8999 51.8183
14	-24.6785	-48.6204	34	24.8563 48.5888
15	-31.8982	-44.1001	35	32.3232 44.2882
16	-38.3631	-38.5565	36	38.8353 38.6476
17	-44.0762	-32.2184	37	44.3801 32.0448
18	-48.5649	-24.9501	38	48.8870 24.7000
19	-51.8717	-17.0506	39	52.1330 16.7278
			40	54.0711 8.3516
CONCENTRICIDADE	0.1765			

Figura 110 – 5. Peça sem entalhe e com torque de fixação 2N.m – repetição 03

CC	0.8472				
PONTO	X	Y	PONTO	X	Y
0	-0.0000	-0.0000	20	-54.0391	-8.7627
1	54.7714	-0.2130	21	-54.7618	-0.2113
2	53.9867	-8.7583	22	-54.1220	8.3498
3	51.8491	-17.0728	23	-52.1462	16.7206
4	48.5814	-24.9647	24	-48.8247	24.6561
5	43.9815	-32.1672	25	-44.3885	32.0360
6	38.1924	-38.4240	26	-38.8282	38.6078
7	31.8367	-44.0461	27	-32.2452	44.1616
8	24.6610	-48.6230	28	-24.7725	48.4055
9	16.7819	-51.8983	29	-16.8412	51.5687
10	8.4966	-53.9277	30	-8.5170	53.4918
11	-0.0102	-54.6730	31	-0.0093	53.9812
12	-8.5252	-53.9729	32	8.5313	53.7171
13	-16.7860	-51.8463	33	16.8982	51.8178
14	-24.6777	-48.6217	34	24.8547	48.5867
15	-31.8958	-44.1005	35	32.3260	44.2853
16	-38.3597	-38.5648	36	38.8319	38.6411
17	-44.0821	-32.2242	37	44.3819	32.0394
18	-48.5701	-24.9558	38	48.8955	24.6995
19	-51.8826	-17.0574	39	52.1427	16.7264
			40	54.0841	8.3494
CONCENTRICIDADE	0.2083				

Figura 111 – Peça sem entalhe e com torque de fixação 3N.m – repetição 01

CC	0.8500				
PONTO	X	Y	PONTO	X	Y
0	0.0000	0.0000	20	-54.0594	-8.7810
1	54.7887	-0.2300	21	-54.7769	-0.2272
2	53.9907	-8.7769	22	-54.1289	8.3355
3	51.8717	-17.0959	23	-52.1532	16.7108
4	48.5881	-24.9852	24	-48.8313	24.6456
5	43.9810	-32.1834	25	-44.3996	32.0293
6	38.1932	-38.4423	26	-38.8395	38.5989
7	31.8266	-44.0531	27	-32.2572	44.1605
8	24.6484	-48.6206	28	-24.7850	48.4143
9	16.7726	-51.8972	29	-16.8448	51.5628
10	8.4896	-53.9133	30	-8.5203	53.4836
11	-0.0114	-54.6656	31	-0.0102	53.9817
12	-8.5235	-53.9675	32	8.5346	53.7184
13	-16.7796	-51.8382	33	16.9025	51.8177
14	-24.6694	-48.6238	34	24.8536	48.5817
15	-31.8906	-44.1059	35	32.3356	44.2823
16	-38.3563	-38.5788	36	38.8350	38.6259
17	-44.0897	-32.2424	37	44.3880	32.0268
18	-48.5820	-24.9733	38	48.9078	24.6935
19	-51.8998	-17.0781	39	52.1610	16.7175
			40	54.1106	8.3363
CONCENTRICIDADE	0.2747				

Figura 112 – Peça sem entalhe e com torque de fixação 3N.m – repetição 02

CC	0.8528				
PONTO	X	Y	PONTO	X	Y
0	-0.0000	-0.0000	20	-54.0646	-8.7832
1	54.7929	-0.2325	21	-54.7795	-0.2285
2	53.9884	-8.7790	22	-54.1281	8.3338
3	51.8819	-17.0929	23	-52.1558	16.7121
4	48.5913	-24.9897	24	-48.8349	24.6462
5	43.9831	-32.1877	25	-44.4053	32.0349
6	38.1986	-38.4487	26	-38.8417	38.6023
7	31.8290	-44.0576	27	-32.2620	44.1635
8	24.6479	-48.6217	28	-24.7913	48.4221
9	16.7740	-51.9006	29	-16.8420	51.5622
10	8.4903	-53.9108	30	-8.5175	53.4784
11	-0.0088	-54.6639	31	-0.0096	53.9798
12	-8.5122	-53.9654	32	8.5372	53.7175
13	-16.7748	-51.8335	33	16.9050	51.8149
14	-24.6624	-48.6216	34	24.8522	48.5739
15	-31.8857	-44.1039	35	32.3386	44.2812
16	-38.3504	-38.5765	36	38.8315	38.6179
17	-44.0879	-32.2447	37	44.3862	32.0221
18	-48.5815	-24.9727	38	48.9028	24.6980
19	-51.9030	-17.0805	39	52.1574	16.7271
			40	54.1182	8.3347
CONCENTRICIDADE	0.2824				

Figura 113 – Peça sem entalhe e com torque de fixação 3N.m – repetição 03

```
CC      0.8526

PONTO X      Y      PONTO X      Y
0  0.0000  0.0000  20 -54.0673 -8.7848
1  54.7961 -0.2341  21 -54.7819 -0.2301
2  53.9906 -8.7801  22 -54.1302  8.3330
3  51.8874 -17.0928  23 -52.1586 16.7129
4  48.5949 -24.9932  24 -48.8377 24.6478
5  43.9861 -32.1911  25 -44.4086 32.0381
6  38.2025 -38.4520  26 -38.8436 38.6050
7  31.8312 -44.0603  27 -32.2642 44.1661
8  24.6492 -48.6225  28 -24.7937 48.4253
9  16.7752 -51.9021  29 -16.8411 51.5631
10  8.4919 -53.9095  30 -8.5167 53.4770
11 -0.0084 -54.6624  31 -0.0085 53.9785
12 -8.5074 -53.9625  32  8.5379 53.7161
13 -16.7729 -51.8300  33 16.9059 51.8123
14 -24.6593 -48.6187  34 24.8523 48.5698
15 -31.8830 -44.1019  35 32.3391 44.2791
16 -38.3473 -38.5754  36 38.8287 38.6145
17 -44.0863 -32.2455  37 44.3849 32.0191
18 -48.5807 -24.9740  38 48.9010 24.6962
19 -51.9039 -17.0824  39 52.1562 16.7268
                                40 54.1212  8.3336

CONCENTRICIDADE 0.2879
```

Figura 114 – Peça sem entalhe e com torque de fixação 4N.m – repetição 01

CC	0.8751				
PONTO	X	Y	PONTO	X	Y
0	-0.0000	0.0000	20	-54.1077	-8.7879
1	54.8230	-0.2296	21	-54.7980	-0.2258
2	53.9995	-8.7797	22	-54.1265	8.3382
3	51.9044	-17.0901	23	-52.1561	16.7174
4	48.6060	-24.9994	24	-48.8302	24.6518
5	43.9910	-32.1903	25	-44.4096	32.0417
6	38.2095	-38.4458	26	-38.8340	38.6053
7	31.8295	-44.0514	27	-32.2612	44.1520
8	24.6497	-48.6006	28	-24.7986	48.4141
9	16.7777	-51.8953	29	-16.8312	51.5577
10	8.4933	-53.8911	30	-8.5064	53.4678
11	-0.0020	-54.6562	31	-0.0033	53.9808
12	-8.5025	-53.9513	32	8.5450	53.7264
13	-16.7690	-51.8340	33	16.9103	51.8231
14	-24.6570	-48.6280	34	24.8628	48.5729
15	-31.8832	-44.1186	35	32.3583	44.2957
16	-38.3574	-38.5908	36	38.8316	38.6175
17	-44.0999	-32.2778	37	44.3991	32.0226
18	-48.6115	-24.9883	38	48.9104	24.6978
19	-51.9370	-17.0991	39	52.1635	16.7287
			40	54.1646	8.3392
CONCENTRICIDADE	0.3647				

Figura 115 – Peça sem entalhe e com torque de fixação 4N.m – repetição 02

CC	0.8883			
PONTO X	Y		PONTO X	Y
0	-0.0000	0.0000	20	-54.1192 -8.7972
1	54.8271	-0.2371	21	-54.7986 -0.2357
2	53.9935	-8.7870	22	-54.1226 8.3334
3	51.8973	-17.0966	23	-52.1556 16.7094
4	48.6040	-24.9968	24	-48.8296 24.6483
5	43.9877	-32.1882	25	-44.4143 32.0290
6	38.2037	-38.4508	26	-38.8398 38.5931
7	31.8318	-44.0435	27	-32.2569 44.1389
8	24.6413	-48.5950	28	-24.7989 48.4031
9	16.7754	-51.9009	29	-16.8329 51.5561
10	8.4903	-53.8910	30	-8.5077 53.4665
11	-0.0023	-54.6581	31	-0.0040 53.9834
12	-8.5032	-53.9491	32	8.5467 53.7348
13	-16.7696	-51.8399	33	16.9151 51.8289
14	-24.6584	-48.6313	34	24.8698 48.5769
15	-31.8812	-44.1228	35	32.3701 44.3067
16	-38.3583	-38.5977	36	38.8351 38.6136
17	-44.1033	-32.2839	37	44.4040 32.0244
18	-48.6159	-25.0001	38	48.9167 24.6897
19	-51.9354	-17.1192	39	52.1624 16.7204
			40	54.1731 8.3532
CONCENTRICIDADE	0.3825			

Figura 116 – Peça sem entalhe e com torque de fixação 4N.m – repetição 03

CC	0.8933				
PONTO	X	Y	PONTO	X	Y
0	-0.0000	-0.0000	20	-54.1266	-8.7959
1	54.8260	-0.2368	21	-54.7976	-0.2350
2	53.9896	-8.7860	22	-54.1206	8.3342
3	51.8941	-17.0965	23	-52.1554	16.7091
4	48.6011	-24.9949	24	-48.8309	24.6506
5	43.9859	-32.1863	25	-44.4135	32.0290
6	38.2041	-38.4531	26	-38.8400	38.5885
7	31.8308	-44.0400	27	-32.2526	44.1339
8	24.6406	-48.5934	28	-24.7965	48.3973
9	16.7770	-51.9061	29	-16.8329	51.5554
10	8.4904	-53.8939	30	-8.5079	53.4648
11	-0.0033	-54.6594	31	-0.0050	53.9831
12	-8.5033	-53.9467	32	8.5472	53.7382
13	-16.7712	-51.8407	33	16.9157	51.8309
14	-24.6586	-48.6288	34	24.8710	48.5786
15	-31.8812	-44.1181	35	32.3708	44.3119
16	-38.3585	-38.5947	36	38.8339	38.6116
17	-44.1026	-32.2798	37	44.4017	32.0265
18	-48.6098	-25.0101	38	48.9166	24.6888
19	-51.9311	-17.1170	39	52.1593	16.7191
			40	54.1696	8.3531
CONCENTRICIDADE	0.3860				

Figura 117 – Peça com entalhe e com torque de fixação 2N.m – repetição 01

CC	1.0716			
PONTO	X	Y		
			20	-53.9723 -8.7454
0	-0.0000	-0.0000	21	-54.6923 -0.2066
1	54.6913	-0.2119	22	-54.1043 8.3630
2	53.8687	-8.7412	23	-52.1360 16.7046
3	51.7190	-17.0415	24	-48.8306 24.6479
4	48.4481	-24.9091	25	-44.3907 32.0182
5	43.8715	-32.1127	26	-38.7900 38.5327
6	38.2044	-38.4673	27	-32.2038 44.0432
7	31.8154	-44.0577	28	-24.7599 48.2990
8	24.6122	-48.5947	29	-16.9094 51.6894
9	16.7479	-51.9067	30	-8.5280 53.4208
10	8.4694	-53.9368	31	-0.0408 53.8512
11	-0.0415	-54.7148	32	8.5048 53.7515
12	-8.5602	-54.0031	33	16.8688 51.8235
13	-16.8190	-51.8588	34	24.8276 48.5927
14	-24.7167	-48.6206	35	32.2857 44.2735
15	-31.9308	-44.1061	36	38.9142 38.7583
16	-38.3648	-38.5376	37	44.4618 32.1218
17	-44.0590	-32.1966	38	48.9287 24.7430
18	-48.5447	-24.9333	39	52.1333 16.7419
19	-51.8376	-17.0342	40	54.0203 8.3478
CONCENTRICIDADE	0.2818			

Figura 118 – Peça com entalhe e com torque de fixação 2N.m – repetição 02

CC	1.0774				
PONTO	X	Y	PONTO	X	Y
0	0.0000	0.0000	20	-53.9836	-8.7500
1	54.7010	-0.2138	21	-54.7010	-0.2108
2	53.8673	-8.7425	22	-54.1128	8.3408
3	51.7310	-17.0444	23	-52.1344	16.7035
4	48.4459	-24.9113	24	-48.8337	24.6472
5	43.8716	-32.1134	25	-44.3945	32.0211
6	38.2062	-38.4674	26	-38.7880	38.5288
7	31.8122	-44.0542	27	-32.1994	44.0375
8	24.6122	-48.5858	28	-24.7577	48.2937
9	16.7483	-51.9055	29	-16.9073	51.6803
10	8.4665	-53.9266	30	-8.5269	53.4179
11	-0.0414	-54.7082	31	-0.0400	53.8442
12	-8.5593	-53.9959	32	8.5050	53.7470
13	-16.8159	-51.8486	33	16.8651	51.8202
14	-24.7164	-48.6183	34	24.8281	48.5893
15	-31.9282	-44.1025	35	32.2860	44.2717
16	-38.3641	-38.5405	36	38.9142	38.7564
17	-44.0667	-32.1947	37	44.4643	32.1214
18	-48.5501	-24.9342	38	48.9328	24.7415
19	-51.8482	-17.0371	39	52.1414	16.7388
			40	54.0314	8.3483
CONCENTRICIDADE	0.2987				

Figura 119 – Peça com entalhe e com torque de fixação 2N.m – repetição 03

CC	1.0782			
PONTO X	Y		PONTO X	Y
0	-0.0000	-0.0000	20	-53.9883 -8.7517
1	54.7052	-0.2172	21	-54.7054 -0.2134
2	53.8653	-8.7443	22	-54.1134 8.3398
3	51.7377	-17.0482	23	-52.1364 16.7036
4	48.4463	-24.9131	24	-48.8380 24.6486
5	43.8720	-32.1156	25	-44.3995 32.0259
6	38.2092	-38.4690	26	-38.7883 38.5289
7	31.8119	-44.0542	27	-32.1969 44.0372
8	24.6110	-48.5832	28	-24.7562 48.2929
9	16.7533	-51.9036	29	-16.9044 51.6757
10	8.4667	-53.9215	30	-8.5255 53.4167
11	-0.0386	-54.7047	31	-0.0385 53.8391
12	-8.5570	-53.9921	32	8.5065 53.7424
13	-16.8123	-51.8427	33	16.8647 51.8144
14	-24.7128	-48.6174	34	24.8295 48.5847
15	-31.9239	-44.0995	35	32.2884 44.2687
16	-38.3605	-38.5404	36	38.9142 38.7504
17	-44.0663	-32.1940	37	44.4655 32.1182
18	-48.5492	-24.9348	38	48.9342 24.7390
19	-51.8505	-17.0409	39	52.1448 16.7364
			40	54.0371 8.3448
CONCENTRICIDADE	0.2924			

Figura 120 – Peça com entalhe e com torque de fixação 3N.m – repetição 01

CC	1.0619				
PONTO	X	Y	PONTO	X	Y
0	-0.0000	-0.0000	20	-54.0082	-8.7620
1	54.7218	-0.2286	21	-54.7190	-0.2194
2	53.8670	-8.7552	22	-54.1128	8.3307
3	51.7630	-17.0600	23	-52.1359	16.6942
4	48.4529	-24.9292	24	-48.8410	24.6384
5	43.8734	-32.1319	25	-44.4099	32.0149
6	38.2098	-38.4860	26	-38.7942	38.5204
7	31.8024	-44.0613	27	-32.2067	44.0313
8	24.5959	-48.5827	28	-24.7671	48.2925
9	16.7431	-51.9047	29	-16.9136	51.6747
10	8.4558	-53.9125	30	-8.5364	53.4233
11	-0.0463	-54.6968	31	-0.0446	53.8416
12	-8.5624	-53.9831	32	8.5004	53.7451
13	-16.8127	-51.8257	33	16.8598	51.8111
14	-24.7112	-48.6129	34	24.8261	48.5831
15	-31.9208	-44.0933	35	32.2874	44.2695
16	-38.3613	-38.5420	36	38.9068	38.7384
17	-44.0761	-32.2027	37	44.4623	32.1093
18	-48.5613	-24.9436	38	48.9324	24.7328
19	-51.8704	-17.0525	39	52.1510	16.7317
			40	54.0525	8.3393
CONCENTRICIDADE	0.3396				

Figura 121 – Peça com entalhe e com torque de fixação 3N.m – repetição 02

CC	1.0641				
PONTO	X	Y	PONTO	X	Y
0	-0.0000	-0.0000	20	-54.0148	-8.7631
1	54.7278	-0.2298	21	-54.7233	-0.2220
2	53.8663	-8.7573	22	-54.1130	8.3295
3	51.7688	-17.0544	23	-52.1363	16.6942
4	48.4534	-24.9313	24	-48.8420	24.6392
5	43.8730	-32.1331	25	-44.4139	32.0111
6	38.2105	-38.4858	26	-38.7939	38.5186
7	31.8004	-44.0598	27	-32.2065	44.0279
8	24.5925	-48.5794	28	-24.7674	48.2901
9	16.7401	-51.9030	29	-16.9127	51.6709
10	8.4545	-53.9080	30	-8.5358	53.4219
11	-0.0477	-54.6935	31	-0.0447	53.8389
12	-8.5586	-53.9812	32	8.4992	53.7426
13	-16.8123	-51.8227	33	16.8592	51.8086
14	-24.7079	-48.6145	34	24.8257	48.5825
15	-31.9207	-44.0932	35	32.2878	44.2712
16	-38.3623	-38.5425	36	38.9078	38.7365
17	-44.0791	-32.2052	37	44.4646	32.1094
18	-48.5651	-24.9450	38	48.9356	24.7334
19	-51.8766	-17.0551	39	52.1558	16.7328
			40	54.0592	8.3390
CONCENTRICIDADE	0.3456				

Figura 122 – Peça com entalhe e com torque de fixação 3N.m – repetição 03

CC	1.0607				
PONTO	X	Y	PONTO	X	Y
0	-0.0000	0.0000	20	-54.0184	-8.7658
1	54.7319	-0.2322	21	-54.7258	-0.2236
2	53.8649	-8.7597	22	-54.1126	8.3269
3	51.7714	-17.0550	23	-52.1376	16.6931
4	48.4542	-24.9359	24	-48.8458	24.6380
5	43.8746	-32.1365	25	-44.4189	32.0097
6	38.2123	-38.4894	26	-38.7964	38.5191
7	31.7992	-44.0633	27	-32.2092	44.0264
8	24.5904	-48.5804	28	-24.7701	48.2912
9	16.7385	-51.9054	29	-16.9137	51.6711
10	8.4529	-53.9069	30	-8.5376	53.4238
11	-0.0487	-54.6926	31	-0.0458	53.8390
12	-8.5535	-53.9797	32	8.4982	53.7411
13	-16.8120	-51.8200	33	16.8590	51.8059
14	-24.7044	-48.6151	34	24.8239	48.5812
15	-31.9186	-44.0923	35	32.2894	44.2695
16	-38.3606	-38.5411	36	38.9077	38.7321
17	-44.0788	-32.2067	37	44.4630	32.1085
18	-48.5654	-24.9445	38	48.9366	24.7306
19	-51.8792	-17.0571	39	52.1579	16.7312
			40	54.0630	8.3379
CONCENTRICIDADE	0.3578				

Figura 123 – Peça com entalhe e com torque de fixação 4N.m – repetição 01

CC	1.0484				
PONTO	X	Y	PONTO	X	Y
0	-0.0000	-0.0000	20	-54.0409	-8.7743
1	54.7471	-0.2347	21	-54.7354	-0.2291
2	53.8653	-8.7698	22	-54.1066	8.3193
3	51.7741	-17.0679	23	-52.1347	16.6853
4	48.4590	-24.9553	24	-48.8465	24.6298
5	43.8768	-32.1448	25	-44.4209	32.0001
6	38.2088	-38.5034	26	-38.7999	38.5097
7	31.7957	-44.0651	27	-32.2147	44.0172
8	24.5813	-48.5750	28	-24.7807	48.2883
9	16.7293	-51.9120	29	-16.9233	51.6712
10	8.4427	-53.9040	30	-8.5467	53.4351
11	-0.0556	-54.6905	31	-0.0528	53.8461
12	-8.5578	-53.9659	32	8.4939	53.7475
13	-16.8157	-51.8138	33	16.8577	51.8100
14	-24.7075	-48.6119	34	24.8200	48.5836
15	-31.9172	-44.0932	35	32.2865	44.2716
16	-38.3641	-38.5435	36	38.9074	38.7249
17	-44.0908	-32.2167	37	44.4537	32.1043
18	-48.5795	-24.9520	38	48.9399	24.7262
19	-51.9006	-17.0677	39	52.1688	16.7285
			40	54.0835	8.3329
CONCENTRICIDADE	0.4022				

Figura 124 – Peça com entalhe e com torque de fixação 4N.m – repetição 02

CC	1.0515				
PONTO	X	Y	PONTO	X	Y
0	0.0000	0.0000	20	-54.0540	-8.7740
1	54.7523	-0.2297	21	-54.7378	-0.2283
2	53.8635	-8.7678	22	-54.0993	8.3216
3	51.7728	-17.0669	23	-52.1302	16.6877
4	48.4629	-24.9494	24	-48.8438	24.6333
5	43.8747	-32.1399	25	-44.4168	32.0016
6	38.2102	-38.5000	26	-38.7942	38.5085
7	31.7928	-44.0542	27	-32.2083	44.0112
8	24.5780	-48.5655	28	-24.7773	48.2843
9	16.7299	-51.9124	29	-16.9201	51.6666
10	8.4437	-53.9003	30	-8.5482	53.4352
11	-0.0547	-54.6882	31	-0.0515	53.8456
12	-8.5565	-53.9600	32	8.4944	53.7459
13	-16.8114	-51.8147	33	16.8590	51.8105
14	-24.7028	-48.6165	34	24.8204	48.5842
15	-31.9165	-44.0967	35	32.2879	44.2749
16	-38.3698	-38.5448	36	38.9069	38.7291
17	-44.0984	-32.2228	37	44.4534	32.1053
18	-48.5887	-24.9537	38	48.9478	24.7305
19	-51.9132	-17.0701	39	52.1759	16.7383
			40	54.0971	8.3362
CONCENTRICIDADE	0.4095				

Figura 125 – Peça com entalhe e com torque de fixação 4N.m – repetição 03

CC	1.0521				
PONTO X	Y		PONTO X	Y	
0	0.0000	-0.0000	20	-54.0591	-8.7766
1	54.7550	-0.2310	21	-54.7411	-0.2326
2	53.8654	-8.7705	22	-54.1013	8.3215
3	51.7760	-17.0701	23	-52.1350	16.6897
4	48.4680	-24.9491	24	-48.8510	24.6340
5	43.8760	-32.1433	25	-44.4215	32.0050
6	38.2135	-38.5038	26	-38.7971	38.5114
7	31.7921	-44.0542	27	-32.2078	44.0112
8	24.5783	-48.5648	28	-24.7776	48.2845
9	16.7314	-51.9164	29	-16.9198	51.6645
10	8.4429	-53.9008	30	-8.5473	53.4342
11	-0.0532	-54.6863	31	-0.0505	53.8424
12	-8.5549	-53.9544	32	8.4953	53.7410
13	-16.8069	-51.8103	33	16.8595	51.8061
14	-24.6964	-48.6128	34	24.8198	48.5793
15	-31.9129	-44.0934	35	32.2894	44.2709
16	-38.3682	-38.5421	36	38.9058	38.7266
17	-44.0930	-32.2275	37	44.4524	32.1008
18	-48.5878	-24.9557	38	48.9516	24.7289
19	-51.9146	-17.0751	39	52.1737	16.7449
			40	54.1049	8.3356
CONCENTRICIDADE	0.4152				



## APÊNDICE C – Procedimento de cálculo de torque de aperto

<b>PROJETO:</b>	<b>Torque de aperto de parafusos</b>	<b>CLIENTE:</b>	Nome
<b>ELABORADO:</b>	Hilton Penha Silva	<b>DATA:</b>	28/01/2011
<b>MODIFICADO:</b>	Hilton Penha Silva	<b>DATA:</b>	20/01/2012
<b>CALCULADO:</b>	Jaider Catelan	<b>DATA:</b>	16/05/2015
<b>VERIFICADO:</b>	Nome	<b>DATA:</b>	dd/mm/aaaa

**Descrição:** Este procedimento faz um cálculo simplificado do torque de aperto de parafusos de forma a atender uma pré-tensão do parafuso entre um valor mínimo e um valor máximo relativo ao limite de prova do parafuso. Shigley e Hamrock recomendam uma pré-tensão de 75% do limite de prova do parafuso para juntas desmontáveis.

$$F_i = \begin{cases} 0,75 F_p & \text{for nonpermanent connections, reused fasteners} \\ 0,90 F_p & \text{for permanent connections} \end{cases}$$

**Shigley's Mechanical Engineering Design.** The pre-tension is the "muscle" of the joint, and its magnitude is determined by the bolt strength. If the full bolt strength is not used in developing the pre-tension, then money is wasted and the joint is weaker.

<b>Definições de unidades:</b>	Definição da unidade <b>rpm</b>	$\text{rpm} = \text{min}^{-1}$	Definição da unidade <b>kW</b>	$\frac{\text{kW}}{1000} = \text{W}$
	Definição da unidade <b>MPa</b>	$\text{MPa} = 10^6 \cdot \text{Pa}$	Definição da unidade <b>cv</b>	$\text{cv} = 0,736 \text{ kW}$
	Definição da unidade <b>GPa</b>	$\text{GPa} = 10^9 \cdot \text{Pa}$	Definição da unidade <b>kN</b>	$\frac{\text{kN}}{1000} = \text{N}$

**Referências Bibliográficas:** - Shigley, J.E., Mischke, C.R. & Budynas, R.G., **Projeto de Engenharia Mecânica** 7ª Ed., Bookman Companhia Editora, Porto Alegre, 2004.  
- Hamrock, B. J., Schmid, S.T. & Jacobson, B, **Fundamentals of Machine Elements**, McGraw Hill, Boston, 2005.

**Obs.: Os dados de entrada estão realçados em amarelo Os resultados estão realçados em verde**

### DADOS GERAIS DO PROJETO:

**$C_r = 7$**  Número da Classe de Resistência do parafuso (de acordo com a tabela abaixo)

Número	Classe Métrica	
1	4,6	
2	4,8	
3	5,8	
4	8,8	
5	9,8	
6	10,9	
+	7	12,9

**$f_s_{\text{min}} = 3,55\%$**  Valor percentual mínimo da tensão atuante no parafuso em relação à tensão de prova

**$f_s_{\text{max}} = 80\%$**  Valor percentual máximo da tensão atuante no parafuso em relação à tensão de prova

**$C_a = 1$**

Número da condição acabamento e lubrificação do parafuso

Condição	Descrição
1	Não metalizado - acabamento negro
2	Zincado
3	Lubrificado
4	Revestido de cádmio

Diâmetros dos parafusos  
métricos [mm]

$$d_p := \begin{pmatrix} 6 \\ 8 \\ 10 \\ 12 \\ 14 \\ 16 \\ 20 \\ 24 \\ 30 \\ 36 \\ 42 \\ 48 \\ 56 \\ 64 \\ 72 \\ 80 \\ 90 \\ 100 \end{pmatrix} \text{ mm}$$

Área sob Tensão [mm<sup>2</sup>]

Rosca Grossa

Rosca Fina

$$A_{tg} := \begin{pmatrix} 20.1 \\ 36.6 \\ 58.0 \\ 84.3 \\ 115 \\ 157 \\ 245 \\ 353 \\ 561 \\ 817 \\ 1120 \\ 1470 \\ 2030 \\ 2680 \\ 3460 \\ 4340 \\ 5590 \\ 6990 \end{pmatrix} \text{ mm}^2$$

$$A_{tf} := \begin{pmatrix} 0 \\ 39.2 \\ 61.2 \\ 92.1 \\ 125 \\ 167 \\ 272 \\ 384 \\ 621 \\ 915 \\ 1260 \\ 1670 \\ 2300 \\ 3030 \\ 3860 \\ 4850 \\ 6100 \\ 7560 \end{pmatrix} \text{ mm}^2$$

$n_p := \text{length}(d_p)$

$n_p = 18$

Número de diferentes diâmetros de parafusos.

Fator K da Condição de Acabamento do Parafuso

Condição

Descrição

$$\begin{pmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \end{pmatrix} K := \begin{pmatrix} 0.3 \\ 0.2 \\ 0.18 \\ 0.16 \end{pmatrix} \quad CA := \begin{pmatrix} \text{"Não metalizado - acabamento negro"} \\ \text{"Zincado"} \\ \text{"Lubrificado"} \\ \text{"Revestido de Cádmió"} \end{pmatrix}$$

**Classes Métricas de Resistência**      **Tensão Limite de Prova de Acordo com a Classe [MPa]**

$$CR_p := \begin{pmatrix} 4,6 \\ 4,8 \\ 5,8 \\ 8,8 \\ 9,8 \\ 10,9 \\ 12,9 \end{pmatrix} \quad S_p := \begin{pmatrix} 225 \\ 310 \\ 380 \\ 600 \\ 650 \\ 830 \\ 970 \end{pmatrix} \text{ MPa}$$

**Obs.:** Não são todos os diâmetros que são oferecidos em todas as classes de resistência

### CÁLCULOS:

Segundo Shigley, o torque de aperto dos parafusos pode ser calculado de forma simplificada de acordo com o tipo de acabamento / lubrificação do parafuso.

$i = 1..n_p$

$$T_{\min_{p_{g_i}}} = [K_{Ca} (S_{p_{Cr}} \cdot A_{tg_i}) d_{p_i}] f_{s_{\min}} \quad \text{Torque mínimo de aperto de parafusos rosca grossa} \quad CR_{p_{Cr}} = 12,9$$

$$F_{\min_{p_{g_i}}} = (S_{p_{Cr}} \cdot A_{tg_i}) f_{s_{\min}} \quad \text{Força de tração no parafuso no aperto mínimo de parafusos rosca grossa}$$

$$T_{\max_{p_{g_i}}} = [K_{Ca} (S_{p_{Cr}} \cdot A_{tg_i}) d_{p_i}] f_{s_{\max}} \quad \text{Torque máximo de aperto de parafusos rosca grossa} \quad CR_{p_{Cr}} = 12,9$$

$$F_{\max_{p_{g_i}}} = (S_{p_{Cr}} \cdot A_{tg_i}) f_{s_{\max}} \quad \text{Força de tração no parafuso no aperto máx. de parafusos rosca grossa}$$

$$T_{\min_{p_{f_i}}} = [K_{Ca} (S_{p_{Cr}} \cdot A_{tf_i}) d_{p_i}] f_{s_{\min}} \quad \text{Torque mínimo de aperto de parafusos rosca fina} \quad CR_{p_{Cr}} = 12,9$$

$$F_{\min_{p_{f_i}}} = (S_{p_{Cr}} \cdot A_{tf_i}) f_{s_{\min}} \quad \text{Força de tração no parafuso no aperto mínimo de parafusos rosca fina}$$

$$T_{\max_{p_{f_i}}} = [K_{Ca} (S_{p_{Cr}} \cdot A_{tf_i}) d_{p_i}] f_{s_{\max}} \quad \text{Torque máximo de aperto de parafusos rosca fina} \quad CR_{p_{Cr}} = 12,9$$

$$F_{\max_{p_{f_i}}} = (S_{p_{Cr}} \cdot A_{tf_i}) f_{s_{\max}} \quad \text{Força de tração no parafuso no aperto máximo de parafusos rosca fina}$$

Diâmetro do parafuso  
[mm]

	1	
1	6	
2	8	
3	10	
4	12	
5	14	
6	16	
7	20	
8	24	
9	30	
10	36	
11	42	
12	48	
13	56	
14	64	
15	72	
16	80	
17	90	
18	100	

$d_p =$  .mm

Torque mínimo de aperto de  
parafusos rosca grossa [N.m]

	1	
1	1.2	
2	3	
3	6	
4	10.5	
5	16.6	
6	26	
7	50.6	
8	87.5	
9	173.9	
10	303.8	
11	485.9	
12	728.9	
13	1174.4	
14	1771.9	
15	2573.5	
16	3586.7	
17	5197.3	
18	7221	

$T_{min\_pg} =$  .N.m

Torque máximo de aperto de  
parafusos rosca grossa [N.m]

	1	
1	28.1	
2	68.2	
3	135	
4	235.5	
5	374.8	
6	584.8	
7	1140.7	
8	1972.3	
9	3918	
10	6847.1	
11	10950.9	
12	16426.4	
13	26464.7	
14	39929.9	
15	57995.1	
16	80828.2	
17	$1.2 \cdot 10^5$	
18	$1.6 \cdot 10^5$	

$T_{max\_pg} =$  .N.m

Diâmetro do parafuso  
[mm]

	1	
1	6	
2	8	
3	10	
4	12	
5	14	
6	16	
7	20	
8	24	
9	30	
10	36	
11	42	
12	48	
13	56	
14	64	
15	72	
16	80	
17	90	
18	100	

$d_p =$  .mm

Força de tração no aperto mínimo de  
parafusos rosca grossa [N]

	1	
1	692.1	
2	1260.3	
3	1997.2	
4	2902.9	
5	3960	
6	5406.3	
7	8436.6	
8	12155.6	
9	19318	
10	28133.4	
11	38567.2	
12	50619.4	
13	69903.1	
14	92285.8	
15	$1.2 \cdot 10^5$	
16	$1.5 \cdot 10^5$	
17	$1.9 \cdot 10^5$	
18	$2.4 \cdot 10^5$	

$F_{min\_pg} =$  .N

Força de tração no aperto máximo de  
parafusos rosca grossa [N]

	1	
1	15597.6	
2	28401.6	
3	45008	
4	65416.8	
5	89240	
6	$1.2 \cdot 10^5$	
7	$1.9 \cdot 10^5$	
8	$2.7 \cdot 10^5$	
9	$4.4 \cdot 10^5$	
10	$6.3 \cdot 10^5$	
11	$8.7 \cdot 10^5$	
12	$1.1 \cdot 10^6$	
13	$1.6 \cdot 10^6$	
14	$2.1 \cdot 10^6$	
15	$2.7 \cdot 10^6$	
16	$3.4 \cdot 10^6$	
17	$4.3 \cdot 10^6$	
18	$5.4 \cdot 10^6$	

$F_{max\_pg} =$  .N