

ANÁLISE DE FALHA DINÂMICA EM CARREGAMENTO AXIAL DE EIXO DE TRANSMISSÃO UTILIZANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

DYNAMIC FAILURE ANALYSIS IN AXIAL LOADING OF TRANSMISSION SHAFT USING THE FINITE ELEMENTS METHOD

Data de entrega dos originais à redação em: 09/07/2017
e recebido para diagramação em: 13/03/2018

Fernando de Azevedo Silva ¹
Erick Siqueira Guidi ²
Caio Cavagioni ³
Carlos Alberto Chaves ⁴

Este trabalho tem como objetivo apresentar uma aplicação do método dos elementos finitos para análise de tensão e fadiga em um eixo de transmissão mecânica submetido a carregamento axial alternado. Eixos de transmissão são largamente usados em máquinas rotativas, e sujeitos a problemas de fadiga. Qualquer processo de falha que possa ocorrer em uma peça provavelmente está localizado onde a tensão excedeu o nível de resistência. Sempre que uma peça ou componente possui uma variação brusca em sua geometria tais como ranhuras, furos, entalhes, ressaltos ou qualquer outro tipo de irregularidade, ocorre um aumento de tensão num determinado local da peça. O eixo rotativo estudado é carregado por uma força axial alternada de 10 kN, em que o eixo tem todos os raios de arredondamento de 0,0075 m, uma superfície usinada, aço AISI 1020, com módulo de elasticidade de Young igual a 200 GPa e módulo de Poisson igual a 0,3. Apresentam-se as condições de ruptura por tensão e também por fadiga, obtendo-se a tensão máxima em condições de trabalho e o coeficiente de segurança na fadiga para um tempo de vida infinita. Os resultados obtidos numericamente foram comparados com resultados de fadiga obtidos empiricamente e apresentaram-se satisfatórios.

Palavras-chave: Método dos Elementos Finitos. Análise de Fadiga. Eixo de Transmissão. Carregamento Axial.

This work aims to present an application of the finite elements method for stress and fatigue analysis on a mechanical transmission shaft submitted to alternate axial stress. Transmission shafts are widely used in rotating machines, subject to fatigue troubles. Any failure process, which may occur on a part, probably is located where the stress exceeded the resistance level. Whenever a part or component has an abrupt variation in its geometry, such as grooves, holes, notches, ledges or another kind of irregularity, there is a concentrated stress raise on a determined location on the part. The rotating shaft studied is loaded by an axial alternate force equal to 10 kN, where the shaft has all the rounding rays equal to 0.0075 m, on a machined surface, AISI steel 1020, with Young elasticity module equal to 200 GPa and Poisson module equal to 0.3. The shear and fatigue condition are present, thus, obtaining the highest stress on work condition, and the fatigue safety coefficient, for an infinite lifetime. The results obtained numerically have been compared with the fatigue results obtained empirically and they seem to be satisfactory.

Keywords: Finite Elements Method, Fatigue Analysis. Transmission Shaft. Axial Loading.

1 INTRODUÇÃO

Nos últimos anos houve um grande aumento na utilização de simulação numérica computacional, utilizando o método dos elementos finitos, no auxílio das análises de problemas de engenharia, proporcionando uma redução no tempo de projeto e consequentemente nos custos.

No atual mercado competitivo, as companhias precisam desenvolver produtos de alta qualidade, inclusive com elevada complexidade, performance e durabilidade em um curto espaço de tempo. Para atender a essa demanda de mercado, as companhias passaram a utilizar as ferramentas de análise computacional de engenharia, a fim de otimizar o projeto e ganhar competitividade (MARIM, 2009).

O Ansys Workbench é um pacote computacional com múltiplas aplicações na Engenharia, buscando

soluções de modelos numéricos usando o método dos elementos finitos (ANSYS, 2015). Uma grande variedade de problemas mecânicos pode ser resolvida com a utilização desta ferramenta, entres estes se incluem: análise estática, dinâmica linear e não linear de estruturas, transferência de calor, mecânica dos fluidos, acústica, eletromagnetismo.

O método dos elementos finitos considera a estrutura dividida em partes ou elementos que não são infinitesimais, unidos entre si em pontos nodais, onde se supõem concentradas todas as forças de ligação entre os elementos (ALVES FILHO, 2005), sendo as solicitações e deformações discretizadas nos nós. O comportamento elástico e mecânico de cada elemento pode ter expressão matemática tão simples quanto à dos elementos infinitesimais da solução clássica. A composição desses elementos de tamanho finito para

1 - Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho - UNESP - FEG - Guaratingueta. <fazevedo@feg.unesp.br >.

2 - Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho - UNESP - FEG - Guaratingueta. <eguidi@uol.com.br >.

3 - Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho - UNESP - FEG - Guaratingueta. <caio_cavagioni@hotmail.com >.

4 - Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho - UNESP - FEG - Guaratingueta. <cachaves@feg.unesp.br >.

construir a estrutura considerada, dá lugar a um sistema de equações tratado por via matricial. A fadiga é um desses elementos que o Ansys pode simular, graças ao método dos elementos finitos.

Um componente mecânico pode suportar cargas elevadas sem que ocorra a sua falha, desde que essas cargas resultem em tensões inferiores a tensão limite de escoamento do material e que essas cargas não sejam cíclicas. Este limite de carga que pode ser aplicado a um componente, é de certa maneira simples e fácil de calcular, tanto cálculos analíticos quanto simulações. Já para o caso de cargas cíclicas, um componente pode romper com uma carga bem menor que a tensão limite de escoamento do material, esse fenômeno é conhecido como fadiga, e que pode ser calculado analiticamente ou simulado numericamente utilizando o Ansys, com elevada vantagem sobre os ensaios mecânicos que são muitos caros e demorados.

A fadiga é responsável por grande parte das falhas em equipamentos mecânicos, está em praticamente todo componente mecânico, além de seu fenômeno ser altamente complexo.

Com o advento do método dos elementos finitos e sua aplicação em softwares, como o Ansys, é possível simular numericamente a fadiga em elementos mecânicos, na maioria dos casos, em poucos minutos, economizando tempo e dinheiro.

O método dos elementos finitos vem sendo largamente empregado em eixos de transmissão, que são alocados em máquinas e fixados ou apoiados por mancais de deslizamento ou rolamento, apresentando seções circulares variáveis (SANTOS, 2011).

Em trabalho, eixos de transmissão podem ser submetidos a esforços de flexão, tração, compressão ou torção, que podem atuar isoladamente ou de maneira combinada (RAOTOLE, SADAPHALE e CHAUDHARI, 2013). Assim é esperado que esses esforços atuem de forma combinada, o que leva o projetista a ter que considerar a resistência à fadiga e as cargas estáticas como parâmetros importantes no desenvolvimento do projeto, uma vez que o eixo pode estar submetido a tensões estáticas, tensões reversíveis e tensões repetidas, que normalmente atuam de forma simultânea, podendo vir a provocar a falha do eixo e até mesmo de todo o sistema.

O estudo de fadiga dos materiais ainda é pouco difundido e explorado tanto no meio acadêmico como no meio industrial (RUSINSKI et al., 2008). Muitas descobertas e conclusões ainda podem ser obtidas com o estudo aprofundado de técnicas de obtenção de vida em fadiga analiticamente (SHAO, LIU e MECHEFSKE, 2011), numericamente (GÖKSENLI e ERYÜREK, 2009) e também experimentalmente (KHALID et al., 2007).

A literatura apresenta inúmeros trabalhos relacionando o método dos elementos finitos a tensões e fadiga em eixos. Silva, Chaves e Guidi (2016) utilizaram o método dos elementos finitos para analisar tensões e fadiga de um eixo de transmissão sujeito a esforços de flexão. Os resultados obtidos numericamente

foram comparados com resultados de fadiga obtidos empiricamente e apresentaram-se satisfatórios.

O objetivo deste trabalho consiste na elaboração e modelagem de componentes mecânicos, com o intuito de simulá-los com o software Ansys que emprega o método dos elementos finitos, comparando os resultados das simulações numéricas e analíticas, no caso de análise estática e de fadiga.

2 MÉTODO

Primeiramente foi modelado o componente selecionado, uma ponta de eixo que possui um concentrador de tensões, como mostrado na Figura 1. Com o modelo construído e utilizando apenas tensões axiais, definiram-se alguns parâmetros para a simulação como material, malha, carregamentos e restrições de deformação.



Figura 1 - Modelo de eixo com rebaixo arredondado

2.1 Material utilizado

O material utilizado no modelo simulado foi o aço AISI 1020, escolhido devido sua ampla utilização na engenharia, alta resistência e baixo custo. A Tabela 1 fornece os dados das características do material selecionado.

Tabela 1 - Características do aço AISI 1020 (NORTON, 2013).

Material			
Aço AISI 1020	Módulo de Young	200	GPa
	Coefficiente de Poisson	0,3	-
	Densidade	7850	Kg/m ³
	Módulo de Cisalhamento	76,923	GPa
	Tensão limite de Escoamento	250	MPa
	Tensão Última	460	MPa

2.2 Malha utilizada

O software utilizado para a simulação numérica foi o Ansys versão 15. O modelo de elemento utilizado para a implementação da malha foi o padrão já definido pelo software, com refinamento da malha no local onde existia o concentrador geométrico de tensões.

2.3 Carregamentos e restrições

O carregamento utilizado no modelo foi de 10 kN, aplicado de forma axial ao componente, neste caso, restringiu-se o movimento na face oposta ao carregamento, a restrição de deslocamento foi para todas as direções, ou seja, $x = 0$, $y = 0$ e $z = 0$, para o sistema de coordenadas adotado. O componente, como mostrado na Figura 1,

está modelado na Figura 2 e descrito suas dimensões e carregamento na Tabela 2. Tomando alguns parâmetros específicos para este modelo, tais como: local da restrição para a deformação e local de aplicação do carregamento. Tem-se que o carregamento foi aplicado de forma axial ao componente, tomando o sentido positivo do eixo x, já a restrição foi adotada na face oposta ao do carregamento, como ilustrado na Figura 3.

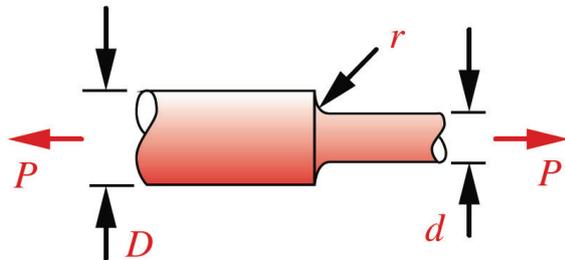


Figura 2 - O Componente estudado e suas dimensões e carregamento axial, Norton (2013)

Tabela 2. Tabela com as dimensões e cargas do modelo estudado

Dimensões e carregamento do componente	
D	45 mm
d	30 mm
r	7,5 mm
P	10 kN

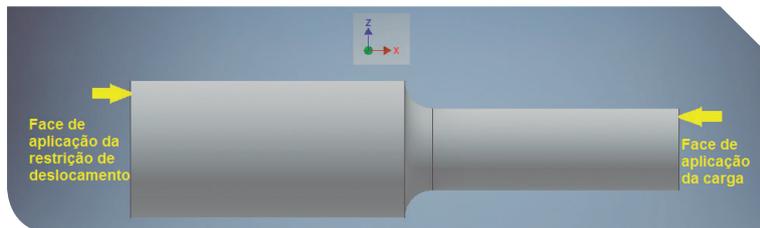


Figura 3 - Indicação dos locais de aplicação dos parâmetros: carga e restrição de deslocamento

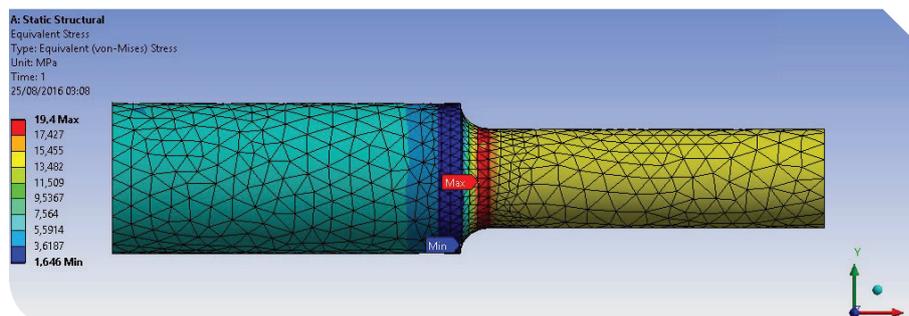


Figura 4 - Tensões de Von Mises no componente com a simulação numérica no Ansys

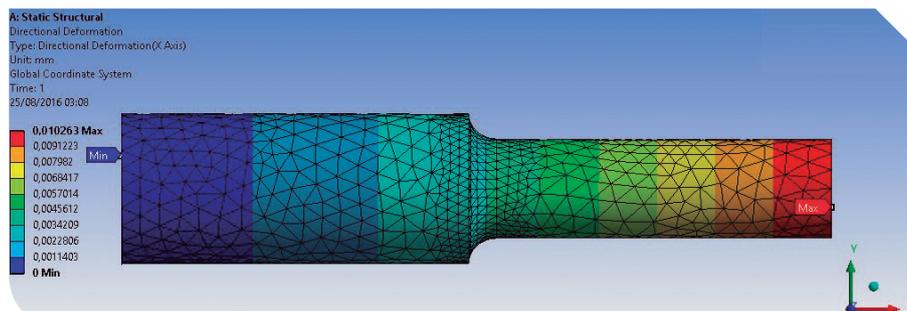


Figura 5 - Deformação no eixo x do componente com a simulação numérica no Ansys

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Simulação numérica das tensões do componente utilizando o Ansys

Os resultados das tensões e deformações do componente utilizando simulação numérica com o software Ansys estão apresentados nas Figuras 4 e 5 e Tabela 3. As tensões mostradas são as tensões de Von Mises e a deformações são direcionais no eixo x. Como se pode observar, as tensões máximas ocorreram no raio de transição entre os dois diâmetros do eixo em questão, isto é esperado, pois ocorre uma concentração de tensões em regiões com variação geométrica.

Tabela 3 - Resultados obtidos com a simulação numérica do componente no Ansys

Ansys Workbench		
Tensão Máxima	19,44	MPa
Tensão Maior Diâmetro (Aproximada)	6,29	MPa
Tensão Menor Diâmetro (Aproximada)	14,15	MPa
Tensão Mínima	1,29	MPa
Deslocamento Máximo	0,0096578	mm
Deslocamento Mínimo	0,00	mm

3.2 Cálculo analítico das tensões no componente

Calculando as tensões normais (σ) do componente, com e sem o concentrador geométrico de tensão, que neste caso é o rebaixo arredondado no eixo, tem-se três casos diferentes. Um para o eixo de maior diâmetro, outro para o eixo de menor diâmetro e para o caso mais crítico, com menor diâmetro e com o coeficiente geométrico de tensão, como mostrado na Figura 6.

A tensão calculada no primeiro caso é uma razão entre carga (P) e área (A) circular do trecho, conforme a

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{4P}{\pi D^2} \quad (1)$$

Equação 1, que dá a tensão normal num trecho circular sem concentradores de tensões, para o caso da região de maior diâmetro.

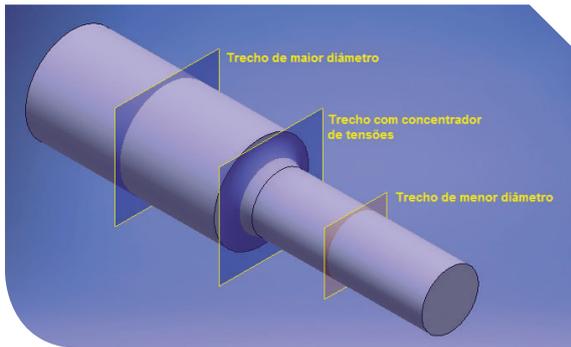


Figura 6 - Indicação dos trechos em que foram calculadas as tensões normais

Utilizando a Equação 1 e substituindo as incógnitas da equação pelos valores encontrados na Tabela 2, obtém-se o resultado de 6,29 MPa para o primeiro trecho, região de maior diâmetro.

Já para o segundo caso, tem-se a Equação 2, que dá a tensão normal num trecho circular sem concentradores de tensões, para o caso da região de menor diâmetro.

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{4P}{\pi d^2} \quad (2)$$

Seguindo os mesmos procedimentos para o cálculo da tensão normal da região de maior tensão, calculando-se a tensão normal nessa região, obteve-se o valor de 14,15 MPa, pra o segundo trecho, região de menor diâmetro.

Para a região mais crítica, região com o concentrador geométrico de tensão (rebaixo arredondado), calculou-se novamente a tensão, que neste caso é a tensão máxima, para isto, utilizou-se a Equação 3, onde σ' é a tensão normal corrigida pelo fator de concentração de tensões.

$$\sigma' = k_t \frac{P}{A} = k_t \frac{P}{\pi d^2} \quad (3)$$

K_t é o fator geométrico de concentração de tensão e foi calculado utilizando a Equação 4.

$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d} \right)^b \quad (4)$$

Os índices A e b da Equação 4 podem ser encontrados na Tabela 4, obtidos em função do raio e da dimensão do menor diâmetro.

Utilizando os valores encontrados na Tabela 2, têm-se as razões D/d e r/d respectivamente iguais a 1,5 e 0,25, com esses valores e utilizando a Equação 4, obtém-se o valor de K_t igual a 1,47816. Logo a tensão normal corrigida, utilizando a Equação 3, é igual a 20,91 MPa.

Tabela 4 - Índices a e b referente à equação do cálculo do K_t (NORTON, 2013)

D/d	A	b
2,00	1,01470	-0,32035
1,50	0,99957	-0,28221
1,30	0,99682	-0,25751
1,20	0,96272	-0,25527
1,15	0,98084	-0,22485
1,10	0,98450	-0,20818
1,07	0,98498	-0,19548
1,05	1,00480	-0,17076
1,02	1,01220	-0,12474
1,01	0,98413	-0,10474

Como mostrado nas seções anteriores, foram obtidos os valores para a tensão no menor e maior diâmetro e a tensão máxima, cujos resultados são mostrados na Tabela 5.

Tabela 5 - Resultados obtidos com o cálculo analítico do componente

Calculo Analítico Modelo		
Tensão Máxima	20,91	MPa
Tensão Maior Diâmetro	6,29	MPa
Tensão Menor Diâmetro	14,15	MPa

3.3 Simulação numérica de fadiga do componente utilizando o Ansys

As Figuras 7 e 8 mostram a simulação com o efeito da fadiga presente, no qual o critério utilizado foi o de Goodman (NORTON, 2013). A Tabela 6 detalha esses resultados, a Figura 7 mostra o coeficiente de segurança, na qual se pode observar que o menor valor do fator de segurança ocorreu na região de transição entre os diâmetros maior e menor do eixo que é o local onde ocorre a tensão máxima, e a Figura 8 apresenta a vida em fadiga em número de ciclos, que é superior a 1×10^6 ciclos em todo eixo.

Tabela 6 - Resultados obtidos da simulação com o Ansys

Coeficiente de segurança simulado no Ansys	
Região Crítica	3,55
Maior Diâmetro	13,00
Menor Diâmetro	4,80

3.4 Cálculo analítico de fadiga no componente

Todos os critérios utilizados para o cálculo analítico da fadiga no componente estudado são resultados de equações empíricas (NORTON, 2013).

3.4.1 Limite de fadiga não corrigido

Para o cálculo analítico da vida em fadiga, calcula-se primeiramente o limite de fadiga não corrigido (S_e),

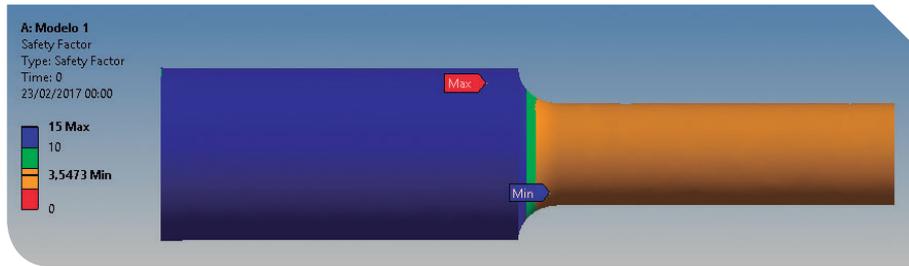


Figura 7 - Coeficiente de segurança do componente em uma simulação numérica com Ansys

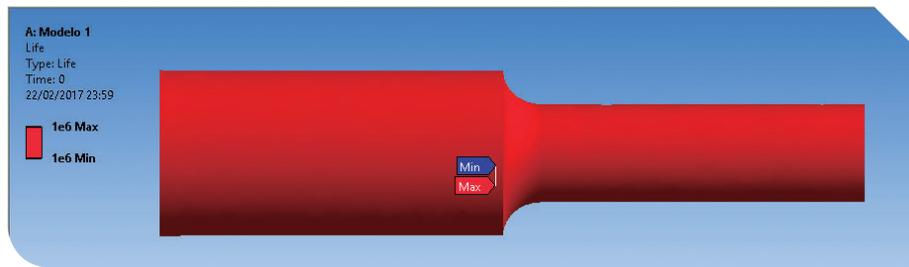


Figura 8 - Vida em fadiga do componente em uma simulação numérica com Ansys

resultado obtido pela Equação 5 e, função da tensão última do material (Norton, 2013).

$$S_e' = 0,5S_{ut} \text{ para } S_{ut} < 1400 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 700 \text{ MPa para } S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa} \quad (5)$$

Como mostrado na Tabela 1, a tensão última (S_{ut}) do material utilizado, aço AISI 1020 estrutural, é 460 MPa, enquadrando-se no primeiro critério em destaque, logo, utilizando-se a Equação 5, obtém-se um limite de resistência a fadiga não corrigido (S_e') de valor 230 MPa.

3.4.2 Fator de correção de Carregamento

Um componente mecânico pode sofrer diversos tipos de carregamento que interferem diferentemente na fadiga do componente, mudando o seu limite de resistência à fadiga, em função do fator de correção devido ao carregamento, conforme a Equação 6 (NORTON, 2013).

$$\begin{matrix} \text{Flexão} & C_{\text{carregamento}} = 1,00 \\ \text{Força Normal} & C_{\text{carregamento}} = 0,70 \end{matrix} \quad (6)$$

Neste caso, como o componente em estudo sofre apenas forças axiais, a solitação é somente por força normal. Logo o fator de correção do conjunto estudado é 0,70.

3.4.3 Fator de correção de Tamanho

Quando se trata de fadiga em componentes mecânicos, quanto menor o tamanho da peça, maior a vida em fadiga do componente, pois em componentes maiores há maior possibilidade de se encontrar defeitos em seu interior. Logo é de extrema importância o cálculo do fator de correção para o tamanho dos componentes, pois o tamanho da peça pode ter impacto significativo na fadiga. O Fator de tamanho é dado pela Equação 7 (NORTON, 2013).

$$\begin{matrix} \text{Para } d \leq 8 \text{ mm} & C_{\text{tamanho}} = 1 \\ \text{Para } 8\text{mm} < d \leq 250 \text{ mm} & C_{\text{tamanho}} = 1,189 d^{-0,097} \end{matrix} \quad (7)$$

Como as dimensões dos diâmetros do componente estudado são de 30 mm e 45 mm, o modelo enquadra-se no critério fator de correção de tamanho de diâmetros de 8 à 250 mm. Com o menor diâmetro e com a Equação 7, obteve-se um fator de correção de tamanho igual a 0,854872.

3.4.4 Fator de correção de Superfície

O fator de superfície é definido conforme a Equação 8, e suas constantes A e b, são determinadas conforme o acabamento superficial da peça, como mostrado na Tabela 7. Dependendo do acabamento superficial, pode-se gerar mais ou menos interferência na vida em fadiga do componente. Quanto melhor o acabamento superficial, mais perto da unidade o fator de correção e conseqüentemente maior o limite de resistência à fadiga (NORTON, 2013).

$$C_{\text{superfície}} = A (S_{ut})^b \quad (8)$$

Tabela 7 - Coeficientes A e b para cálculo do fator de superfície da Equação 8 (NORTON, 2013)

Acabamento Superficial	Para S_{ut} em MPa	
	A	b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Neste trabalho, adotou-se o acabamento superficial como sendo usinado. Logo, o fator de correção de superfície utilizando a Equação 8 e a Tabela 7, é 0,88827.

3.4.5 Fator de correção de Confiabilidade

Confiabilidade em um projeto mecânico significa quanto este projeto tem de risco, logo quanto maior a confiabilidade do projeto menor são os riscos deste

mesmo projeto. O fator de correção de Confiabilidade é determinado conforme a Tabela 8 (NORTON, 2013).

Tabela 8 - Tabela para determinação do fator de confiabilidade (NORTON, 2013)

Confiabilidade %	C _{confiabilidade}
50	1
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,62

Adotou-se 99% de confiabilidade, desta maneira, tem-se um fator de correção de confiabilidade igual a 0,814.

3.4.6 Fator de correção de Temperatura

Quanto maior a temperatura de trabalho, menor é a resistência de fadiga. Entretanto na maioria dos casos, o componente mecânico trabalha com temperaturas inferiores a 450°C, temperatura que não afeta significativamente um componente em sua vida em fadiga. O fator de correção de Temperatura é determinado conforme a Equação 9 (NORTON, 2013).

$$\begin{aligned} \text{Para } T \leq 450^\circ\text{C} \quad C_{\text{temperatura}} &= 1 \\ \text{Para } 450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C} \quad C_{\text{temperatura}} &= 1 - 0,0058(T - 450) \quad (9) \end{aligned}$$

Neste estudo, adotou-se uma temperatura inferior a 450°C, logo, conforme a equação 9, o fator de correção de temperatura vale 1.

3.4.7 Limite de Fadiga Corrigido

Depois de calcular todos os fatores de correção, conforme Tabela 9, calculou-se finalmente o limite de fadiga corrigido, conforme a Equação 10 e o item 3.4.1. Obteve-se o valor do Limite de Fadiga Corrigido de 99,517 MPa, como mostrado na Tabela 9 (Norton, 2013).

$$Se = C_{\text{carregamento}} \times C_{\text{tamanho}} \times C_{\text{superfície}} \times C_{\text{temperatura}} \times C_{\text{confiabilidade}} \times Se' \quad (10)$$

3.4.8 Sensibilidade ao Entalhe

Materiais diferentes apresentam diferentes sensibilidades à concentração de tensões, esta sensibilidade muda para materiais frágeis e dúcteis, em geral, quanto mais frágil o material, mais sensível é em relação aos entalhes e o contrário também é verdadeiro. Fato é que este fator é de extrema importância no cálculo da fadiga, aumentando consideravelmente a tensão de trabalho, variando principalmente com a propriedade do material e com o raio da descontinuidade. A Equação 11 apresenta o cálculo da sensibilidade do entalhe (q), onde "a" é a constante de Neuber, que pode ser determinada na Tabela 10, e que varia de material para material. Já o índice "r" da equação representa o raio do entalhe, que neste modelo vale 7,5 mm (NORTON, 2013).

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (11)$$

Utilizando-se a Equação 11 e a Tabela 10 para as constantes, calculou-se a sensibilidade do entalhe q, no valor de 0,8473.

Tabela 9 - Tabela para determinação Limite de Fadiga Corrigido Se

Dados para o cálculo de Se		
C _{carregamento}	Carregamento	0,700
C _{tamanho}	Tamanho	0,855
C _{superfície}	Supecífie	0,888
C _{confiabilidade}	Confiabilidade	0,814
C _{temperatura}	Temperatura	1,000
Se'	Limite de Fadiga Não Corrigido (MPa)	230,000
Se	Limite de Fadiga Corrigido (MPa)	99,517

Tabela 10 - Tabela para constantes de Neuber para aços (NORTON, 2013)

Constante de Neuber para aços	
S _{ut} (Ksi)	√a (in ^{0.5})
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080

3.4.9 Fator de Concentração de Tensões em Fadiga

Este fator é calculado em função da sensibilidade do entalhe e do fator de concentração de tensões teórico para a geometria em particular, já calculado anteriormente e é apresentado na Equação 12 (NORTON, 2013).

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (12)$$

Utilizando a Equação 12, obteve-se o Fator de Concentração de Tensões em Fadiga, K_f no valor de 1,40515.

3.4.10 Tensão nominal dinâmica

Multiplicando-se a tensão nominal e o Fator de Concentração de Tensões em Fadiga, obtém-se a Tensão Nominal Dinâmica, conforme Equação 13 (NORTON, 2013).

$$\sigma = K_f \sigma_{nom} \quad (13)$$

Com K_f igual a 1,40515 e tensão nominal já calculada em vários trechos, como mostrado na Tabela 5, obteve-se a Tabela 11 que apresenta a Tensão Nominal Dinâmica no componente.

Tabela 11 - Tabela com a tensão máxima

Tensão SEM o Concentrador de tensões de Fadiga		Tensão COM o Concentrador de tensões de Fadiga	
Tensão Máxima	14,15 MPa	Tensão Máxima	19,88 MPa

3.4.11 Cálculo do Coeficiente de segurança

O coeficiente de Segurança de fadiga é calculado a partir do Limite de Resistência a Fadiga sobre a Tensão Nominal Dinâmica, conforme a Equação 14 e representado na Tabela 12 (NORTON, 2013).

$$N_f = \frac{S_e}{\sigma} \quad (14)$$

Tabela 12 - Tabela com os Coeficientes de Segurança para diferentes trechos

Coeficiente de Segurança calculado analiticamente	
Região Crítica	3,57
Maior Diâmetro	11,26
Menor Diâmetro	5,01

3.4.12 Cálculo do número de ciclos

Como o limite de resistência a fadiga foi superior à tensão nominal dinâmica, pode-se afirmar que o componente estudado apresenta vida infinita para fadiga, como esquematizada na Equação 15 (NORTON, 2013).

$$\begin{aligned} \text{Se} > \sigma & \text{ Vida infinita} \\ \text{Se} < \sigma & \text{ Vida finita} \end{aligned} \quad (15)$$

Como Se vale 99,517 MPa e a tensão nominal máxima vale 19,88 MPa, tem-se o primeiro caso em destaque da Equação 15, em que o limite de resistência a fadiga foi superior a tensão nominal dinâmica, logo, o componente tem vida infinita para fadiga.

3.5 Análise das Tensões

Para todo componente mecânico, deve-se fazer uma análise das tensões, pois se um componente não suporta a carga aplicada, não haverá mais de um ciclo de trabalho, não caracterizando fadiga.

Neste caso, como mostrado na Tabela 13, têm-se os resultados simulados e analíticos das tensões do componente estudado e seus respectivos erros relativos.

Tabela 13 - Tabela com as tensões calculadas analiticamente, simuladas e seus erros relativos

Região	Tensões		
	Analítico (MPa)	Simulado (MPa)	Erro (%)
Região Crítica	19,88	19,44	2,26
Região Maior Diâmetro	6,29	6,29	0
Região Menor Diâmetro	14,15	14,15	0

Nas regiões de maior e menor diâmetro, o erro relativo encontrado foi zero, isto demonstra a eficiência dos métodos empregados para os cálculos. Já a região crítica apresentou um erro relativo próximo a 2%, considerado baixo, se comparado aos coeficientes de segurança aplicados em componentes mecânicos.

3.5 Análise de Fadiga

Depois de definido as tensões estáticas, analisa-se a fadiga do componente. A comparação dos resultados analíticos com os simulados numericamente de fadiga e seus respectivos erros estão apresentados na Tabela 14.

Tabela 14 - Tabela com os coeficientes de segurança analítico, numérico e seus erros relativos

Região	Coeficiente de Segurança		
	Analítico	Simulado	Erro (%)
Região Crítica	3,57	3,55	0,6
Maior Diâmetro	11,26	13,00	13,38
Menor Diâmetro	5,00	4,80	4,38

Observa-se que tanto na região crítica quanto na região de menor diâmetro os coeficientes de segurança são próximos e apresentam erros relativos baixos, menores de 5%. A única região que apresenta resultados não tão próximos é a região com o maior diâmetro, que apresenta um erro relativo superior a 13%. Analisando os coeficientes de segurança pode-se afirmar que este componente estaria aprovado, pois a região crítica com o menor coeficiente de segurança, apresenta valores superiores a 3,0, com margem de segurança maior de 200%, sendo assim aprovado. A região de maior diâmetro apresentou o maior coeficiente de segurança, superior a 11, logo o seu erro relativo de aproximadamente 13%, não é suficiente para impactar e reprovar o componente.

Quanto à vida em fadiga, em ambos os casos, tanto na simulação quanto nos cálculos analíticos, a peça apresentou vida infinita, ou seja, superior a um milhão de ciclos, mostrando mais uma vez a convergência dos resultados em métodos diferentes.

4 CONCLUSÃO

Os resultados encontrados no cálculo analítico estão de acordo com os encontrados por meio do método computacional utilizando o método dos elementos finitos. O cálculo analítico da vida em fadiga através de dados da bibliografia adicionou conhecimento e praticidade ao trabalho.

No caso analisado aqui, as conclusões foram as mesmas na aproximação analítica e no cálculo utilizando o método dos elementos finitos. Quando se utiliza carregamentos mais complexos e diversificados, essa aproximação se torna pouco confiável. Porém, com carregamentos simplificados, como estudado neste trabalho, a aproximação é uma maneira rápida e prática de se obter um resultado preliminar satisfatório.

Dessa forma, conclui-se que o estudo cumpriu o que foi proposto, e trouxe métodos de comparação e análise que poderão ser utilizados em trabalhos futuros.

REFERÊNCIAS

ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos: A base da Tecnologia CAE, Análise Dinâmica**, 1. ed., Ed. Érica, São Paulo, 302p., 2005.

ANSYS 15. User`s Manual. 2015.

GÖKSENLİ, A. e ERYÜREK, I. B. Failure analysis of an elevator drive shaft. **Engineering Failure Analysis**, v.16, Issue 4, p.1011-1019, June 2009.

KHALID, Y. A.; MUTASHERE, S. A.; SAHARI, B. B. e HAMOUDA, A. M. S. Bending fatigue behavior of hybrid aluminum/composite drive shafts. **Materials & Design**, v.28, Issue 1, p.329-334. 2007.

MARIM, M. **Utilização do método dos elementos finitos para cálculo de durabilidade de componentes mecânicos**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo São Paulo, 2009. Disponível em: < <http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/18/18149/tde-04012010-135734/pt-br.php> >. Acesso em: 21 ago. 2015.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1030 p.

RAOTOLE, M.L.; SADAPHALE, D.B. e CHAUDHARI, J.R. Prediction of Fatigue Life of Crank Shaft using S-N Approach. **International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering**. v.3, Issue 2., p. 447-454, February 2013.

RUSINSKI, E.; HARNATKIEWICZ, P.; BOBYR, M. e YAKHNO, B. Caterpillar drive shaft damage causes analysis. **Archives of Civil and Mechanical Engineering**, v.8, Issue 3, p.117-129, 2008.

SHAO, Y.; LIU, J. e MECHEFSKE, C.K. Drive axle housing failure analysis of a mining dump truck based on the load spectrum, **Engineering Failure Analysis**, v.18, Issue 3, p.1049-1057, 2011.

SANTOS, J. B. **Modelagem matemática do dano em fadiga do aço 4140 utilizando o método de elementos finitos**. 2011. 102f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2011. Disponível em: < www.biblioteca.pucminas.br/teses/EngMecanica_SantosJB_1.pdf >. Acesso em: 21 set. 2015.

SILVA, F. A.; CHAVES, C. A.; GUIDI, E. S. Análise de falha por fadiga em eixo de transmissão utilizando o método dos elementos finitos. **Exacta-EP**, São Paulo, v.14, n.2, p.207-219, 2016.