

INSTITUTO FEDERAL DE SANTA CATARINA

EMANUEL BOEIRA MARTINS

DESENVOLVIMENTO DE SOFTWARE PARA PROJETO DE EIXOS

Lages, SC

2025

EMANUEL BOEIRA MARTINS

DESENVOLVIMENTO DE SOFTWARE PARA PROJETO DE EIXOS

Monografia apresentada ao curso de Engenharia Mecânica do IFSC-Lages do Instituto Federal de Santa Catarina para a obtenção do diploma de bacharel

Orientador: Rafael Gustavo Schreiber

Lages, SC

2025

EMANUEL BOEIRA MARTINS

DESENVOLVIMENTO DE SOFTWARE PARA PROJETO DE EIXOS

Este trabalho foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, e aprovado na sua forma final pela comissão avaliadora abaixo indicada.

Lages, 08 de dezembro de 2025.

Prof. Rafael Gustavo Schreiber, Dr

Orientador

Instituto Federal de Santa Catarina (IFSC)

Prof. Natalia Madalena Boelter, Me.

Instituto Federal de Santa Catarina (IFSC)

Prof. Wilson Castello Branco Neto, Dr

Instituto Federal de Santa Catarina (IFSC)

AGRADECIMENTOS

Deixo um agradecimento à minha mãe e meu irmão por serem as minhas inspirações, além de sempre me apoiarem, me incentivarem e torcer pelo meu sucesso. Também a todos os professores que tive a sorte conhecer ao longo desses anos de graduação.

“Porque o que não pode ser feito de uma
maneira deve ser tentado de outra.”

(Júlio Verne, 1863)

RESUMO

O uso de softwares para auxílio em projetos de engenharia vem crescendo desde que os microcomputadores evoluíram a ponto de tornarem-se mais acessíveis. Este trabalho busca desenvolver um software para auxiliar no processo de projeto de eixos, que possua uma interface gráfica amigável com o usuário e forneça, de forma ágil, informações como fatores de segurança para pontos de interesse, além dos gráficos de esforço cortante, momento fletor e torque ao longo do eixo. Para isso, o software propõe a utilização das equações de critérios de falhas por fadiga de eixos rotativos, para determinar o fator de segurança para pontos com concentração de tensão automaticamente. A interface busca ser responsiva às interações com o usuário e, deste modo, fornecer um esboço do eixo a ser projetado após cada interação do usuário. O software foi desenvolvido através da linguagem de programação Python e para a validação dos resultados, eles foram comparados os mesmos cálculos feitos manualmente.

Palavras-Chave: Eixos. Projeto. Software.

ABSTRACT

The use of software to assist in engineering projects has been growing since microcomputers have evolved to the point of becoming more accessible. This work aims to develop a software to assist in the shaft design process, which has a user-friendly graphical interface and provides, in an agile way, information such as safety factors for points of interest, in addition to the graphs of shear force, bending moment and torque along the shaft. For this, the software proposes the use of the fatigue failure criteria equations of rotating shafts, to determine the safety factor for points with stress concentration automatically. The interface seeks to be responsive to user interactions and thus provide an outline of the axis to be designed after each user interaction. The software was developed through the Python programming language and for the validation of the results, they were compared to the same calculations done manually.

Keywords: Shaft. Project. Software

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Eixo vertical.....	16
Figura 2 - Tensão completamente alternada.....	17
Figura 3 - Propagação de trinca por falha por fadiga.....	17
Figura 4 - Diagrama S-N.....	18
Figura 5 - Limite da fadiga ($S'e$) aproximado para aços.....	18
Figura 6 - Coeficientes para fator de superfície.....	19
Figura 7 - Determinação do fator de tamanho.....	20
Figura 8 - Determinação do fator de carregamento.....	20
Figura 9 - Determinação do fator de confiabilidade.....	21
Figura 10 - Estimativa inicial para K_t e K_{ts}	22
Figura 11 - Linha de falha elíptica usando a resistência ao escoamento.....	26
Figura 12 - Tela para desenho de eixo do Inventor.....	28
Figura 13 - Tela para adição de cargas no eixo do Inventor.....	28
Figura 14 - Janela de resultados da interface gráfica de Oliveira (2019).....	29
Figura 15 - Diagrama de esforço cortante.....	31
Figura 16 - Diagrama de momento fletor.....	32
Figura 17 - Fluxograma da metodologia sequencial para projeto de eixos.....	33
Figura 18 - Janela principal.....	34
Figura 19 - Janela para adição de seções.....	35
Figura 20 - Janela para adição de anel retentor.....	35
Figura 21 - Janela principal da segunda etapa.....	36
Figura 22 - Janela para adição de força.....	36
Figura 23 - Janela de gráficos.....	37
Figura 24 - Arquivo de resultados.....	37
Figura 25 - Implementação do cálculo das reações nos apoios.....	38
Figura 26 - Cálculo de momento fletor pela área.....	39
Figura 27 - Implementação dos cálculos para concentradores de tensão.....	39
Figura 28 - Desenho técnico de eixo analisado.....	40
Figura 29 - Esboço do projeto realizado no software.....	41
Figura 30 - Pontos de interesse no esboço do eixo.....	41

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Variáveis dos pontos de interesse calculadas manualmente.....	42
Tabela 2 - Fatores de segurança calculados manualmente e por software.....	42

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

IFSC – Instituto Federal de Santa Catarina

ASME - American Society of Mechanical Engineers

LISTA DE SÍMBOLOS

- σ_a = Tensão de flexão reversa.
 σ_m = Tensão média alternante.
 τ_a = Tensão torcional alternante.
 τ_m = Tensão torcional média.
 S_e = limite de resistência a fadiga
 k_a = fator de modificação de condição 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 por efeitos variados
 S'_e = limite de resistência a fadiga aproximado
 K_f = Fator de concentração de tensão de fadiga para flexão
 M_a = Momento flexor alternante.
 M_m = Momento flexor médio.
 K_{fs} = Fator de concentração de tensão de fadiga para torção.
 T_a = Torque alternante.
 T_m = Torque médio.
 d = Diâmetro.
 σ'_a, σ'_m = Componentes de von Mises.
 n = Fator de segurança.
 S_y = Limite de escoamento.
 S_{ut} = Limite de resistência à tração do material.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	14
1.1 OBJETIVO GERAL.....	15
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	15
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	16
2.1 REVISÃO SOBRE PROJETO DE EIXOS.....	16
2.2 REVISÃO DA LINGUAGEM DE PROGRAMAÇÃO PYTHON.....	27
2.3 FERRAMENTAS PARA PROJETO DE EIXOS.....	27
3 METODOLOGIA.....	30
3.1 DETERMINAÇÃO DE UMA METODOLOGIA SEQUENCIAL PARA PROJETO DE EIXOS.....	30
3.2 DESENVOLVIMENTO DA INTERFACE GRÁFICA.....	34
3.3 IMPLEMENTAÇÃO DA METODOLOGIA DE PROJETO DE EIXOS VIA SOFTWARE.....	38
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	40
5 CONCLUSÃO.....	44
6 ALTERAÇÕES FUTURAS.....	45
7 REFERÊNCIAS.....	46
ANEXO I - Cálculos feitos manualmente - parte 1.....	47
ANEXO II - Cálculos feitos manualmente - parte 2.....	48

1 INTRODUÇÃO

Eixos são elementos de máquinas, que geralmente possuem vários outros elementos acoplados, e possuem a função de transmitir forças e movimento para outros elementos de uma máquina, eles são aplicados em diversas áreas, tanto industriais quanto comerciais, como em máquinas de usinagem, automóveis, turbinas, entre outros. Segundo Norton (2013), o objetivo de um engenheiro é dimensionar elementos de máquina após analisar e calcular esses movimentos, forças e energias que atuam sobre cada elemento da máquina.

O uso de programas computacionais para o auxílio no projeto de elementos de máquinas já é aplicado como pode ser visto no estudo de Chang *et al* (2002), no qual foi proposta uma ferramenta para auxiliar no projeto de eixos de propulsão de embarcações. O uso de computadores nos projetos de engenharia representou uma revolução, métodos tediosos e antigos de solução que poderiam, agora, ser executados em muito menos tempo com microcomputadores de baixo custo (NORTON, 2013).

O software Inventor disponibilizado comercialmente pela Autodesk é um programa que possui uma ferramenta interna para o projeto de eixos e, além disso, gera o modelo 3D do eixo projetado. Existem muitos estudos que demonstram a aplicação de programas computacionais no desenvolvimento de um projeto (ANGELO, 2007; CHANG, 2002; OLIVEIRA, 2019), entretanto, poucos são desenvolvidos ou aplicados especificamente para eixos.

Este trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de um programa computacional para auxiliar o projeto de eixos desde o esboço inicial, determinação das cargas atuantes, posição dos suportes e material de fabricação e a partir disso, calcular o fator de segurança para os pontos críticos, que são regiões com variação de diâmetro e com concentradores de tensão. Deste modo, o programa busca fornecer uma interface gráfica amigável e, ao final, gerar um relatório com os valores dos fatores de segurança para cada ponto de interesse.

1.1 OBJETIVO GERAL

Desenvolver um software, com interface amigável, para auxílio no projeto de eixos biapoiados sob efeito de cargas transversais e torcionais.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

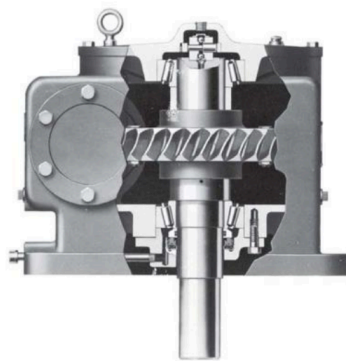
- 1) Determinar uma metodologia sequencial para o projeto de eixos;
- 2) Desenvolver interface de usuário;
- 3) Implementar a metodologia sequencial de projeto;
- 4) Testar os modelos com exemplos teóricos;
- 5) Comparar resultados do software com cálculos manuais.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 REVISÃO SOBRE PROJETO DE EIXOS

Eixos são elementos rotativos de máquinas, geralmente, de seção circular com diâmetro variável ao longo de seu comprimento longitudinal, e caracterizam-se por transmitir potência ou movimento por meio de elementos acoplados, como engrenagens, polias, rodas dentadas e manivelas, por exemplo (BUDYNAS. NISBETH, 2016). Segundo Norton (2013), as cargas em eixos são, principalmente, de dois tipos, torcionais, devido ao torque transmitido aos elementos acoplados, ou flexionais, causadas pelas cargas transversais em engrenagens, polias ou catracas. A Figura 1 ilustra um eixo vertical de um redutor de velocidade.

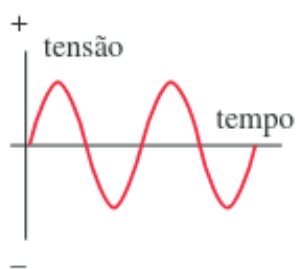
Figura 1 - Eixo vertical.



Fonte: Budynas. Nisbeth, 2016.

Ainda segundo Norton(2013), se um eixo for não rotativo, ou seja, os elementos presentes nele rodam em relação ao próprio eixo, ele pode ser caracterizado como uma viga de seção circular, e portanto, pode ser dimensionado deste modo. Já em eixos rotativos, as cargas de flexão transversal apresentam comportamento alternado, a superfície do eixo vai de tração à compressão ao longo do tempo como pode ser visto na Figura 2, por causa disso, eixos rotativos devem ser projetados considerando falha por fadiga.

Figura 2 - Tensão completamente alternada.



Fonte: Norton 2013.

Segundo Budynas e Nisbeth (2016), frequentemente, elementos de máquinas falham por efeito de cargas e tensões muito inferiores ao limite de resistência última do material, e muitas vezes, menor que a resistência ao escoamento. A característica que diferencia esse tipo de falha é que o elemento foi submetido à tensões cíclicas muitas vezes, por isso é chamada de falha por fadiga. De acordo com Norton (2013), as falhas por fadiga sempre originam-se de trincas presentes nos materiais, que podem ser micro ou macroscópicas, e essas trincas, geralmente, originam-se de regiões concentradoras de tensão. Portanto, é necessário que peças sob esforços dinâmicos, sejam projetadas de modo a diminuir a influência dos concentradores de tensão, a Figura 3 apresenta um eixo de motor de aço 4320 que teve o início da propagação da falha nos pontos B, onde estava acoplada uma chaveta e a ruptura propagou-se até o ponto C.

Figura 3 - Propagação de trinca por falha por fadiga.

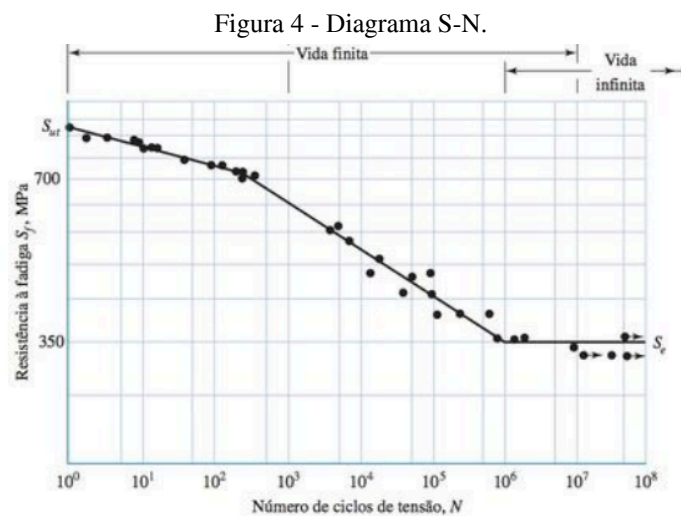


Fonte: Budynas. Nisbeth, 2016.

Existem três métodos, comuns, para a análise de falha em máquinas com carregamento cíclico, os métodos tensão-vida, deformação-vida e mecânica de fratura linear elástica (BUDYNAS. NISBETH, 2016). Neste trabalho será utilizado o método de

tensão-vida que segundo Norton (2013), esse método permite o projeto de máquinas com vida infinita, ou seja, acima de 10^6 ciclos.

No método de tensão-vida, para determinar a resistência à fadiga, é realizado um ensaio de viga rotativa, no qual é aplicada uma flexão constante no material enquanto é medido o número de ciclos até a fratura dele. Com esses valores, é traçado o diagrama S-N, que expressa a resistência à fadiga (S_y) para N ciclos, como pode ser visto na Figura 4 (BUDYNAS. NISBETH, 2016).



Fonte: Budynas. Nisbeth, 2016.

Segundo Norton (2016), a resistência à fadiga diminui linearmente em função do número de ciclos (N) até atingir o ponto de inflexão entre 10^6 e 10^7 ciclos, onde ocorre a formação de um “joelho”, o qual, a partir dele, tensões abaixo do limite de fadiga S_e não causam falhas por fadiga. Na região inferior ao gráfico e além do ponto de inflexão, o limite de fadiga pode ser aproximado como sendo entre 40% e 60% da resistência à tração do material (S_{ut}) para aços, como pode ser visto na Figura 5.

Figura 5 - Limite da fadiga (S'_e) aproximado para aços.

$$S'_e = \begin{cases} 0,5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Fonte: Budynas. Nisbeth, 2016.

O limite de resistência a fadiga aproximado (S'_e) precisa ser ajustado para a sua correção de acordo com a aplicação desejada, já que fatores como material, manufatura, ambiente e projeto influenciam na sua resistência, deste modo, a equação 1 apresenta a limite resistência a fadiga corrigido (BUDYNAS. NISBETH, 2016).

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad (1)$$

S_e = limite de resistência a fadiga

k_a = fator de modificação de condição 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 por efeitos variados

S'_e = limite de resistência a fadiga aproximado

Segundo Norton, o fator de superfície (k_a) pode ser determinado pela equação 2 e depende do limite a resistência à tração do material e dos fatores a e b que podem ser encontrados na Figura 6.

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (2)$$

Figura 6 - Coeficientes para fator de superfície.

Acabamento superficial	Para S_{ut} em MPa, use		Para S_{ut} em kpsi (não em psi), use	
	A	b	A	b
Retificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

Fonte: Norton 2013.

O fator de tamanho (k_c) para eixos de seção circular pode ser determinado da forma apresentada na Figura 7 (BUDYNAS. NISBETH, 2016).

Figura 7 - Determinação do fator de tamanho.

$$k_b = \begin{cases} (d/0,3)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0,91d^{-0,157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fonte: Budynas. Nisbeth, 2016.

De acordo com Budynas e Nisbeth (2016), o fator de carregamento (k_c) pode ser determinado de acordo com o carregamento na região analisada, como pode ser vista na Figura 8. Para casos em que há a combinação de torção com outro carregamento, como a flexão, o fator deve ser considerado igual a 1.

Figura 8 - Determinação do fator de carregamento.

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

Fonte: Budynas. Nisbeth, 2016.

O fator de temperatura pode ser determinado pela Equação 3 para temperaturas (T_F) entre 70° e 1000°F (BUDYNAS. NISBETH, 2016).

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

Segundo Norton (2013), os dados de resistências dos materiais registrados são, muitas vezes, valores médios, para isso é usado o fator de confiabilidade (k_e) que pode ser determinado pela Figura 9.

Figura 9 - Determinação do fator de confiabilidade.

Confiabilidade %	C_{conf}
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Fonte: Norton 2013.

Já o método de deformação-vida, é considerado o que explica a natureza da falha por fadiga (BUDYNAS. NISBETH, 2016). Como o início de uma trinca envolve a deformação do material, este modelo fornece uma visão mais precisa da propagação dela, além de esclarecer sobre os danos acumulativos (NORTON, 2013).

O método de mecânica de fratura linear elástica é usado para análise do estágio de propagação de trinca durante o processo de falha por fadiga. Ele é usado, geralmente, em conjunto com ensaios não destrutivos e apresenta maior precisão quando é possível determinar o tamanho atual da trinca (NORTON, 2013).

Em relação aos materiais para fabricação de eixos, como a rigidez do material afeta a deflexão dele, e a rigidez está relacionada ao módulo de elasticidade, que é constante para todos os aços, o material não interfere na deflexão, mas sim a geometria. A escolha do material interfere na resistência às cargas que agem sobre ele, por isso, eixos são geralmente fabricados com aços de baixo ou médio carbono laminados a frio ou estirados a quente, como AISI 1020-1050 (BUDYNAS. NISBETH, 2016). Ferro fundido e nodular podem ser usados em casos onde as engrenagens precisam ser integralmente fundidas ao eixo, cobre e aço inoxidável pode ser usado em ambientes corrosivos (NORTON, 2013).

É possível dimensionar eixos sem variação de diâmetro, mas como eles devem acomodar elementos de transmissão, normalmente, apresentam geometria cilíndrica escalonada. Cada ressalto tem uma função no eixo, e são usados para localizar as regiões de encaixe de seus elementos. Os elementos de eixo devem ficar, preferencialmente, entre os mancais para minimizar a deflexão, polias e rodas dentadas, geralmente, precisam ser posicionadas em balanço, em ambos os casos é importante posicioná-los próximo à algum mancal (BUDYNAS. NISBETH, 2016). Para a fixação dos elementos de eixo na posição adequada, são usados anéis retentores, chavetas e pinos. Os anéis retentores precisam de

uma cavidade no eixo, as chavetas necessitam de um rasgo no eixo e no elemento, já os pinos precisam de um furo passante. Todas essas mudanças geométricas criam regiões de concentração de tensão (NORTON, 2013).

O fator de concentração de tensão para fadiga por flexão (K_f) ou por torção (K_{fs}) são considerados como uma fração de seus respectivos fatores de concentração de tensão K_t ou K_{ts} . Deste modo podem ser encontrados pelas equações 4 e 5 a partir dos valores de K_t ou K_{ts} , que podem ser obtidos pela Figura 10 para uma estimativa inicial, e do valor da sensibilidade ao entalhe q e $q_{\text{cisalhamento}}$, que podem ser definidas pela equação 6 (BUDYNAS. NISBETH, 2016).

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (4)$$

$$K_{fs} = 1 + q_{\text{cisalhamento}}(K_{ts} - 1) \quad (5)$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (6)$$

Figura 10 - Estimativa inicial para K_t e K_{ts} .

	Flexional	Torcional	Axial
Adoçamento de ressalto – pontudo ($r/d = 0,02$)	2,7	2,2	3,0
Adoçamento de ressalto – bem arredondado ($r/d = 0,1$)	1,7	1,5	1,9
Assento de chaveta de extremidade fresada ($r/d = 0,02$)	2,14	3,0	–
Assento de chaveta formato corredor de trenó	1,7	–	–
Sulco de anel retentor	5,0	3,0	5,0

Fonte: Budynas. Nisbeth, 2016.

Segundo Shigley, \sqrt{a} é definida como constante de Neuber e pode ser determinada pela equação 7 para carga axial ou de flexão ou pela equação 8 para carga de torção.

$$\sqrt{a} = 0,246 - 3,09(10^{-3})S_{ut} + 1,51(10^{-5})S_{ut}^2 - 2,76(10^{-8})S_{ut}^3 \quad (7)$$

$$\sqrt{a} = 0,190 - 2,51(10^{-3})S_{ut} + 1,35(10^{-5})S_{ut}^2 - 2,67(10^{-8})S_{ut}^3 \quad (8)$$

Ainda de acordo com Budynas e Nisbeth (2016), para o projeto de eixos, não é necessário avaliar as tensões que agem ao longo de toda extensão do eixo, mas apenas a

avaliação de locais críticos. Os principais pontos críticos a serem analisados são regiões com concentração de tensão e regiões com momento fletor alto com torque presente. O torque presente em um eixo é, geralmente, transmitido apenas em uma parte da extensão dele, normalmente entre elementos de transmissão de potência, por isso, pode ser determinado pelo diagrama de corpo livre. Já o diagrama de momento fletor pode ser determinado a partir do diagrama de esforço cortante das forças que agem sobre o eixo.

As Equações 9 e 10 determinam as tensões de flexão alternante e média, respectivamente. Como cargas axiais são, comparativamente, muito pequenas em regiões com flexão e torção altas, podem ser desconsideradas (BUDYNAS. NISBETH, 2016).

$$\sigma_a = K_f \frac{32 M_a}{\pi d^3} \quad (9)$$

σ_a = Tensão de flexão reversa.

K_f = Fator de concentração de tensão de fadiga para flexão

M_a = Momento flexor alternante.

d = Diâmetro.

$$\sigma_m = K_f \frac{32 M_m}{\pi d^3} \quad (10)$$

σ_m = Tensão média alternante.

K_f = Fator de concentração de tensão de fadiga para flexão

M_m = Momento flexor médio.

d = Diâmetro.

Enquanto as equações 11 e 12 determinam, respectivamente, as tensões torcionais de cisalhamento alternada e média (NORTON, 2013).

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16 T_a}{\pi d^3} \quad (11)$$

τ_a = Tensão torcional alternante.

K_{fs} = Fator de concentração de tensão de fadiga para torção.

T_a = Torque alternante.

d = Diâmetro.

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16 T_m}{\pi d^3} \quad (12)$$

τ_m = Tensão torcional média.

K_{fs} = Fator de concentração de tensão de fadiga para torção

T_m = Torque médio.

d = Diâmetro.

Segundo Budynas e Nisbeth (2016), ao desprezar as tensões axiais, usando a teoria de falha da energia de distorção com $\sigma_x = \sigma$, $\sigma_y = 0$ e $\tau_{xy} = 0$, as tensões flutuantes de von Mises podem ser expressas pelas equações 13 e 14.

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[\left(K_f \frac{32 M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(K_{fs} \frac{16 T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right] \quad (13)$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[\left(K_f \frac{32 M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(K_{fs} \frac{16 T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right] \quad (14)$$

σ'_a, σ'_m = Componentes de von Mises.

σ_a = Tensão de flexão alternante.

σ_m = Tensão média alternante.

K_f = Fator de concentração de tensão de fadiga para flexão

M_a = Momento flexor alternante.

M_m = Momento flexor médio.

d = Diâmetro.

τ_a = Tensão média alternante.

τ_m = Tensão média alternante.

K_{fs} = Fator de concentração de tensão de fadiga para torção.

T_a = Torque alternante.

T_m = Torque médio.

Ao substituir as tensões de von Mises em diversos critérios de falhas de carregamento sob fadiga é possível determinar o fator de segurança (n). As equações 15, 16 e 17 demonstram a aplicação das tensões de von Mises pela teoria da energia de distorção de Goodman, ASME-Elíptico e Soderberg, respectivamente, por exemplo (BUDYNAS. NISBETH, 2016).

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (15)$$

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (16)$$

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_y} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (17)$$

n = Fator de segurança.

d = Diâmetro.

K_f = Fator de concentração de tensão de fadiga para flexão

K_{fs} = Fator de concentração de tensão de fadiga para torção.

M_a = Momento flexor alternante.

M_m = Momento flexor médio.

τ_a = Tensão média alternante.

τ_m = Tensão média alternante.

T_a = Torque alternante.

T_m = Torque médio.

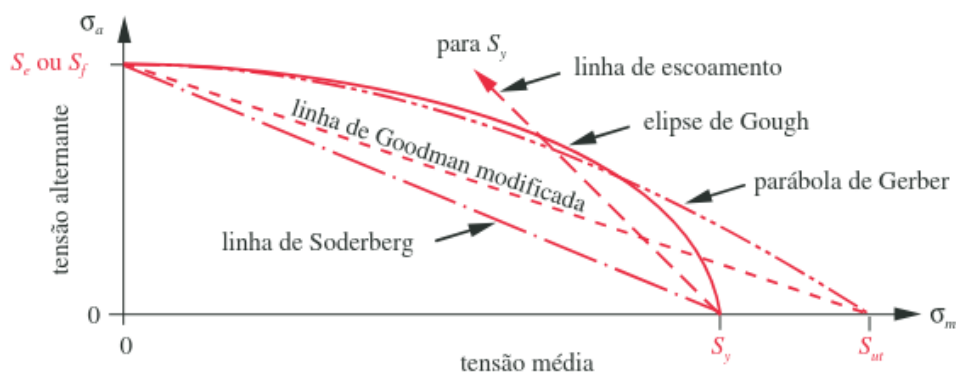
S_e = Limite de resistência à fadiga corrigida para o ciclo de vida selecionado.

S_y = Limite de escoamento.

S_{ut} = Limite de resistência à tração do material.

É importante verificar a possibilidade de falha estática no primeiro ciclo, o critério de Soderberg já avalia essa possibilidade por ser mais conservativo e sua curva de falha por estar contida na região de escoamento, como pode ser visto na Figura 11. O critério da ASME-Elíptica leva o escoamento em conta, mas não completamente, já o critério de Goodman não leva a falha estática em consideração, por isso, deve ser analisada separadamente (BUDYNAS. NISBETH, 2016).

Figura 11 - Linha de falha elíptica usando a resistência ao escoamento.



Fonte: Norton 2013.

2.2 REVISÃO DA LINGUAGEM DE PROGRAMAÇÃO PYTHON

Programas computacionais são baseados em algoritmos que são sequências ordenadas de passos com o objetivo de resolver um problema, portanto, um programa deve receber entradas, processá-las e retornar um resultado para a solução de um problema. Um computador é a máquina responsável por executar os programas e ele possui sua própria linguagem para receber as instruções a serem processadas (RIBEIRO, 2019).

É comum que pessoas diferentes escrevam códigos diferentes que resolvem o mesmo problema, por isso, o nível de eficiência e eficácia de um software do domínio da pessoa sobre o tema e seu nível de conhecimento em lógica de programação (BENEDUZZI, METZ, 2010).

Python é uma linguagem de programação interpretada e de alto nível desenvolvida por Guido van Rossum e disponibilizada pela primeira vez em 1991. Essa linguagem tem como ideologia a legibilidade do código e pode ser aplicada no desenvolvimento de softwares de pequena e grande escala. Possui tipagem dinâmica e gerenciamento interno de memória além de suportar vários paradigmas de programação, como funcional e orientação a objetos por exemplo (BURTNER, 2018).

2.3 FERRAMENTAS PARA PROJETO DE EIXOS.

O Autodesk Inventor é um programa de computador que fornece ferramentas para modelagem 3D de peças, desenho técnico, projetos mecânicos e simulações. Entre suas ferramentas de projetos mecânicos para elementos de máquinas, há um ambiente para o dimensionamento de eixos, que permite o desenho do eixo, como pode ser visto na Figura 12, distribuição das cargas atuantes sobre ele, como mostrado na Figura 13, e posicionamento de elementos concentradores de tensão. Ao final, o software gera gráficos de esforço cortante, momento fletor, torque, deflexão e declividade do elemento dimensionado anteriormente, além de permitir gerar um relatório com todas as informações do projeto.

Figura 12 - Tela para desenho de eixo do Inventor.

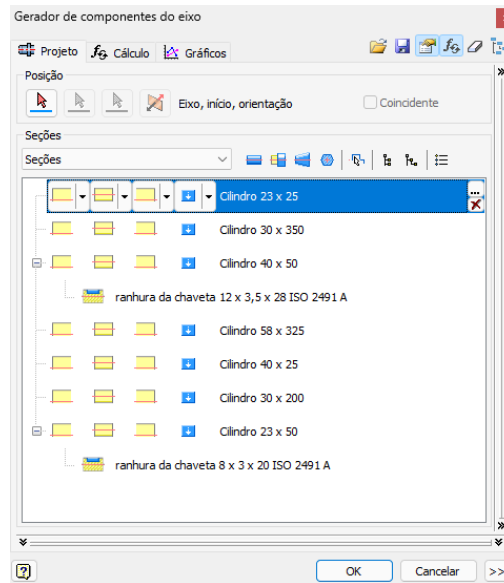
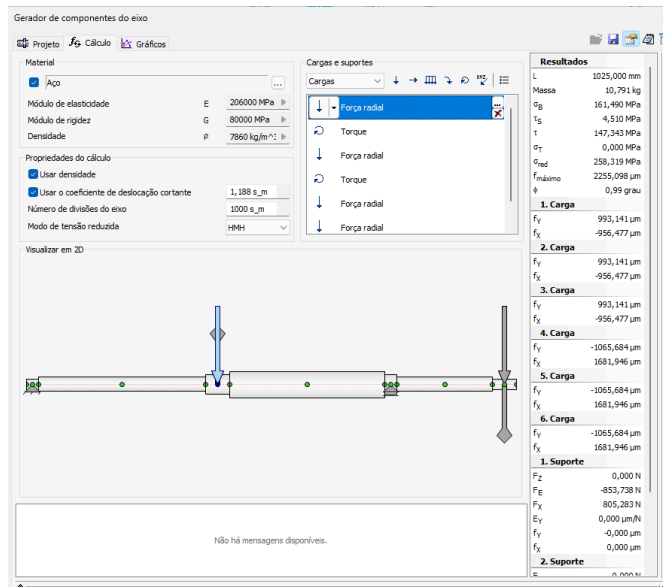
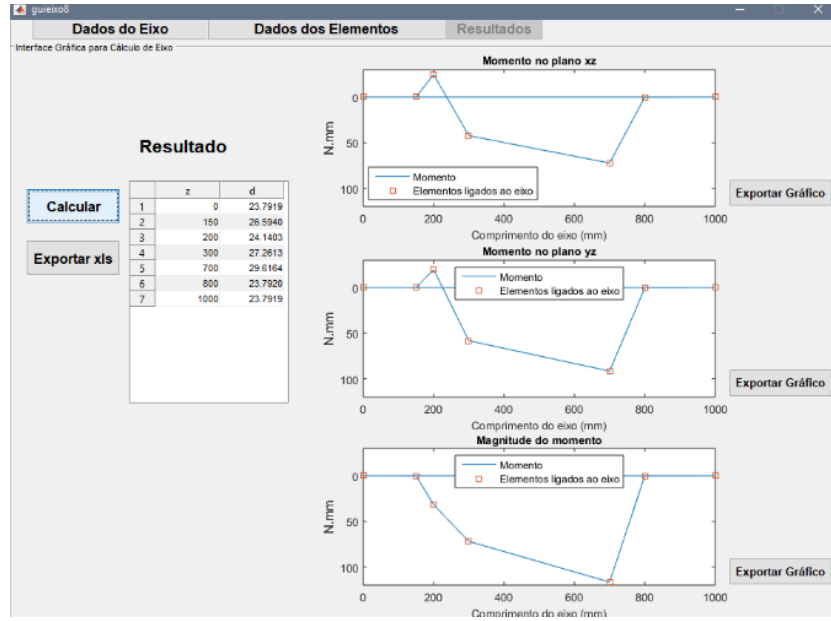


Figura 13 - Tela para adição de cargas no eixo do Inventor.



O trabalho realizado por Oliveira (2019), apresenta uma interface gráfica para projeto mecânico de eixos construída pelo software MATLAB e, com a metodologia para projeto de eixos proposta por Norton (2013). O programa desenvolvido por Oliveira (2019) permite a determinação de propriedades do eixo, como comprimento total, localização dos apoios, entre outros; as cargas geradas pelos elementos acoplados ao eixo e, como resultado, calcula e mostra ao usuário o diâmetro mínimo para cada ponto definido anteriormente, além dos gráficos de momento fletor, como é apresentado na Figura 14.

Figura 14 - Janela de resultados da interface gráfica de Oliveira (2019).



Fonte: Oliveira, 2019.

3 METODOLOGIA

3.1 DETERMINAÇÃO DE UMA METODOLOGIA SEQUENCIAL PARA PROJETO DE EIXOS.

É necessário determinar uma sequência lógica para o projeto de eixos, para que seja implementada no software. A sequência deve dar liberdade ao usuário para determinar as dimensões desejadas para cada seção do eixo, permitir determinar a posição dos suportes e a adição dos concentradores de tensão mais comuns (chavetas e anéis de retenção) , além da adição dos esforços que agem sobre o eixo.

Como citado anteriormente, eixos são geralmente dimensionados como um conjunto de cilindros escalonados para comportar todos os elementos acoplados a ele. Portanto, é importante verificar a possibilidade de falha por fadiga para cada seção do eixo com variação de diâmetro, além disso, pontos de concentração de tensão também devem ser analisados. Para a análise de falha por fadiga, pode ser aplicado qualquer critério de falha de acordo com a escolha do projetista.

O escopo deste trabalho compreende apenas eixos biapoiados, ou seja, será permitido somente o posicionamento de dois apoios para o eixo, um apoio móvel e outro fixo.

Os elementos concentradores de tensão são usados, geralmente, para a fixação de elementos de eixo, como engrenagens, polias e catracas, por exemplo. Essas regiões possuem cavidades para o acoplamento dos elementos concentradores de tensão e essas cavidades provocam alterações nas dimensões do eixo, por isso, deve ser analisada a possibilidade de falha do material nelas.

Os elementos concentradores de tensão considerados neste trabalho serão a cavidade para anel de retenção, comumente usado para manter a fixação de elementos de eixo na posição adequada e evitar o seu deslocamento no sentido axial do eixo, e rasgo de chaveta. Chavetas são montadas entre o eixo e algum elemento de eixo e tem a função de transmitir o torque entre o eixo e o elemento acoplado a ela. Existem vários tipos de chaveta, mas neste trabalho será abordada apenas a chaveta paralela que é a mais comum.

Para aplicação do critério de falha é necessário ter o completo conhecimento das cargas flexionais e torcionais que agem sobre o eixo, pois somente com elas será possível determinar as tensões internas que podem causar a falha do eixo. Com as cargas

devidamente distribuídas, é possível traçar os gráficos de torque, esforço cortante e momento fletor ao longo do comprimento do eixo. Esses valores são importantes pois são eles que serão utilizados nas equações dos critérios de falhas por fadiga.

Além da determinação das dimensões do eixo de acordo com as necessidades de encaixe dos elementos a serem acoplados e das cargas flexionais e torcionais sobre ele, é necessário determinar o seu material, pois ele também influenciará no projeto do eixo.

Os gráficos de esforço cortante no plano xy e no plano xz serão utilizados para a determinação do gráfico de esforço cortante total, que corresponde à raiz quadrada da soma dos quadrados dos esforços cortantes no plano xy e no plano xz . O mesmo se aplica aos gráficos de momento fletor em xy e xz para a determinação do momento fletor total.

O momento fletor pode ser obtido pela integral do esforço cortante, ou seja, a área abaixo dos gráficos de esforço cortante determina os pontos dos gráficos de momento fletor respectivos. Como as cargas que agem sobre um eixo são, normalmente, pontuais, não serão considerados carregamentos distribuídos neste trabalho. Para cargas pontuais, o momento fletor pode ser determinado pelo simples cálculo da área de retângulo do gráfico de esforço cortante respectivo. As Figuras 15 e 16 exemplificam gráficos de esforço cortante e momento fletor respectivamente.

Figura 15 - Diagrama de esforço cortante.

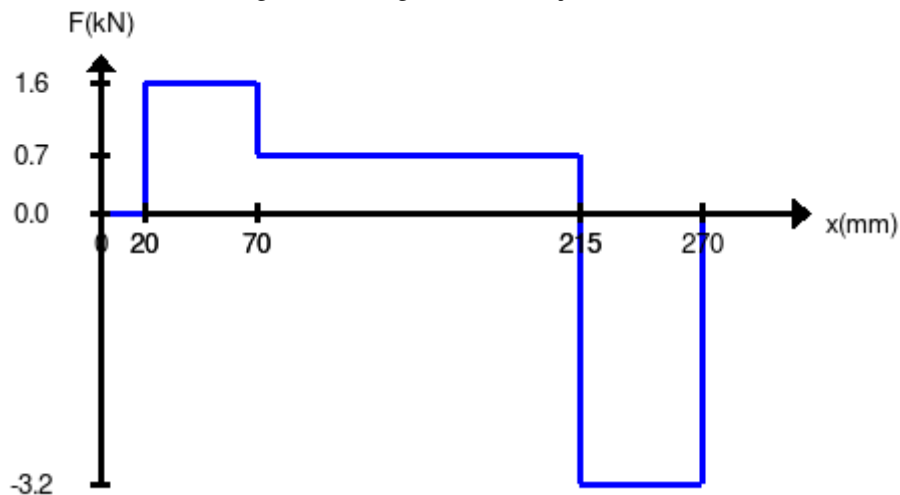
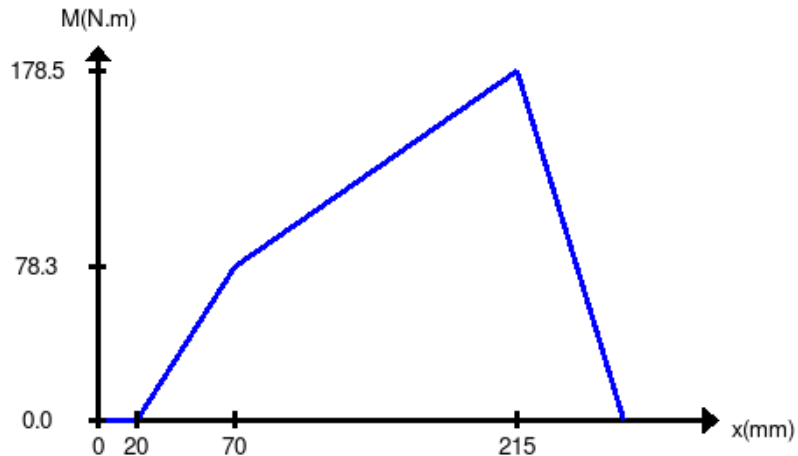


Figura 16 - Diagrama de momento fletor.

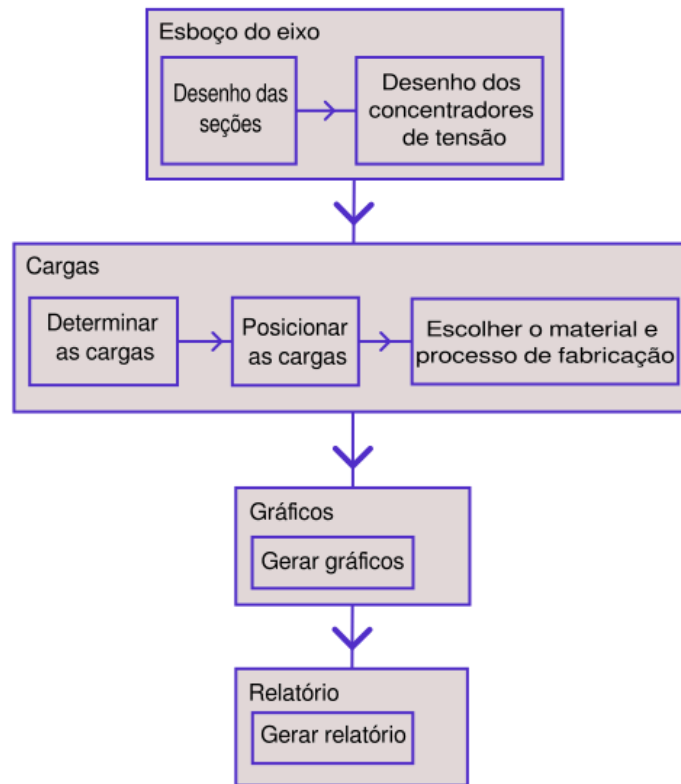


Deste modo, a metodologia sequencial determinada neste trabalho para o projeto de eixos pela análise por critérios de falha por fadiga foi definida como:

1. Realizar o esboço das seções do eixo;
2. Posicionar elementos concentradores de tensão no esboço;
3. Determinar as cargas que agem sobre o eixo;
4. Posicionar do suportes;
5. Determinar o material do eixo;
6. Gerar gráficos de torque, esforço cortante e momento fletor a partir das cargas determinadas anteriormente;
7. Aplicar os valores, encontrados nos gráficos, na equação de critério de falha por fadiga escolhida para cada ponto de interesse (regiões com variação de diâmetro e concentradores de tensão) ao longo do comprimento do eixo.

A metodologia sequencial determinada acima também pode ser vista de maneira gráfica no fluxograma apresentado na Figura 17.

Figura 17 - Fluxograma da metodologia sequencial para projeto de eixos.



Por fim, os fatores de segurança calculados pelo critério de falha para cada ponto de interesse devem ser mostrados ao usuário para que ele realize a análise dos dados e tome suas decisões a respeito do projeto. Caso o projeto precise ser alterado, o novo projeto poderá ser submetido novamente ao software até que as necessidades do usuário sejam atendidas. Este projeto não busca ter uma ferramenta de iteração contínua, portanto, o usuário deverá repetir todo o processo, mas, dessa vez com os valores atualizados.

Como o fator de segurança é o objetivo final deste trabalho, o software deve permitir a entrada de dados pelo usuário das informações necessárias para a determinação das variáveis usadas nas equações 15, 16, e 17, que são o diâmetro pré-determinado no esboço, o limite de resistência máxima à tração do material (S_{ut}) e o seu limite de escoamento (S_y), que serão determinados pela escolha do material, informações para o cálculo do limite de resistência a fadiga (S_e), como temperatura de operação, confiabilidade e método de fabricação, por exemplo.

Além disso, é necessário determinar os fatores de concentração de tensão para deflexão (K_f) e para torção (K_{fs}) por fadiga para cada ponto. Esses fatores podem ser

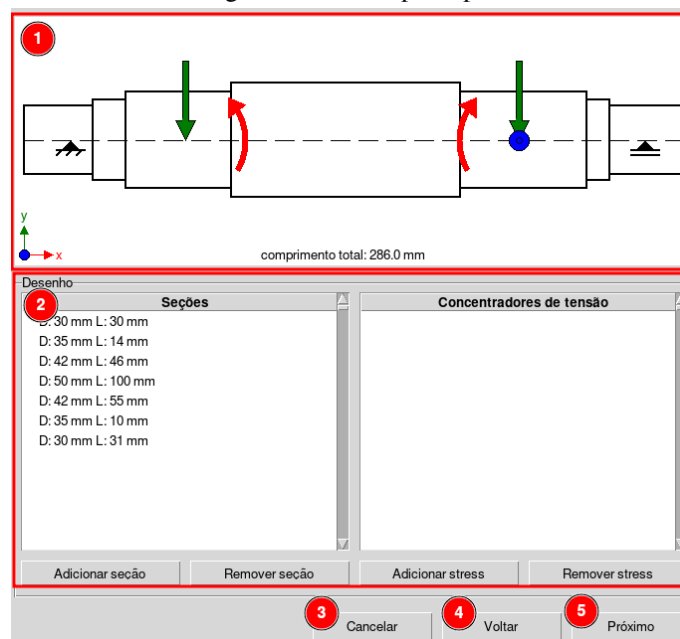
obtidos a partir das equações 4 e 5 com os valores do fator de concentração de tensão para deflexão (K_t) e para torção (K_{ts}) disponíveis na Figura 10.

3.2 DESENVOLVIMENTO DA INTERFACE GRÁFICA.

Como foi determinado na seção anterior, para o projeto de eixos é necessário, inicialmente, desenhar o esboço do eixo a ser calculado, que envolve os desenhos das seções do eixo, dos suportes e das regiões de concentração de tensão. Após o esboço estar completo, devem ser adicionadas as cargas flexionais e torcionais que agem sobre o eixo e características de fabricação e material. Portanto, a interface gráfica deve permitir a adição desses elementos.

Para otimizar o espaço na tela e organizar as etapas do processo para o projeto de eixos, a interface possui uma janela principal, como pode ser visto na Figura 18, onde 2 é uma região localizada na sua metade inferior que disponibiliza as operações permitidas ao usuário executar naquele momento, 1 na metade superior é a região onde é desenhado o eixo com os elementos adicionados de maneira responsiva. No canto inferior direito há três botões, o botão representado pelo número 3 na Figura 18 possui a função de fechar o programa, o botão 5 possui a função de prosseguir para a próxima etapa e o 4 tem a função de retornar uma etapa.

Figura 18 - Janela principal.



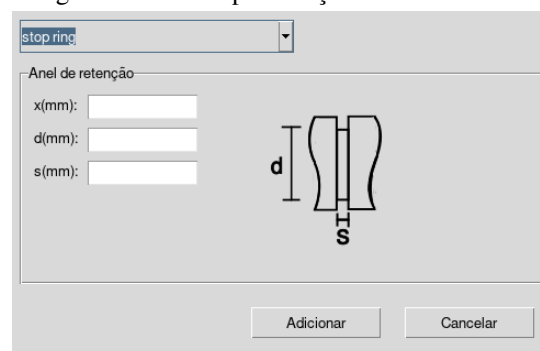
A primeira etapa do projeto consiste no desenho das seções do eixo e suas regiões de concentração de tensão. Para cada um desses elementos foi desenvolvida uma janela que permite a adição do elemento respectivo. A janela para a adição de uma seção de eixo, que pode ser vista na Figura 19, é aberta ao pressionar o botão “Adicionar Sessão”, nesta tela são passadas as informações de diâmetro e comprimento da seção. Cada seção é adicionada logo à direita da seção anterior, além disso, elas são representadas no plano XY por meio de retângulos e no plano XZ por círculos.

Figura 19 - Janela para adição de seções.



Já a janela para a adição de regiões de concentração de tensão é aberta ao pressionar o botão “Adicionar Stress”, nesta tela é possível selecionar qual elemento concentrador de tensão pretende adicionar e após isso, preencher com os valores apropriados para completar a adição. A Figura 20 mostra a tela para anel retentor.

Figura 20 - Janela para adição de anel retentor.



Após a adição das seções é possível clicar em próximo que muda a região 2 mostrada na Figura 18 para a nova interface que permite a adição de forças sobre o eixo. Nesta etapa são adicionadas as cargas atuantes sobre o eixo e também é definido o material e o processo de fabricação. A Figura 21 apresenta janela principal atualizada e a Figura 22 mostra a janela para adição de força sobre o eixo, nesta janela é possível determinar o plano que a força

atua, seu sentido em relação ao eixo, que pode ser radial, que resulta em uma carga de flexão, ou tangencial, que resulta em uma carga de torção.

Figura 21 - Janela principal da segunda etapa.

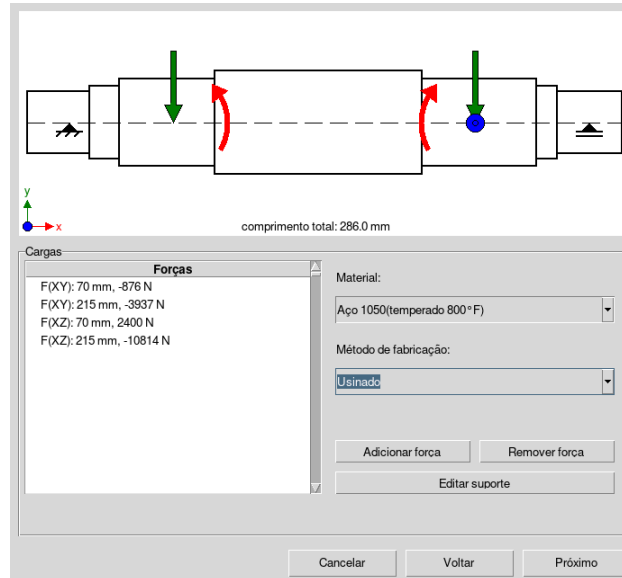
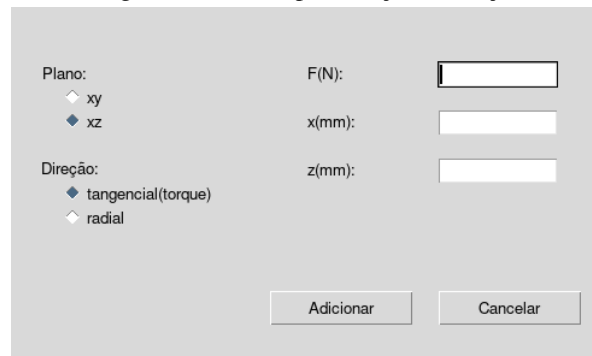
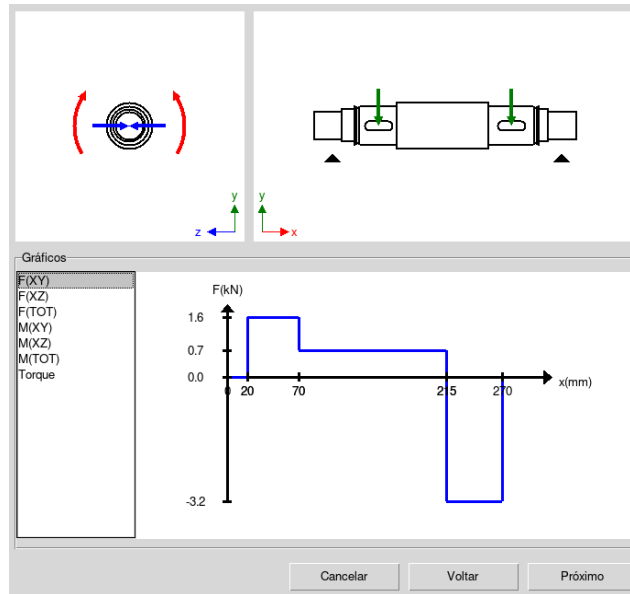


Figura 22 - Janela para adição de força.



Com a adição das forças atuantes sobre o eixo é possível prosseguir para a próxima etapa, onde a janela principal é mudada novamente, agora com a apresentação dos gráficos de esforço cortante, momento fletor e torque ao longo do eixo, que podem ser visualizados de maneira dinâmica ao clicar com o mouse em cima da gráfico desenhado, como pode ser visto na Figura 23.

Figura 23 - Janela de gráficos.



Após isso, ao clicar em próximo, será gerado um arquivo no formato pdf com os fatores de segurança calculados para cada ponto de interesse, como pode ser visto na Figura 24.

Figura 24 - Arquivo de resultados.



$$nf(a) = 28.925440402223$$

$$nf(b) = 18.1127280961829$$

$$nf(c) = 5.38116660149337$$

$$nf(d) = 7.283878137848592$$

$$nf(e) = 2.8112765909278163$$

$$nf(f) = 1.8003065443575021$$

$$nf(g) = 3.0648826298495426$$

$$nf(h) = 3.0205102588684145$$

3.3 IMPLEMENTAÇÃO DA METODOLOGIA DE PROJETO DE EIXOS VIA SOFTWARE.

O objetivo do software é calcular os valores para o fator de segurança para cada ponto de interesse. Esses fatores podem ser calculados pelas equações 15, 16 ou 17 e para isso é necessário ter algumas informações a respeito do eixo, como torque, momento fletor total, material utilizado e processo de fabricação. O material e o processo de fabricação devem ser determinados pelo projetista, mas o torque e momento fletor total são obtidos a partir de uma análise das cargas que agem sobre o eixo.

Após a disposição das cargas ao longo do eixo, é necessário calcular as reações nos apoios, isso pode ser feito ao realizar o somatório de momentos e de forças ao longo de x igual a zero, a implementação deste cálculo pode ser vista na Figura 25.

Figura 25 - Implementação do cálculo das reações nos apoios.

```
#calculate the reactions of the second support
for force in shaft.forces_xy:
    rxy2 = rxy2 + ((force[0]-shaft.supports[0]) * force[2])
rxy2 = (-1)*rxy2/(shaft.supports[1]-shaft.supports[0])
self.plot_f_xy.append([shaft.supports[1], rxy2])

for force in shaft.forces_xz:
    rxz2 = rxz2 + ((force[0]-shaft.supports[0]) * force[2])
rxz2 = (-1)*rxz2/(shaft.supports[1]-shaft.supports[0])
self.plot_f_xz.append([shaft.supports[1], rxz2])

#calculate the reactions of the first support
for force in self.plot_f_xy:
    rxy1 = rxy1 + force[1]

for force in self.plot_f_xz:
    rxz1 = rxz1 + force[1]

self.plot_f_xy.append([shaft.supports[0], (-1)*rxy1])
self.plot_f_xz.append([shaft.supports[0], (-1)*rxz1])

#sort the forces in order of x
self.plot_f_xy.sort()
self.plot_f_xz.sort()
```

O torque que age sobre o eixo pode ser determinado pela multiplicação das cargas torcionais pelas suas respectivas distâncias do centro do eixo, já o cálculo do momento fletor total é obtido pela raiz quadrada da soma dos quadrados dos momentos no plano XY e no plano XZ. Os momentos fletores em cada plano podem ser determinados pela integral do gráfico de esforço cortante do respectivo plano, a qual corresponde à área abaixo do gráfico,

portanto os gráficos de momento fletor foram gerados pelo simples cálculo de área dos gráficos de esforço cortante. O cálculo de momento fletor pela área foi implementado conforme mostrado na Figura 26.

Figura 26 - Cálculo de momento fletor pela área.

```
#calculate bending mement by area{{{
#from forces in xy
for i in range(len(self.plot_f_xy)-1):
    if self.plot_f_xy[i+1][0] != self.plot_f_xy[i][0]:
        self.plot_m_xy.append([self.plot_f_xy[i+1][0], self.plot_f_xy[i+1][1]*(self.plot_f_xy[i+1][0]-self.plot_f_xy[i][0])])

for i in range(len(self.plot_m_xy)-1):
    self.plot_m_xy[i+1][1] = self.plot_m_xy[i][1] + self.plot_m_xy[i+1][1]

#from forces in xz
for i in range(len(self.plot_f_xz)-1):
    if self.plot_f_xz[i+1][0] != self.plot_f_xz[i][0]:
        self.plot_m_xz.append([self.plot_f_xz[i+1][0], self.plot_f_xz[i+1][1]*(self.plot_f_xz[i+1][0]-self.plot_f_xz[i][0])])

for i in range(len(self.plot_m_xz)-1):
    self.plot_m_xz[i+1][1] = self.plot_m_xz[i][1] + self.plot_m_xz[i+1][1]
```

Os fatores de concentração de tensão por fadiga para tração (K_f) e para torção (K_{fs}) podem ser obtidos pelas Equações 4 e 5 com os valores de q obtidos pela Equação 6 e dos fatores de concentração de tensão K_t e K_{ts} , respectivamente, que podem ser estimados de acordo com a tabela apresentada na Figura 10. A implementação dos cálculos de K_f e K_{fs} pode ser vista na Figura 27.

Figura 27 - Implementação dos cálculos para concentradores de tensão,

```
#Function Kf{{{
def Kf(Kt:float, q:float) -> float:
    return 1+(q*(Kt-1))
#}}}

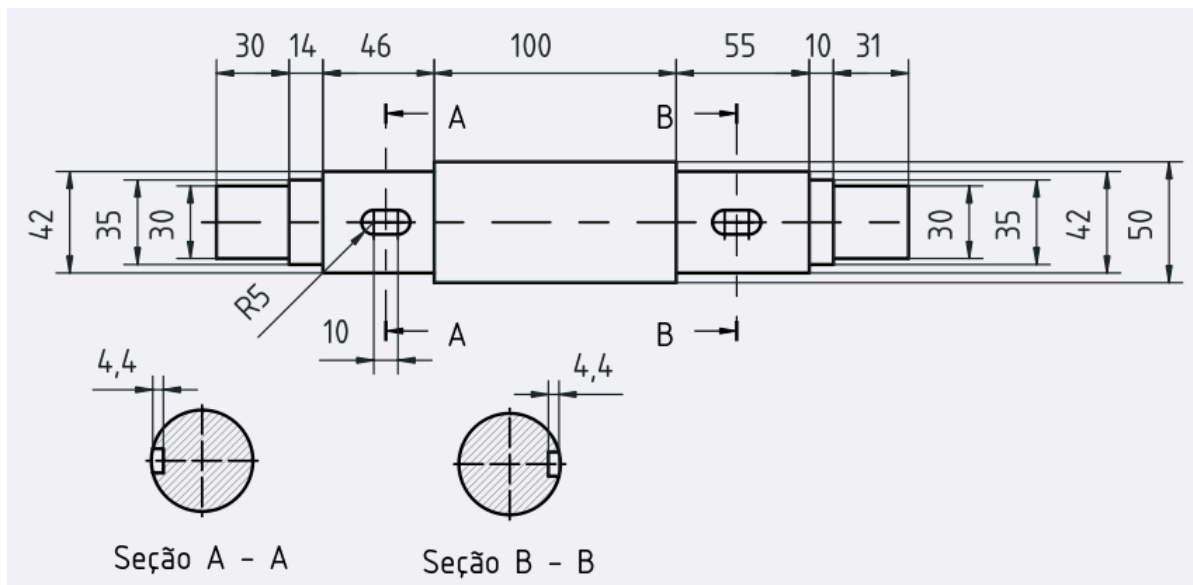
#Function Kfs{{{
def Kfs(Kts:float, q:float) -> float:
    return 1+(q*(Kts-1))
#}}}

#Functions q{{{
#r é o raio do entalhe (entre 0 e 4 mm). Sut deve estar em MPa que é convertido em kpsi
def q_torsion(Sut:float, r:float=0.16) -> float:
    Sut = Sut*0.145
    return 1/(1+((0.19-(0.00251*Sut)+(0.0000135*Sut**2)-(0.0000000267*Sut**3))/(r**0.5)))
def q_bending(Sut:float, r:float=0.16) -> float:
    Sut = Sut*0.145
    return 1/(1+((0.246-(0.00308*Sut)+(0.0000151*Sut**2)-(0.0000000267*Sut**3))/(r**0.5)))
```

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

O software desenvolvido busca calcular e informar ao usuário os fatores de segurança para pontos de interesse a partir da determinação do esboço do eixo e das cargas atuantes sobre ele. Para verificar a precisão e assertividade do programa elaborado foi criado um modelo de projeto de eixo a ser submetido ao software a também ser calculado manualmente, e com isso, comparar os resultados. O modelo de eixo pode ser visto no desenho técnico apresentado na Figura 28.

Figura 28 - Desenho técnico de eixo analisado.



O eixo terá duas engrenagens acopladas a ele, uma sobre cada rasgo de chaveta. Cada engrenagem produzirá uma carga radial e tangencial ao eixo, a primeira produz uma carga radial de -876 Newtons e uma carga tangencial de 2400 Newtons a 150 mm de distância do centro do eixo, que resulta em um torque positivo de 360 N.m, enquanto a segunda engrenagem, da esquerda para a direita, transmite uma carga radial de -3937 Newtons ao eixo e uma carga tangencial de 10814 Newtons a 33,5 mm da distância do centro do eixo.

O material escolhido para o projeto foi o aço 1050 temperado a 800 °F, que possui um limite resistência à tração (S_{ut}) de 1050 MPa e um limite de escoamento (S_y) de 793 MPa, o método de fabricação para o eixo foi escolhido como sendo usinado.

Após a determinação das reações, montagem dos gráficos de momento fletor total e torque manualmente, foram determinados os pontos de interesse e as variáveis necessárias para o cálculo do fator de segurança da ASME-Elíptica pela equação 16. A Figura 29 apresenta o esboço do projeto realizado no software, enquanto a Figura 30 mostra a posição dos pontos de interesse no eixo, já a Tabela 1 apresenta os valores determinados manualmente para esses pontos.

Figura 29 - Esboço do projeto realizado no software.

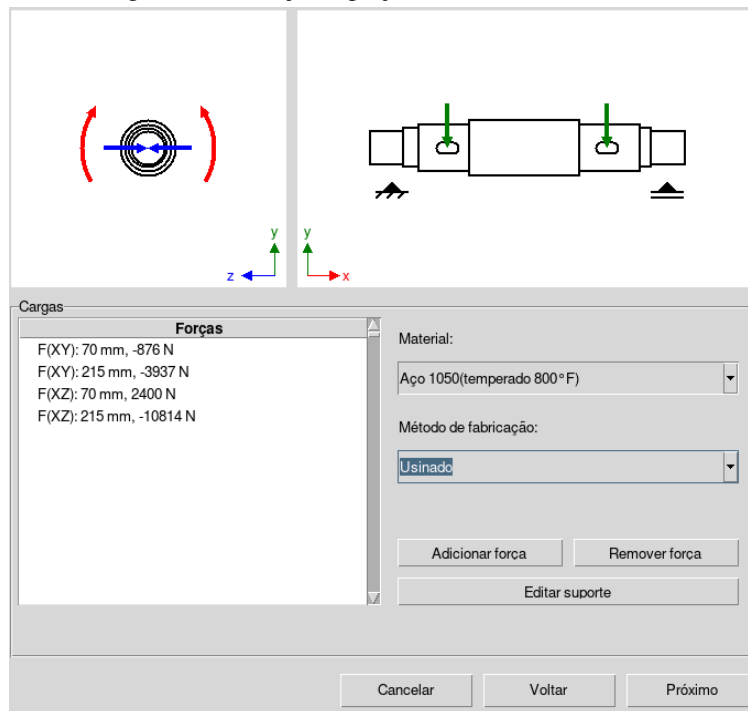


Figura 30 - Pontos de interesse no esboço do eixo.



Tabela 1 - Variáveis dos pontos de interesse calculadas manualmente.

Pontos	d (mm)	M_a (N.m)	T_m (N.m)	K_t	K_{ts}	q	$q_{\text{cisalhamento}}$	K_f	K_{fs}	S_e (MPa)
A	30	16,32	0	1,56	1,28	0,93	0,94	1,52	1,26	270,36
B	35	39,17	0	1,62	1,32	0,93	0,94	1,58	1,30	265,97
C	42	81,60	360	2,14	3	0,93	0,94	2,06	2,88	260,64
D	42	135,50	360	1,95	1,54	0,93	0,94	1,67	1,36	260,64
E	42	405,19	360	1,95	1,54	0,93	0,94	1,67	1,36	260,64
F	42	472,60	360	2,14	3	0,93	0,94	2,06	2,88	260,64
G	35	214,80	0	1,62	1,32	0,93	0,94	1,58	1,30	265,97
H	30	128,89	0	1,56	1,28	0,93	0,94	1,52	1,26	270,36

Com essas informações é possível determinar o fator de segurança pela equação 16 para cada ponto especificado na Tabela 1, deste modo, os resultados para os cálculos manuais e pelo software podem ser vistos na Tabela 2.

Tabela 2 - Fatores de segurança calculados manualmente e por software.

Pontos	n_f calculado manualmente	n_f calculador por software
A	28,89	28,925
B	18,09	18,113
C	5,58	5,381
D	7,13	7,284
E	2,74	2,811
F	1,86	1,800
G	3,30	3,065
H	3,06	3,021

A partir dos dados apresentados na Tabela 2 é possível perceber que há uma pequena diferença nos valores do fator de segurança calculados manualmente para os valores calculados via software. Os valores obtidos pelo software tendem a ser menos conservativos que em relação aos valores calculados manualmente.

Essa diferença nos valores ocorrem devido aos vários arredondamentos feitos ao longo do cálculo manual, mas, além disso, há diferenças na obtenção dos valores da sensibilidade ao entalhe q e $q_{\text{cisalhamento}}$ que no caso do cálculo manual são obtidos por análise gráfica, que apresenta pouca precisão, enquanto no caso do software, são obtidos a partir das equações 6, 7 e 8. Outro detalhe importante é o método para obtenção dos fatores de concentração de tensão K_t e K_{ts} para rasgo de chaveta, que foram retirados da Figura 10 tanto para o cálculo manual quanto pelo software, um método mais preciso seria usar valores customizados obtidos a partir de ensaios mecânicos para cada caso específico.

A maior diferença percentual entre os valores obtidos pode ser visto no ponto G que chega a ser 7,12% menor que o valor calculado manualmente, contudo, se for levado em consideração apenas a diferença numérica, neste ponto há apenas 0,235 unidade de diferença. Se forem analisados os pontos E e F que correspondem aos principais pontos de interesse por estarem sob efeito de momento fletor elevado e torque, a diferença não ultrapassa 2,59% para o ponto E e 3,23% para o ponto F, o que representa um diferença de 0,071 e 0,060 unidade respectivamente.

5 CONCLUSÃO

Se comparado ao método tradicional de desenvolvimento do projeto de eixo, o software traz uma metodologia muito mais simples, ágil e intuitiva para a determinação dos fatores de segurança para pontos de interesse, de forma automática. Além disso, realizar todos esses cálculos manualmente, repetidas vezes, pode aumentar a possibilidade de incidência de erro humano, o que resultaria em retrabalho por parte do projetista. A seguir é possível ver os principais pontos constatados:

- A sequência lógica para projeto de eixos permite que o usuário dimensione o eixo de acordo com sua necessidade.
- Os valores dos fatores de segurança calculados pelo software são apresentados rapidamente.
- Caso os valores não correspondam aos mínimos desejados, o usuário deve alterar as dimensões estipuladas até encontrar resultados que o satisfaça. Portanto, o software facilita o processo iterativo de projeto de eixos.
- A interface gráfica desenvolvida permite que as operações sejam feitas de forma simples e intuitiva.
- Todas as alterações realizadas no projeto, como adição de seções, concentradores de tensão ou cargas pontuais são, automaticamente, adicionadas ao esboço do eixo mostrado no software.
- Há uma pequena diferença nos valores obtidos. Uma forma mais adequada de analisar esses resultados, seria a construção do eixo projetado anteriormente e submetê-lo a ensaios mecânicos para comparar os valores obtidos teoricamente com os valores provenientes dos ensaios práticos e, desta forma, determinar qual método se aproxima mais da realidade.

6 ALTERAÇÕES FUTURAS.

A interface gráfica não permite a customização de variáveis internas pelo usuário. Existem valores que poderiam ser alterados para que o software entregasse uma precisão maior, como a customização dos valores de concentração de estresse, fatores de correção do limite de resistência à fadiga, de resistência do material, além de permitir a adição de novos materiais. Outro conteúdo que poderia ser adicionado em trabalhos futuros são os cálculos de deflexão e declividade.

Além disso, o relatório final apresenta poucas informações a respeito do projeto, seria interessante apresentar também os gráficos calculados anteriormente, descrição do material utilizado e método de fabricação, por exemplo.

Como conclusão, é possível notar que o software representa uma possível alternativa ao método tradicional de projeto de eixos, contudo, ainda precisa de uma maior disponibilidade de recursos para permitir a customização de características do projeto.

7 REFERÊNCIAS

ANGELO, Clayton Mamedes. **Fadiga de amplitude variável como parâmetro de projeto para eixos traseiros automotivos: uma análise do efeito das sobrecargas e da filtragem matemática na predição de vida em fadiga.** 2007. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo.

BENEDUZZI, Humberto M.; METZ, João A. Lógica e linguagem de programação: introdução ao desenvolvimento de software. **Curitiba-Paraná: Livro Técnico**, 2010.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETH, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley-10ª Edição.** McGraw Hill Brasil, 2016.

BURTNER, Rich. **Python Programming: A complete step by step guide for beginners,** 2018.

CHANG, Ki-Yin; JAN, Gene Eu; FAN, Kevin. An Integrated Computer-aided System and Parts Component Repository for Shaft Design Automation. **Journal of Marine Science and Technology**, v. 10, n. 1, p. 10, 2002.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas.** bookman editora, 2013.

OLIVEIRA, Raiane Costa de. Interface gráfica para o cálculo de projeto de eixo. 2019.

RIBEIRO, João Araujo. Introdução à Programação e aos Algoritmos. **Grupo GEN**, 2019.

ANEXO I - Cálculos feitos manualmente - parte 1

$S_{ut} = 1090$
 $k_a = 0,707$ (usu nodes)
 $k_{b_{d=30}} = 0,862$
 $k_{b_{d=35}} = 0,848$
 $k_{b_{d=42}} = 0,831$
 $k_e = 0,814$ (50% confiabilidade)

$S_e = 0,5 \cdot S_{ut} \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$
 $S_{e_{d=30}} = 0,5 \cdot 1090 \cdot 0,707 \cdot 0,862 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 1 = 270,36 \text{ MPa}$
 $S_{e_{d=35}} = 265,97 \text{ MPa}$
 $S_{e_{d=42}} = 260,64 \text{ MPa}$

$K_t = K_{t_s} = C_1 + C_2 \left(\frac{2t}{D} \right) + C_3 \left(\frac{2t}{D} \right)^2 + C_4 \left(\frac{2t}{D} \right)^3$

	K_t	K_{t_s}
C_1	$0,947 + 1,206 \sqrt{t/r} - 0,131 t/r$	$0,905 + 0,783 \sqrt{t/r} - 0,075 t/r$
C_2	$0,022 - 3,405 \sqrt{t/r} + 0,915 t/r$	$-0,437 - 1,969 \sqrt{t/r} + 0,553 t/r$
C_3	$0,869 + 1,777 \sqrt{t/r} - 0,555 t/r$	$1,557 + 1,073 \sqrt{t/r} - 0,578 t/r$
C_4	$-0,81 + 0,422 \sqrt{t/r} - 0,26 t/r$	$-1,061 + 0,171 \sqrt{t/r} + 0,086 t/r$

$t = \frac{D-d}{2}$ $r = 4 \text{ mm}$

Para: $D=35$, $d=30$, $t=2,5$, $r=4$

$K_t = -0,001866 + 0,03939 - 0,3 + 1,82 = 1,557$
 $K_{t_s} = -0,002536 + 0,04163 - 0,236 + 1,48 = 1,28$

Para: $D=42$, $d=35$, $t=3,5$, $r=4$

$K_t = -0,002963 + 0,05694 - 0,393 + 1,96 = 1,62$
 $K_{t_s} = -0,003843 + 0,05694 - 0,2983 + 1,57 = 1,32$

Para: $D=50$, $d=42$, $t=4$, $r=4$

$K_t = -0,002654 + 0,0535 - 0,395 + 2,022 = 1,67$
 $K_{t_s} = -0,003293 + 0,0525 - 0,296 + 1,613 = 1,36$

ANEXO II - Cálculos feitos manualmente - parte 2

Ponto	d	M_a	T_m	K_t	K_t	q	geirador	S_y	S_e	K_f	K_{fs}
A	30	16320	0	1,56	1,28	0,93	0,94	793	270,36	1,52	1,26
B	35	39170	0	1,62	1,32	0,93	0,94	793	265,97	1,58	1,30
C	42	81600	360	2,14	3	0,93	0,94	793	260,64	2,06	2,88
D	50	135500	360	1,95	1,54	0,93	0,94	793	260,64	1,67	1,36
E	50	405190	360	1,95	1,54	0,93	0,94	793	260,64	1,67	1,36
F	42	442600	360	2,14	3	0,93	0,94	793	260,64	2,06	2,88
G	35	214800	0	1,62	1,32	0,93	0,94	793	265,97	1,58	1,58
H	30	128890	0	1,56	1,28	0,93	0,94	793	270,36	1,52	1,52

Ponto	m_f
A	28,89
B	18,09
C	5,58
D	7,13
E	2,74
F	1,86
G	3,30
H	3,06

