



UNIVERSIDADE DO VALE DO TAQUARI – UNIVATES
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES MECÂNICOS PARA O
ACIONAMENTO DE UM MISTURADOR TIPO HORIZONTAL DE PÁS**

Emanuel Tudesco

Lajeado, junho de 2020

Emanuel Tudesco

DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES MECÂNICOS PARA O ACIONAMENTO DE UM MISTURADOR TIPO HORIZONTAL DE PÁS

Projeto de monografia apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do curso de Engenharia Mecânica, da Universidade do Vale do Taquari - Univates, como parte da exigência para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Rafael Crespo Izquierdo.

Lajeado, junho de 2020

RESUMO

O dimensionamento de eixos é um requisito essencial no projeto de qualquer tipo de máquina e equipamento. Este componente é muito utilizado para transferência de potência ou rotação, muitas vezes sendo exigido por grandes cargas de torque ou flexão. Apesar de serem amplamente utilizados em diferentes tipos de máquinas, os eixos muitas vezes não são dimensionados considerando os riscos inerentes a sua aplicação. O presente trabalho tem por objetivo dimensionar o eixo, as ponteiras, as chavetas e selecionar os rolamentos e mancais de rolamento para um misturador do tipo horizontal de pás. O dimensionamento do eixo e das ponteiras é baseado no método ASME (*American Society of Mechanical Engineers*), aplicando o subconjunto do caso geral para carregamentos constituídos de flexão alternada e torção constante, apresentados na norma B106.1M-1985. As chavetas são selecionadas utilizando as tabelas padronizadas de altura e largura e a teoria da energia de distorção para o cálculo do comprimento. Os mancais e rolamentos são selecionados por meio de tabelas fornecidas pelos fabricantes. Os componentes dimensionados neste trabalho foram montados no sistema e analisados por meio da teoria de Von Mises. Os resultados foram analisados através de simulação computacional, comparando as tensões atuantes nos componentes e as propriedades mecânicas dos materiais selecionados. As análises mostraram que os componentes dimensionados podem ser aplicados ao misturador em estudo, uma vez que as tensões de Von Mises atuantes no conjunto são inferiores à resistência ao escoamento dos materiais que compõem o sistema.

Palavras-chave: Elementos de máquinas; Eixos; Misturador; Chavetas; Mancais.

ABSTRACT

Shaft sizing is a major element of any machine and equipment design. The shaft is widely used for power transfer or rotation, often being required to large quantities of torque or bending. Although widely used in different types of machines, shafts are often not sized considering the inherent risks in their application. The present work aims to dimension the shaft, the tips and shaft keys and to select the bearings and shaft holders for a horizontal blade mixer. Shaft and tips sizing are based on the American Society of Mechanical Engineers (ASME) method, applying the subset of the general case for strength consisting of alternate bending and constant torque, presented in the standard B106.1M-1985. To shaft keys, the distortion energy theory is used to determine the length, and standardized charts for height and width. Bearings and shaft holders are selected from standard manufacturer charts. The dimensioned components in this work were assembled in the system and analyzed using Von Mises theory. The results were analyzed through computer simulation, comparing the stresses acting on the components and the mechanical properties of the selected materials. The analyzes showed that the dimensioned components can be applied to the mixer under study, since the Von Mises stresses acting in the set are inferior to the flow resistance of the materials that compose the system.

Keywords: Machine components; Shaft; Mixer; Shaft Keys; Bearings.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Problema estrutural. (a) Modelo idealizado; (b) Modelo dos elementos finitos.....	15
Figura 2 – Controle de densidade. (a) Limites do modelo; (b) Geração da malha; (c) Deflexão do modelo; (d) Malha refinada; (e) Deflexão do modelo com malha refinada	16
Figura 3 – Torção em eixo circular sólido.....	17
Figura 4 – Flexão em eixo	18
Figura 5 – Distribuição de tensão próxima a um orifício em uma placa carregada em tração	19
Figura 6 – Principais tipos de chavetas.....	21
Figura 7 – Eixo e acessórios	23
Figura 8 – Tipos de mancais. (a) Mancal de unidade de bloco de almofada e (b) mancal de unidade de montagem de flange	26
Figura 9 – Nomenclatura dos componentes de um rolamento de esferas	27
Figura 10 – Diagrama de corpo livre de uma viga simplesmente apoiada	27
Figura 11 – Diagrama S-N para o aço UNS G41 300	28
Figura 12 – Misturador horizontal de pás	35
Figura 13 – Fluxograma das etapas da metodologia de dimensionamento	38
Figura 14 – Vista de corte ilustrando as considerações iniciais	43
Figura 15 – Representação da parte interna do misturador	45
Figura 16 – Ilustração do volume movido de uma pá em meia volta.....	45
Figura 17 – Vista em corte demonstrando a área de mistura.....	46

Figura 18 – Conjunto eixo, hastes e pás	47
Figura 19 – Diagrama de corpo livre do eixo.....	47
Figura 20 – Diagrama de corpo livre da ponteira movida	48
Figura 21 – Diagrama de corpo livre da ponteira motora	48
Figura 22 – Distribuição dos concentradores de tensão no eixo	49
Figura 23 – Distribuição dos concentradores de tensão na ponteira motora	52
Figura 24 – Distribuição dos concentradores de tensão na ponteira movida	55
Figura 25 – Esforços na chaveta.....	58
Figura 26 – Seção da tabela padronizada para seleção de mancais e rolamentos ..	61
Figura 27 – Resultado do MEF na ponteira motora $d = 0,090\ m$	62
Figura 28 – Resultado do MEF na ponteira motora $d = 0,064\ m$	63
Figura 29 – Resultado do MEF na ponteira movida $d = 0,090\ m$	63
Figura 30 – Resultado do MEF na ponteira movida $d = 0,064\ m$	64
Figura 31 – Resultado do MEF no eixo $d = 0,059\ m$	64
Figura 32 – Vista frontal e vista lateral do componente de acoplamento	65
Figura 33 – Resultado do MEF no componente de acoplamento.....	66
Figura 34 – Vista destacando o acoplamento com a ponteira movida	67
Figura 35 – Vista destacando o acoplamento com o eixo	68
Figura 36 – Vista demonstrando o interior do elemento de acoplamento	68

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros para fator de modificação de superfície de Marin	31
Tabela 2 – Fatores de confiabilidade K_e	33
Tabela 3 – Dados técnicos do misturador	46
Tabela 4 – Resultados obtidos no dimensionamento do eixo	49
Tabela 5 – Resultados obtidos no dimensionamento da ponteira motora.....	52
Tabela 6 – Limite de resistência à fadiga para ponteira motora	53
Tabela 7 – Sensibilidade ao entalhe para ponteira motora	53
Tabela 8 – Concentração de tensão para ponteira motora	54
Tabela 9 – Determinação do diâmetro para ponteira motora	54
Tabela 10 – Resultados obtidos no dimensionamento da ponteira movida	55
Tabela 11 – Limite de resistência à fadiga para ponteira movida.....	56
Tabela 12 – Sensibilidade ao entalhe para ponteira movida	56
Tabela 13 – Concentração de tensão para ponteira movida	56
Tabela 14 – Determinação do diâmetro para ponteira movida.....	57
Tabela 15 – Chavetas padronizadas para eixos com dimensões métricas	58
Tabela 16 – Resultados do dimensionamento das chavetas para as ponteiras.....	60
Tabela 17 – Comparação dos diâmetros entre o projeto atual e os resultados obtidos	66
Tabela 18 – Comparação das chavetas, mancais e rolamentos entre o projeto atual e os resultados obtidos	67

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
1.1	Tema.....	11
1.2	Objetivo geral	11
1.3	Objetivos específicos	11
1.4	Delimitação do tema	12
1.5	Justificativa	12
1.6	Estrutura do trabalho.....	13
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	14
2.1	Método de Elementos Finitos (MEF).....	14
2.1.1	Geometria do elemento	14
2.1.2	Malha	15
2.1.3	Controle de densidade.....	15
2.2	Torção	16
2.3	Flexão.....	18
2.4	Concentradores de tensão	19
2.5	Aços para eixos.....	20
2.6	Elementos de máquinas	20
2.6.1	Chavetas	20
2.6.2	Eixos.....	23
2.6.3	Mancais	25
2.6.4	Rolamentos.....	26
2.7	Diagrama de corpo livre	27
2.8	Resistência à fadiga.....	28
2.8.1	Método da vida sob tensão	28
2.8.2	Limite de Resistência à fadiga	29
2.8.3	Fatores modificadores de tensão	29
2.8.4	Fator de superfície	30
2.8.5	Fator de tamanho	31
2.8.6	Fator de carregamento	31
2.8.7	Fator de temperatura	32
2.8.8	Fator de confiabilidade	33
2.8.9	Fatores de efeitos diversos.....	33

2.8.10	Concentração de tensão e sensibilidade ao entalhe	34
2.9	Misturadores.....	35
3	MATERIAIS E MÉTODOS	36
3.1	Metodologia de pesquisa	36
3.1.1	Tipo de pesquisa.....	36
3.1.2	Modo de abordagem	37
3.1.3	Técnica de pesquisa	37
3.2	Dimensionamento do eixo do misturador.....	38
3.2.1	Desenvolvimento do diagrama de corpo livre	38
3.2.2	Dimensionamento do eixo.....	39
3.2.3	Dimensionamento das chavetas.....	39
3.2.4	Seleção dos rolamentos e mancais.....	40
3.2.5	Modelagem do sistema em CAD e CAE	40
3.3	Apresentação das melhorias em comparação ao modelo atual	41
4	DESENVOLVIMENTO	42
4.1	Considerações iniciais para o dimensionamento dos componentes....	42
4.2	Características técnicas do misturador	44
4.3	Diagrama de corpo livre	47
4.4	Dimensionamento do eixo.....	48
4.4.1	Limite de Resistência à fadiga	49
4.4.2	Sensibilidade ao entalhe	50
4.4.3	Concentração de tensão.....	50
4.4.4	Determinação do diâmetro	50
4.5	Dimensionamento das ponteiras.....	51
4.5.1	Dimensionamento da ponteira motora.....	51
4.5.2	Dimensionamento da ponteira movida	54
4.6	Dimensionamento das chavetas.....	57
4.6.1	Dimensionamento das chavetas do eixo	58
4.6.2	Dimensionamento das chavetas das ponteiras	59
4.7	Seleção dos rolamentos e mancais.....	60
4.8	Modelagem do sistema em CAD e CAE	61
4.9	Apresentação das melhorias em comparação ao modelo atual	66
5	CONCLUSÃO	69
6	REFERÊNCIAS	71
	APÊNDICE 1 – DIMENSIONAMENTO DO EIXO NO PONTO E1.....	73
	APÊNDICE 2 – DIMENSIONAMENTO DO EIXO NO PONTO E2.....	80
	APÊNDICE 3 – DIMENSIONAMENTO DA PONTEIRA MOTORA NO PONTO B1 .	88
	APÊNDICE 4 – DIMENSIONAMENTO DA PONTEIRA MOTORA NO PONTO B2 .	95

APÊNDICE 5 – DIMENSIONAMENTO DA PONTEIRA MOTORA NO PONTO B.102

APÊNDICE 6 – DIMENSIONAMENTO DA PONTEIRA MOVIDA NO PONTO A1.110

APÊNDICE 7 – DIMENSIONAMENTO DA PONTEIRA MOVIDA NO PONTO A...117

1 INTRODUÇÃO

O mercado dos produtores de ração vem crescendo com o aumento na demanda de produtos de origem animal, principalmente de aves e bovinos. A ascensão na procura por este tipo de produto faz com que surja a necessidade de um número maior de fábricas e de equipamentos mais eficientes e produtivos.

Os fabricantes de equipamentos para transporte e processamento da ração animal estão sempre em uma busca constante de melhorias e redução dos custos de seus produtos. Nesse sentido, o dimensionamento adequado dos componentes de máquinas assume um papel fundamental no desempenho do produto acabado, uma vez que, mal dimensionados, podem gerar sérios problemas de qualidade e produtividade nas máquinas.

Um equipamento industrial é composto por diversos elementos mecânicos dos mais variados tipos, como rolamentos, mancais e chavetas. O eixo é um dos componentes essenciais no funcionamento de diferentes tipos de máquinas, uma vez que ele é responsável pela transferência de movimento entre as árvores e os demais elementos do sistema. Além disso, os eixos permitem a fixação de acessórios, como polias e engrenagens, que são comumente utilizados em diversos tipos de máquinas.

O misturador horizontal de pás é um equipamento que pertence a principal fase do processamento da ração. É nele que após a limpeza, a pesagem dos ingredientes e a moagem ocorre a mistura de todos os ingredientes que compõe a ração, incluindo vitaminas e minerais, essenciais na alimentação do animal. Tendo grande importância no processo de produção da ração, é fundamental que o misturador em estudo esteja

corretamente dimensionado, visto que uma falha em algum de seus componentes pode interromper toda a produção da fábrica.

1.1 Tema

O eixo do misturador em estudo opera com grandes esforços durante o processo de mistura das rações. Este elemento recebe o torque de um motor posicionado em sua extremidade, é suportado por dois mancais e é fixado também por acessórios. Para garantir o bom funcionamento do sistema, o presente trabalho propõe o dimensionamento do eixo para que não ocorram rupturas e/ou deformações durante o processo de mistura. Através de simulações numéricas foi analisado se o elemento atende aos carregamentos de trabalho. Também foram apresentadas sugestões de melhoria no dimensionamento do eixo atualmente utilizado no misturador.

1.2 Objetivo geral

Dimensionar os principais componentes de máquina (eixo, mancais, chavetas, entre outros) necessários para o acionamento do eixo de um misturador horizontal de pás. Além disso, por meio de técnicas de simulação numérica, este trabalho tem como objetivo identificar todas as tensões exercidas, para, posteriormente, procurar oportunidades de melhoria (redução nos custos de matéria prima e de produção).

1.3 Objetivos específicos

- a) Identificar os esforços atuantes no conjunto de acionamento;
- b) Determinar o diagrama de corpo livre;
- c) Realizar o dimensionamento do eixo;

- d) Realizar o dimensionamento das ponteiras;
- e) Realizar o dimensionamento das chavetas;
- f) Realizar a seleção dos rolamentos;
- g) Realizar a seleção dos mancais;
- h) Analisar o eixo e componentes de máquinas acoplados pelo Método de Elementos Finitos (MEF);
- i) Propor melhorias em comparação ao modelo do eixo anterior baseado nos resultados encontrados.

1.4 Delimitação do tema

Os elementos que foram dimensionados neste estudo são os seguintes: eixo, ponteiras, chavetas, rolamentos e mancais. O eixo e ponteiras foram dimensionados por meio da teoria da torção constante e flexão alternada, não sendo avaliado os efeitos de variação do torque no sistema. As seções transversais das chavetas foram determinadas por meio de tabelas em função do diâmetro do eixo, e seu comprimento foi obtido pela teoria da energia de distorção. Os rolamentos e mancais foram selecionados em tabelas de acordo com seus carregamentos.

A empresa, detentora do equipamento, permitiu a extração dos dados pertinentes a este trabalho. A proposta de melhoria no eixo do misturador horizontal de pás passará por análise de viabilidade e disponibilidade de recursos. A proposta de melhoria será avaliada pela empresa e, se aprovado, será implantado no próximo equipamento a ser produzido.

1.5 Justificativa

Este trabalho se justifica pela necessidade de dimensionar um eixo já existente. O misturador de ração, no qual o eixo a ser estudado está montado, não apresenta

um projeto ou algum tipo de análise/simulação. O sistema existente foi adaptado de outro misturador maior, sem que tenha sido feito seu devido redimensionamento.

Nesta perspectiva, um estudo relativo ao dimensionamento do eixo torna-se apropriado, já que não é possível saber se os componentes atualmente em funcionamento na máquina estão superdimensionados ou subdimensionados. Caso o eixo esteja superdimensionado, existe grande chance de estar ocorrendo desperdício de recursos (energéticos, principalmente); porém, se o eixo estiver subdimensionado pode haver riscos de fratura e rompimento dos componentes de máquina do misturador.

1.6 Estrutura do trabalho

A estrutura deste trabalho é composta por cinco capítulos. Neste capítulo é apresentado o tema em estudo, os objetivos, às delimitações, às justificativas e a estrutura;

O segundo capítulo compreende a revisão bibliográfica do tema, as ferramentas de análise (MEF), tipos de carregamentos, os materiais para eixos, os elementos mecânicos e os tipos de misturadores;

O terceiro capítulo aborda os métodos desenvolvidos na elaboração do trabalho, os materiais utilizados na coleta de dados e as ferramentas para o dimensionamento do eixo;

No quarto capítulo, são demonstrados o desenvolvimento e os resultados obtidos da metodologia de dimensionamento aplicada aos elementos em estudo.

O quinto capítulo apresenta a conclusão.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada a fundamentação teórica necessária para a compreensão dos aspectos que serão abordados ao longo do presente trabalho.

2.1 Método de Elementos Finitos (MEF)

O uso de ferramentas de análise no desenvolvimento de um projeto permite que o projetista avalie os diversos efeitos em diferentes parâmetros utilizados, como mudanças na geometria, na forma construtiva, no material, sem que seja necessário a construção de um protótipo (ALVES FILHO, 2013).

A análise de elementos finitos é um método de entrada de valores de carga em um modelo matemático discretizado para tentar representar os esforços reais. O resultado da simulação é analisado por um engenheiro, que busca as conclusões de desempenho do sistema ou alguma especificação que defina seu comportamento (KIM, 2011).

2.1.1 Geometria do elemento

Para Kim (2011), a geometria dos elementos em uma análise de elementos finitos é uma das etapas mais importantes. Diferentes modelos podem ser usados para modelar um mesmo problema. Cada geometria tem suas características e estas

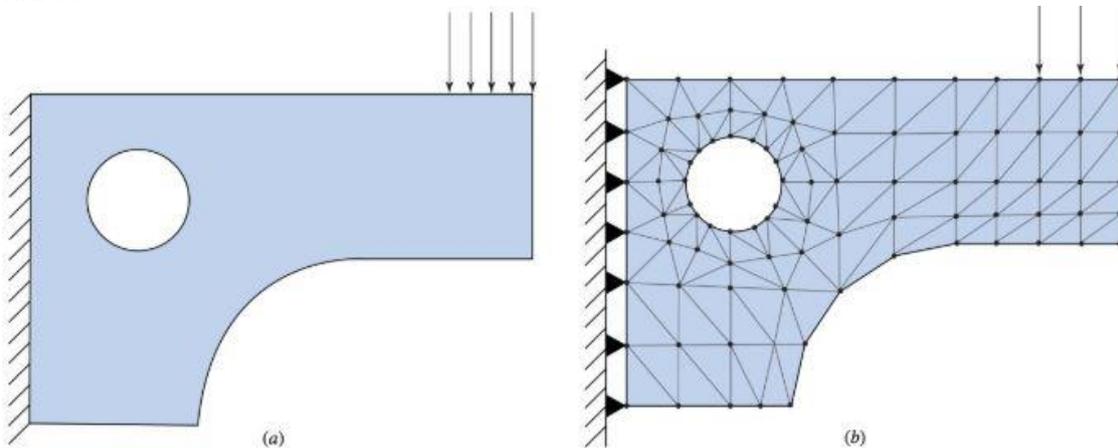
influenciam no resultado. Existem 3 tipos de geometrias básicas, são elas: elemento sólido, elemento de casca ou placa e elemento de viga ou quadro.

2.1.2 Malha

Conforme Budynas e Nisbett (2016), a malha de elementos finitos divide uma geometria em elementos e nós. São atribuídos graus de liberdade para os nós, e a escolha do tipo de elemento determina a quantidade utilizada.

A aproximação do modelo físico para o modelo de elementos finitos é realizada pela geração de nós e elementos, como mostrado na figura 1. A geração manual da malha se torna difícil quando o elemento analisado é complexo. Para isso, muitos programas vêm evoluindo a geração automática da malha, de forma que os nós e os elementos sejam gerados automaticamente. O usuário apenas insere as informações de entrada, como o modelo do sólido, e a malha é gerada (KIM, 2011).

Figura 1 – Problema estrutural. (a) Modelo idealizado; (b) Modelo dos elementos finitos



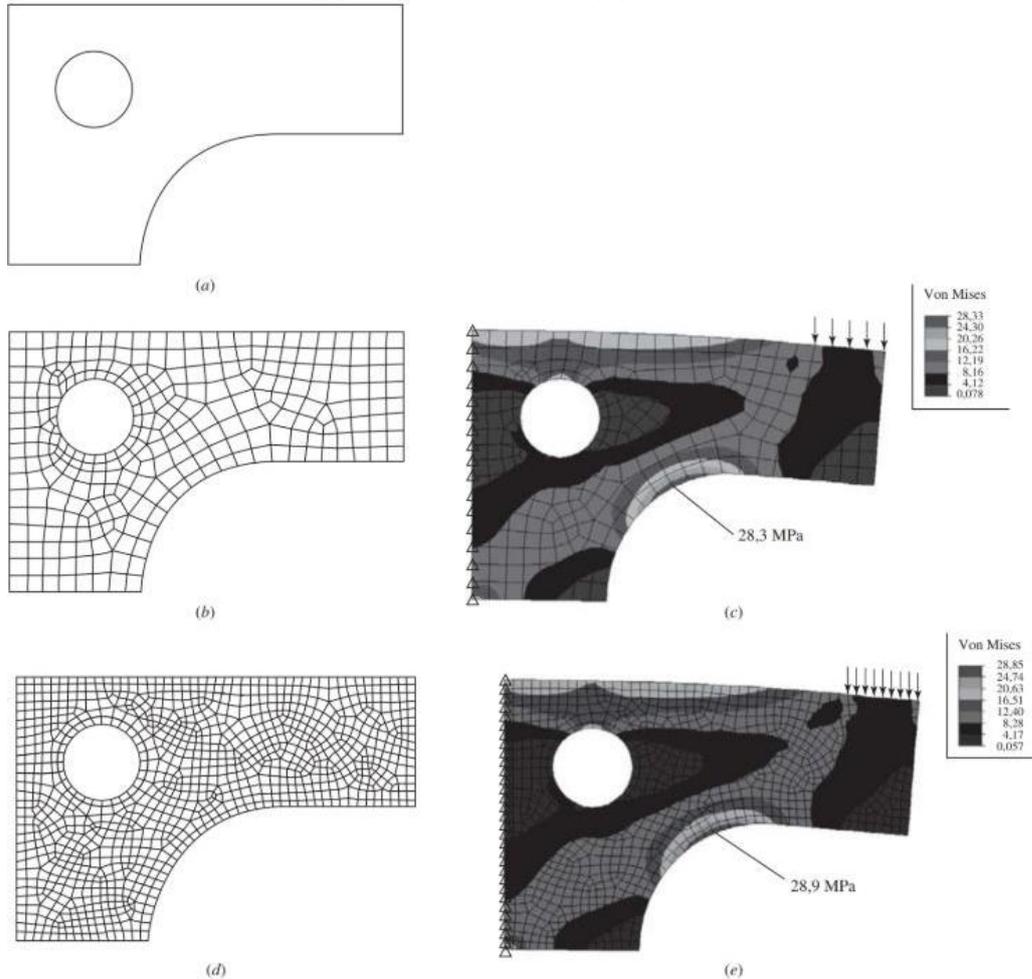
Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 942).

2.1.3 Controle de densidade

Budynas e Nisbett (2016) destacam que o aumento na densidade da malha se dá com o maior número de elementos em uma região do modelo. O maior número de elementos em uma malha é necessário quando é preciso melhores resultados.

Normalmente o usuário refina a malha onde há concentradores de tensão, a fim de conseguir resultados mais apurados. A figura 2 demonstra o controle de densidade em um modelo.

Figura 2 – Controle de densidade. (a) Limites do modelo; (b) Geração da malha; (c) Deflexão do modelo; (d) Malha refinada; (e) Deflexão do modelo com malha refinada



Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 949).

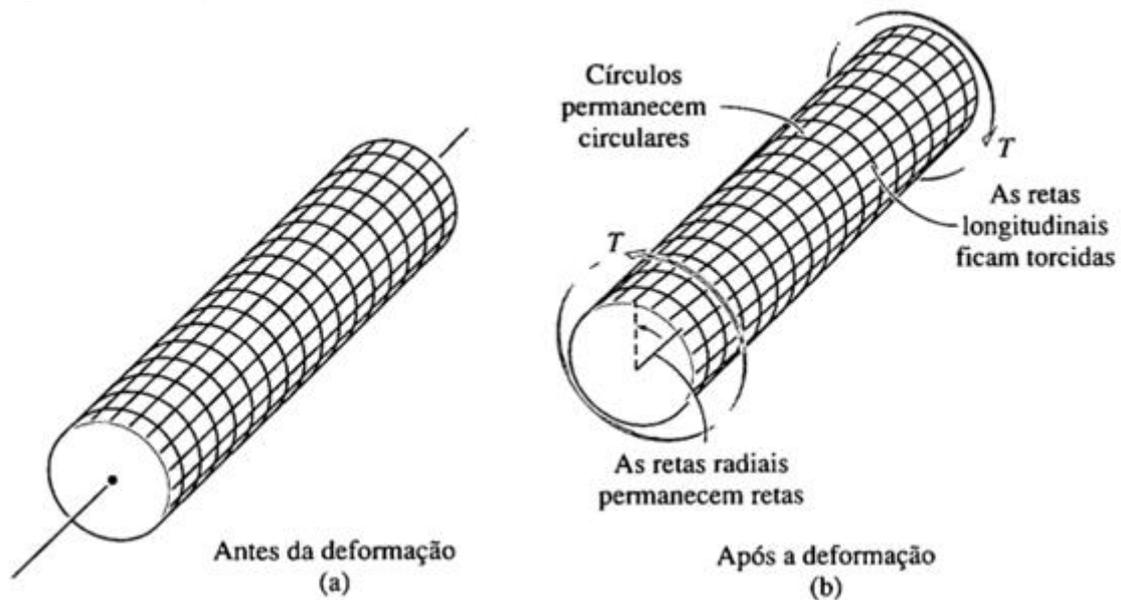
2.2 Torção

Torção ou torque é qualquer vetor de momento que seja colinear com um eixo. Esse momento faz com que o elemento torça em torno do eixo longitudinal, provocando tensões de cisalhamento (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Conforme Hibbeler (2010), quando é aplicado um torque no eixo circular, as linhas longitudinais tendem a torcer em forma de hélice. Os círculos ao longo do eixo

se mantêm iguais permanecendo circulares, e as faces externas se mantêm planas e não se deformam. Seguindo essas premissas, se a torção for de baixa intensidade, então não há deformação no comprimento e em seu raio. A figura 3 ilustra um caso de torção em eixo circular sólido.

Figura 3 – Torção em eixo circular sólido



Fonte: Hibbeler (2010, p.138).

Conforme Beer et al. (2015), quando se aplica um momento de torção em um eixo ou tubo circular, tensões de cisalhamento se desenvolvem ao longo da seção transversal, nas quais variam linearmente da linha central até o contorno externo do eixo. A expressão de torção é mostrada na equação (1).

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{Tr}{J} \quad (1)$$

Sendo:

T = torque ($N \cdot m$);

r = raio (m);

$\tau_{m\acute{a}x}$ = tensão de cisalhamento máxima (Pa);

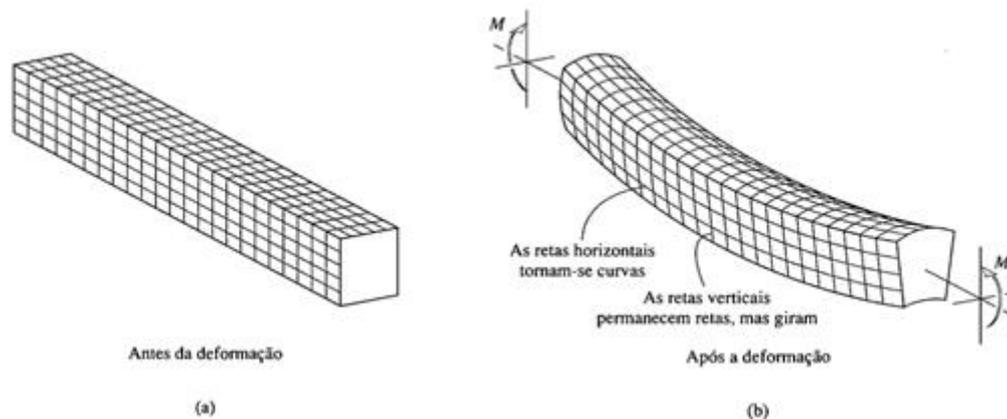
J = momento polar de inércia da área de seção transversal (m^4).

2.3 Flexão

Hibbeler (2010) destaca que a deformação por flexão ocorre quando o eixo é submetido a uma carga, e esta carga gera um momento fletor, de modo que o eixo tende a se deformar de forma curva na direção da carga.

Ainda, segundo o autor, essa deformação ocorre nas fibras longitudinais do corpo. Do lado oposto onde a carga é aplicada, as fibras são submetidas a tração, aumentando sua extensão e na face onde a carga é aplicada as fibras são submetidas a compressão, reduzindo de tamanho. Entre estas duas superfícies, existe a linha neutra, onde a tensão e a deformação se tornam nulas, e não existe mudança de comprimento. A figura 4 demonstra como ocorre a deformação das linhas longitudinais.

Figura 4 – Flexão em eixo



Fonte: Hibbeler (2010, p. 221).

A máxima tensão de flexão ocorre nas fibras externas e é expressa pela equação (2).

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mc}{l} \quad (2)$$

Sendo:

M = momento interno resultante ($N.m$);

c = distância perpendicular do eixo neutro a um ponto mais afastado do eixo neutro, onde $\sigma_{m\acute{a}x}$ age (m);

$\sigma_{m\acute{a}x}$ = tensão normal máxima (Pa);

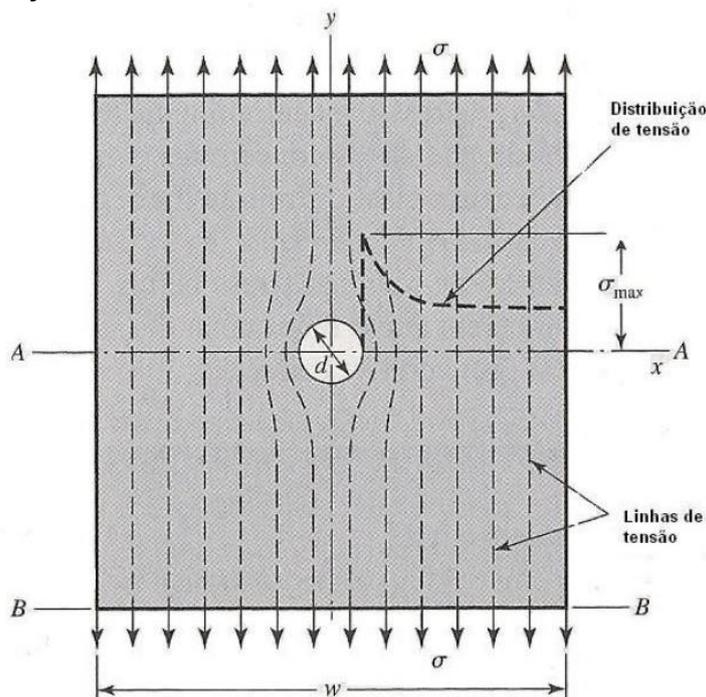
I = momento de inércia da área da seção transversal (m^4).

2.4 Concentradores de tensão

Segundo Norton (2013), um concentrador de tensão é um ponto, que devido à sua geometria, acumula mais tensão que a tensão nominal aplicada. Um elemento é mais resistente quando as linhas de tensão são transmitidas pelo corpo mais uniformemente. Quando se tem um concentrador de tensão, essas linhas se juntam em um pequeno espaço, gerando uma tensão maior que a tensão geral na peça.

O autor complementa que os concentradores de tensão são geralmente encontrados em rebaixos no diâmetro do eixo, nos rasgos para encaixe da chaveta e na furação para fixação de algum acessório. Existem alternativas para minimizar este problema, como, por exemplo, fixar por atrito engrenagens e catracas ou realizar o acoplamento entre eixo e redutor por disco de contração, deixando assim de utilizar chavetas e pinos. A figura 5 ilustra a distribuição de tensão próxima a um orifício em uma placa carregada em tração.

Figura 5 – Distribuição de tensão próxima a um orifício em uma placa carregada em tração



Fonte: Shigley, Mischke e Budynas (2005, p. 153).

2.5 Aços para eixos

A escolha para o material utilizado em um eixo é bastante específica para cada caso. Para minimizar as deflexões, a escolha é sempre um tipo de aço devido ao seu elevado módulo de elasticidade. Em alguns casos, também é utilizado o ferro fundido, especialmente quando as engrenagens e outros acessórios já vem fundidas nele (NORTON, 2013).

Segundo Budynas e Nisbett (2016), aplicar um tratamento térmico sobre o aço para aumentar sua dureza nem sempre é uma boa opção, já que a elevada resistência ajuda na formação de falha por fadiga, aumentando a sensibilidade de aparecer defeitos em concentradores de tensão. Operações em ambientes nocivos requerem materiais que resistam à corrosão e neste caso, os aços inoxidáveis são recomendados.

2.6 Elementos de máquinas

A presente seção demonstra os elementos de máquinas necessários para o dimensionamento do eixo proposto. Os elementos analisados são chavetas, eixos, mancais e rolamentos.

2.6.1 Chavetas

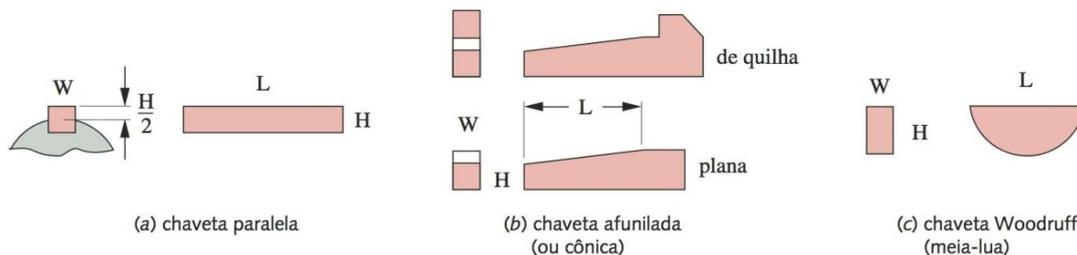
A chaveta é um elemento de máquina desmontável que, quando colocado em assento, representa um meio de transmissão de torque entre eixo e cubo. Existem poucas variáveis disponíveis para dimensionar uma chaveta, sendo o diâmetro do eixo o fator determinante, podendo variar apenas o tipo, o comprimento e a quantidade utilizada. Estes elementos são padronizados por diversas normas, seja pelo tamanho ou pela forma, de acordo com o diâmetro do eixo (NORTON, 2013).

O autor também comenta que existem três tipos principais de chavetas:

- a) chaveta paralela: com seção quadrada ou retangular, de altura e largura constantes ao longo do comprimento. Neste tipo, pode ser utilizado um parafuso no cubo, a 90° da chaveta para manter o cubo axialmente e estabilizar a chaveta;
- b) chaveta afunilada: com largura constante e altura variável no comprimento, é montada em rasgo cônico evitando movimento relativo axial. Cabeça em formato de quilha é opcional;
- c) chaveta Woodruff: seu formato é semicircular plana e com largura constante. Utilizada comumente em eixos afunilados, por se adaptar à inclinação cônica. Seu assentamento sendo mais profundo no eixo, resiste melhor ao rolamento da chaveta, porém, enfraquece o eixo, se comparado com a paralela.

Os principais tipos de chavetas são apresentados na figura 6.

Figura 6 – Principais tipos de chavetas



Fonte: Norton (2013, p. 571).

Conforme Budynas e Nisbett (2016), as chavetas são mecanismos de proteção para o eixo e outros elementos ligados a ela. Seu material deve ser dúctil e de baixo carbono, que em caso de sobrecarga, deve romper-se. O diâmetro do eixo define as dimensões padronizadas para largura, altura e profundidade do rasgo no eixo. Conforme demonstrado na figura 6, a profundidade do rasgo é a metade da altura da chaveta. O comprimento apropriado da chaveta é dimensionado em função da carga torcional, e não deve ultrapassar o comprimento do cubo anexado. A extensão do cubo do componente anexado, em geral, não deve ser maior que uma vez e meia o diâmetro do eixo, evitando assim, a deflexão angular excessiva. Para carregamentos maiores, é possível a utilização de múltiplas chavetas, orientadas a 90° uma da outra.

Os autores ainda explicam que existem dois modos de falha em chavetas, por cisalhamento ou por esmagamento. A ruptura por cisalhamento ocorre quando a peça

é cisalhada ao longo de sua largura, no ponto de contato entre o eixo e o cubo. A falha por esmagamento é gerada pela compressão da área de contato lateral da chaveta contra a área lateral do rasgo do eixo ou cubo. Utilizando o método da teoria da energia de distorção, a resistência ao cisalhamento é expressa pela equação (3).

$$S_{sy} = 0,577S_y \quad (3)$$

Sendo a força tangencial descrita pela equação (4):

$$F = \frac{T}{r} \quad (4)$$

E o torque expresso pela equação (5):

$$T = PR \quad (5)$$

É utilizado a chaveta paralela como exemplo para as equações. Para este método, é estipulado um fator de segurança. A falha por cisalhamento na área de contato da chaveta com o cubo gera uma tensão devido à força tangencial, resultando na equação (6).

$$\frac{S_{sy}}{N_f} = \frac{F}{tl} \quad (6)$$

Para resistir ao esmagamento gerado pela força tangencial, é utilizado a metade da área de uma face lateral da chaveta, sendo descrito pela equação (7).

$$\frac{S_y}{N_f} = \frac{F}{\frac{tl}{2}} \quad (7)$$

Sendo:

l = comprimento (m);

F = força tangencial (N);

N_f = fator de segurança;

t = largura da chaveta (m);

S_{sy} = resistência ao cisalhamento (Pa);

S_y = resistência ao escoamento (Pa);

T = torque ($N.m$);

r = raio (m);

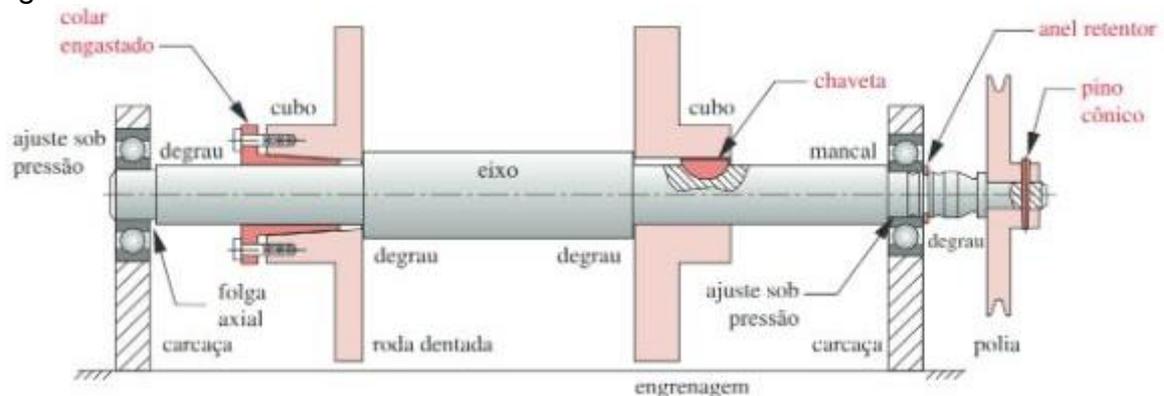
R = distância entre o ponto de aplicação da carga e o eixo de rotação (m);

P = carga (N).

2.6.2 Eixos

Para Budynas e Nisbett (2016), o eixo em sua essência é um elemento rotativo que transmite movimento de rotação e torque de um ponto ao outro, e podem incluir em sua montagem engrenagens, polias ou catracas que transmitem ou recebem torque e rotação de outros elementos da máquina. Usualmente de seção transversal cilíndrica e de construção maciço ou tubular. A figura 7 demonstra um eixo e seus acessórios.

Figura 7 – Eixo e acessórios



Fonte: Norton (2013, p. 552).

De acordo com Norton (2013), existem diversas cargas que atuam nos eixos. Os casos mais comuns são a combinação de torção variada e flexão variada, podendo ou não ter cargas axiais. A combinação destas cargas em um eixo em rotação cria tensões multiaxiais.

Um subconjunto do caso geral de flexão variada e torção variada é a flexão alternada e torção fixa. O autor complementa que para este tipo de projeto é utilizado o método ASME (*American Society of Mechanical Engineers*), uma norma para Projeto de Eixos de Transmissão publicada como B106.1M-1985. Esta norma

presume que o carregamento é constituído de flexão alternada (componente de flexão média nula) e torque fixo (componente alternada do torque nula), assim, criando tensões abaixo da resistência de escoamento por torção do material. A expressão para o diâmetro do eixo é descrita na equação (8).

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

Sendo:

d = diâmetro do eixo (m);

S_y = resistência ao escoamento (Pa);

K_f = fator de concentração de tensão de fadiga;

K_{fsm} = fator de concentração de tensão de fadiga por torção média;

S_f = resistência a fadiga (Pa);

N_f = coeficiente de segurança;

M_a = componente alternada ($N.m$);

T_m = Torque médio ($N.m$).

Os parâmetros desta equação são determinados da seguinte maneira:

- o fator de concentração de tensões em fadiga K_f é calculado utilizando a equação (17), demonstrada na seção 2.8.10;
- $S_e = S_f$, visto que o dimensionamento proposto para o eixo é para os casos de vida infinita. S_e é expressa pela equação (11), descrita na seção 2.8.3;
- $K_{fs} = K_{fsm}$, uma vez que a tensão máxima nominal aplicada ao sistema encontra-se abaixo do limite de resistência ao escoamento S_y do material;

- a resistência ao escoamento S_y é característica de cada material, não havendo um valor fixo. O coeficiente de segurança N_f é estipulado de acordo com cada caso, e para eixos que desejam ter uma vida infinita, Budynas e Nisbett (2016) comentam que é usual utilizar 2,5;
- a equação (8) é ligeiramente diferente daquela apresentada pela norma ASME, utilizando K_f como um aumentador de tensão. Esta mudança na maioria das vezes não afeta o resultado;
- a componente alternada do momento M_a é determinada em função do momento fletor no comprimento do eixo. Baseada no cálculo do momento na seção através das reações nos suportes, sendo expressa pela equação (9).

$$M_a = PL \quad (9)$$

Sendo:

M_a = componente alternada ($N.m$);

P = carga (N);

L = distância entre o ponto de aplicação da carga e o ponto de apoio (m).

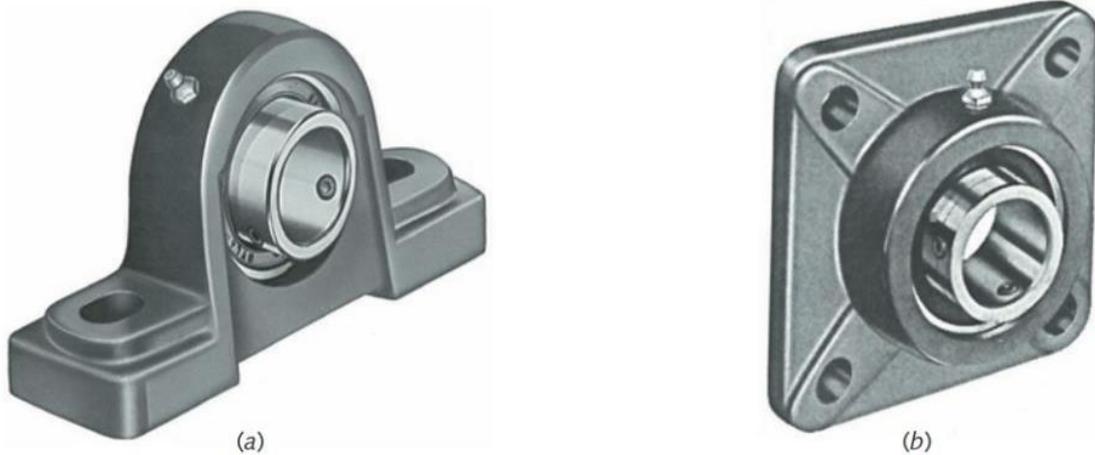
2.6.3 Mancais

Para Norton (2013), quando duas partes têm movimentos relativos, sem levar em conta sua forma, elas se constituem um mancal. Em geral, os mancais são utilizados para dar suporte a uma bucha ou rolamento. Os mancais podem escorregar, rolar ou ambos simultaneamente.

O autor complementa que, os mancais são divididos em dois grupos: mancais deslizantes e mancais de elementos rolantes. O primeiro é constituído de dois materiais quaisquer que entram em atrito entre si, como uma camisa ao redor do eixo. O segundo é constituído por um rolamento entre pistas de aço endurecido, este tipo permitindo um atrito muito menor em relação ao primeiro.

Segundo o autor, a seleção do mancal ou caixa de mancal está diretamente ligada a escolha do rolamento. Os mancais, em sua maioria, são padronizados e tabelados de acordo com o rolamento selecionado, a forma construtiva, o método de vedação e tipo de material. A figura 8 mostra alguns tipos de mancais.

Figura 8 – Tipos de mancais. (a) Mancal de unidade de bloco de almofada e (b) mancal de unidade de montagem de flange



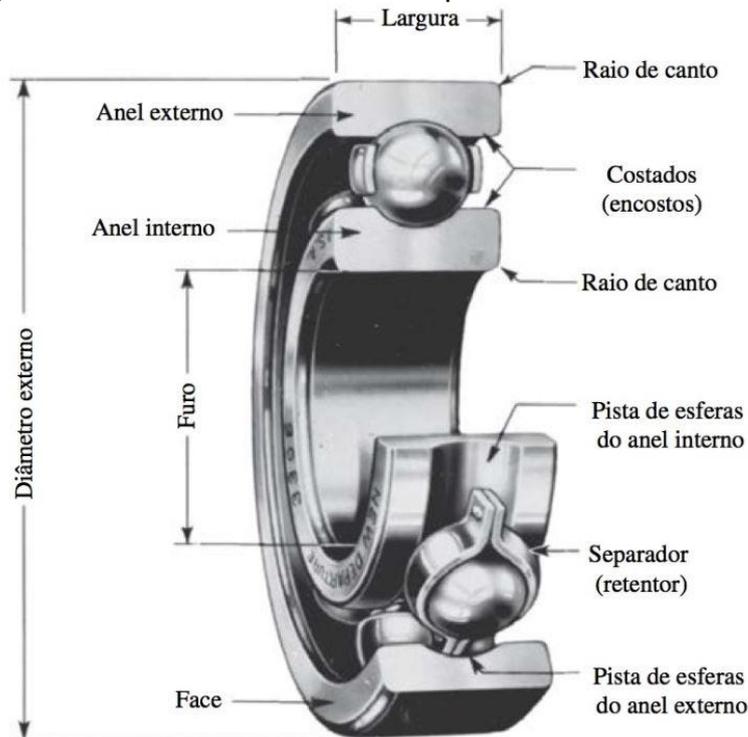
Fonte: Norton (2013, p. 667).

2.6.4 Rolamentos

Rolamentos são desenvolvidos para receberem cargas axiais puras, somente cargas radiais ou a combinação das duas. São utilizados para suportar elementos rotativos e diminuir ao máximo o atrito gerado na rotação, para que assim, a perda de energia seja minimizada. O rolamento é composto por quatro partes essenciais: o anel externo; o anel interno; os elementos rolantes e o separador (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Norton (2013) destaca que existem diversos tipos de rolamentos, como de esferas, de rolos, paralelo, cônico, para cargas radiais ou axiais. Estes componentes são padronizados e tabelados de acordo com seu tipo e característica. Para a seleção do rolamento mais adequado, é necessário ter os dados do diâmetro do eixo, magnitudes da carga estática e dinâmica, rotação de operação e disposição do eixo. A figura 9 apresenta a nomenclatura dos componentes que compõe um rolamento.

Figura 9 – Nomenclatura dos componentes de um rolamento de esferas

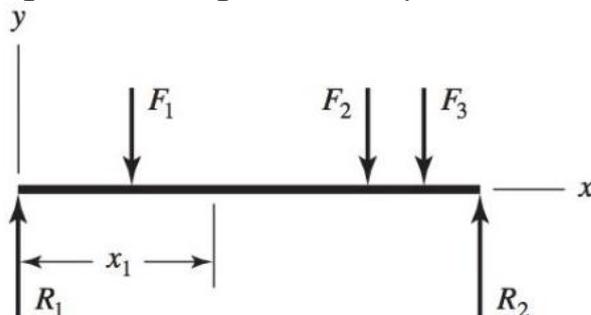


Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 554).

2.7 Diagrama de corpo livre

O diagrama de corpo livre é uma ferramenta de análise mecânica que permite isolar e simplificar o entendimento das informações do comportamento total do sistema. O diagrama é, em essência, um meio de dividir um problema complicado em partes mais simples e fáceis de trabalhar (BUDYNAS; NISBETT, 2016). Na figura 10 é ilustrado um diagrama de corpo livre.

Figura 10 – Diagrama de corpo livre de uma viga simplesmente apoiada



Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p.86).

2.8 Resistência à fadiga

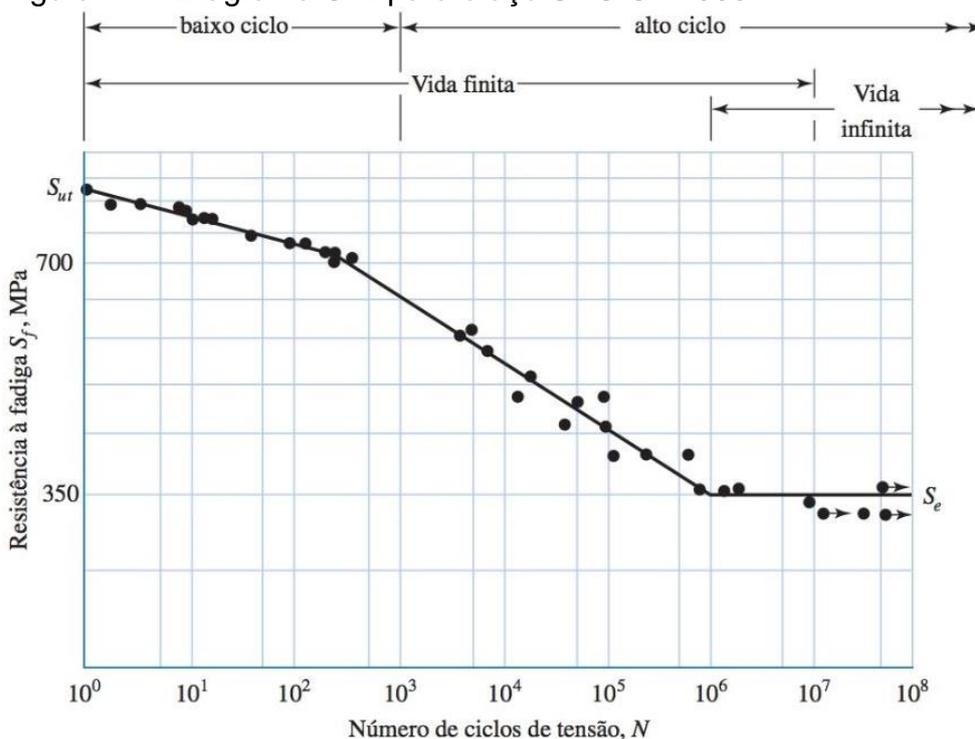
Conforme Norton (2013), um grande número de falhas em máquinas ocorre devido aos esforços variáveis e não a carregamentos estáticos. Sob tais condições, a falha por fadiga ocorre em níveis de tensão muito mais baixos do que os valores de resistência ao escoamento do material.

2.8.1 Método da vida sob tensão

Segundo Budynas e Nisbett (2016), um meio para determinar a resistência de materiais sob a ação de cargas de fadiga é a utilização de ensaios com corpos de prova, sujeitos a forças repetidas ou variáveis utilizando magnitudes especificadas e numerando os ciclos até a sua destruição.

Os autores descrevem que a resistência de um material é estabelecida com um grande número de testes. Estes testes resultaram em um diagrama S-N conforme figura 11.

Figura 11 – Diagrama S-N para o aço UNS G41 300



Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 277).

Budynas e Nisbett (2016) destacam que o número de ciclos $N = 1$ até cerca de 10^3 representa uma região de baixa ciclagem, classificada como fadiga de baixo ciclo. Para que haja fadiga de alta ciclagem, o número de ciclos precisa ser maior que 10^3 .

Os autores ainda comentam que a fronteira entre as regiões de vida finita e vida infinita não pode ser claramente definida. Essa fronteira se situa entre 10^6 e 10^7 ciclos para aços. Acima deste valor, por maior que seja o número de ciclos, não ocorrerá falha.

2.8.2 Limite de Resistência à fadiga

Para Norton (2013), o limite de resistência a fadiga (S_e) para os aços é o nível de tensão onde, abaixo dele, não ocorre falha por fadiga, independentemente do número de ciclos de tensão aplicados.

Através de ensaios experimentais, foi visto que para uma vida infinita, os aços apresentaram o limite de resistência em ensaios de flexão rotativa conforme a equação (10).

$$S_e' = \begin{cases} 0,504 S_{ut} \text{ kpsi} \text{ ou } \text{MPa} & S_{ut} \leq 212 \text{ kpsi} \text{ (1460MPa)} \\ 107 \text{ kpsi} & S_{ut} > 212 \text{ kpsi} \\ 740 \text{ MPa} & S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases} \quad (10)$$

Sendo:

S_e' = limite de resistência à fadiga não corrigido (MPa);

S_{ut} = limite de resistência à tração (MPa).

2.8.3 Fatores modificadores de tensão

Conforme Budynas e Nisbett (2016), uma diferença é sempre prevista entre os limites do ensaio de S_e , para uma vida infinita, e de um elemento cuidadosamente preparado em laboratório, com condições controladas, diante de uma peça utilizada

no dia a dia. Alguns motivos para essas diferenças podem ser o material, a manufatura, o ambiente e o projeto. Desta maneira, foram desenvolvidos fatores de modificação para corrigir os efeitos que não são considerados em laboratório e trazer o elemento para mais próximo da realidade.

Para determinar estes fatores, utiliza-se a equação (11), conhecida como equação de Marin.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f^* S_e' \quad (11)$$

Sendo:

K_a = fator de modificação de condições de superfície;

K_b = fator de modificação de tamanho;

K_c = fator de modificação de carga;

K_d = fator de modificação de temperatura;

K_e = fator de confiabilidade;

K_f^* = fator de modificação de efeitos variados;

S_e' = limite de resistência à fadiga não corrigido (MPa);

S_e = limite de resistência à fadiga corrigido (MPa).

2.8.4 Fator de superfície

O fator de superfície K_a depende da qualidade do acabamento superficial da peça e da resistência à tração do material, e pode ser calculado utilizando a equação 12.

$$K_a = a S_{ut}^b \quad (12)$$

Sendo:

K_a = fator de superfície;

S_{ut} = limite de resistência à tração (MPa).

Parâmetros a e b são encontrados na tabela 1.

Tabela 1 – Parâmetros para fator de modificação de superfície de Marin

Acabamento superficial	Fator a		Expoente b
	Sut, kpsi	Sut, MPa	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	2,7	4,51	-0,265
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 291).

2.8.5 Fator de tamanho

A equação para o fator de tamanho K_b , depende da dimensão do elemento e do tipo de carregamento, pode ser usada para flexão e torção e é expressa na equação (13).

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,62^2} \right) = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (13)$$

Sendo:

d = diâmetro do eixo (m);

K_b = fator de tamanho.

Para o caso de carregamento axial, não há efeito de tamanho, assim $K_b = 1$.

A equação (13) é válida apenas para sólidos rotativos. Para outras formas geométricas consultar Budynas e Nisbett (2016).

2.8.6 Fator de carregamento

Segundo Budynas e Nisbett (2016), quando o elemento é submetido a cargas com flexão em rotação, esforço axial ou torção, o limite de resistência varia em relação

à S_{ut} . Desta maneira, o fator de carregamento K_c é levado em conta para ajustar o S_e , que por padrão na equação de Marin, é obtido a partir de flexão e é expressa na equação (14).

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases} \quad (14)$$

Para casos em que a torção está combinada com outros carregamentos, assumamos $K_c = 1$.

2.8.7 Fator de temperatura

Conforme Budynas e Nisbett (2016), elementos que operam em temperaturas abaixo da temperatura ambiente, a fratura frágil é a possibilidade mais alta de acontecer. Operações em temperaturas mais altas que a temperatura do ambiente, a causa mais provável é a falha por escoamento, já que o limite de escoamento cai com o aumento da temperatura.

Desta maneira, foi desenvolvida o cálculo para o fator de temperatura K_d e é expresso pela equação (15).

$$K_d = 0,975 + 0,432(10^{-3})T_F - 0,115(10^{-5})T_F^2 + 0,104(10^{-8})T_F^3 - 0,595(10^{-12})T_F^4 \quad (15)$$

Sendo:

K_d = fator de modificação de temperatura;

T_F = é a temperatura funcional da peça ($^{\circ}F$).

A equação é válida para os seguintes limites $70 \leq T_F \leq 1000$ °Fahrenheit.

2.8.8 Fator de confiabilidade

O fator de confiabilidade K_e corresponde a 8% de desvio padrão do limite S_e e é expresso pela equação (16).

$$K_e = 1 - 0,08z_a \quad (16)$$

Sendo:

K_e = fator de confiabilidade;

z_a = valor que corresponde à confiabilidade desejada.

Alguns valores são mostrados na tabela 2.

Tabela 2 – Fatores de confiabilidade K_e

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_a	Fator de confiabilidade K_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 296).

2.8.9 Fatores de efeitos diversos

O fator de modificação de efeitos diversos K_f^* não será discutido no presente trabalho. Na equação (11) este fator será utilizado como $K_f^* = 1$.

2.8.10 Concentração de tensão e sensibilidade ao entalhe

Segundo Norton (2013), a sensibilidade a concentrações de tensões diverge entre diferentes materiais. Geralmente, quanto mais dúctil, menor a sensibilidade e quanto maior for a sua dureza, mais suscetível é o material a sofrer com descontinuidades.

Norton (2013) comenta que irregularidades ou descontinuidades, como entalhes ou furações, geram um aumento de tensão localizada no componente, e desta maneira, o raio de arredondamento influencia no fluxo da força, crescendo ou decrescendo o valor da sensibilidade ao entalhe. Por este motivo, foi desenvolvido para tensões de tração o fator de concentração de tensão K_t , que é o fator de concentração de tensões teórico para a geometria particular e K_f , que é o fator de concentração de tensões em fadiga, este último, é um valor reduzido de K_t , em função da reduzida sensibilidade ao entalhe q . O fator K_f é expresso pela equação (17).

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (17)$$

Sendo:

K_f = fator de concentração de tensão de fadiga;

q = sensibilidade ao entalhe;

K_t = fator de concentração de tensão teórico.

A sensibilidade ao entalhe q é conseguida graficamente por diagramas ou a partir da fórmula de Kunh-Hardrath em termos da constante de Neuber e do raio do rasgo, que é expresso pela equação (18).

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (18)$$

Sendo:

q = sensibilidade ao entalhe;

r = raio do entalhe (mm);

\sqrt{a} = constante de Neuber.

2.9 Misturadores

Conforme Manas e Tadmor (1994), o misturador é um equipamento essencial em uma linha de produção, pois é nele que ocorre a mistura dos mais variados ingredientes. No processo de mistura de partículas sólidas, os misturadores são classificados em dois tipos: de corpo móvel, que são equipamentos onde o corpo gira juntamente com o eixo para realizar a mistura; de corpo fixo, este é formado por um corpo cilíndrico horizontal que permanece estático e em seu interior, um eixo rotativo pode ser concebido por pás ou fitas. Os misturadores de corpo móvel são mais lentos no tempo de mistura e de menor capacidade em comparação com os de corpo fixo. Destaca-se o misturador de pás de corpo fixo, sendo o mais empregado em fábricas de ração. Na figura 12 é mostrado um misturador do tipo horizontal de pás.

Figura 12 – Misturador horizontal de pás



Fonte: Do autor (2020).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo descreve os princípios metodológicos utilizados para o desenvolvimento do presente trabalho, bem como os procedimentos escolhidos para a coleta e análise dos dados.

3.1 Metodologia de pesquisa

Segundo Gil (2018), a pesquisa é um processo racional e sistemático, com objetivo de responder aos problemas propostos. Ela se faz necessária quando não se tem informações suficientes para resolver a questão, ou a informação está em desordem, não sendo possível sua utilização.

Para Lakatos e Marconi (2017) a metodologia pode ser um fator de segurança e economia para a conclusão do objetivo. A metodologia induz a repetição dos procedimentos, permitindo assim, alcançar os resultados inúmeras vezes.

3.1.1 Tipo de pesquisa

O tipo de pesquisa a ser utilizado para a realização do presente trabalho é a pesquisa aplicada.

Conforme Vergara (2016) a pesquisa aplicada é motivada pela necessidade de resolver um problema real e concreto, necessitando a resolução ser imediata ou não. Este tipo de pesquisa tem, portanto, finalidade prática.

3.1.2 Modo de abordagem

O presente trabalho utiliza o modo de abordagem quantitativa, demonstrando resultados numéricos e mensuráveis.

Segundo Prodanov e Freitas (2013), a abordagem quantitativa representa o que pode ser medido ou mensurado. Este modo resulta em termos numéricos, e matemáticos e pode ser demonstrado de modo estatístico. Lakatos e Marconi (2017), complementam que o enfoque quantitativo aponta para a previsão, descrição e explicação do problema, com dados mensuráveis ou observáveis.

3.1.3 Técnica de pesquisa

As técnicas utilizadas para a coleta de dados de pesquisa para o presente trabalho baseiam-se no estudo de caso e na pesquisa bibliográfica.

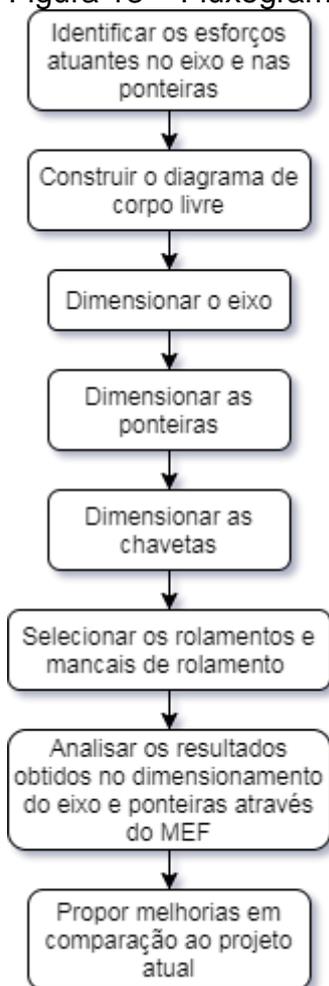
O estudo de caso é um meio de investigação que tem por objetivo aprofundar o estudo em um ou poucos casos. Deste modo, permite seu amplo e detalhado conhecimento (VERGARA, 2016).

Gil (2018) destaca que a pesquisa bibliográfica é baseada em contribuições de material já impresso e publicado. Fornecendo instrumento analítico para qualquer outro tipo de pesquisa.

3.2 Dimensionamento do eixo do misturador

Nesta seção são apresentadas as etapas que foram desenvolvidas para o dimensionamento dos componentes utilizados no misturador em estudo. É apresentado na figura 13 o fluxograma das etapas de dimensionamento.

Figura 13 – Fluxograma das etapas da metodologia de dimensionamento



Fonte: Do autor (2020).

3.2.1 Desenvolvimento do diagrama de corpo livre

O diagrama de corpo livre foi montado com base nos esforços e nas reações sobre o eixo do misturador. Desta maneira, é possível simplificar os carregamentos de modo a facilitar o estudo sobre cada um.

3.2.2 Dimensionamento do eixo

As etapas para a implementação do dimensionamento do diâmetro do eixo e das ponteiras foram as seguintes:

- a) o dimensionamento seguiu o método ASME para carregamentos de flexão variada e torção constante, mostrada na equação (8);
- b) com o intuito de dimensionar o eixo e as ponteiras para uma vida infinita, foi considerado $S_e = S_f$, sendo S_e determinado pela equação (11);
- c) o fator de concentração de tensões em fadiga K_f foi determinado a partir da equação (17);
- d) a componente média do torque T_m foi obtida através da equação (5);
- e) a definição da componente alternada do momento M_a foi em função do momento fletor, determinado pela equação (9);
- f) o valor da resistência ao escoamento S_y foi determinado em função das propriedades do material do eixo e ponteira;
- g) foi adotado um coeficiente de segurança N_f de 2,5 para o eixo e ponteira, conforme Budynas e Nisbett (2016) recomendam.

3.2.3 Dimensionamento das chavetas

A chaveta utilizada para o dimensionamento é do tipo paralela, e o dimensionamento seguiu as etapas abaixo:

- a) utilizando o diâmetro do eixo, foi obtido sua largura, altura e profundidade do rasgo no eixo de tabelas padronizadas;
- b) a extensão do cubo anexado não deve ser maior que uma vez e meia o diâmetro do eixo;
- c) o comprimento máximo foi determinado pelos seus dois modos de falha e não deve ultrapassar a extensão do cubo;

- d) utilizado como método a teoria da energia de distorção, foi calculado a resistência ao cisalhamento pela equação (3);
- e) a força tangencial que gera os esforços nas chavetas, foi obtida pela equação (4);
- f) o torque que incide nas chavetas foi determinado através da equação (5);
- g) para este método o fator de segurança N_f é estipulado. Foi utilizado 2,5 como N_f ;
- h) para determinar o comprimento pela falha por cisalhamento, foi utilizada a equação (6);
- i) o comprimento pela falha por esmagamento foi obtido pela equação (7).

O maior comprimento entre os dois tipos de falha foi adotado, respeitando as premissas acima.

3.2.4 Seleção dos rolamentos e mancais

A seleção dos rolamentos foi feita através de tabelas padronizadas. Os parâmetros de entrada para a seleção dos rolamentos foram os diâmetros das ponteiros, as magnitudes da carga estática e dinâmica, a rotação de operação e a disposição do eixo. A seleção dos mancais seguiu a dos rolamentos, em tabela padronizada, e utilizando como dado de entrada o rolamento selecionado.

3.2.5 Modelagem do sistema em CAD e CAE

Após realizado o dimensionamento do eixo, das ponteiros e das chavetas, foi feito o modelamento do sistema em CAD (*Computer Aided Design*) de acordo com os valores encontrados. Realizado o modelamento, foi efetuada a simulação em CAE (*Computer Aided Engineering*) utilizando o MEF (Método de Elementos Finitos).

3.3 Apresentação das melhorias em comparação ao modelo atual

Após aprovado o dimensionamento pelo MEF, foi comparado o acionamento desenvolvido por este trabalho com o já existente em projeto. Desta forma, foram propostas melhorias para o projeto a fim de garantir que esteja dimensionado corretamente.

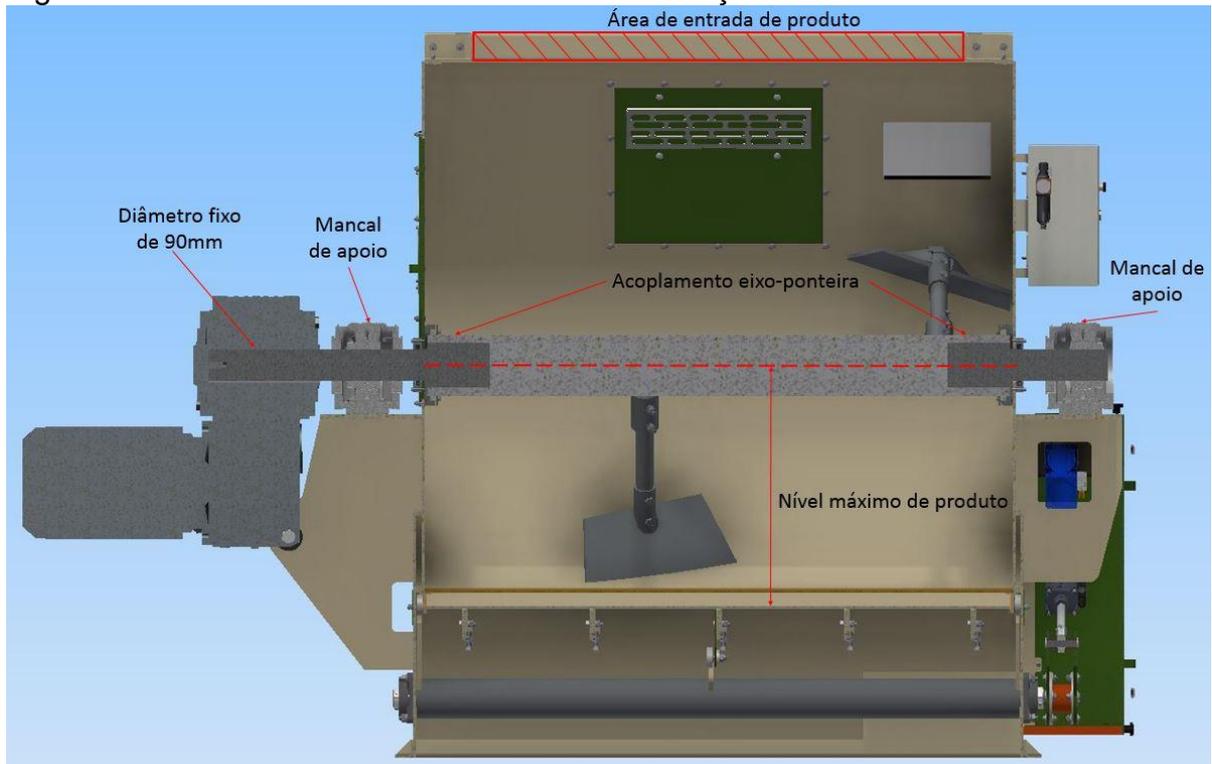
4 DESENVOLVIMENTO

Este capítulo apresenta os procedimentos de cálculo, as tabelas e os gráficos necessários para o dimensionamento dos elementos de máquinas que compõem o misturador em estudo.

4.1 Considerações iniciais para o dimensionamento dos componentes

Para que se possa dimensionar os componentes de máquinas que compõem o sistema de acionamento do misturador, um dos requisitos necessários é conhecer o modo de operação deste equipamento. Isto se deve ao fato de que as condições de operação do misturador impactam diretamente nos esforços que atuam no eixo, podendo, neste caso, afetar diretamente no dimensionamento de cada componente deste sistema. A figura 14 ilustra as considerações iniciais no misturador.

Figura 14 – Vista de corte ilustrando as considerações iniciais



Fonte: Do autor (2020).

Levando em conta o posicionamento apresentado na figura 14, o dimensionamento dos componentes foi realizado com base nos seguintes critérios:

- a) não há momento fletor no eixo devido à sua configuração de montagem no misturador. O eixo é acoplado nas ponteiras. O volume de massa movido pelas duas pás em contato com o produto é baixo, e a queda do produto para dentro do misturador é gradual. Estes esforços são desprezíveis para ambos os casos;
- b) é utilizado soft starter para iniciar a máquina. Assim, a rotação tem um aumento gradual, o que reduz os esforços gerados no conjunto ao sair da condição de repouso;
- c) a operação de mistura não deve ser iniciada com o misturador cheio para evitar os grandes esforços que ocorrem com o início do movimento. A entrada de produto deve acontecer quando o eixo já estiver em sua rotação de operação;
- d) o diâmetro da ponteira acoplada ao sistema motriz é fixado em $0,09\text{ m}$. Esta medida é necessária para realizar o acoplamento no motoredutor;

- e) as medidas de comprimento de todos os elementos não podem ser modificadas;
- f) o volume de produto máximo dentro do misturador não deve ultrapassar o centro do eixo, devido ao cálculo de massa movida;
- g) a massa deslocada por uma pá foi calculada considerando o pior caso, que é de uma pá totalmente reta e sem inclinação em seu eixo. O volume deslocado pela pá foi calculado considerando a área superficial da pá e o volume movido, considerando o trajeto circular desde o momento que entra em contato o produto até sua saída, ou seja, meia volta;
- h) não há cargas axiais aplicadas;
- i) será utilizado como base para todos os cálculos de concentradores de tensão, como rasgos de chavetas e reduções na seção, as geometrias dos elementos atuais.

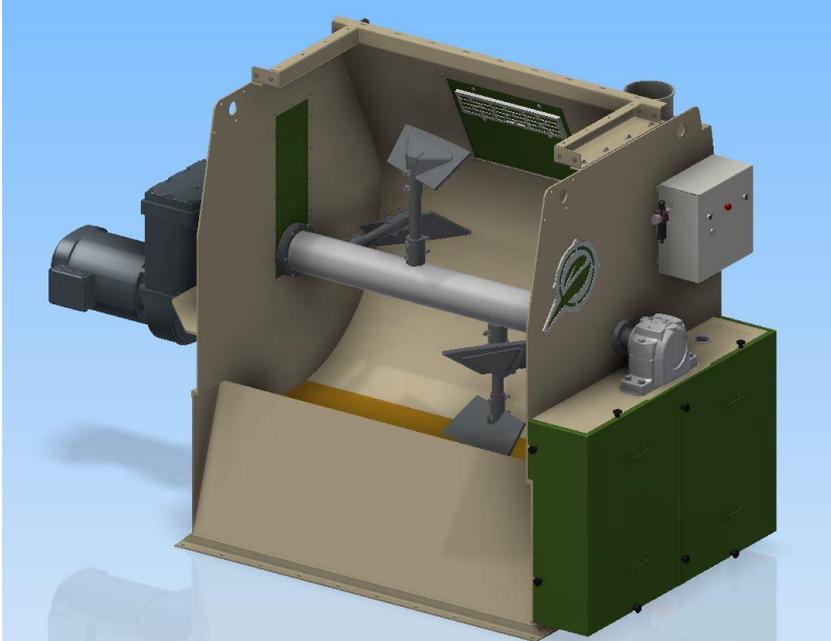
Para a fabricação do eixo, das ponteiros e das chavetas foi utilizado o aço SAE (*Society of Automotive Engineers*) 1020 laminado a frio¹, com resistência a tração S_{ut} de 450 MPa e resistência ao escoamento S_y de 330 MPa. A escolha por este material deve-se ao fato de que as suas propriedades mecânicas contribuem para a redução da sensibilidade ao entalhe, o que é um aspecto importante no cálculo da resistência à fadiga do material. Além disso, o eixo atualmente utilizado na máquina também é constituído do mesmo material.

4.2 Características técnicas do misturador

O misturador em estudo possui uma capacidade volumétrica de $1,75m^3$ e, em média, a ração bovina possui um peso específico de $650kg/m^3$. Desta maneira, a massa misturada fica em torno de $1138kg$. A figura 15 ilustra a parte interna do misturador sem a peça lateral de sua estrutura.

¹ Propriedades do aço retiradas do site <http://lgsteel.com.br/propriedades-mecanicas-do-carbono.htm>.

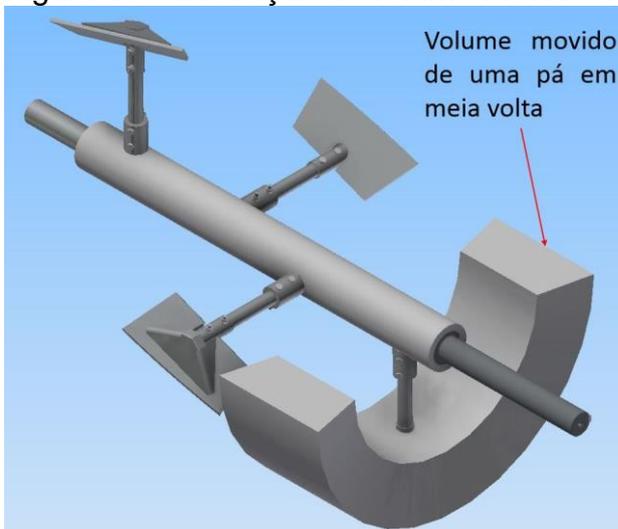
Figura 15 – Representação da parte interna do misturador



Fonte: Do autor (2020).

O torque que age sobre o sistema foi obtido determinando a massa movida por cada pá em contato com o produto ao mesmo tempo, conforme pode-se observar na figura 16.

Figura 16 – Ilustração do volume movido de uma pá em meia volta

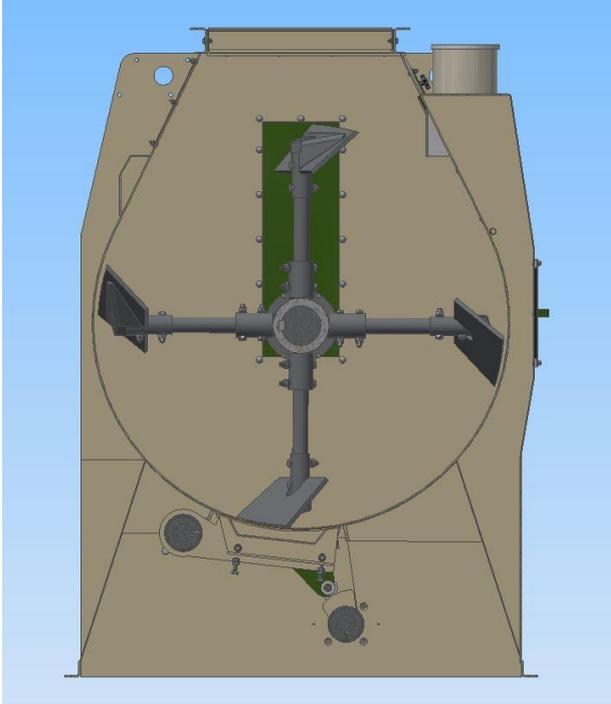


Fonte: Do autor (2020).

Para calcular o esforço que o movimento da massa movida gera na pá, foi necessário determinar o volume movido por cada pá em contato com o produto, obtendo-se, assim, a massa total movida e a força que age no sentido contrário ao movimento. A altura máxima de produto dentro do misturador encontra-se no centro

do eixo, e a pá entra em contato com a ração percorrendo 180 graus. A figura 17 apresenta uma vista em corte do misturador em estudo.

Figura 17 – Vista em corte demonstrando a área de mistura



Fonte: Do autor (2020).

O volume movido por uma pá foi obtido utilizando o *software (Autodesk Inventor)*. No processo de mistura, o misturador apresenta duas pás em contato com o produto, independentemente do posicionamento do eixo ao longo do ciclo do misturador. Os dados técnicos do misturador considerados neste trabalho são apresentados na tabela 3.

Tabela 3 – Dados técnicos do misturador

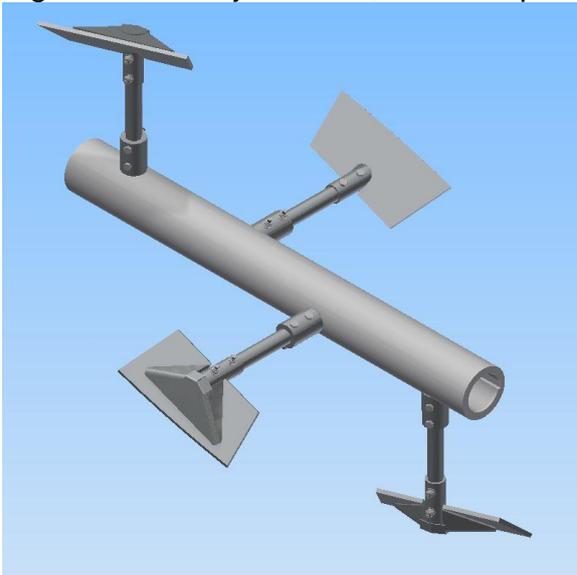
Volume movido por pá	0,146 m ³
Volume movido simultaneamente	0,292 m ³
Peso específico da ração	650 kg/m ³
Massa movida simultaneamente	190 kg
Distância entre a pá e o centro do eixo	0,636 m
Massa do eixo em conjunto com as hastes e pás	300 kg

Fonte: Do autor (2020).

Conforme as informações da tabela 3, a massa movida em qualquer instante de tempo ao longo do ciclo do misturador é de 190kg. Desprezando o atrito interno gerado entre as partículas da ração (o que aumentaria os esforços sobre as pás) e considerando apenas a aceleração da gravidade de 9,81 m/s², a força no sentido

contrário ao movimento é de $1863,9\text{ N}$. Foi considerado a aplicação da força apenas nas pás, desconsiderando os esforços que incidem sobre as hastes. Aplicando a equação 5, obtém-se o torque no eixo de $1185,44\text{ N.m}$. O torque incide ao longo de todo o eixo, visto que, com sua rotação os esforços agem em diferentes pontos, mas de modo constante em sua magnitude. A figura 18 demonstra o conjunto composto pelo eixo, hastes e pás.

Figura 18 – Conjunto eixo, hastes e pás

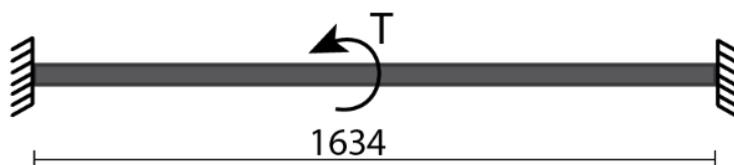


Fonte: Do autor (2020).

4.3 Diagrama de corpo livre

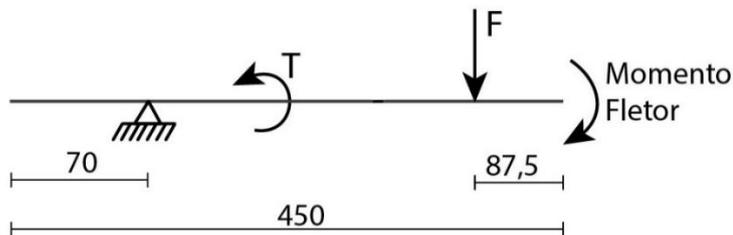
Para simplificar a visualização dos esforços que agem sobre os elementos a serem dimensionados, foi desenvolvido um diagrama de corpo livre para o eixo e ponteiros. Estes diagramas estão representados pelas figuras 19, 20 e 21, nesta ordem.

Figura 19 – Diagrama de corpo livre do eixo



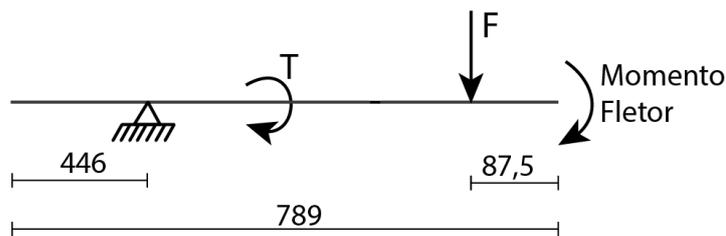
Fonte: Do autor (2020).

Figura 20 – Diagrama de corpo livre da ponteira movida



Fonte: Do autor (2020).

Figura 21 – Diagrama de corpo livre da ponteira motora



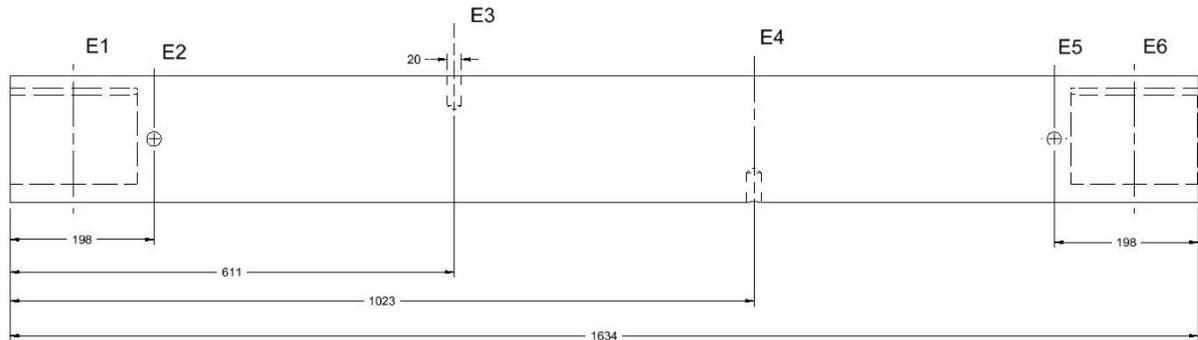
Fonte: Do autor (2020).

4.4 Dimensionamento do eixo

O eixo do misturador possui 1634 mm de comprimento e é acoplado nas duas ponteiras. Não há suportes diretamente ligados a ele, de modo que são as ponteiras que o sustentam. A carga de ração que entra no misturador não gera esforços significativos no eixo, em virtude da grande área de descarga e do diâmetro do eixo existente. Desta maneira, não há momento fletor agindo sobre o elemento, e assim a componente alternada M_a é considerada nula nesta abordagem. O eixo apresenta dois tipos concentradores de tensão, localizados nos rebaxos para o acoplamento das chavetas e nos furos.

O eixo possui dois rebaxos para o acoplamento de chavetas iguais, nomeados E1 e E6, localizados nas extremidades, e quatro furos iguais para a fixação das hastes, nomeados E2, E3, E4 e E5, distribuídos ao longo do comprimento. Foram escolhidos os pontos E1, para o cálculo em concentrador de tensão em rasgo de chaveta e o ponto E2 para o cálculo em concentrador de tensão em furos, visto que os demais pontos apresentam os mesmos resultados. A figura 22 apresenta a localização dos concentradores de tensão no eixo.

Figura 22 – Distribuição dos concentradores de tensão no eixo



Fonte: Do autor (2020).

Entre todos os concentradores de tensão apresentados na figura 22, os concentradores nos rasgos para chaveta E1 e E6, apresentaram maior relevância nos cálculos de dimensionamento do eixo em estudo. A metodologia aplicada no ponto E1, e demonstrada no apêndice 1, foi aplicada aos demais pontos. Desta forma, é apresentada a aplicação desta metodologia apenas no ponto E1. O apêndice 2 demonstra a aplicação do método no ponto E2. Os resultados obtidos em todos os pontos são apresentados na tabela 4.

Tabela 4 – Resultados obtidos no dimensionamento do eixo

Ponto	Diâmetro mínimo (<i>m</i>)
E1	0,059
E2	0,057
E3	0,057
E4	0,057
E5	0,057
E6	0,059

Fonte: Do autor (2020).

A escolha do diâmetro utilizado no eixo foi baseada nas informações da tabela 4, de modo que, para evitar reduções de seção, foi adotado o maior diâmetro em todo o eixo, de 0,059 *m*.

4.4.1 Limite de Resistência à fadiga

Para calcular o diâmetro do eixo é necessário estabelecer o valor para o limite de resistência à fadiga corrigido S_e (ver equação 11). Utilizando o apêndice 1, os

fatores modificadores de tensão encontrados foram os seguintes: $K_a = 0,893$, $K_b = 0,796$, $K_c = 1$, $K_d = 0,999$, $K_e = 0,702$, $K_f^* = 1$ e $S_e' = 226,8 \text{ MPa}$. O limite S_e resultou em $113,23 \text{ MPa}$.

4.4.2 Sensibilidade ao entalhe

Para determinar a sensibilidade ao entalhe q , utilizou-se a equação 18 e considerou-se como raio do entalhe $r = 1 \text{ mm}$. No apêndice 1, os valores encontrados para os esforços de flexão e de torção foram $q = 0,664$ e $q_s = 0,726$, respectivamente.

4.4.3 Concentração de tensão

A determinação do fator de concentração de tensão de fadiga K_f depende do tipo de concentrador. De acordo com o raio do entalhe, da geometria da peça e do tipo de carregamento, existe um fator de concentração teórico K_t para flexão e K_{ts} para torção. Os assentos de chavetas possuem concentrações significativas de tensão em seus cantos. Entre os diferentes concentradores de tensão presentes no eixo, os assentos de chavetas apresentaram os maiores valores de K_t e K_{ts} . Foi definido como raio dos cantos do rasgo da chaveta $r = 1 \text{ mm}$. Utilizando os valores obtidos do apêndice 1 foi encontrado $K_t = 2,3$ e $K_{ts} = 3,15$, aplicando a equação 16 foi encontrado para esforços de flexão $K_f = 1,86$ e para esforços de torção $K_{fs} = 2,56$.

4.4.4 Determinação do diâmetro

Buscando um dimensionamento para vida infinita, foi considerado $S_e = S_f$. O torque médio T_m é o mesmo do torque calculado na seção 4.2, $1185,44 \text{ N.m}$,

adotando um coeficiente de segurança $N_f = 2,5$ e utilizando $K_{fs} = K_{fsm}$. Desta maneira, pela equação 8, e utilizando o apêndice 1, o diâmetro resultante é $d = 0,0589m$.

4.5 Dimensionamento das ponteiras

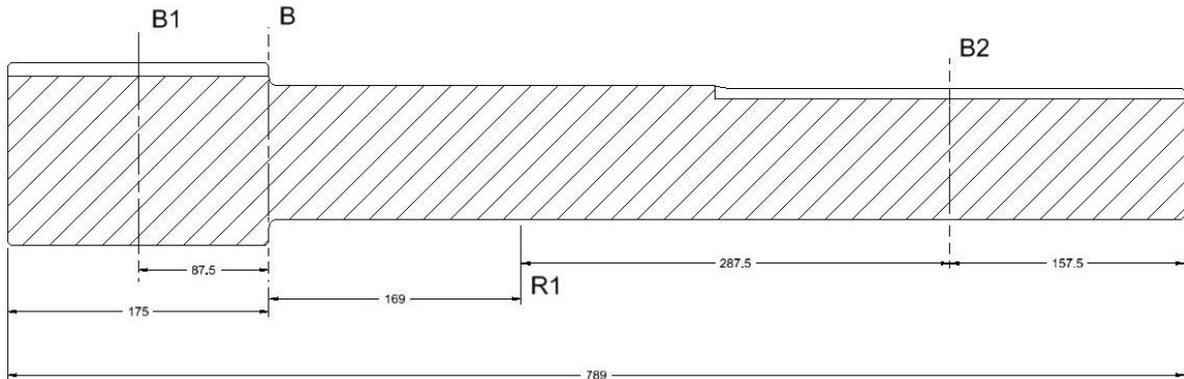
O dimensionamento das ponteiras utiliza a mesma metodologia aplicada ao dimensionamento do eixo. As informações necessárias e os resultados obtidos para os cálculos de limite de resistência à fadiga, sensibilidade ao entalhe, concentração de tensão e determinação do diâmetro são apresentadas em tabelas nas suas respectivas seções.

4.5.1 Dimensionamento da ponteira motora

A ponteira motora é o elemento que acoplada ao motoredutor e ao eixo transfere movimento de rotação e auxilia na sustentação do eixo. O seu apoio é feito sobre mancais de rolamento. O motoredutor apoia-se na estrutura do misturador, não havendo neste caso esforços verticais na ponteira.

O elemento em estudo possui 789 mm de comprimento e apresenta em sua forma construtiva dois tipos de concentradores de tensão, localizados no rasgo para assentamento das chavetas e no rebaixo do diâmetro. A ponteira possui 2 rasgos de chaveta, uma na ligação com o motoredutor (B2) e outro no acoplamento com o eixo (B1). Os pontos B e R1, localizam-se no rebaixo do diâmetro e no apoio no mancal de rolamento, respectivamente. A figura 23 demonstra a posição dos concentradores de tensão ao longo da ponteira motora.

Figura 23 – Distribuição dos concentradores de tensão na ponteira motora



Fonte: Do autor (2020).

Com a conclusão do dimensionamento de todos os concentradores de tensão apresentados na figura 23, o B1 apresentou a maior relevância para as equações aplicadas. Utilizou-se a mesma metodologia em todos os concentradores de tensão da ponteira motora. Estas aplicações podem ser observadas nos apêndices 3, 4 e 5, referentes aos pontos B1, B2 e B, respectivamente. É apresentado a aplicação desta metodologia para o maior diâmetro calculado. Os resultados obtidos em todos os concentradores de tensão são apresentados na tabela 5.

Tabela 5 – Resultados obtidos no dimensionamento da ponteira motora

Ponto	Diâmetro mínimo (m)
B1	0,064
B2	0,059
B	0,050

Fonte: Do autor (2020).

De acordo com as considerações iniciais descritas na seção 4.1, a ponteira motora deve ter no mínimo $0,09\ m$ de diâmetro. No projeto atual a ponteira acopla diretamente no eixo, conforme é visto na figura 16. Esta forma de acoplamento não é mais possível, visto que o diâmetro do eixo ficou menor que o diâmetro da ponteira. De modo que seja possível o acoplamento entre a ponteira e o eixo, foi projetado um novo elemento, demonstrado na seção 4.8. Desenvolvido pensando na facilidade de manutenção do equipamento, é utilizado o mesmo diâmetro para a ponteira motora e ponteira movida, de modo que, na hora da substituição dos elementos, como rolamentos e mancais de rolamento, o manutentor terá apenas um tipo de elemento para substituir.

4.5.1.1 Limite de Resistência à fadiga

A tabela 6 apresenta o resultado obtido na aplicação da equação 11, utilizando os dados fornecidos pelo apêndice 3.

Tabela 6 – Limite de resistência à fadiga para ponteira motora

Fator de superfície K_a	0,893
Fator de tamanho K_b	0,785
Fator de carregamento K_c	1
Fator de temperatura K_d	0,999
Fator de confiabilidade K_e	0,702
Fatores de efeitos diversos K_f^*	1
Limite de resistência à fadiga não corrigido S_e'	226,8 MPa
Limite de resistência à fadiga corrigido S_e	111,66 MPa

Fonte: Do autor (2020).

4.5.1.2 Sensibilidade ao entalhe

São demonstrados na tabela 7 os resultados obtidos na aplicação da equação 18 com as informações do apêndice 3.

Tabela 7 – Sensibilidade ao entalhe para ponteira motora

Raio do entalhe r	1 mm
Esforços de flexão q	0,664
Esforços de torção q_s	0,726

Fonte: Do autor (2020).

4.5.1.3 Concentração de tensão

Os resultados da aplicação da equação 16 em conjunto com as informações do apêndice 3, são apresentadas na tabela 8.

Tabela 8 – Concentração de tensão para ponteira motora

Raio do rasgo da chaveta r	1 mm
Fator de concentração de tensão teórico para flexão K_t	2,35
Fator de concentração de tensão teórico para torção K_{ts}	3,20
Fator de concentração de tensão de fadiga para flexão K_f	1,90
Fator de concentração de tensão de fadiga para torção K_{fs}	2,60

Fonte: Do autor (2020).

4.5.1.4 Determinação do diâmetro

A ponteira motora suporta metade da massa do eixo em conjunto com as hastes e pás. É gerado um esforço pontual P , que atua a uma distância L do ponto de apoio da ponteira sobre o mancal de rolamento. Utilizando a equação 9, obtém-se a componente alternada M_a . A tabela 9 demonstra os resultados obtidos pela equação 8 e 9 em conjunto com o apêndice 3.

Tabela 9 – Determinação do diâmetro para ponteira motora

Limite de resistência à fadiga corrigido $S_e = S_f$	
Fator de concentração de tensão de fadiga para torção $K_{fs} = K_{fsm}$	
Coeficiente de segurança N_f	2,5
Torque médio T_m	1185,44 N.m
Carga P	1471,5 N
Distância entre o ponto de aplicação da carga e o ponto de apoio L	0,2565 m
Componente alternada do momento M_a	377,44 Nm
Diâmetro resultante d	0,0642 m

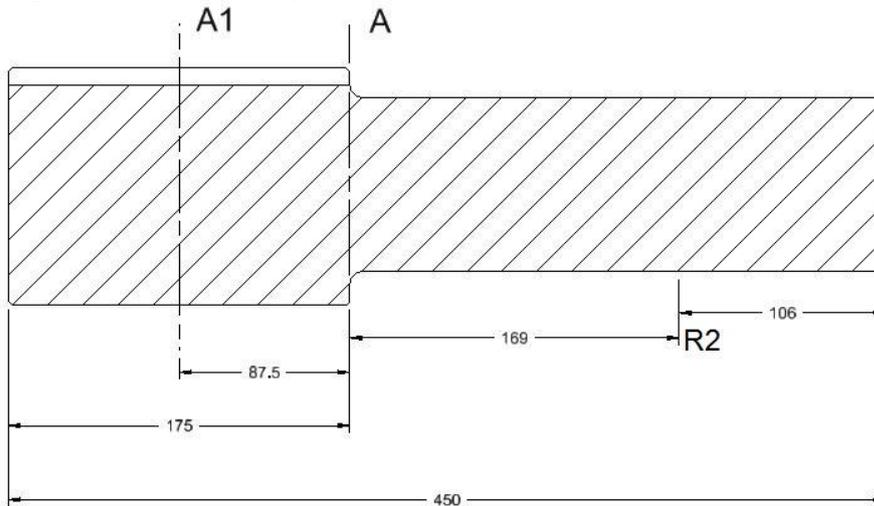
Fonte: Do autor (2020).

4.5.2 Dimensionamento da ponteira movida

A ponteira movida é o elemento que em conjunto com a ponteira motora, realiza a sustentação do eixo. Este componente é apoiado na estrutura do misturador por mancais de rolamento. A ponteira possui 450 mm de comprimento e apresenta dois tipos de concentradores de tensão em seu projeto, localizados no rasgo para encaixe das chavetas e no rebaixo do diâmetro.

O concentrador de tensão no rasgo para encaixe da chaveta, A1, localiza-se na extremidade da ponteira, na seção de acoplamento com o eixo. O rebaixo do diâmetro e o apoio no mancal de rolamento, são os pontos A e R2, respectivamente. A figura 24 apresenta a localização dos concentradores de tensão na ponteira movida.

Figura 24 – Distribuição dos concentradores de tensão na ponteira movida



Fonte: Do autor (2020).

A aplicação do método de dimensionamento no rasgo para encaixe de chaveta, A1, demonstrou ter maior relevância para as equações de dimensionamento deste elemento. É apresentada a aplicação desta metodologia apenas para o concentrador de tensão A1. Utilizou-se a mesma metodologia para todos os concentradores de tensão, apresentadas nos apêndices 6 e 7 para os pontos A1 e A, respectivamente. Os resultados obtidos em todos os pontos são apresentados na tabela 10.

Tabela 10 – Resultados obtidos no dimensionamento da ponteira movida

Ponto	Diâmetro mínimo (m)
A1	0,064
A	0,050

Fonte: Do autor (2020).

4.5.2.1 Limite de Resistência à fadiga

A tabela 11 apresenta o resultado obtido na aplicação da equação 11, utilizando os dados fornecidos pelo apêndice 6.

Tabela 11 – Limite de resistência à fadiga para ponteira movida

Fator de superfície K_a	0,893
Fator de tamanho K_b	0,785
Fator de carregamento K_c	1
Fator de temperatura K_d	0,999
Fator de confiabilidade K_e	0,702
Fatores de efeitos diversos K_f^*	1
Limite de resistência à fadiga não corrigido S_e'	226,8 MPa
Limite de resistência à fadiga corrigido S_e	111,66 MPa

Fonte: Do autor (2020).

4.5.2.2 Sensibilidade ao entalhe

São demonstrados na tabela 12 os resultados obtidos na aplicação da equação 18 com as informações do apêndice 6.

Tabela 12 – Sensibilidade ao entalhe para ponteira movida

Raio do entalhe r	1 mm
Esforços de flexão q	0,664
Esforços de torção q_s	0,726

Fonte: Do autor (2020).

4.5.2.3 Concentração de tensão

Os resultados da aplicação da equação 16 em conjunto com as informações do apêndice 6, são apresentadas na tabela 13.

Tabela 13 – Concentração de tensão para ponteira movida

Raio do rasgo da chaveta r	1 mm
Fator de concentração de tensão teórico para flexão K_t	2,30
Fator de concentração de tensão teórico para torção K_{ts}	3,20
Fator de concentração de tensão de fadiga para flexão K_f	1,86
Fator de concentração de tensão de fadiga para torção K_{fs}	2,60

Fonte: Do autor (2020).

4.5.2.4 Determinação do diâmetro

A ponteira movida suporta metade da massa do eixo em conjunto com as hastes e pás. É gerado um esforço pontual P , que atua a uma distância L do ponto de apoio da ponteira sobre o mancal de rolamento. Utilizando a equação 9, obtém-se a componente alternada M_a . A tabela 14 demonstra os resultados obtidos pela equação 8 e 9 em conjunto com o apêndice 6.

Tabela 14 – Determinação do diâmetro para ponteira movida

Limite de resistência à fadiga corrigido $S_e = S_f$	
Fator de concentração de tensão de fadiga para torção $K_{fs} = K_{fsm}$	
Coeficiente de segurança N_f	2,5
Torque médio T_m	1185,44 N.m
Carga P	1471,5 N
Distância entre o ponto de aplicação da carga e o ponto de apoio L	0,2565 m
Componente alternada do momento M_a	377,44 Nm
Diâmetro resultante d	0,064 m

Fonte: Do autor (2020).

4.6 Dimensionamento das chavetas

As chavetas são dimensionadas utilizando a tabela 15, de modo que o diâmetro do elemento é utilizado para determinar sua altura e largura. O tipo de chaveta aplicado é a do tipo paralela. O comprimento adotado é o maior entre as duas falhas calculadas e é condizente com as premissas da seção 3.2.3. Na tabela 15 é demonstrado algumas chavetas padronizadas.

Tabela 15 – Chavetas padronizadas para eixos com dimensões métricas

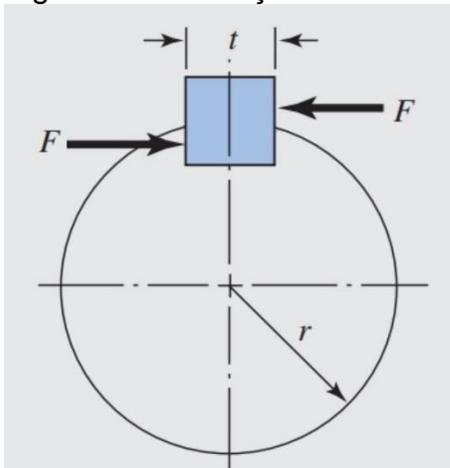
Diâmetro do eixo (<i>mm</i>)	Largura x altura da chaveta (<i>mm</i>)
$8 < d \leq 10$	3 x 3
$10 < d \leq 12$	4 x 4
$12 < d \leq 17$	5 x 5
$17 < d \leq 22$	6 x 6
$22 < d \leq 30$	8 x 7
$30 < d \leq 38$	10 x 8
$38 < d \leq 44$	12 x 8
$44 < d \leq 50$	14 x 9
$50 < d \leq 58$	16 x 10
$58 < d \leq 65$	18 x 11
$65 < d \leq 75$	20 x 12
$75 < d \leq 85$	22 x 14
$85 < d \leq 95$	25 x 14

Fonte: Adaptado de Norton (2013, p. 571).

4.6.1 Dimensionamento das chavetas do eixo

Utilizando o diâmetro máximo calculado para o eixo $d = 59 \text{ mm}$, é obtido da tabela 15, uma chaveta de dimensões com 18 mm de largura por 11 mm de altura. Conforme a seção 2.6.1, a profundidade do rasgo para encaixe de chaveta no eixo é de $5,5 \text{ mm}$. A figura 25 ilustra os esforços na chaveta.

Figura 25 – Esforços na chaveta



Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2016, p. 381).

Para dimensionar a chaveta, é adotando um coeficiente de segurança $N_f = 2,5$. É utilizado o raio do eixo $r = 0,0295 \text{ m}$ e o torque que age no sistema é o mesmo calculado na seção 4.2, $T = 1185,44 \text{ N.m}$. Desta forma, a força tangencial que incide sobre as faces da chaveta, pela equação 4, é $F = 40184,7 \text{ N}$. Aplicando o método da teoria da energia de distorção, da equação 3, a resistência ao cisalhamento resulta em $S_{sy} = 190,41 \text{ MPa}$.

A chaveta selecionada possui uma largura $t = 0,018 \text{ m}$. Utilizando a equação 6, a falha por cisalhamento resulta em um comprimento de chaveta $l = 0,0293 \text{ m}$. Aplicando a equação 7, a falha por esmagamento gera um comprimento de chaveta $l = 0,0338 \text{ m}$.

O dimensionamento apresentou, pela falha por esmagamento, o maior comprimento. O valor encontrado está dentro da faixa de comprimento indicada na seção 3.2.3.

4.6.2 Dimensionamento das chavetas das ponteiras

O diâmetro calculado no dimensionamento das ponteiras resultou em um valor menor do que as considerações iniciais solicitam, assim, é utilizado o diâmetro $d = 90 \text{ mm}$. Aplicando a mesma metodologia utilizada para o dimensionamento das chavetas do eixo, os resultados obtidos para as chavetas das ponteiras são apresentados na tabela 16.

Tabela 16 – Resultados do dimensionamento das chavetas para as ponteiras

Largura da chaveta	0,025 m
Altura da chaveta	0,014 m
Profundidade do rasgo para encaixe de chaveta	0,007 m
Coefficiente de segurança N_f	2,5
Raio do eixo r	0,045 m
Torque T	1185,44 N.m
Força tangencial F	26343,11 N
Resistência ao cisalhamento S_{sy}	190,41 MPa
Comprimento de falha por cisalhamento l	0,0138 m
Comprimento de falha por esmagamento l	0,0159 m

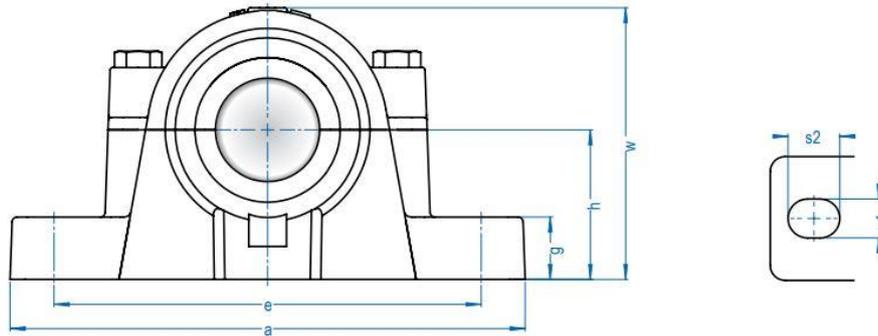
Fonte: Do autor (2020).

O dimensionamento apresentou, pela falha por esmagamento, o maior comprimento. O valor encontrado está dentro da faixa de comprimento indicada na seção 3.2.3.

4.7 Seleção dos rolamentos e mancais

A seleção ocorre em tabela padronizada, de modo que o principal dado de entrada seja o diâmetro das ponteiras $d = 90 \text{ mm}$. Utilizando a carga estática para a seleção do rolamento, cada um deve suportar 78 kgf . A rotação máxima do misturador é 40 RPM e o eixo é posicionado na horizontal. A figura 26 ilustra uma seção da tabela padronizada para seleção de mancais e rolamentos.

Figura 26 – Seção da tabela padronizada para seleção de mancais e rolamentos



pol	Eixo Ød mm	Caixa	Montagem				Cargas (kgf)		Limite Rotação RPM
			Rolamento	Bucha de Fixação	Anel de Bloqueio	Tampa Cega	dinâmica C _d	estática C _{or}	
3-7/16		SNA 520	1220K	HA220	2 FRB 18/180	A 520	6890	3000	4800
			2220K	HA320	2 FRB 12/180		9750	4050	4800
			22220K	HA320	2 FRB 12/180		42500	49000	4500
			23220K	HA2320	2 FRB 4.85/180		47500	60000	3400
3-1/2			1220K	HE220	2 FRB 18/180		6890	3000	4800
			2220K	HE320	2 FRB 12/180		9750	4050	4800
			22220K	HE320	2 FRB 12/180		42500	49000	4500
			23220K	HE2320	2 FRB 4.85/180		47500	60000	3400
90			1220K	H220	2 FRB 18/180		6890	3000	4800
			2220K	H320	2 FRB 12/180		9750	4050	4800
			22220K	H320	2 FRB 12/180		42500	49000	4500
			23220K	H2320	2 FRB 4.85/180		47500	60000	3400
3-5/8			1220K	HS220	2 FRB 18/180		6890	3000	4800
			2220K	HS320	2 FRB 12/180		9750	4050	4800
			22220K	HS320	2 FRB 12/180		42500	49000	4500
			23220K	HS2320	2 FRB 4.85/180		47500	60000	3400

Fonte: Adaptado de Fábrica de Rolamentos e Mancais Ltda (2020, p. 391).

Aplicando os dados na tabela, é selecionado o rolamento 1220K e um mancal do tipo bipartido SNA 520. Ambos atendem todos os requisitos necessários para a aplicação no suporte das ponteiras.

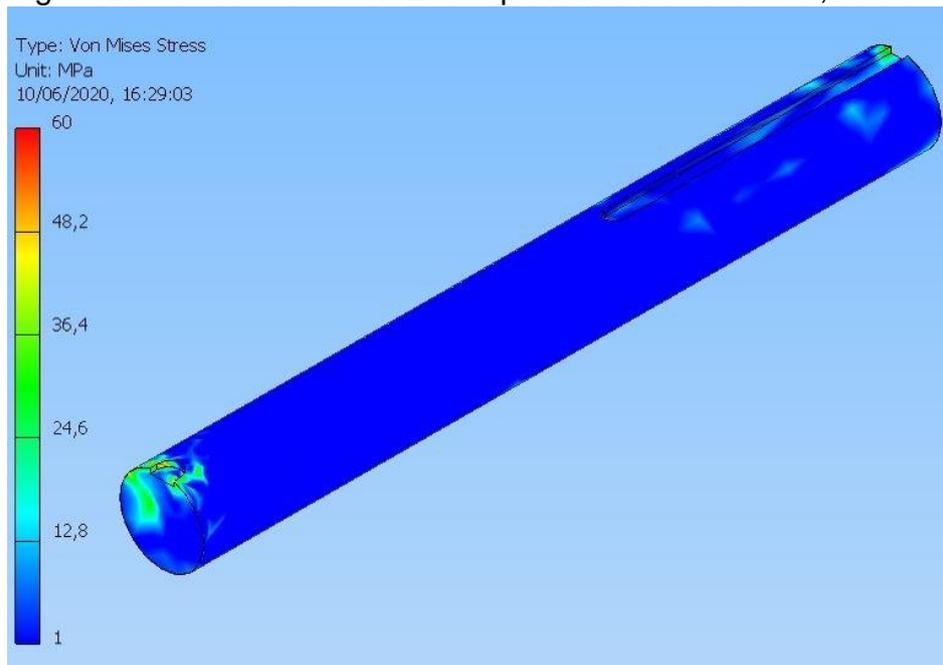
4.8 Modelagem do sistema em CAD e CAE

Após determinados os diâmetros e rasgos de chaveta para o eixo e ponteiras, utiliza-se para realizar a modelagem e a simulação por MEF destes elementos de máquinas o *software Autodesk Inventor*. A simulação por Métodos de Elementos Finitos baseia-se nos mesmos esforços utilizados nos métodos de dimensionamento, possibilitando a validação dos resultados obtidos.

Os resultados dessas simulações são apenas qualitativos, ou seja, indicam somente a distribuição das tensões e a localização das tensões máximas (nos concentradores de tensão). As magnitudes das tensões e deformação são somente uma análise prévia, devendo ser realizado um teste de independência de malha para garantir os valores de tensões e deformações. Além do teste de independência de malha também é importante realizar a validação do código numérico.

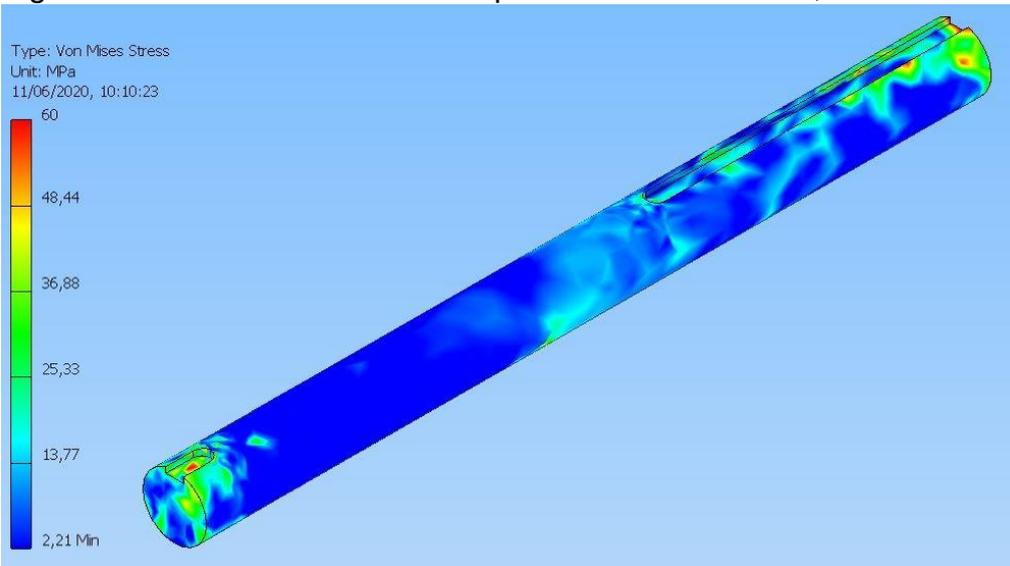
Devido às considerações iniciais fixarem o diâmetro das ponteiros em $d = 0,090\text{ m}$, é aplicada a simulação numérica para os resultados obtidos nos dimensionamentos para o eixo e as ponteiros, e para o diâmetro fixado das ponteiros. As figuras 27 e 28 apresentam os resultados obtidos pelo MEF na ponteira motora com $d = 0,090\text{ m}$ e $d = 0,064\text{ m}$, respectivamente.

Figura 27 – Resultado do MEF na ponteira motora $d = 0,090\text{ m}$



Fonte: Do autor (2020).

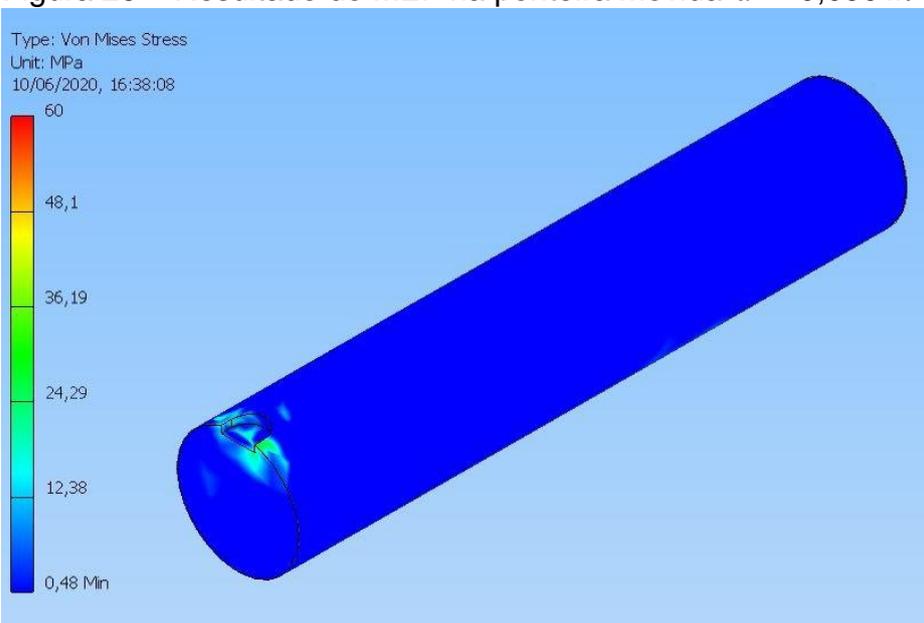
Figura 28 – Resultado do MEF na ponteira motora $d = 0,064\text{ m}$



Fonte: Do autor (2020).

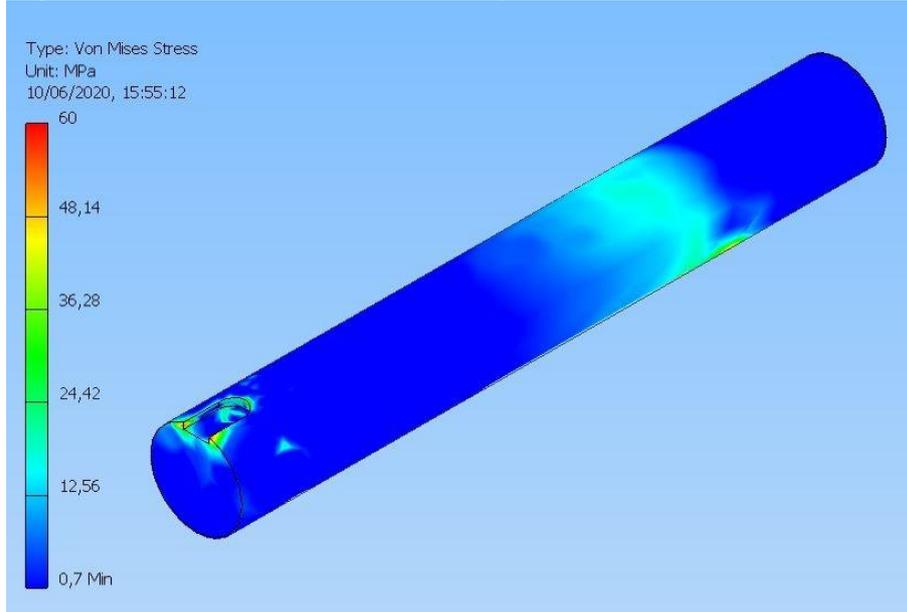
As figuras 29 e 30 apresentam os resultados obtidos pelo MEF na ponteira movida com $d = 0,090\text{ m}$ e $d = 0,064\text{ m}$, respectivamente.

Figura 29 – Resultado do MEF na ponteira movida $d = 0,090\text{ m}$



Fonte: Do autor (2020).

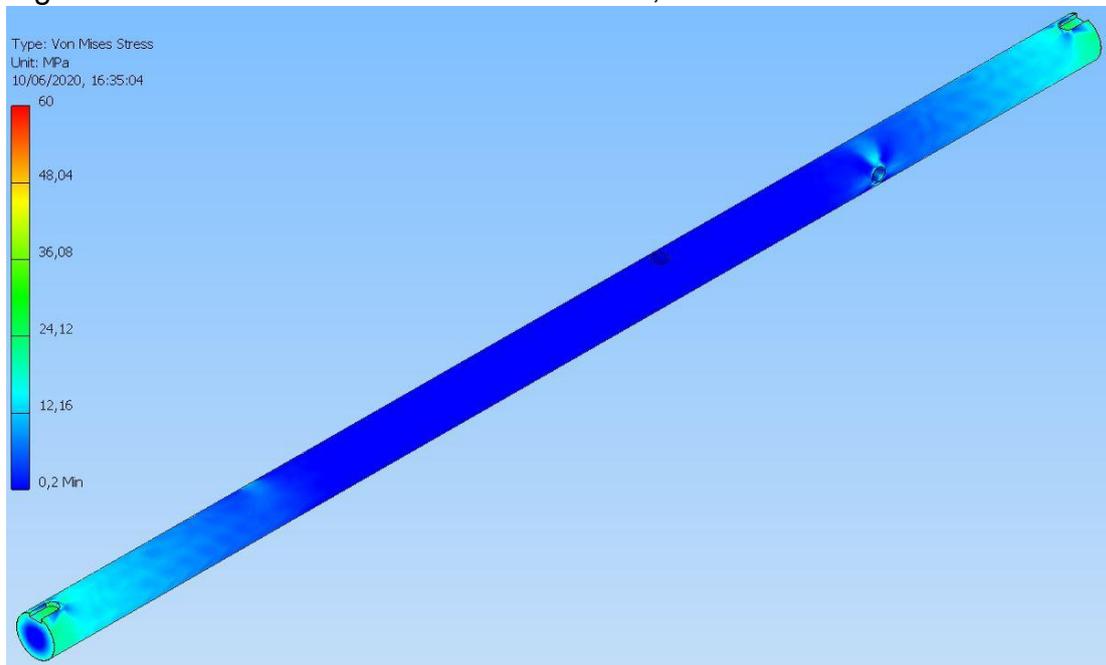
Figura 30 – Resultado do MEF na ponteira movida $d = 0,064\text{ m}$



Fonte: Do autor (2020).

A figura 31 demonstra os resultados obtidos pelo MEF no eixo com $d = 0,059\text{ m}$.

Figura 31 – Resultado do MEF no eixo $d = 0,059\text{ m}$



Fonte: Do autor (2020).

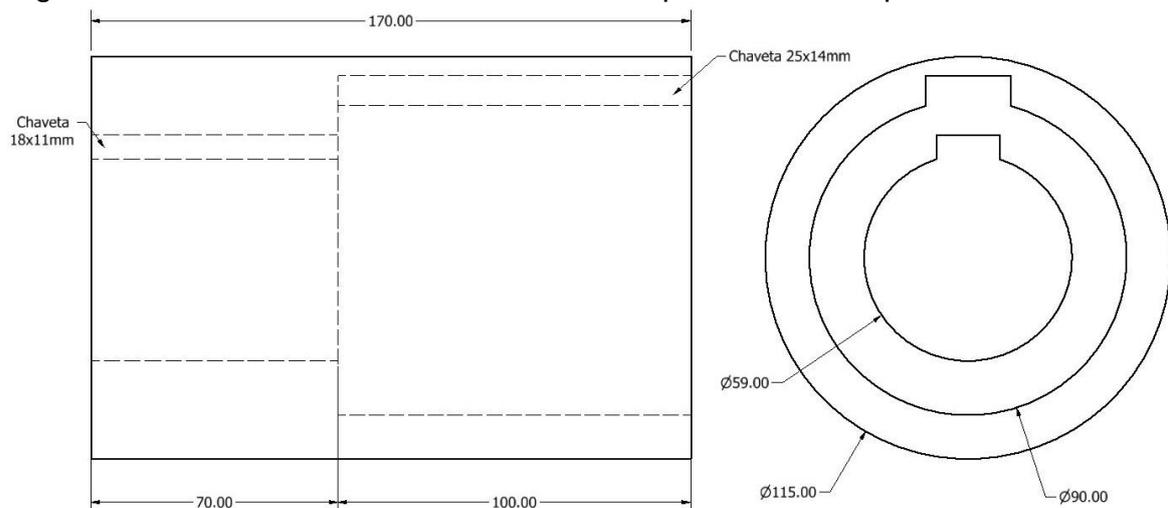
De acordo com os resultados do MEF, os maiores esforços são gerados nas regiões dos rasgos de chaveta, onde localizam-se os maiores concentradores de tensão. As regiões que apresentam os maiores esforços são as mesmas que, no processo de dimensionamento, obtiveram os maiores resultados. As demais áreas

dos componentes demonstram esforços muito abaixo dos necessários para gerar uma falha estrutural. Mesmo os esforços mais elevados aplicados a estes elementos estão distantes do limite de resistência ao escoamento, o que comprova que o elemento foi dimensionado para uma vida infinita.

Os resultados ilustrados nas figuras 27 e 29 demonstram como as ponteiras com $d = 0,090\text{ m}$ estão superdimensionadas, devido ao fato de terem seu diâmetro fixado para ser possível o acoplamento com o motoredutor.

Conforme descrito na seção 4.5, desenvolveu-se um novo elemento de máquina que realizará a função de acoplamento entre as ponteiras e o eixo. Este componente foi desenvolvido respeitando as considerações feitas na seção 3.2.3 e utilizou-se o mesmo material do eixo e ponteiras na sua construção. A figura 32 apresenta uma vista frontal e uma vista lateral com detalhes internos e dimensões.

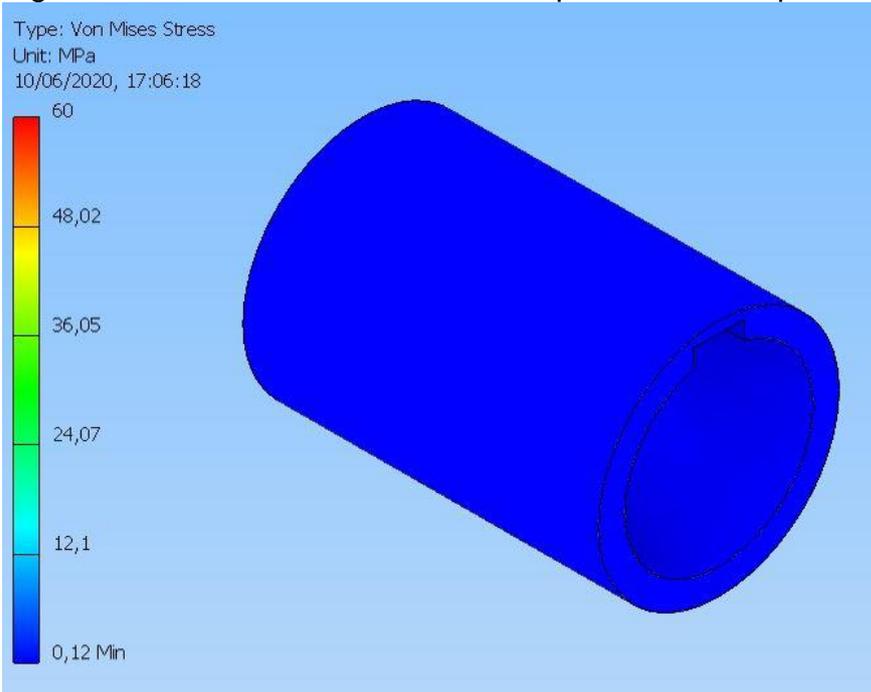
Figura 32 – Vista frontal e vista lateral do componente de acoplamento



Fonte: Do autor (2020).

Garantindo que o novo elemento de acoplamento não apresente nenhuma falha estrutural, aplicou-se o método MEF, tendo como base os mesmos esforços aplicados as ponteiras e eixo. A figura 33 demonstra os resultados obtidos.

Figura 33 – Resultado do MEF no componente de acoplamento



Fonte: Do autor (2020).

De acordo com a figura 33 é possível concluir que o componente está superdimensionado, devido ao fato de que ele deve acoplar nas ponteiras com $d = 0,090\text{ m}$.

4.9 Apresentação das melhorias em comparação ao modelo atual

Com a conclusão do dimensionamento e da validação pelo MEF dos elementos de máquinas em estudo, é possível realizar uma comparação entre o projeto atual e o desenvolvido por este trabalho. Esta comparação tem como propósito apresentar as possíveis melhorias que o projeto pode assumir. São apresentados na tabela 17 os valores atuais e os obtidos neste estudo, para o eixo e as ponteiras.

Tabela 17 – Comparação dos diâmetros entre o projeto atual e os resultados obtidos

Componente	Projeto atual	Resultados obtidos
	Diâmetro predominante (m)	Diâmetro predominante (m)
Eixo	0,175	0,059
Ponteira Motora	0,090	0,064
Ponteira Movida	0,090	0,064

Fonte: Do autor (2020).

Visto que as ponteiras do projeto atual possuem duas seções com diâmetro diferentes, $d = 0,125\text{ m}$ e $d = 0,090\text{ m}$, foi adotado na tabela 17 o diâmetro predominante.

Em virtude do diâmetro necessário para realizar o acoplamento no motoredutor, descrito na seção 4.1, o diâmetro das ponteiras motoras foi fixado em $d = 0,090\text{ m}$. A tabela 18 compara as dimensões das chavetas e os tipos de mancais e rolamentos.

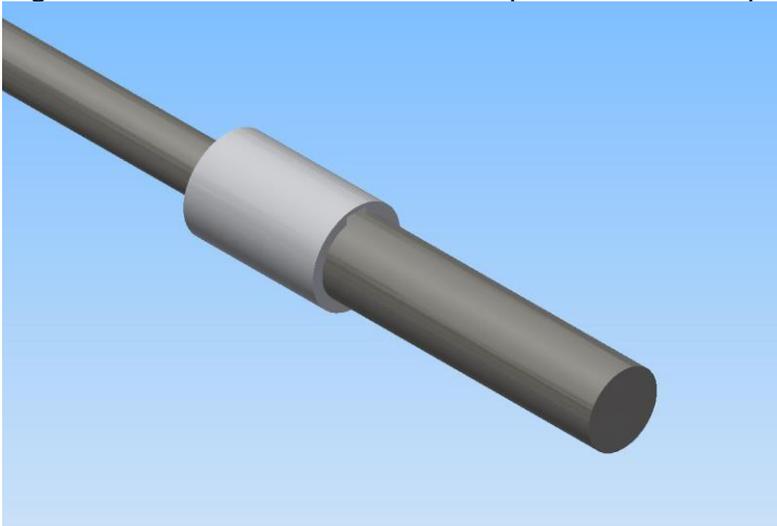
Tabela 18 – Comparação das chavetas, mancais e rolamentos entre o projeto atual e os resultados obtidos

Componente	Projeto atual		Resultados obtidos	
	Largura x altura x comprimento (<i>mm</i>)	Tipo	Largura x altura x comprimento (<i>mm</i>)	Tipo
Chaveta do eixo	32 x 18 x 175		18 x 11 x 33,8	
Chaveta das ponteiras	32 x 18 x 175		25 x 14 x 15,9	
Mancal		SNA 520		SNA 520
Rolamento		23220K		1220K

Fonte: Do autor (2020).

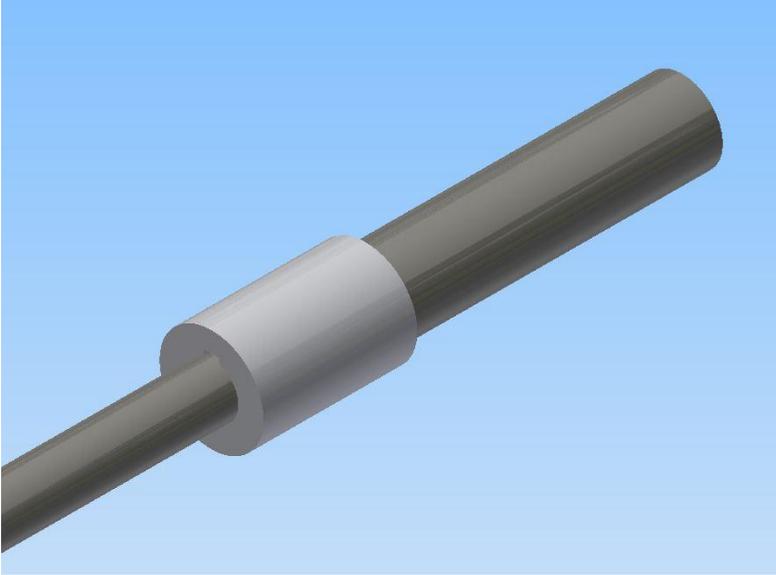
Devido ao tipo de acoplamento do projeto atual, as chavetas do eixo e ponteiras eram o mesmo elemento. Com o desenvolvimento do novo tipo de acoplamento, as ponteiras e o eixo passaram a possuir suas próprias chavetas. Este novo tipo de acoplamento é apresentado nas figuras 34, 35 e 36.

Figura 34 – Vista destacando o acoplamento com a ponteira movida



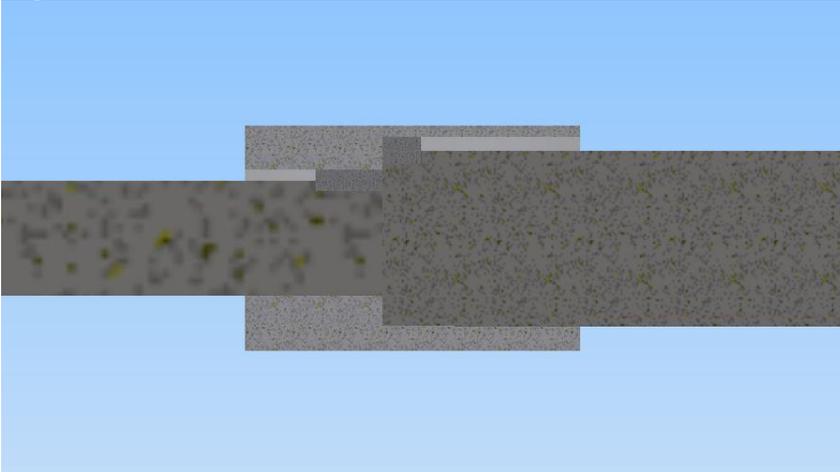
Fonte: Do autor (2020).

Figura 35 – Vista destacando o acoplamento com o eixo



Fonte: Do autor (2020).

Figura 36 – Vista demonstrando o interior do elemento de acoplamento



Fonte: Do autor (2020).

Os componentes de máquinas obtidos após a finalização das etapas de dimensionamento apresentaram uma significativa redução em seu diâmetro e conseqüentemente na quantidade de matéria prima utilizada para produzi-los. Facilitando o manuseio e as operações, como usinagem e fresamento, que deverão ser aplicados para a produção destes elementos.

5 CONCLUSÃO

Com o término deste estudo, é possível concluir que a metodologia aplicada mostrou-se adequada e os objetivos foram alcançados. Os dimensionamentos propostos para os elementos de máquinas estudados apresentaram resultados satisfatórios utilizando o método ASME (*American Society of Mechanical Engineers*).

Analisando a metodologia utilizada nos dimensionamentos, verificou-se que é de grande importância conhecer os esforços que o modo de operação do misturador cria em torno do eixo e das ponteiros, de modo que, estes fatores podem alterar a forma de como é realizado o dimensionamento. A norma B106.1M-1985 demonstrou atender todos os aspectos necessários para os dimensionamentos dos diâmetros das ponteiros e do eixo.

O diagrama de corpo livre mostrou-se uma ferramenta essencial para o dimensionamento. Foi possível identificar com clareza todos os esforços que agem sobre o eixo e ponteiros, facilitando a compreensão e a utilização destas forças no dimensionamento.

A aplicação da metodologia de dimensionamento nos elementos estudados, principalmente no eixo e ponteiros, evidenciou que os projetos destes componentes mecânicos estavam superdimensionados. Desta forma, elevando outros custos ligados a eles, como a potência mínima necessária para o funcionamento adequado do equipamento. O dimensionamento destes componentes apresentou uma redução significativa nos seus diâmetros, como, a redução da seção do eixo que antes da aplicação do método era de $0,175\text{ m}$ e após a aplicação, passou para uma seção de

0,059 m.

Outros elementos, como rolamentos e mancais apresentaram redução em sua classe, reduzindo custos na fabricação do misturados. As chavetas apresentaram redução significativa em seus tamanhos. O novo elemento de acoplamento entre as ponteiras e eixo simplificou a montagem destes componentes. Esta nova peça, com algumas mudanças, permite o acoplamento de elementos com diâmetros iguais ou diferentes, o que é impossível no projeto atual.

A validação dos resultados do dimensionamento pelo Método de Elementos Finitos apresentou resultados qualitativos, demonstrando a distribuição e a localização das máximas tensões nos elementos estudados. Para garantir as magnitudes de tensão, é necessário implementar um teste de independência de malha para validar o código numérico e as análises realizadas.

Os resultados obtidos na aplicação dos métodos apresentados neste trabalho demonstram a importância de realizar um correto dimensionamento dos elementos e de componentes críticos ao projeto. Normalmente estes componentes são os itens de maior valor de compra e que exigem processos de fabricação mais complexos.

Para trabalhos futuros, sugere-se a aplicação destes métodos de dimensionamento nos outros equipamentos da linha de misturadores e moinhos de ração. Conforme apresentado, o conjunto de eixo e ponteiras apresentavam um superdimensionamento, de modo que os outros equipamentos podem apresentar o mesmo erro de projeto.

6 REFERÊNCIAS

ALVES FILHO, Avelino. **Elementos finitos**: a base da tecnologia CAE. 6. ed. São Paulo: Érica, 2013.

KIM, Nam Ho. **Introdução à análise e ao projeto em elementos finitos**. Rio de Janeiro: LTC, 2011.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de máquinas de Shigley**. 10. ed. Porto Alegre: AMGH, 2016.

BEER, Ferdinand P.; JOHNSTON, E. Russell JR.; DEWOLF, John T.; MAZUREK, David F. **Mecânica dos materiais**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2015.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

NORTON, L. Robert. **Projeto de máquinas**: Uma abordagem integrada. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

MANAS Z., TADMOR I. E. **Mixing and Compounding of Polymers**. New York: Hanser Publishers, 1994.

CHEMIN, B. F. **Manual da Univates para trabalhos acadêmicos**: planejamento, elaboração e apresentação. 3. ed. Lajeado: Univates, 2015.

LAKATOS, Eva Maria; MARCONI, Marina de Andrade. **Metodologia científica**. 7. ed. São Paulo: Atlas, 2017.

GIL, Antonio Carlos. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 6. ed. São Paulo: Atlas, 2018.

VERGARA, Sylvia Constant. **Projetos e relatórios de pesquisa em administração**. 16. ed. São Paulo: Atlas, 2016.

ASTM/ANSI. B106.1M: **Design of Transmission Shafting**. New York: ASTM, 1985.

PRODANOV, Cleber Araujo; FREITAS, Ernani Cesar. **Metodologia do trabalho científico: métodos e técnicas da pesquisa e do trabalho acadêmico**. 2. ed. Novo Hamburgo: FEEVALE, 2013.

SHIGLEY, Joseph E., MISCHKE, Charles R. BUDYNAS Richard G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

Fábrica de Rolamentos e Mancais Ltda. **Catálogo Geral de Produtos FRM - 024**. Curitiba, (2020). Disponível em: <<http://www.frm.ind.br/frmcatalogo024.pdf>> Acesso em: 10 jun. 2020.

APÊNDICE 1 – DIMENSIONAMENTO DO EIXO NO PONTO E1

Dimensionamento do eixo no ponto E1

1) Esforços no eixo

$$T_m = 1185,44 \text{ N.m}$$

$$M_a = 0 \text{ N.m}$$

2) Propriedades do material selecionando

$$S_{ut} = 450 \text{ MPa}$$

S_{ut} = limite de resistência à tração

$$S_y = 330 \text{ MPa}$$

S_y = resistência ao escoamento

3) Limite de Resistência à fadiga

3.1) Fatores modificadores de tensão

$$S_e = 113,23 \text{ MPa}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f^* S_e'$$

3.1.1) Limite de Resistência à fadiga não corrigido

$$S_e' = 226,8 \text{ MPa}$$

$$S_e' = \begin{cases} 0,504 S_{ut} \text{ kpsi ou MPa} & S_{ut} \leq 212 \text{ kpsi (1460 MPa)} \\ 107 \text{ kpsi} & S_{ut} > 212 \text{ kpsi} \\ 740 \text{ MPa} & S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases}$$

3.1.2) Fator de superfície

$$K_a = 0,89346023$$

$$K_a = aS_{ut}^b$$

$$a = 4,51$$

$$b = -0,265$$

Tabela 1 – Parâmetros para fator de modificação de superfície de Marin

Acabamento superficial	Fator a		Expoente b
	Sut. kpsi	Sut. MPa	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	2,7	4,51	-0,265
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 291).

3.1.3) Fator de tamanho

$$K_b = 0,801568275$$

$$2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

$$K_b = 0,796073526$$

$$51 \leq d \leq 254 \text{ mm}$$

Casos de dimensionamento inicial, considerar $K_b = 1$

$$K_b \text{ indicado} = 0,796$$

$$d = 59 \text{ mm}$$

3.1.4) Fator descarregamento

$$K_c = 1$$

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases}$$

Para casos em que a torção está combinada com outros carregamentos, assuma $K_c = 1$.

3.1.5) Fator de temperatura

$$K_d = 0,999947434$$

$$K_d = 0,975 + 0,432(10^{-3})T_F - 0,115(10^{-5})T_F^2 + 0,104(10^{-8})T_F^3 - 0,595(10^{-12})T_F^4$$

$$T_F = 70^\circ F$$

A equação é válida para os seguintes limites $70 \leq T_F \leq 1000^\circ$ Fahrenheit

3.1.6) Fator de confiabilidade

$$K_e = 0,702$$

$$K_e = 1 - 0,08z_\alpha$$

Tabela 2 – Fatores de confiabilidade K_e

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_α	Fator de confiabilidade K_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 296).

3.1.7) Fatores de efeitos diversos

$$K_f^* = 1$$

4) Sensibilidade ao entalhe

$q = 0,664677901$

$q_s = 0,726405026$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

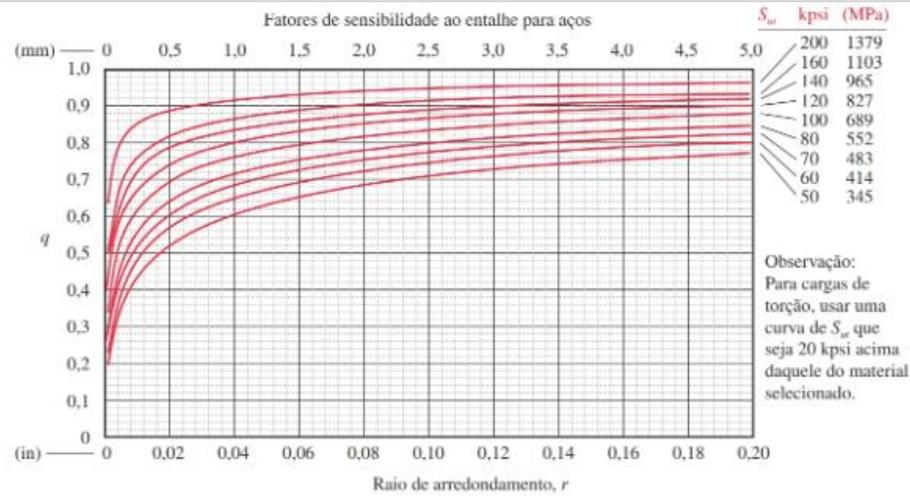


Tabela 6-6
Constante de Neuber para aços

S_{ut} (ksi)	\sqrt{a} (in ^{0.5})
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080
90	0,070
100	0,062
110	0,055
120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

Para esforços de flexão:

$r = 1 \text{ mm}$
 $r = 0,03937 \text{ in}$
 $S_{ut} = 65,26658 \text{ kpsi}$
 $\sqrt{a} = 0,1001$

Interpolação de \sqrt{a} (se necessário):

S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a}
60	0,108
65,2665777	0,1001
70	0,093

Para esforços de torção:

$S_{ut} = 85,26658 \text{ kpsi}$
 $\sqrt{a} = 0,074733$

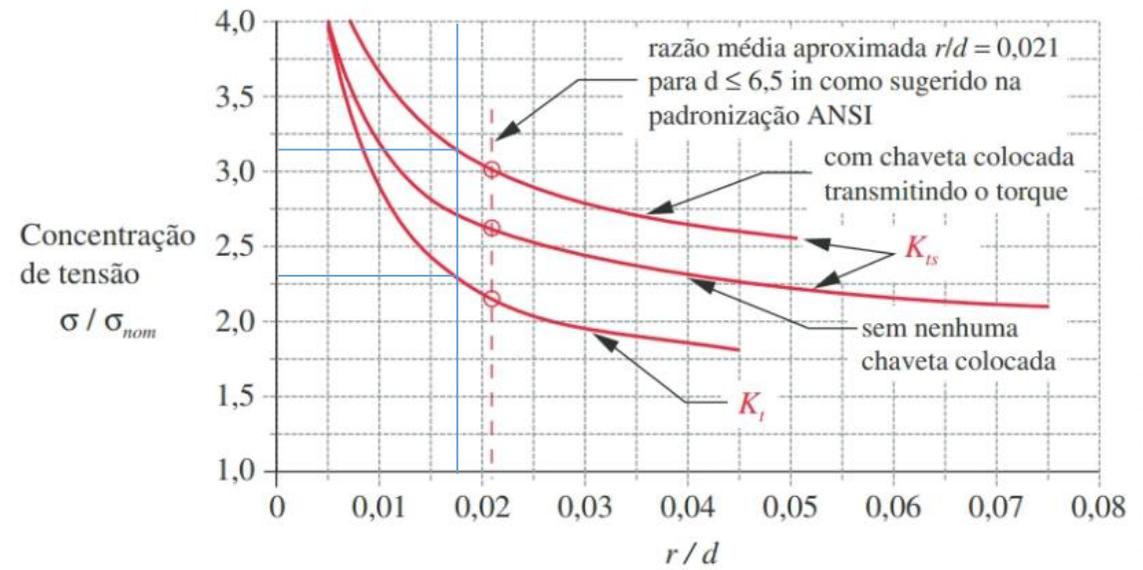
Interpolação de \sqrt{a} (se necessário):

S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a}
80	0,08
85,2665777	0,074733
90	0,07

4.3) Para tensão de torção e flexão em chavetas

$$K_{ts} = 3,15$$

$$K_t = 2,3$$



$$r = 1 \text{ mm}$$

$$d = 59,2 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{d} = 0,016892$$

APÊNDICE 2 – DIMENSIONAMENTO DO EIXO NO PONTO E2

Dimensionamento do eixo no ponto E2

1) Esforços no eixo

$$T_m = 1185,44 \text{ N.m}$$

$$M_a = 0 \text{ N.m}$$

2) Propriedades do material selecionado

$$S_{ut} = 450 \text{ MPa}$$

$$S_y = 330 \text{ MPa}$$

S_{ut} = limite de resistência à tração

S_y = resistência ao escoamento

3) Limite de Resistência à fadiga

3.1) Fatores modificadores de tensão

$$S_e = 113,65 \text{ MPa}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f^* S_e'$$

3.1.1) Limite de Resistência à fadiga não corrigido

$$S_e' = 226,8 \text{ MPa}$$

$$S_e' = \begin{cases} 0,504 S_{ut} \text{ kpsi ou MPa} & S_{ut} \leq 212 \text{ kpsi (1460 MPa)} \\ 107 \text{ kpsi} & S_{ut} > 212 \text{ kpsi} \\ 740 \text{ MPa} & S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases}$$

3.1.2) Fator de superfície

$$K_a = 0,89346023$$

$$K_a = aS_{ut}^b$$

$$a = 4,51$$

$$b = -0,265$$

Tabela 1 – Parâmetros para fator de modificação de superfície de Marin

Acabamento superficial	Fator a		Expoente b
	Sut. kpsi	Sut. MPa	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	2,7	4,51	-0,265
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 291).

3.1.3) Fator de tamanho

$$K_b = 0,804079779$$

$$2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

$$K_b = 0,799736047$$

$$51 \leq d \leq 254 \text{ mm}$$

Casos de dimensionamento inicial, considerar $K_b = 1$

$$K_b \text{ indicado} = 0,799$$

$$d = 57,3 \text{ mm}$$

3.1.4) Fator descarregamento

$$K_c = 1$$

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases}$$

Para casos em que a torção está combinada com outros carregamentos, assuma $K_c = 1$.

3.1.5) Fator de temperatura

$$K_d = 0,999947434$$

$$K_d = 0,975 + 0,432(10^{-3})T_F - 0,115(10^{-5})T_F^2 + 0,104(10^{-8})T_F^3 - 0,595(10^{-12})T_F^4$$

$$T_F = 70^\circ F$$

A equação é válida para os seguintes limites $70 \leq T_F \leq 1000^\circ$ Fahrenheit

3.1.6) Fator de confiabilidade

$$K_e = 0,702$$

$$K_e = 1 - 0,08z_\alpha$$

Tabela 2 – Fatores de confiabilidade K_e

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_α	Fator de confiabilidade K_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 296).

3.1.7) Fatores de efeitos diversos

$$K_f^* = 1$$

4) Sensibilidade ao entalhe

$q = 0,664677901$

$q_s = 0,726405026$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

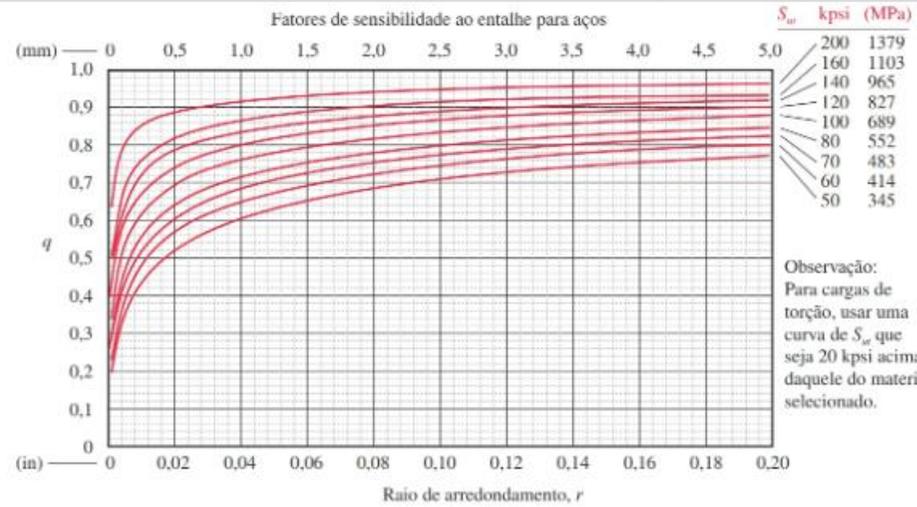


Tabela 6-6
Constante de Neuber para aços

S_{ut} (ksi)	\sqrt{a} (in ^{0.5})
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080
90	0,070
100	0,062
110	0,055
120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

Para esforços de flexão:

$r = 1 \text{ mm}$
 $r = 0,03937 \text{ in}$
 $S_{ut} = 65,26658 \text{ kpsi}$
 $\sqrt{a} = 0,1001$

Interpolação de \sqrt{a} (se necessário):

S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a}
60	0,108
65,2665777	0,1001
70	0,093

Para esforços de torção:

$S_{ut} = 85,26658 \text{ kpsi}$
 $\sqrt{a} = 0,074733$

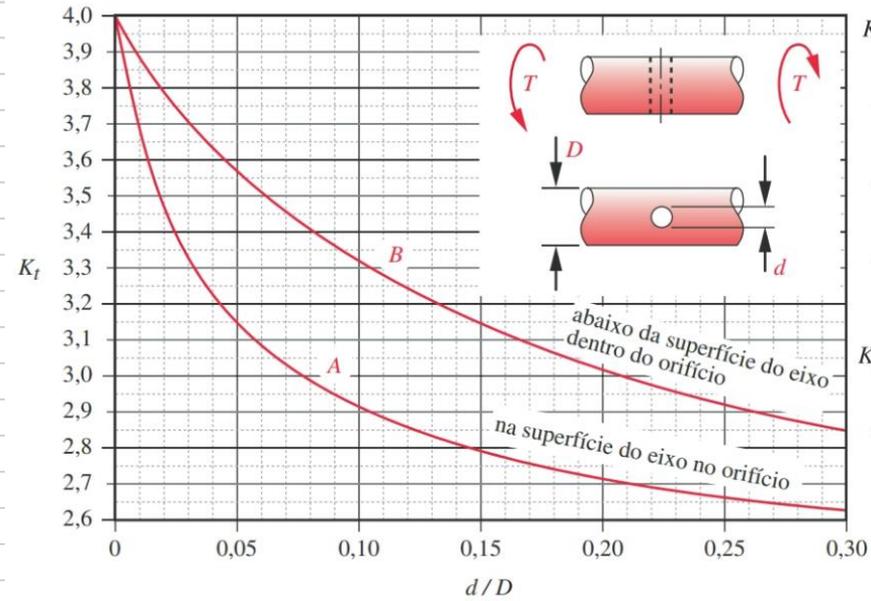
Interpolação de \sqrt{a} (se necessário):

S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a}
80	0,08
85,2665777	0,074733
90	0,07

4.4) Para tensão de torção em furos

$$K_{tA} = 2,510714304$$

$$K_{tB} = 2,881117052$$



$$K_{tB} \cong 3,9702 - 9,292 \frac{d}{D} + 27,159 \left(\frac{d}{D}\right)^2 + 30,231 \left(\frac{d}{D}\right)^3 - 393,19 \left(\frac{d}{D}\right)^4 + 650,39 \left(\frac{d}{D}\right)^5 + 15,451 \left(\frac{d}{D}\right)^6$$

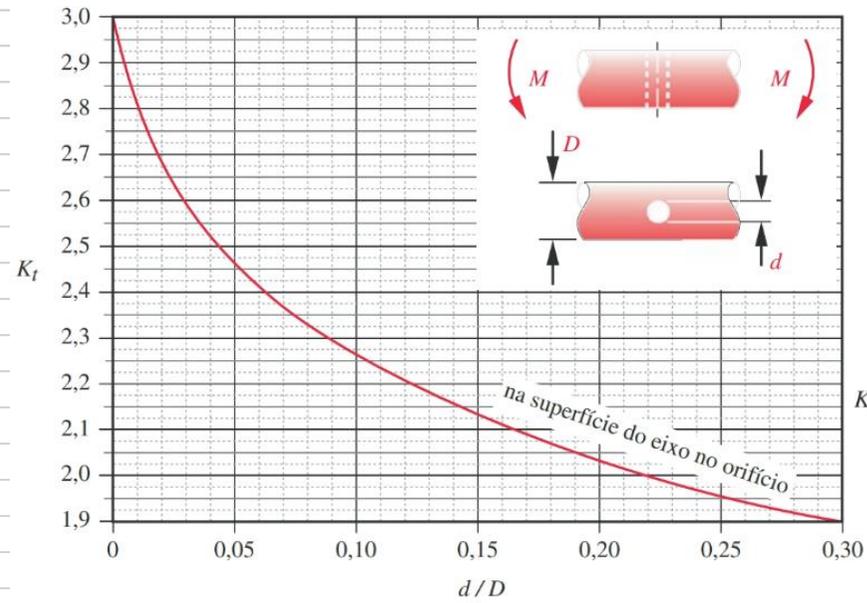
$$K_{tA} \cong 3,92150 - 24,435 \frac{d}{D} + 234,06 \left(\frac{d}{D}\right)^2 - 1200,5 \left(\frac{d}{D}\right)^3 + 3059,5 \left(\frac{d}{D}\right)^4 - 3042,4 \left(\frac{d}{D}\right)^5$$

$$D = 57,4 \text{ mm}$$

$$d = 20 \text{ mm}$$

4.5) Para tensão de flexão em furos

$$K_t = 1,890800969$$



$$D = 59,5\text{ mm}$$

$$d = 20\text{ mm}$$

4.6) Concentração de tensão para flexão

$$K_f = 1,592095719$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_t = 1,890801$$

4.7) Concentração de tensão para torção

$$K_{fs} = 2,366452881$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

$$K_{ts} = 2,881117$$

5) Diâmetro da seção

$$d = 0,057396724 \text{ m}$$

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$N_f = 2,5$$

**APÊNDICE 3 – DIMENSIONAMENTO DA PONTEIRA MOTORA NO
PONTO B1**

Dimensionamento da ponteira motora no ponto B1

1) Esforços no eixo

$$T_m = 1185,44 \text{ N.m}$$

$$M_a = 377,44 \text{ N.m}$$

2) Propriedades do material selecionando

$$S_{ut} = 450 \text{ MPa}$$

$$S_y = 330 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = \text{limite de resistência à tração}$$

$$S_y = \text{resistência ao escoamento}$$

3) Limite de Resistência à fadiga

3.1) Fatores modificadores de tensão

$$S_e = 111,66 \text{ MPa}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f^* S_e'$$

3.1.1) Limite de Resistência à fadiga não corrigido

$$S_e' = 226,8 \text{ MPa}$$

$$S_e' = \begin{cases} 0,504 S_{ut} \text{ kpsi ou MPa} & S_{ut} \leq 212 \text{ kpsi (1460 MPa)} \\ 107 \text{ kpsi} & S_{ut} > 212 \text{ kpsi} \\ 740 \text{ MPa} & S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases}$$

3.1.5) Fator de temperatura

$K_d = 0,999947434$

$$K_d = 0,975 + 0,432(10^{-3})T_F - 0,115(10^{-5})T_F^2 + 0,104(10^{-8})T_F^3 - 0,595(10^{-12})T_F^4$$

$T_F = 70^{\circ}F$

A equação é válida para os seguintes limites $70 \leq T_F \leq 1000^{\circ}$ Fahrenheit

3.1.6) Fator de confiabilidade

$K_e = 0,702$

$K_e = 1 - 0,08z_{\alpha}$

Tabela 2 – Fatores de confiabilidade K_e

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_{α}	Fator de confiabilidade K_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 296).

3.1.7) Fatores de efeitos diversos

$K_f^* = 1$

4) Sensibilidade ao entalhe

$q = 0,664677901$

$q_s = 0,726405026$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

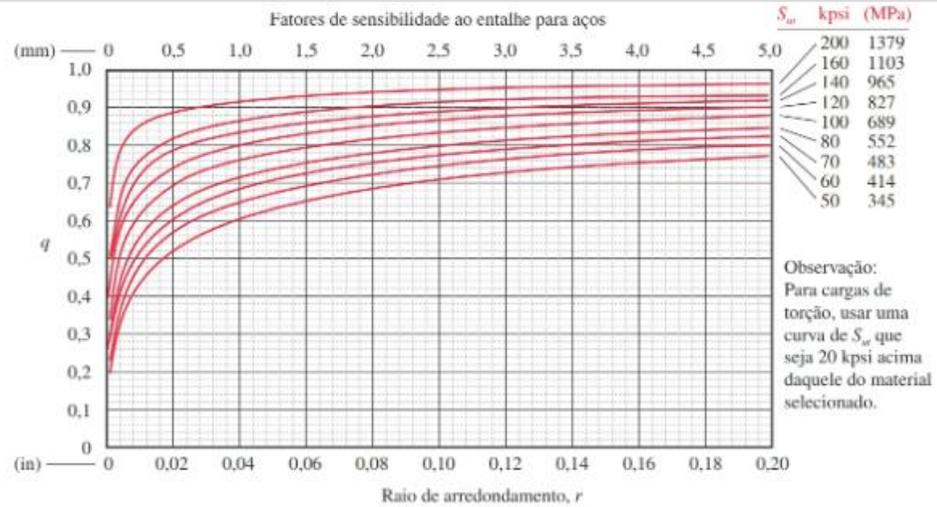


Tabela 6-6
Constante de Neuber para aços

S_u (ksi)	\sqrt{a} (in ^{0.5})
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080
90	0,070
100	0,062
110	0,055
120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

Para esforços de flexão:

$r = 1 \text{ mm}$

$r = 0,03937 \text{ in}$

$S_{ut} = 65,26658 \text{ kpsi}$

$\sqrt{a} = 0,1001$

Interpolação de \sqrt{a} (se necessário):

S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a}
60	0,108
65,2665777	0,1001
70	0,093

Para esforços de torção:

$S_{ut} = 85,26658 \text{ kpsi}$

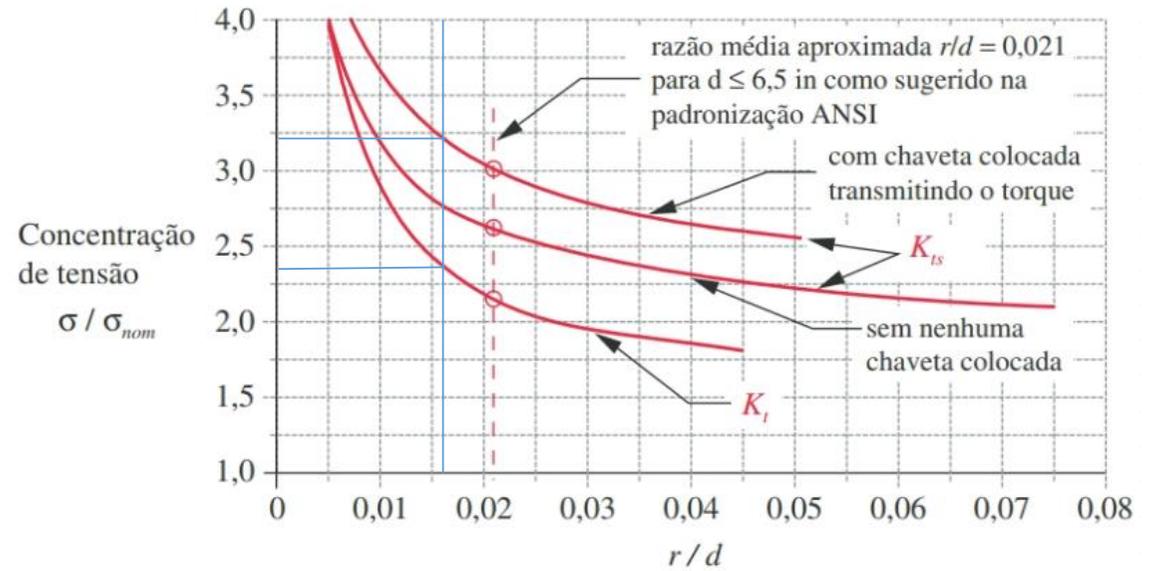
$\sqrt{a} = 0,074733$

Interpolação de \sqrt{a} (se necessário):

S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a}
80	0,08
85,2665777	0,074733
90	0,07

4.3) Para tensão de torção e flexão em chavetas

$K_{ts} =$	3,2
$K_t =$	2,35



$r =$	0,001	m
$d =$	0,064225	m
$\frac{r}{d} =$	0,01557	

4.6) Concentração de tensão para flexão

$$K_f = 1,897315167$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_t = 2,35$$

4.7) Concentração de tensão para torção

$$K_{fs} = 2,598091057$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

$$K_{ts} = 3,2$$

5) Diâmetro da seção

$$d = 0,064225012 \text{ m}$$

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$N_f = 2,5$$

**APÊNDICE 4 – DIMENSIONAMENTO DA PONTEIRA MOTORA NO
PONTO B2**

Dimensionamento da ponteira motora no ponto B2

1) Esforços no eixo

$$T_m = 1185,44 \text{ N.m}$$

$$M_a = 0 \text{ N.m}$$

2) Propriedades do material selecionando

$$S_{ut} = 450 \text{ MPa}$$

$$S_y = 330 \text{ MPa}$$

S_{ut} = limite de resistência à tração

S_y = resistência ao escoamento

3) Limite de Resistência à fadiga

3.1) Fatores modificadores de tensão

$$S_e = 113,79 \text{ MPa}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f^* S_e'$$

3.1.1) Limite de Resistência à fadiga não corrigido

$$S_e' = 226,8 \text{ MPa}$$

$$S_e' = \begin{cases} 0,504 S_{ut} \text{ kpsi ou MPa} & S_{ut} \leq 212 \text{ kpsi (1460 MPa)} \\ 107 \text{ kpsi} & S_{ut} > 212 \text{ kpsi} \\ 740 \text{ MPa} & S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases}$$

3.1.2) Fator de superfície																											
$K_a =$	0,89346023			$K_a = aS_{ut}^b$																							
$a =$	4,51																										
$b =$	-0,265																										
					<p>Tabela 1 – Parâmetros para fator de modificação de superfície de Marin</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Acabamento superficial</th> <th colspan="2">Fator a</th> <th rowspan="2">Expoente b</th> </tr> <tr> <th>Sut. kpsi</th> <th>Sut. MPa</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Retificado</td> <td>1,34</td> <td>1,58</td> <td>-0,085</td> </tr> <tr> <td>Usinado ou laminado a frio</td> <td>2,7</td> <td>4,51</td> <td>-0,265</td> </tr> <tr> <td>Laminado a quente</td> <td>14,4</td> <td>57,7</td> <td>-0,718</td> </tr> <tr> <td>Forjado</td> <td>39,9</td> <td>272</td> <td>-0,995</td> </tr> </tbody> </table> <p>Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 291).</p>	Acabamento superficial	Fator a		Expoente b	Sut. kpsi	Sut. MPa	Retificado	1,34	1,58	-0,085	Usinado ou laminado a frio	2,7	4,51	-0,265	Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718	Forjado	39,9	272	-0,995
Acabamento superficial	Fator a		Expoente b																								
	Sut. kpsi	Sut. MPa																									
Retificado	1,34	1,58	-0,085																								
Usinado ou laminado a frio	2,7	4,51	-0,265																								
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718																								
Forjado	39,9	272	-0,995																								
3.1.3) Fator de tamanho																											
$K_b =$	0,801568275	$2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$		$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$																							
$K_b =$	0,796073526	$51 \leq d \leq 254 \text{ mm}$																									
					Casos de dimensionamento inicial, considerar $K_b = 1$																						
K_b indicado =	0,8			$d =$	59 mm																						
3.1.4) Fator descarregamento																											
$K_c =$	1			$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases}$																							
					Para casos em que a torção está combinada com outros carregamentos, assumo $K_c = 1$.																						

3.1.5) Fator de temperatura

$$K_d = 0,999947434$$

$$K_d = 0,975 + 0,432(10^{-3})T_F - 0,115(10^{-5})T_F^2 + 0,104(10^{-8})T_F^3 - 0,595(10^{-12})T_F^4$$

$$T_F = 70^\circ F$$

A equação é válida para os seguintes limites $70 \leq T_F \leq 1000^\circ$ Fahrenheit

3.1.6) Fator de confiabilidade

$$K_e = 0,702$$

$$K_e = 1 - 0,08z_\alpha$$

Tabela 2 – Fatores de confiabilidade K_e

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_α	Fator de confiabilidade K_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 296).

3.1.7) Fatores de efeitos diversos

$$K_f^* = 1$$

4) Sensibilidade ao entalhe

$q = 0,664677901$

$q_s = 0,726405026$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

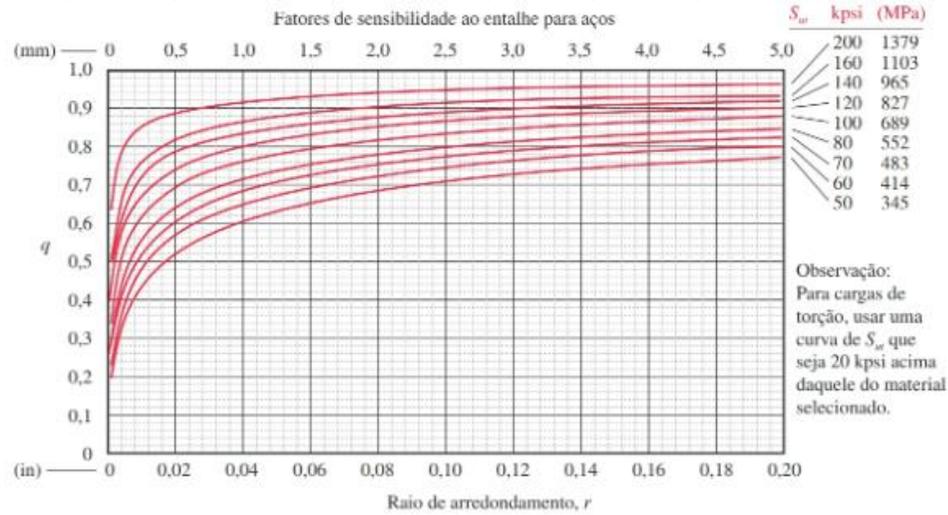


Tabela 6-6
Constante de Neuber para aços

S_y (ksi)	\sqrt{a} (in ^{0.5})
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080
90	0,070
100	0,062
110	0,055
120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

Para esforços de flexão:

$r = 1 \text{ mm}$
 $r = 0,03937 \text{ in}$
 $S_{ut} = 65,26658 \text{ kpsi}$
 $\sqrt{a} = 0,1001$

Interpolação de \sqrt{a} (se necessário):

S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a}
60	0,108
65,2665777	0,1001
70	0,093

Para esforços de torção:

$S_{ut} = 85,26658 \text{ kpsi}$
 $\sqrt{a} = 0,074733$

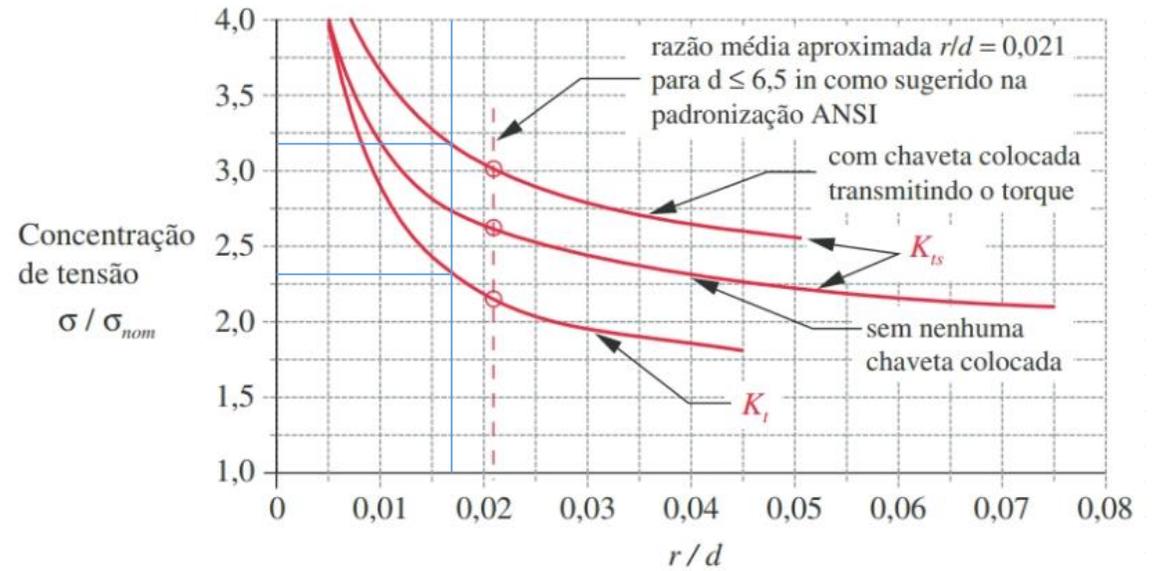
Interpolação de \sqrt{a} (se necessário):

S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a}
80	0,08
85,2665777	0,074733
90	0,07

4.3) Para tensão de torção e flexão em chavetas

$$K_{ts} = 3,2$$

$$K_t = 2,3$$



$$r = 0,001 \text{ m}$$

$$d = 0,05921 \text{ m}$$

$$\frac{r}{d} = 0,016889$$

4.6) Concentração de tensão para flexão

$$K_f = 1,864081272$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_t = 2,3$$

4.7) Concentração de tensão para torção

$$K_{fs} = 2,598091057$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

$$K_{ts} = 3,2$$

5) Diâmetro da seção

$$d = 0,05920964 \text{ m}$$

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$N_f = 2,5$$

**APÊNDICE 5 – DIMENSIONAMENTO DA PONTEIRA MOTORA NO
PONTO B**

Dimensionamento da ponteira motora no ponto B

1) Esforços no eixo

$$T_m = 1185,44 \text{ N.m}$$

$$M_a = 128,76 \text{ N.m}$$

2) Propriedades do material selecionando

$$S_{ut} = 450 \text{ MPa}$$

$$S_y = 330 \text{ MPa}$$

S_{ut} = limite de resistência à tração

S_y = resistência ao escoamento

3) Limite de Resistência à fadiga

3.1) Fatores modificadores de tensão

$$S_e = 142,24 \text{ MPa}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f^* S_e'$$

3.1.1) Limite de Resistência à fadiga não corrigido

$$S_e' = 226,8 \text{ MPa}$$

$$S_e' = \begin{cases} 0,504 S_{ut} \text{ kpsi ou MPa} & S_{ut} \leq 212 \text{ kpsi (1460 MPa)} \\ 107 \text{ kpsi} & S_{ut} > 212 \text{ kpsi} \\ 740 \text{ MPa} & S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases}$$

3.1.2) Fator de superfície																								
$K_a = 0,89346023$		$K_a = aS_{ut}^b$																						
$a = 4,51$																								
$b = -0,265$																								
<p>Tabela 1 – Parâmetros para fator de modificação de superfície de Marin</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Acabamento superficial</th> <th colspan="2">Fator a</th> <th rowspan="2">Expoente b</th> </tr> <tr> <th>Sut. kpsi</th> <th>Sut. MPa</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Retificado</td> <td>1,34</td> <td>1,58</td> <td>-0,085</td> </tr> <tr> <td>Usinado ou laminado a frio</td> <td>2,7</td> <td>4,51</td> <td>-0,265</td> </tr> <tr> <td>Laminado a quente</td> <td>14,4</td> <td>57,7</td> <td>-0,718</td> </tr> <tr> <td>Forjado</td> <td>39,9</td> <td>272</td> <td>-0,995</td> </tr> </tbody> </table> <p>Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 291).</p>			Acabamento superficial	Fator a		Expoente b	Sut. kpsi	Sut. MPa	Retificado	1,34	1,58	-0,085	Usinado ou laminado a frio	2,7	4,51	-0,265	Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718	Forjado	39,9	272	-0,995
Acabamento superficial	Fator a			Expoente b																				
	Sut. kpsi	Sut. MPa																						
Retificado	1,34	1,58	-0,085																					
Usinado ou laminado a frio	2,7	4,51	-0,265																					
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718																					
Forjado	39,9	272	-0,995																					
3.1.3) Fator de tamanho																								
$K_b = \#DIV/0!$	$2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$	$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$																						
$K_b = \#DIV/0!$	$51 \leq d \leq 254 \text{ mm}$																							
Casos de dimensionamento inicial, considerar $K_b = 1$																								
K_b indicado = 1		$d = \text{mm}$																						
3.1.4) Fator descarregamento																								
$K_c = 1$		$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases}$																						
Para casos em que a torção está combinada com outros carregamentos, assumo $K_c = 1$.																								

3.1.5) Fator de temperatura

$K_d = 0,999947434$

$$K_d = 0,975 + 0,432(10^{-3})T_F - 0,115(10^{-5})T_F^2 + 0,104(10^{-8})T_F^3 - 0,595(10^{-12})T_F^4$$

$T_F = 70 \text{ } ^\circ F$

A equação é válida para os seguintes limites $70 \leq T_F \leq 1000^\circ$ Fahrenheit

3.1.6) Fator de confiabilidade

$K_e = 0,702$

$K_e = 1 - 0,08z_\alpha$

Tabela 2 – Fatores de confiabilidade K_e

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_α	Fator de confiabilidade K_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 296).

3.1.7) Fatores de efeitos diversos

$K_f^* = 1$

4) Sensibilidade ao entalhe

$q = 0,829217369$

$q_s = 0,866728649$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

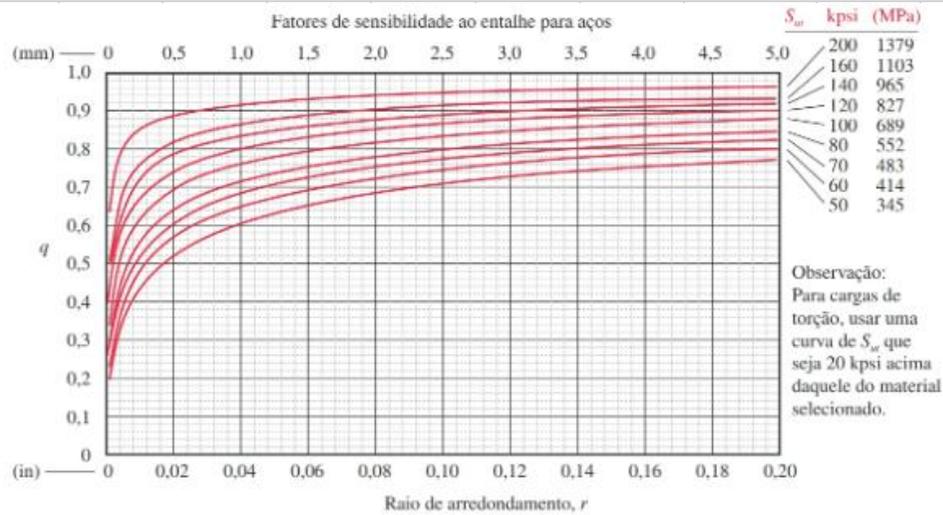


Tabela 6-6
Constante de Neuber para aços

S_u (ksi)	\sqrt{a} (in ^{0.5})
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080
90	0,070
100	0,062
110	0,055
120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

Para esforços de flexão:

$r = 6 \text{ mm}$
 $r = 0,23622 \text{ in}$
 $S_{ut} = 65,26658 \text{ kpsi}$
 $\sqrt{a} = 0,1001$

Interpolação de \sqrt{a} (se necessário):

S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a}
60	0,108
65,2665777	0,1001
70	0,093

Para esforços de torção:

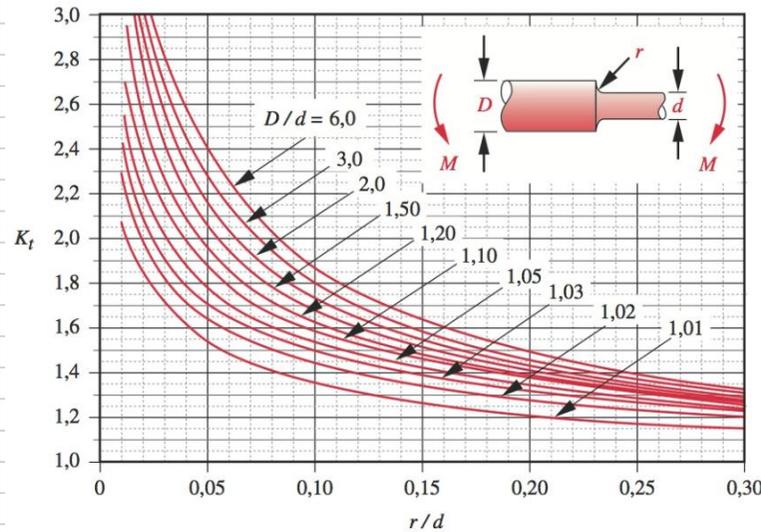
$S_{ut} = 85,26658 \text{ kpsi}$
 $\sqrt{a} = 0,074733$

Interpolação de \sqrt{a} (se necessário):

S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a}
80	0,08
85,2665777	0,074733
90	0,07

4.1) Para tensão de flexão em rebaiços

$K_t = 1,834887704$



$K_t \equiv A \left(\frac{r}{d} \right)^b$

onde:

D/d	A	b
6,00	0,87868	-0,33243
3,00	0,89334	-0,30860
2,00	0,90879	-0,28598
1,50	0,93836	-0,25759
1,20	0,97098	-0,21796
1,10	0,95120	-0,23757
1,07	0,97527	-0,20958
1,05	0,98137	-0,19653
1,03	0,98061	-0,18381
1,02	0,96048	-0,17711
1,01	0,91938	-0,17032

$D = 125 \text{ mm}$
 $d = 90 \text{ mm}$
 $D/d = 1,388889$

$A = 0,950441$
 $b = -0,24291$

Interpolação de A (se necessário):

1,5	0,93836
1,3888889	0,950441
1,2	0,97098

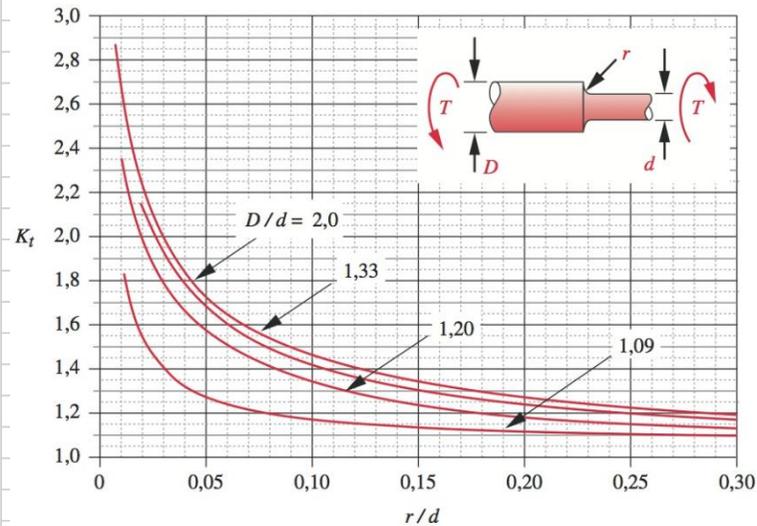
Interpolação de b (se necessário):

1,5	-0,25759
1,388889	-0,24291
1,2	-0,21796

Usando os diâmetros do eixo real como hipótese

4.2) Para tensão de torção em rebaiços

$K_{ts} = 1,594630615$



$K_t \cong A \left(\frac{r}{d} \right)^b$

onde:

D/d	A	b
2,00	0,86331	-0,23865
1,33	0,84897	-0,23161
1,20	0,83425	-0,21649
1,09	0,90337	-0,12692

$D = 125 \text{ mm}$
 $d = 90 \text{ mm}$
 $\frac{D}{d} = 1,388889$

$A = 0,85023$
 $b = -0,23223$

Interpolação de A (se necessário):

2	0,86331
1,3888889	0,85023
1,33	0,84897

Interpolação de b (se necessário):

2	-0,23865
1,388889	-0,23223
1,33	-0,23161

4.6) Concentração de tensão para flexão

$$K_f = 1,692303385$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_t = 1,834888$$

4.7) Concentração de tensão para torção

$$K_{fs} = 1,51538339$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

$$K_{ts} = 1,594631$$

5) Diâmetro da seção

$$d = 0,050313534 \text{ m}$$

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$N_f = 2,5$$

**APÊNDICE 6 – DIMENSIONAMENTO DA PONTEIRA MOVIDA NO
PONTO A1**

Dimensionamento da ponteira movida no ponto A1

1) Esforços no eixo

$$T_m = 1185,44 \text{ N.m}$$

$$M_a = 377,44 \text{ N.m}$$

2) Propriedades do material selecionando

$$S_{ut} = 450 \text{ MPa}$$

$$S_y = 330 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = \text{limite de resistência à tração}$$

$$S_y = \text{resistência ao escoamento}$$

3) Limite de Resistência à fadiga

3.1) Fatores modificadores de tensão

$$S_e = 111,66 \text{ MPa}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f^* S_e'$$

3.1.1) Limite de Resistência à fadiga não corrigido

$$S_e' = 226,8 \text{ MPa}$$

$$S_e' = \begin{cases} 0,504 S_{ut} \text{ kpsi ou MPa} & S_{ut} \leq 212 \text{ kpsi (1460 MPa)} \\ 107 \text{ kpsi} & S_{ut} > 212 \text{ kpsi} \\ 740 \text{ MPa} & S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases}$$

3.1.5) Fator de temperatura

$K_d = 0,999947434$

$$K_d = 0,975 + 0,432(10^{-3})T_F - 0,115(10^{-5})T_F^2 + 0,104(10^{-8})T_F^3 - 0,595(10^{-12})T_F^4$$

$T_F = 70 \text{ } ^\circ F$

A equação é válida para os seguintes limites $70 \leq T_F \leq 1000^\circ$ Fahrenheit

3.1.6) Fator de confiabilidade

$K_e = 0,702$

$K_e = 1 - 0,08z_\alpha$

Tabela 2 – Fatores de confiabilidade K_e

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_α	Fator de confiabilidade K_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 296).

3.1.7) Fatores de efeitos diversos

$K_f^* = 1$

4) Sensibilidade ao entalhe

$q = 0,664677901$

$q_s = 0,726405026$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

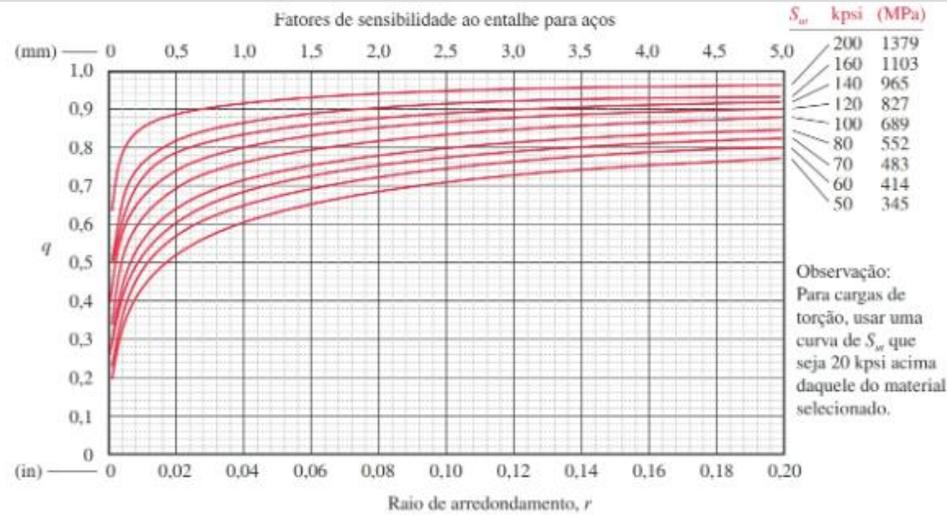


Tabela 6-6
Constante de Neuber para aços

S_{ut} (ksi)	\sqrt{a} (in ^{0.5})
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080
90	0,070
100	0,062
110	0,055
120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

Para esforços de flexão:

$r = 1 \text{ mm}$
 $r = 0,03937 \text{ in}$
 $S_{ut} = 65,26658 \text{ kpsi}$
 $\sqrt{a} = 0,1001$

Interpolação de \sqrt{a} (se necessário):

S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a}
60	0,108
65,2665777	0,1001
70	0,093

Para esforços de torção:

$S_{ut} = 85,26658 \text{ kpsi}$
 $\sqrt{a} = 0,074733$

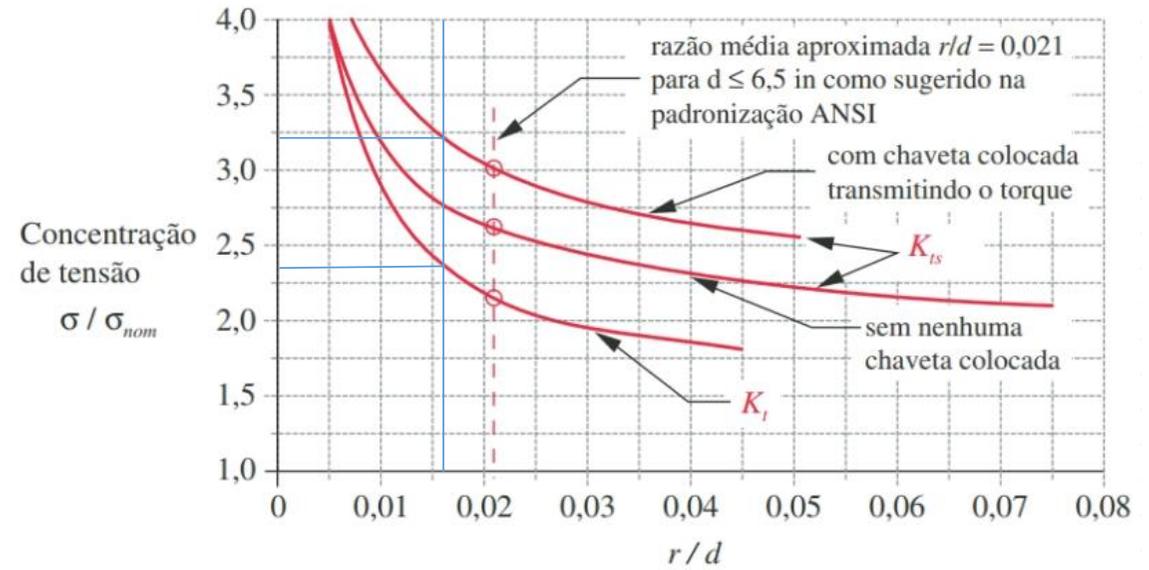
Interpolação de \sqrt{a} (se necessário):

S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a}
80	0,08
85,2665777	0,074733
90	0,07

4.3) Para tensão de torção e flexão em chavetas

$$K_{ts} = 3,2$$

$$K_t = 2,3$$



$$r = 0,001 \text{ m}$$

$$d = 0,064081 \text{ m}$$

$$\frac{r}{d} = 0,015605$$

4.6) Concentração de tensão para flexão

$$K_f = 1,864081272$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_t = 2,3$$

4.7) Concentração de tensão para torção

$$K_{fs} = 2,598091057$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

$$K_{ts} = 3,2$$

5) Diâmetro da seção

$$d = 0,064080734 \text{ m}$$

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$N_f = 2,5$$

**APÊNDICE 7 – DIMENSIONAMENTO DA PONTEIRA MOVIDA NO
PONTO A**

Dimensionamento da ponteira movida no ponto A

1) Esforços no eixo

$$T_m = 1185,44 \text{ N.m}$$

$$M_a = 128,76 \text{ N.m}$$

2) Propriedades do material selecionando

$$S_{ut} = 450 \text{ MPa}$$

$$S_y = 330 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = \text{limite de resistência à tração}$$

$$S_y = \text{resistência ao escoamento}$$

3) Limite de Resistência à fadiga

3.1) Fatores modificadores de tensão

$$S_e = 142,24 \text{ MPa}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f^* S_e'$$

3.1.1) Limite de Resistência à fadiga não corrigido

$$S_e' = 226,8 \text{ MPa}$$

$$S_e' = \begin{cases} 0,504 S_{ut} \text{ kpsi ou MPa} & S_{ut} \leq 212 \text{ kpsi (1460 MPa)} \\ 107 \text{ kpsi} & S_{ut} > 212 \text{ kpsi} \\ 740 \text{ MPa} & S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases}$$

3.1.2) Fator de superfície

$K_a = 0,89346023$

$K_a = aS_{ut}^b$

$a = 4,51$

$b = -0,265$

Tabela 1 – Parâmetros para fator de modificação de superfície de Marin

Acabamento superficial	Fator a		Expoente b
	Sut. kpsi	Sut. MPa	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	2,7	4,51	-0,265
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 291).

3.1.3) Fator de tamanho

$K_b = \#DIV/0!$

$2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

$K_b = \#DIV/0!$

$51 \leq d \leq 254 \text{ mm}$

Casos de dimensionamento inicial, considerar $K_b = 1$

K_b indicado = 1

$d = \text{mm}$

3.1.4) Fator descarregamento

$K_c = 1$

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases}$$

Para casos em que a torção está combinada com outros carregamentos, assuma $K_c = 1$.

3.1.5) Fator de temperatura

$K_d = 0,999947434$

$$K_d = 0,975 + 0,432(10^{-3})T_F - 0,115(10^{-5})T_F^2 + 0,104(10^{-8})T_F^3 - 0,595(10^{-12})T_F^4$$

$T_F = 70 \text{ } ^\circ F$

A equação é válida para os seguintes limites $70 \leq T_F \leq 1000^\circ$ Fahrenheit

3.1.6) Fator de confiabilidade

$K_e = 0,702$

$K_e = 1 - 0,08z_\alpha$

Tabela 2 – Fatores de confiabilidade K_e

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_α	Fator de confiabilidade K_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Fonte: Budynas e Nisbett (2016, p. 296).

3.1.7) Fatores de efeitos diversos

$K_f^* = 1$

4) Sensibilidade ao entalhe

$q = 0,829217369$

$q_s = 0,866728649$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

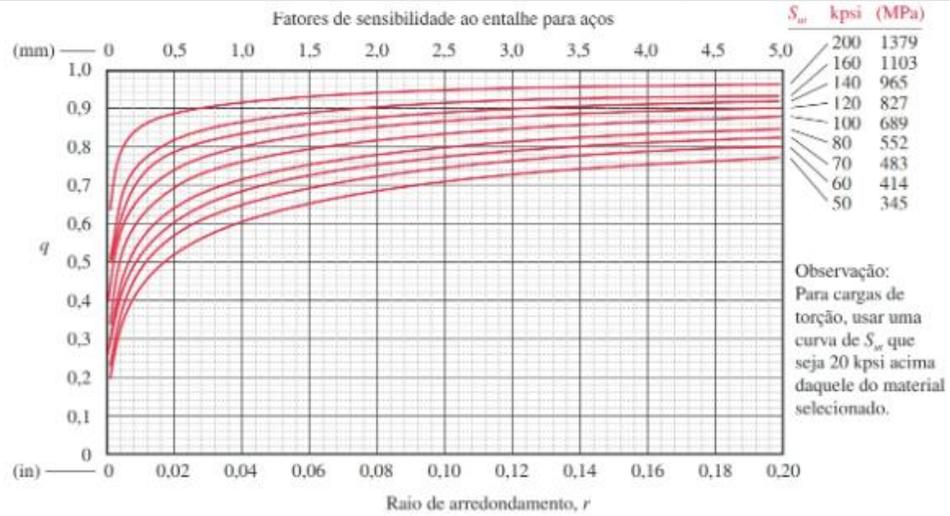


Tabela 6-6
Constante de Neuber para aços

S_{ut} (ksi)	\sqrt{a} (in ^{0.5})
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080
90	0,070
100	0,062
110	0,055
120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

Para esforços de flexão:

$r = 6 \text{ mm}$

$r = 0,23622 \text{ in}$

$S_{ut} = 65,26658 \text{ kpsi}$

$\sqrt{a} = 0,1001$

Interpolação de \sqrt{a} (se necessário):

S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a}
60	0,108
65,2665777	0,1001
70	0,093

Para esforços de torção:

$S_{ut} = 85,26658 \text{ kpsi}$

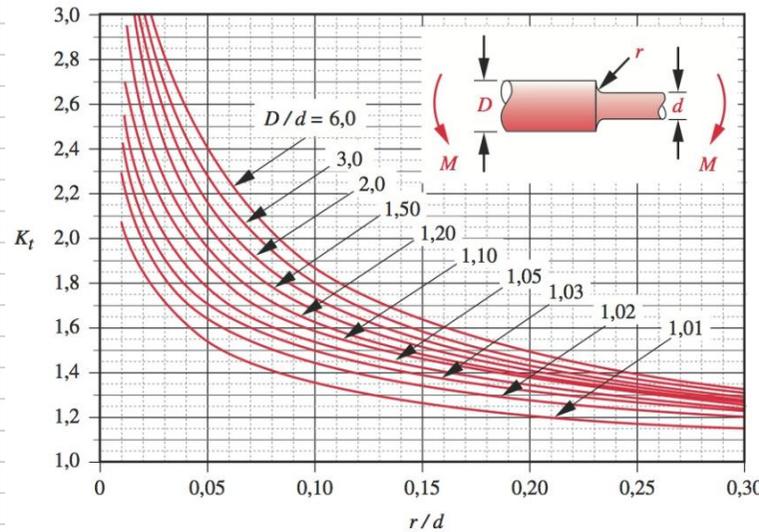
$\sqrt{a} = 0,074733$

Interpolação de \sqrt{a} (se necessário):

S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a}
80	0,08
85,2665777	0,074733
90	0,07

4.1) Para tensão de flexão em rebaiços

$K_t = 1,834887704$



$K_t \equiv A \left(\frac{r}{d} \right)^b$

onde:

D/d	A	b
6,00	0,87868	-0,33243
3,00	0,89334	-0,30860
2,00	0,90879	-0,28598
1,50	0,93836	-0,25759
1,20	0,97098	-0,21796
1,10	0,95120	-0,23757
1,07	0,97527	-0,20958
1,05	0,98137	-0,19653
1,03	0,98061	-0,18381
1,02	0,96048	-0,17711
1,01	0,91938	-0,17032

$D = 125 \text{ mm}$
 $d = 90 \text{ mm}$
 $D/d = 1,388889$

$A = 0,950441$
 $b = -0,24291$

Interpolação de A (se necessário):

1,5	0,93836
1,3888889	0,950441
1,2	0,97098

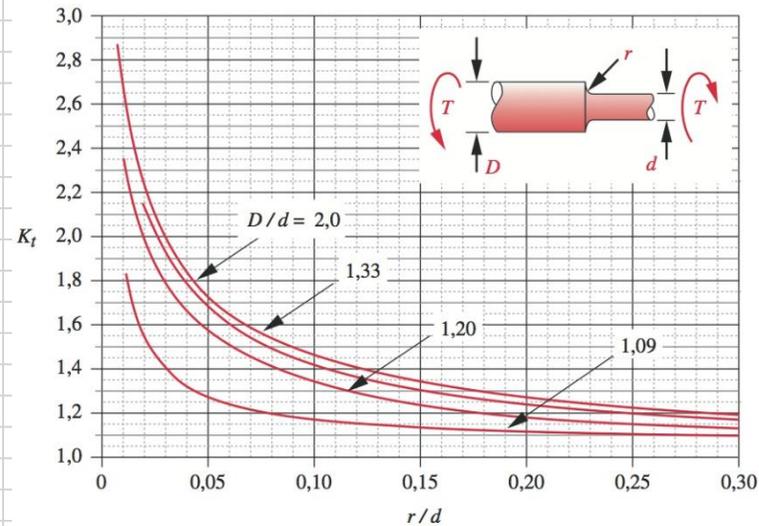
Interpolação de b (se necessário):

1,5	-0,25759
1,388889	-0,24291
1,2	-0,21796

Usando os diâmetros do eixo real como hipótese

4.2) Para tensão de torção em rebaiços

$K_{ts} = 1,594630615$



$K_t \cong A \left(\frac{r}{d} \right)^b$

onde:

D/d	A	b
2,00	0,86331	-0,23865
1,33	0,84897	-0,23161
1,20	0,83425	-0,21649
1,09	0,90337	-0,12692

$D = 125 \text{ mm}$
 $d = 90 \text{ mm}$
 $\frac{D}{d} = 1,388889$

$A = 0,85023$
 $b = -0,23223$

Interpolação de A (se necessário):

2	0,86331
1,3888889	0,85023
1,33	0,84897

Interpolação de b (se necessário):

2	-0,23865
1,388889	-0,23223
1,33	-0,23161

4.6) Concentração de tensão para flexão

$$K_f = 1,692303385$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_t = 1,834888$$

4.7) Concentração de tensão para torção

$$K_{fs} = 1,51538339$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

$$K_{ts} = 1,594631$$

5) Diâmetro da seção

$$d = 0,050313534 \text{ m}$$

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$N_f = 2,5$$



UNIVATES

R. Avelino Tallini, 171 | Bairro Universitário | Lajeado | RS | Brasil
CEP 95900.000 | Cx. Postal 155 | Fone: (51) 3714.7000
www.univates.br | 0800 7 07 08 09