

**CENTRO UNIVERSITÁRIO DO SUL DE MINAS**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**  
**JORGE LUIZ BORGES GONÇALVES**

**ESTUDO DO DESALINHAMENTO EM MÁQUINAS ROTATIVAS VIA MÉTODOS  
DE ELEMENTOS FINITOS**

**Varginha**  
**2021**

**JORGE LUIZ BORGES GONÇALVES**

**ESTUDO DO DESALINHAMENTO EM MÁQUINAS ROTATIVAS VIA MÉTODO DE  
ELEMENTOS FINITOS**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário do Sul de Minas como pré-requisito para obtenção do grau de bacharel, sob a orientação do Prof. Me. Jonathan Oliveira Nery.

**Varginha  
2021**

**JORGE LUIZ BORGES GONÇALVES**

**ESTUDO DO DESALINHAMENTO EM MÁQUINAS ROTATIVAS VIA MÉTODO  
DE ELEMENTOS FINITOS**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário do Sul de Minas como pré-requisito para obtenção do grau de bacharel pela Banca Examinadora composta pelos membros:.

**Aprovado em**     /     /

---

Prof. Me. Jonathan Oliveira Nery

---

Prof

---

Prof

**Obs.:**

## RESUMO

O desalinhamento entre eixos é um problema comumente encontrado em máquinas rotativas, sendo ele um dos principais responsáveis por gerar tensões excessivas e levar os componentes mecânicos a falha. Diante disso, este trabalho tem como objetivo realizar um estudo desta temática por meio do método dos elementos finitos, realizando a análise de tensão e deformação, além disso, analisar a vida em fadiga dos elementos que compõe o conjunto em estudo. Neste trabalho, foi utilizado o *software ANSYS*, e nele criado um modelo geométrico composto por dois eixos acoplados diretamente e sustentados por mancais, as condições de contorno foram adicionadas de forma que o modelo tenha as características de funcionamento condizentes com a realidade das máquinas rotativas. Em seguida, foram simulados os dois exemplos de desalinhamento em estudo o paralelo e o angular, sendo este adicionado a rotação em componentes para que a resultante tenha um ângulo de inclinação e aquele adicionado um deslocamento paralelo. Os resultados obtidos demonstram que os dois tipos de desalinhamento possuem um comportamento distinto. No desalinhamento paralelo as tensões e deformações crescem de forma linear a medida em que o nível de desalinhamento é aumentado, por outro lado, no desalinhamento angular já não há esse crescimento linear, o aumento é significativamente maior tanto quando aumentado o desalinhamento quanto a rotação. Ao final, são realizadas análise da vida em fadiga nos dois exemplos e o resultado foi o decréscimo no número de ciclos dos componentes em análise.

**Palavras-chave:** Análise de elementos finitos. Desalinhamento. Fadiga. Tensões.

## **ABSTRACT**

Misalignment between shafts is a problem commonly found in rotating machines, and it is one of the main reasons for generating excessive stresses and causing mechanical components to fail. Therefore, this work aims to carry out a study of this theme through the finite element method, performing the analysis of stress and deformation, in addition to analyzing the fatigue life of the elements that make up the set under study. In this work, ANSYS software was used, and a geometric model composed of two axes directly coupled and supported by bearings was created. The boundary conditions were added so that the model has operating characteristics consistent with the reality of rotating machines. Then, the two examples of misalignment under study, parallel and angular, were simulated, this being added to rotation in components so that the resultant has an inclination angle and that one added a parallel displacement. The results obtained demonstrate that the two types of misalignment have different behavior. In parallel misalignment, stresses and strains grow linearly as the level of misalignment is increased, on the other hand, in angular misalignment there is no longer this linear growth, the increase is significantly greater both when increasing the misalignment and rotation. At the end, fatigue life analysis is performed in both examples and the result was a decrease in the number of cycles of the components under analysis.

**Keywords:** Finite elements analysis. Misalignment. Fatigue. Tensions.

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1-</b> Situação de alinhamento.....	<b>14</b>
<b>Figura 2-</b> Desalinhamento paralelo.....	<b>15</b>
<b>Figura 3-</b> Desalinhamento angular.....	<b>15</b>
<b>Figura 4-</b> Reação dos mancais.....	<b>16</b>
<b>Figura 5-</b> Mancal de rolamento.....	<b>17</b>
<b>Figura 6-</b> Mancal de deslizamento .....	<b>17</b>
<b>Figura 7-</b> Acoplamento flexível .....	<b>18</b>
<b>Figura 8-</b> Forças de reação.....	<b>18</b>
<b>Figura 9-</b> Representação das tensões.....	<b>19</b>
<b>Figura 10-</b> Tensão normal.....	<b>20</b>
<b>Figura 11-</b> Força cortante.....	<b>21</b>
<b>Figura 12-</b> Força cortante com ângulo.....	<b>21</b>
<b>Figura 13-</b> Força cisalhante.....	<b>22</b>
<b>Figura 14-</b> Etapas da análise de elementos finitos.....	<b>23</b>
<b>Figura 15-</b> Propagação da trinca.....	<b>23</b>
<b>Figura 16-</b> Modelo de eixo.....	<b>24</b>
<b>Figura 17-</b> Modelo do mancal.....	<b>25</b>
<b>Figura 18-</b> Ligação entre eixos.....	<b>25</b>
<b>Figura 19-</b> Comprimento do eixo.....	<b>26</b>
<b>Figura 20-</b> Diâmetro do eixo.....	<b>26</b>
<b>Figura 21-</b> Diâmetro do acoplamento.....	<b>26</b>

<b>Figura 22</b> -Representação do ângulo.....	<b>27</b>
<b>Figura 23</b> -Rotação resultante.....	<b>28</b>
<b>Figura 24</b> -Deformação devido ao desalinhamento.....	<b>29</b>
<b>Figura 25</b> -Tensão no eixo.....	<b>31</b>
<b>Figura 26</b> -Tensão no eixo motor.....	<b>31</b>
<b>Figura 27</b> -Tensões no eixo motor.....	<b>32</b>
<b>Figura 28</b> -Tensão no eixo movido.....	<b>33</b>
<b>Figura 29</b> -Tensões no eixo movido.....	<b>34</b>
<b>Figura 30</b> -Tensões nos mancais.....	<b>35</b>
<b>Figura 31</b> -Tensões no mancal.....	<b>36</b>
<b>Figura 32</b> -Tensões nos mancais.....	<b>36</b>
<b>Figura 33</b> -Vida em fadiga.....	<b>38</b>
<b>Figura 34</b> -Vida em fadiga de acordo com o desalinhamento.....	<b>38</b>
<b>Figura 35</b> -Deformações a 300 rpm.....	<b>40</b>
<b>Figura 36</b> -Deformações a 1800 rpm.....	<b>40</b>
<b>Figura 37</b> -Deformações a 3600 rpm.....	<b>41</b>
<b>Figura 38</b> -Tensões a 300 rpm.....	<b>41</b>
<b>Figura 39</b> -Tensões a 1800 rpm.....	<b>42</b>
<b>Figura 40</b> -Tensões a 3600 rpm.....	<b>42</b>
<b>Figura 41</b> -Tensões nos eixos a 300 rpm.....	<b>43</b>
<b>Figura 42</b> -Tensões nos eixos a 1800 rpm.....	<b>43</b>
<b>Figura 43</b> -Tensões nos eixos a 3600 rpm.....	<b>43</b>

<b>Figura 44</b> -Tensões no mancal a 300 rpm.....	<b>45</b>
<b>Figura 45</b> -Tensões no mancal a 1800 rpm.....	<b>45</b>
<b>Figura 46</b> -Tensões no mancal a 3600 rpm.....	<b>45</b>
<b>Figura 47</b> -Vida em fadiga a 300 rpm.....	<b>47</b>
<b>Figura 48</b> -Vida em fadiga a 1800 rpm.....	<b>47</b>
<b>Figura 49</b> -Região crítica do mancal.....	<b>48</b>
<b>Figura 50</b> -Vida em fadiga do eixo a 3600 rpm.....	<b>48</b>
<b>Figura 51</b> -Região crítica da vida em fadiga.....	<b>48</b>

## LISTA DE QUADROS

<b>Quadro 1-</b> Valores de deformação.....	<b>30</b>
<b>Quadro 2-</b> Resultados de tensões no eixo motor.....	<b>32</b>
<b>Quadro 3-</b> Tensões no eixo movido.....	<b>34</b>
<b>Quadro 4-</b> Valores de tensão.....	<b>37</b>
<b>Quadro 5-</b> Número de ciclos.....	<b>39</b>

## LISTA DE GRÁFICOS

<b>Gráfico 1-Deformação.....</b>	<b>30</b>
<b>Gráfico 2-Tensões no eixo motor.....</b>	<b>33</b>
<b>Gráfico 3-Tensões no eixo movido.....</b>	<b>35</b>
<b>Gráfico 4-Tensões no mancal.....</b>	<b>37</b>
<b>Gráfico 5-Vida em fadiga.....</b>	<b>39</b>
<b>Gráfico 6-Tensões no eixo.....</b>	<b>44</b>
<b>Gráfico 7-Tensões no mancal.....</b>	<b>46</b>
<b>Gráfico 8-Vida em fadiga no desalinhamento angular.....</b>	<b>49</b>

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>13</b>
<b>2 REFERENCIAL TEÓRICO .....</b>	<b>14</b>
2.1 Desalinhamento .....	14
2.2 Causas do desalinhamento.....	15
2.3 Efeitos do desalinhamento .....	16
2.4 Mancais .....	16
2.5 Acoplamentos .....	17
2.6 Tensões .....	18
2.6.1 Tensão normal.....	19
2.6.2 Tensão cisalhante .....	20
2.7 Análise de elementos finitos .....	22
2.8 Fadiga .....	23
<b>3 METODOLOGIA .....</b>	<b>24</b>
3.1 Característica dos eixos .....	25
3.2 Desalinhamento paralelo.....	27
3.3 Desalinhamento angular .....	27
<b>4 RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>29</b>
4.1 Deformações no desalinhamento paralelo.....	29
4.2 Tensões no desalinhamento paralelo.....	30
4.2.1 Tensões no eixo motor.....	31

4.2.2 Tensões no eixo movido.....	33
4.2.3 Tensões nos mancais.....	35
4.2.4 Vida em fadiga.....	38
4.3 Deformações no desalinhamento angular.....	39
4.4 Tensões no desalinhamento angular.....	41
4.4.1 Tensões nos eixos.....	42
4.4.2 Tensão nos mancais.....	44
4.5 Vida em fadiga.....	46
<b>5 CONCLUSÃO.....</b>	<b>50</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>51</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Durante todo o processo de desenvolvimento da civilização as máquinas rotativas sempre estiveram presentes, desde um simples moinho d'água até os motores de alta velocidade. Com o passar dos anos, novas pesquisas, tecnologias e processos tem aperfeiçoado tais máquinas, que hoje operam em altas velocidades e apresentam um grande potencial energético, porém, elas ainda não estão isentas de defeitos e problemas que prejudicam seu funcionamento e colocam em risco a vida humana (MARÇAL, 2005). Durante a montagem ou operação dessas máquinas, alguns fatores podem prejudicar seu funcionamento e diminuir a vida útil do equipamento, como exemplo desalinhamento, que será analisado utilizando o método dos elementos finitos.

Segundo Silva (2013), no método dos elementos finitos é possível determinar o estado de tensão e deformação de um sólido sujeito a condições adversas, neste método a aproximação dos resultados é obtida mediante interpolações locais dos elementos. No MEF é possível realizar análises lineares, estáticas, dinâmicas, fadiga entre outras. Sendo necessário conhecer as condições de funcionamento da estrutura ou componente desejado e desenvolver um modelo geométrico. (EVANGELISTA, 2019).

O desalinhamento entre eixos em máquinas rotativas é um problema que causa o aumento de tensões, vibrações excessivas e pode levar os componentes a falha por fadiga (PACHOLOK, 2004). Nesse sentido, surge as seguintes perguntas, ao aumentar e alterar o nível de desalinhamento quais serão os efeitos causados nos componentes mecânicos do sistema de eixos? E quanto o desalinhamento pode afetar a vida útil desse equipamento?

Diante disso, o estudo dessa temática se faz necessário para analisar o quanto esse problema pode afetar os componentes mecânicos do equipamento, além disso, será possível identificar as regiões onde há maior acúmulo de tensões e o quanto a vida em fadiga será afetada.

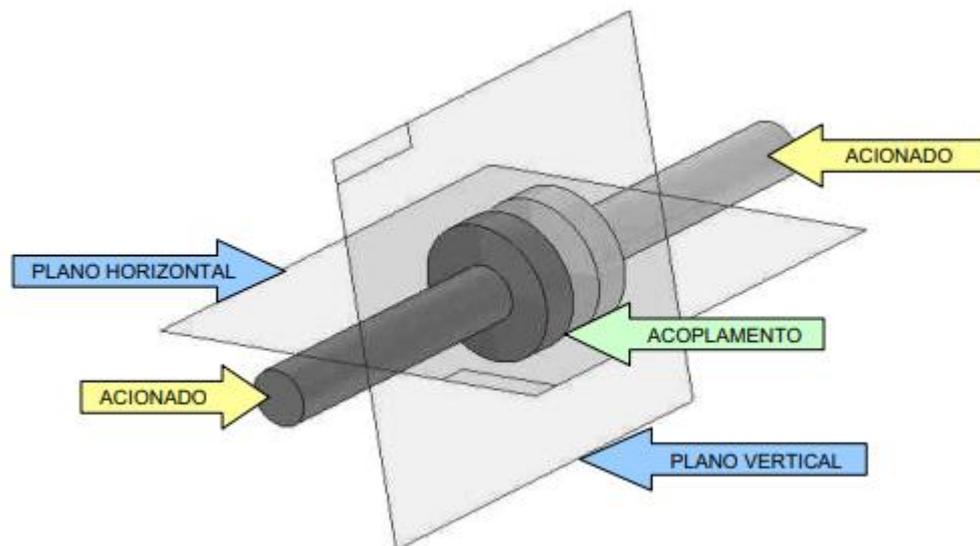
O objetivo deste trabalho é analisar os efeitos que o desalinhamento causa nos componentes mecânicos de máquinas rotativas, utilizando para análise o *software ANSYS*, e através do método dos elementos finitos, será possível apresentar as tensões resultantes, as deformações causadas pelo desalinhamento e a vida em fadiga dos componentes.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1 Desalinhamento

O desalinhamento ocorre quando as linhas centrais do eixo de rotação de duas máquinas não estão alinhadas, podendo gerar desconformidades que possam vir a interferir no funcionamento do sistema, gerando tensões elevadas e diminuindo a vida útil do material (JUNIOR,2017). A figura 1 representa o perfeito estado de alinhamento entre dois eixos, alinhado quanto no plano horizontal quanto no plano vertical.

Figura 1: Situação de alinhamento

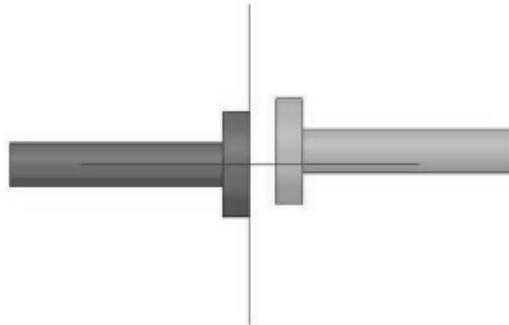


Fonte:pacholok,2004.

O desalinhamento em máquinas pode ocorrer de forma paralela ou angular, normalmente a condição encontrada em máquinas é uma combinação entre ambos os desalinhamentos, conhecido como misto.

De acordo com Pruftechnik (2002), o desalinhamento paralelo ocorre quando as linhas centrais dos eixos não estão alinhadas paralelamente, ou seja, possuem um afastamento vertical entre si. Já em relação a análise, a quantificação do desalinhamento é realizada através da diferença entre as linhas paralelas. A figura 2 representa o desalinhamento paralelo entre dois eixos.

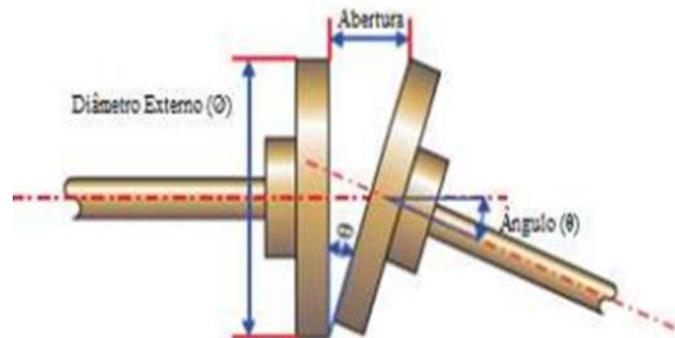
Figura 2: Desalinhamento paralelo



Fonte:pacholok,2004.

O desalinhamento angular ocorre quando as linhas centrais de dois eixos se cruzam no ponto de acoplamento, mas não são paralelos entre si. De acordo com a Pruftechnik (2002), o desalinhamento angular, pode ser representado de duas formas: pelo ângulo formado entre as linhas de centrais no ponto de acoplamento, ou então, pelo ângulo formado pela distância da extremidade do acoplamento. Como demonstra a figura 3 abaixo:

Figura3: Desalinhamento Angular



Fonte: Pruftechnik,2002.

## 2.2 Causas do desalinhamento

A fim de evitar as condições que propiciam o surgimento do desalinhamento, torna-se pertinente a apresentação das possíveis causas do fenômeno (Pruftechnik, 2002).

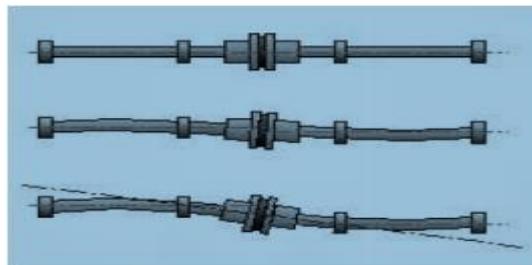
Segundo Junior (2017) as principais causas do desalinhamento em máquinas rotativas, que são elas:

- Montagens inadequadas, ou fora das especificações de projeto
- Execução de alinhamentos imprecisos
  - Desgaste de mancais de rolamentos e folgas
- Variação abrupta de carga no maquinário
- Movimentação da fundação
- Dilatação térmica dos componentes mecânicos
- Pré-carga por eixo fletido
- Junção incorreta de acoplamentos
- Falta de perpendicularidade da face do acoplamento
- “Pé-manco

### 2.3 Efeitos do desalinhamento

Segundo Szymon e Pieta (2011), o desalinhamento provoca forças de reações nos demais elementos que compõem o sistema de transmissão, como exemplo os mancais. Essas forças podem causar empenamento de eixos, como também a falha do eixo no mancal, ou próximo a ele, ou no cubo do acoplamento (PACHOLOK, 2004). A figura 7 demonstra a reação dos mancais devido a essas forças.

Figura 4: Reação dos mancais



Fonte:Pacholok(2004).

### 2.4 Mancais

Segundo Pacholok (2004), os mancais possuem a função de sustentar o eixo de máquinas, permitindo a rotação do eixo e a compensação da dilatação térmica axial e deflexão radial, são classificados basicamente em 2 tipos, os mancais de deslizamento e rolamento, diferenciados por seu componente interno e seu modo de funcionamento. Quando um mancal possui bucha interna, é classificado como mancal de deslizamento devido ao atrito de fricção,

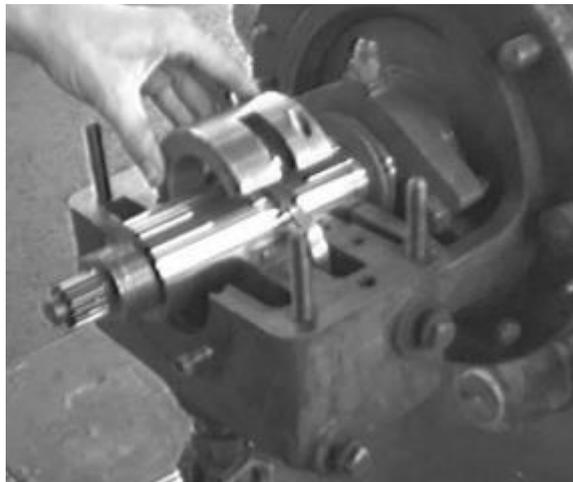
por outro lado, quando um mancal possui rolamentos é classificado como mancal de rolamento devido ao atrito rolante entre as superfícies. A figura 5 e 6 abaixo representam respectivamente os mancais de rolamento e deslizamento:

Figura 5: Mancal de rolamento



Fonte: Pacholok (2004).

Figura 6: Mancal de deslizamento.

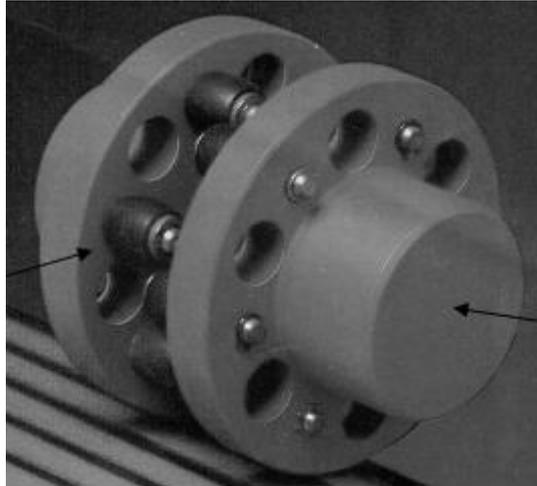


Fonte: Pacholok (2004).

## 2.5 Acoplamentos

Os acoplamentos são os elementos responsáveis pela união entre dois eixos e possuem como função principal a transferência de energia entre eles, podem ser do tipo rígido ou flexíveis, sendo os flexíveis os mais encontrados em elementos dinâmicos. Segundo Pacholok (2004), os acoplamentos flexíveis permitem que ambos os eixos tenham liberdade de movimento, exceto liberdade angular, possibilitando o movimento de rotação sincronizada

Figura 7: Acoplamento flexível

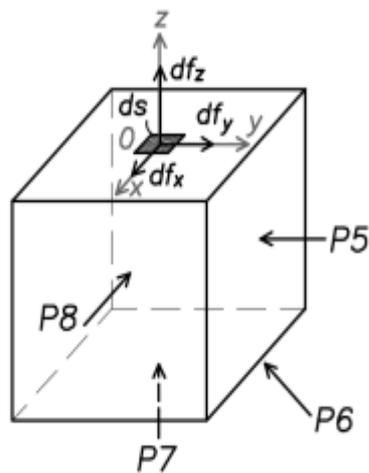


Fonte: Pacholok (2004)..

## 2.6 Tensões

O conceito de tensão é força por unidade de área, que por muitas vezes pode não ser necessariamente normal. Ao representar um corpo sólido submetido a forças externas, o equilíbrio é gerado pelo princípio da ação e reação (HIBBELER,2000). Na figura 8 abaixo, representa a reação de forças externas em um sólido e a reação de tais forças  $dF$  e suas componentes  $x$ ,  $y$  e  $z$ , em uma área elemental  $dS$ .

Figura 8: Forças de reação



Fonte: Mascia, 1992.

Ao dividir as forças pela área elementar  $dS$ , tem-se as seguintes grandezas, como demonstra a equação (1) abaixo:

$$\sigma_z = \frac{dF_z}{dS} \quad \tau_{zx} = \frac{dF_x}{dS} \quad \tau_{zy} = \frac{dF_y}{dS} \quad (1)$$

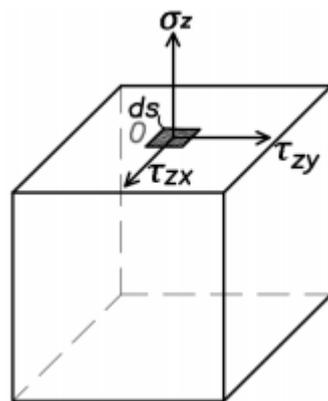
Onde:

$\sigma_z$ : Tensão normal;

$\tau_{zx}$  e  $\tau_{zy}$ : Tensões tangenciais (cisalhantes).

como pode ser representada na figura 9 abaixo:

Figura 9: Representação das tensões



Fonte: Mascia, 1992.

### 2.6.1 Tensão normal

Segundo Hibbeler (2000), é geralmente representada pela letra grega  $\sigma$  (sigma), sua definição é a intensidade da força normal numa área infinitesimal da seção transversal, podendo determinada força ter a ação de comprimir ou expandir o elemento, sendo analisada em qualquer ponto da estrutura, onde sua expressão teórica é dada pela equação (2) abaixo:

$$\sigma = \frac{P}{A} = [Pa] \quad (2)$$

Onde:

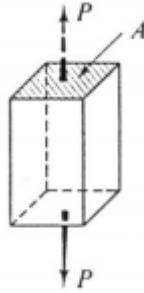
$\sigma$ : Tensão normal (Pa);

P: Força (N);

A: Área (m<sup>2</sup>).

A figura 10 abaixo, representa a tensão normal:

Figura 10: Tensão normal



Fonte: Frazão Guimarães, 2001

### 2.6.2 Tensão cisalhante

A tensão de cisalhamento ou tensão tangencial é causada pelo esforço cortante V, onde basicamente são forças aplicadas em sentidos opostos, porém em direções semelhantes (HIBBELER,2000). Seu valor médio é dado pela expressão (3) abaixo:

$$\tau_{méd} = \frac{V}{A} = [Pa] \quad (3)$$

Onde:

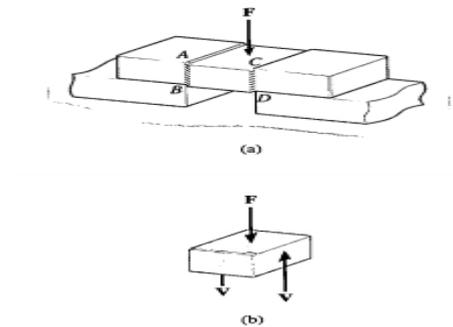
$\tau_{méd}$ : Tensão de cisalhamento médio na seção (Pa);

V: Resultante interna da força de cisalhamento (N);

A: Área da seção (m<sup>2</sup>).

Ao considerar uma força F aplicada em uma estrutura retangular, e considerar seus apoios rígidos como na figura 11 (a), e F for considerada suficientemente grande, ela provocará deformação no elemento como demonstrado na figura 11(b).

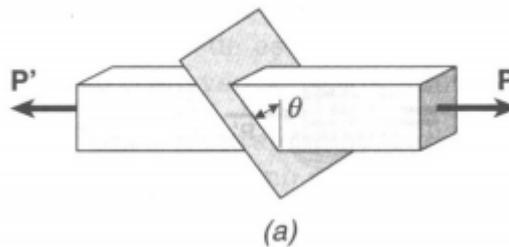
Figura 11: Força cortante



Fonte: Hibbeler

Porém se a área for seccionada segundo um plano que forma um ângulo  $\theta$  com a seção transversal como demonstra a figura 12 abaixo:

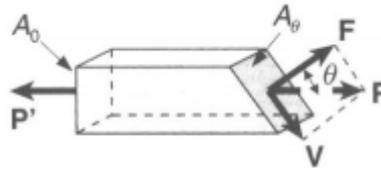
Figura 12: Força cortante com ângulo



Fonte: Frazão Guimarães, 2001

Segundo Hibbeler (2000), o esforço cortante é obtido a partir da decomposição da força normal  $P$ , variando de acordo com a inclinação  $\theta$ , ou seja, quando  $\theta = 0$ , o plano seccionado coincide com a seção transversal da peça gerando apenas uma tensão normal com orientação  $x$ , e conseqüentemente a tensão de cisalhamento será nula. Se o ângulo de inclinação  $\theta$  aumentar, a inclinação da força  $P$  aumenta, gerando suas componentes de acordo com a inclinação como demonstra a figura 13.

Figura 13: Força cisalhante



Fonte: Frazão Guimarães, 2001

## 2.7 Análise de elementos finitos

A análise de elementos finitos se baseia na utilização de equações diferenciais, onde o corpo é dividido em elementos, conectados por nós, este processo é conhecido como geração de malha ou discretização, esses elementos são relativamente pequenos e possuem forma simples, chamados de elementos finitos. Em sua teoria os nós se movem ao receber uma excitação externa, onde essa locomoção gera informações a respeito do fenômeno estudado. Os elementos são chamados de finitos para enfatizar o fato de que não são infinitamente pequenos, porém pequenos em comparação ao tamanho real do modelo (IST SISTEMAS, 2011). Segundo Knight (1993) a análise de elementos finitos é uma técnica computacional utilizada para análise de tensões, vibrações e outras aplicações da área de engenharia.

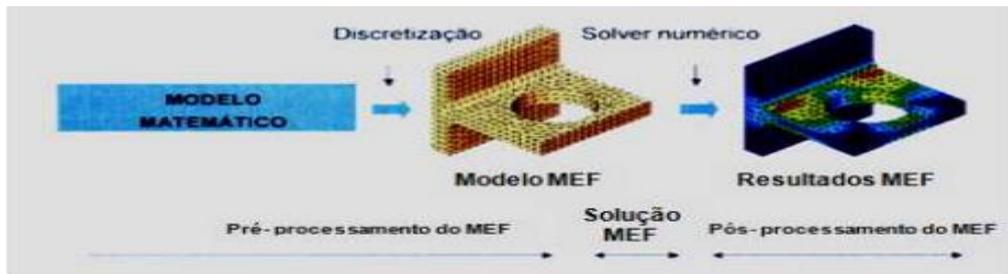
Segundo Alves filho (2006) independentemente do projeto, as etapas fundamentais para análise de um sistema utilizando o método dos elementos finitos são as mesmas. Para uma análise estrutural a primeira etapa é o modelo geométrico que pode ser a peça em estudo, ou a montagem de um modelo, em seguida atribui-se as propriedades do material e definem-se os carregamentos e condições de contorno.

Segundo Silva (2013) A geometria do modelo deve aceitar o processo de criação de malha, ao qual os elementos devem estar corretos e sejam relativamente pequenos, o que diz respeito não ao seu tamanho e sim ao número de elementos de malhas. Esta etapa é muito importante, pois precisa ter certeza de que o modelo vai realmente gerar uma malha que produza uma solução correta em termos de deslocamento, tensões, temperatura entre outros. E alguns casos esse modelo necessita de modificações, onde se faz necessário a remoção de geometrias insignificantes para análise, como arredondamentos, filetes externos, logotipos etc. Simplifica-se o modelo porque muitas vezes ao criar a malha idêntica ao estado em que o modelo se encontra, gera uma malha muito densa e em consequência uma análise muito lenta. Ao modificar uma geometria corretamente, torna a malha mais simples e os cálculos menos, o

sucesso das malhas dependem mais da qualidade da geometria do que da sofisticação das ferramentas e software.

Segundo Silva (2013), analisar os resultados gerados pelo MEF é uma das etapas com maior grau de dificuldades, pois a análise gera resultados muito detalhados. Interpretar corretamente os resultados requer que sejam levadas em considerações as alterações feitas na construção do modelo.

Figura 14: Etapas da análise de elementos finitos

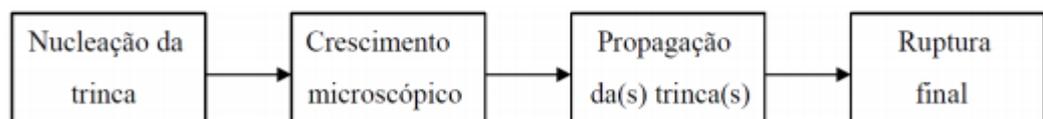


Fonte: Silva 2013.

## 2.8 Fadiga

Segundo Pacheco (2013) fadiga é a falha mecânica gerada primariamente pela aplicação cíclica de cargas variáveis, resultando na geração ou propagação de uma trinca ou até ruptura da peça. A ruptura por fadiga é provocada por nucleação e propagação mais ou menos lenta da(s) trinca(s) que aparece(m) numa peça submetida a tensões oscilantes (Boniatti, 2003). A figura 15 representa o diagrama de propagação da trinca.

Figura 15: Propagação da trinca



Fonte: Boniatti, 2003.

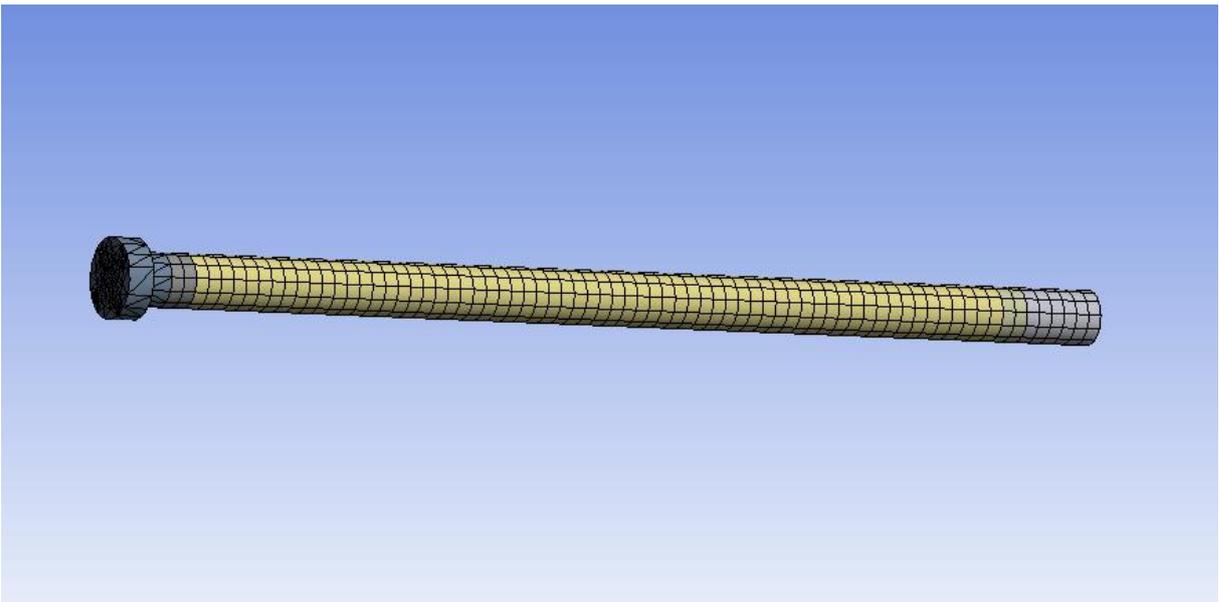
Segundo Castro (2009) a inicialização da trinca depende dos detalhes da geometria, do ponto crítico e das tensões e deformações que nela atuam. A grande maioria das falhas estruturais que ocorrem na prática envolvem problemas de fadiga. Segundo Boniatti (2003) geralmente, a fratura se inicia na superfície devido à irregularidade e porque nela os cristais têm maior liberdade de deformação.

### 3 METODOLOGIA

Este trabalho tem como objetivo desenvolver um estudo para que seja possível demonstrar os efeitos que o desalinhamento de eixo causa em máquinas rotativas industriais. De acordo com o referencial teórico, é possível desenvolver um modelo geométrico no software ANSYS, e assim simular um estado de desalinhamento entre dois eixos.

A princípio, foi desenvolvido como modelo de dois eixos acoplados diretamente entre eles, sendo um deles o eixo motor e o outro o eixo movido, o qual receberá a rotação do eixo principal. Para simular a situação de desalinhamento, um dos eixos terá deslocamentos paralelos e angulares, de forma que, seja possível demonstrar que com o aumento desses deslocamentos o eixo sofrerá maiores tensões. A figura 16 abaixo, representa o modelo de um eixo:

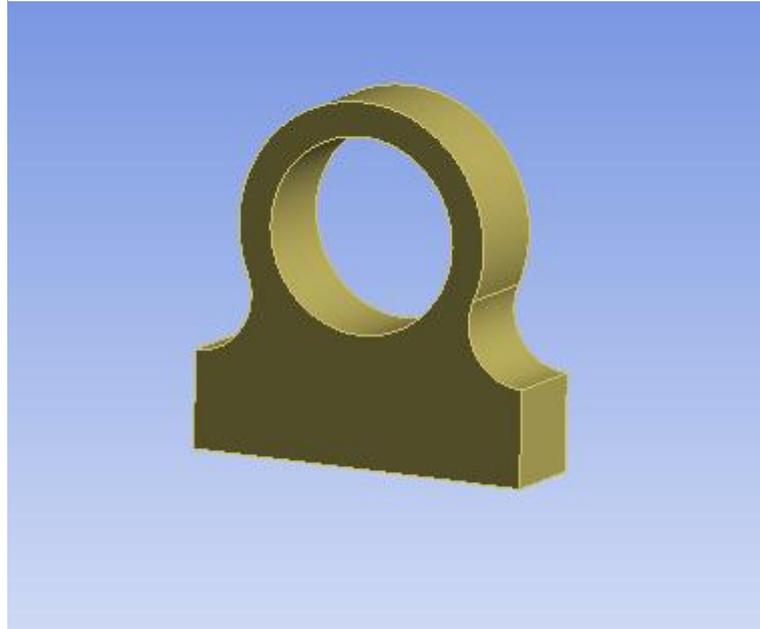
Figura 16: Modelo do eixo.



Fonte: O Autor.

Para simular uma situação coerente com a realidade das máquinas, foram desenvolvidos mancais de rolamento para a sustentação do eixo conforme a figura 17, vale ressaltar que os mancais são um dos principais elementos da análise, pois sofrem diretamente os esforços resultantes do desalinhamento.

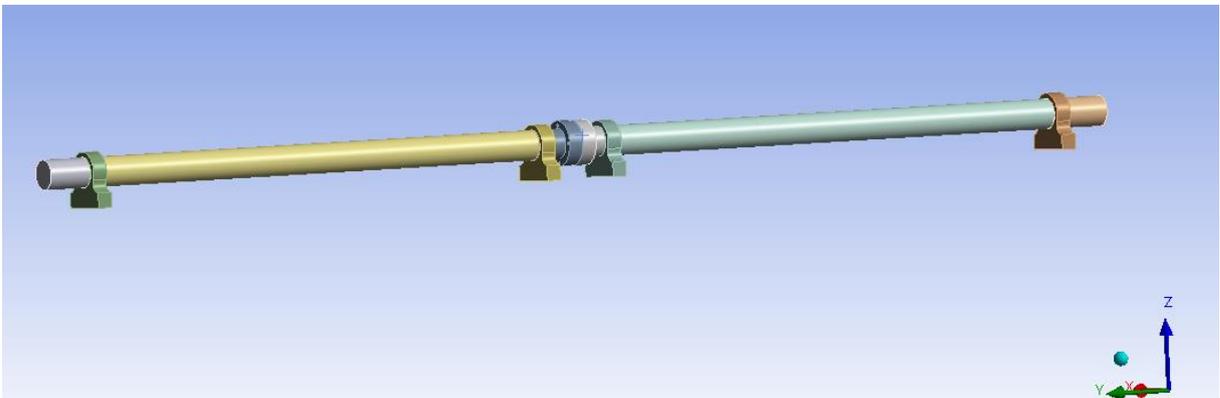
Figura 17: Modelo do mancal.



Fonte: O Autor.

Os eixos serão acoplados diretamente sendo sustentados por 4 mancais, conforme a figura 18 abaixo:

Figura 18: Ligação entre eixos

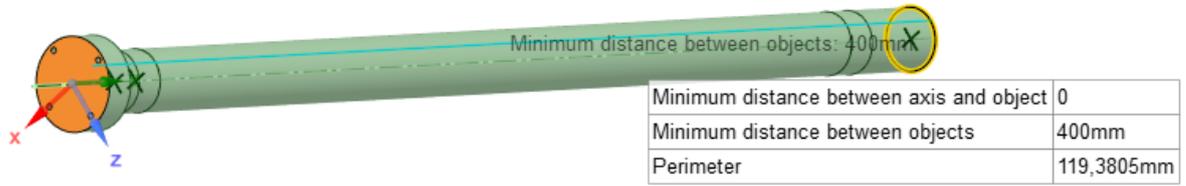


Fonte: O Autor.

### 3.1 Características dos eixos

No modelo criado, ambos os eixos possuem as mesmas dimensões, sendo elas 400mm de comprimento e diâmetro de 20mm, os acoplamentos possuem 30mm de diâmetro e 10mm de espessura. As figuras 19,20 e 21 representam as características dos eixos.

Figura 19: Comprimento do eixo.



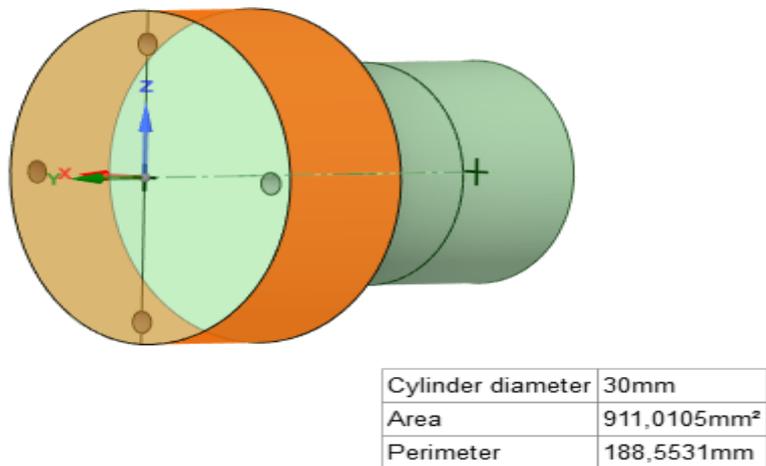
Fonte: O Autor.

Figura 20: Diâmetro do eixo.



Fonte: O Autor.

Figura 21: Diâmetro do acoplamento.



Fonte: O Autor.

### 3.2 Desalinhamento paralelo

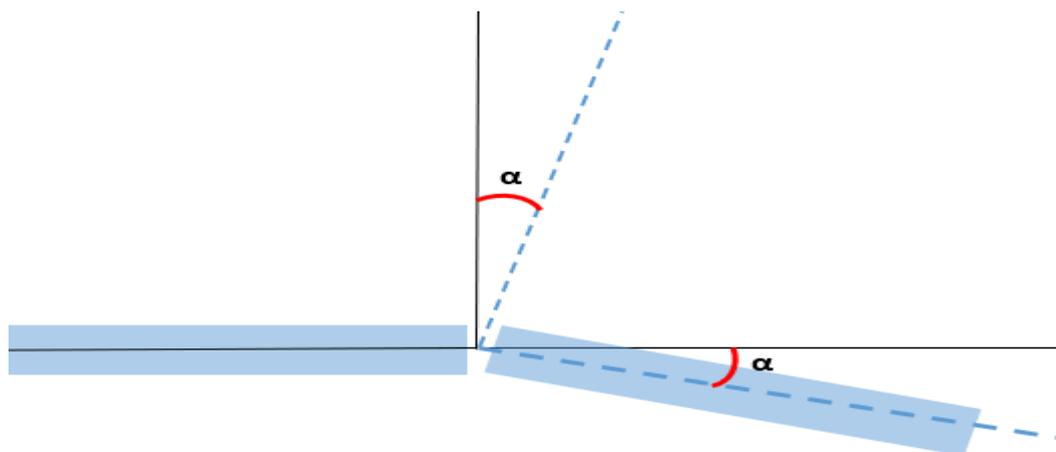
A condição de desalinhamento paralelo no ANSYS será simulada aplicando um deslocamento no eixo movido, para isso é necessário realizar a simulação em 2 steps, no qual o primeiro é dado um deslocamento de 0 mm e no segundo aplicado o deslocamento desejado. Devido a análise estática, no desalinhamento paralelo o software não possui a opção de simular corretamente a situação de rotação, nesse sentido, o resultado desejado será apenas nas tensões resultantes devido ao desalinhamento.

### 3.3 Desalinhamento angular

Para simular o desalinhamento angular, foi utilizado como recurso a inclinação do ângulo de rotação a que o eixo ficará exposto, pois, quando em uma situação de desalinhamento angular os esforços referentes a rotação deixam de ser transmitidos apenas no sentido axial, tendo uma parcela desta rotação sendo transmitida no eixo a  $90^\circ$  graus em relação ao eixo axial, nesse sentido, será utilizado para análise, os ângulos de  $6^\circ$  e  $8^\circ$  graus.

O ângulo de inclinação da rotação é obtido a partir do diagrama representado pela figura 22 abaixo, onde o ângulo  $\alpha$  gerado pelo desalinhamento entre as linhas centrais dos eixos é equivalente ao ângulo em que a rotação será adicionada.

Figura 22: Representação do ângulo.

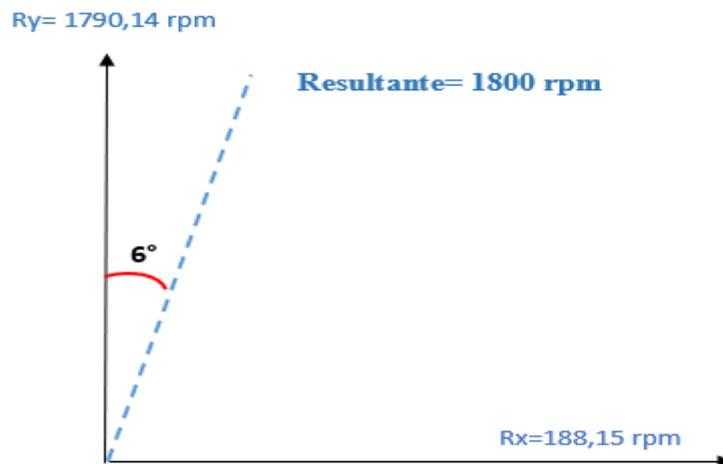


Fonte: O Autor.

Os valores de rotação serão adicionados nos eixos X e Y de forma que o valor da rotação resultante seja o valor desejado e esteja nos ângulos descritos nesse trabalho. Para análise serão

utilizados três valores diferentes de rotação: 300 rpm, 1800 rpm e 3600 rpm, com o objetivo de obter uma análise de acordo com a faixa de rotação, e identificar a influência do aumento da rotação nos efeitos do desalinhamento. A figura 23 abaixo, representa os valores de rotação que serão adicionados para obter a resultante de 1800 rpm no ângulo de  $6^\circ$ :

Figura 23: Rotação resultante.



Fonte: O Autor.

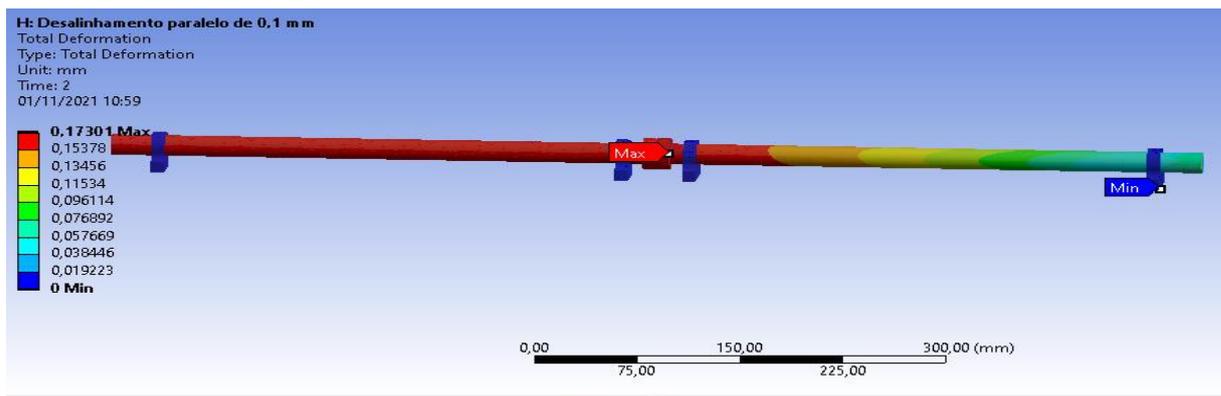
## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 Deformação no desalinhamento paralelo

Por tratar-se de uma simulação mais complexa a qual se espera deformações e tensões excessivas, a análise deve ser tratada de forma não linear, de forma que o resultado esperado seja o mais próximo da realidade possível.

Inicialmente, a primeira condição simulada no software é o desalinhamento paralelo, esta condição apresentou um aumento da tensão ao longo do eixo de acordo com o nível de desalinhamento. A figura 24 abaixo representa a deformação causado pelo desalinhamento paralelo no eixo:

Figura 24: Deformação devido ao desalinhamento.



Fonte: O Autor.

É possível notar que o deslocamento máximo acontece no acoplamento entre os eixos, e o eixo que mais sofre deformação é o eixo motor. Os valores de deformação são menores no eixo movido e inferiores nos mancais. O quadro 1 abaixo representa os valores de deformação em mm obtidos na simulação de acordo com cada nível de desalinhamento:

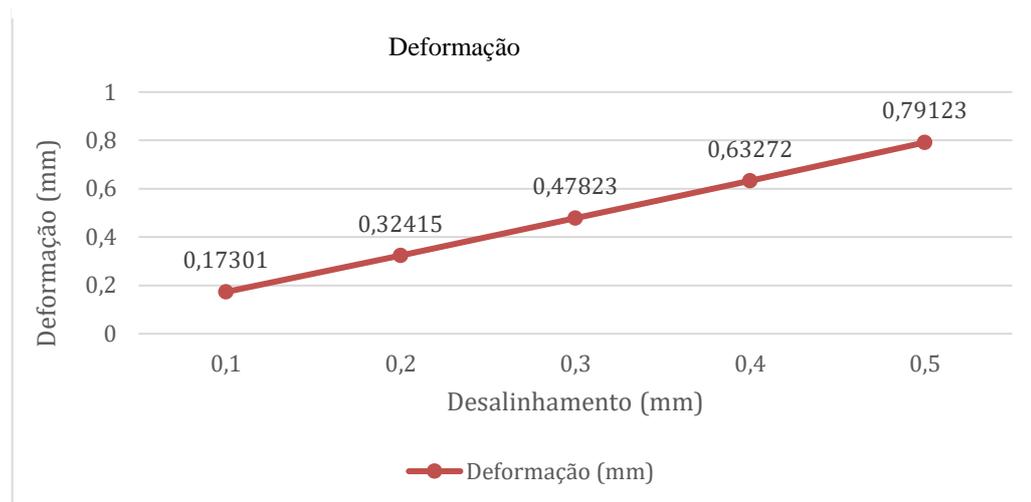
Quadro 1: Valores de deformação

Desalinhamento	Deformação
0,1 mm	0,17301 mm
0,2 mm	0,32415 mm
0,3 mm	0,47823 mm
0,4 mm	0,63272 mm
0,5 mm	0,79132 mm

Fonte: O Autor.

O gráfico 1 abaixo representa o comportamento das deformações de acordo com cada nível de desalinhamento:

Gráfico 1: Deformações



Fonte: O Autor.

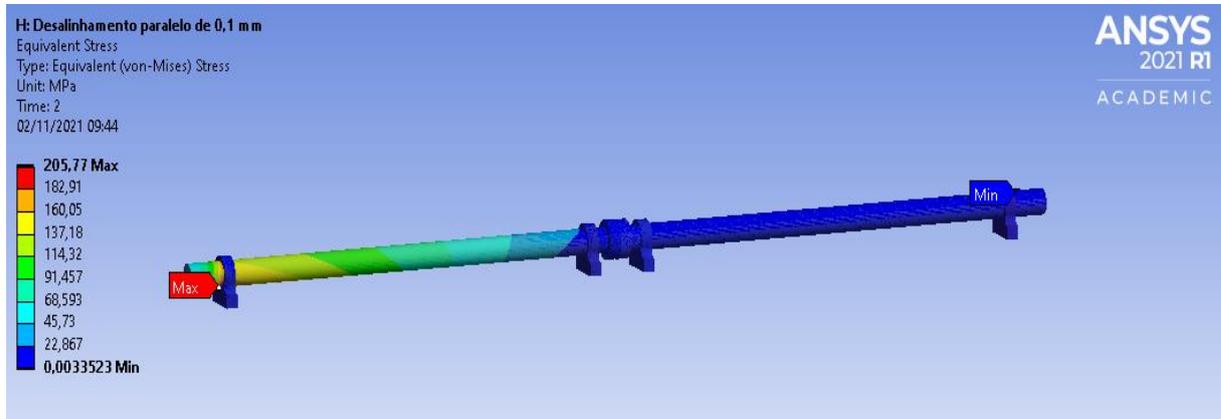
De acordo com o gráfico, é possível concluir que as deformações possuem um comportamento linear, à medida que o nível de desalinhamento é aumentado.

#### 4.2 Tensões no desalinhamento paralelo

O resultado quanto as tensões, o valor máximo está alocado na região do eixo em que é fixado um dos mancais como demonstra a figura 25 abaixo, referente ao desalinhamento de 0,1

mm.

Figura 25: Tensão no eixo

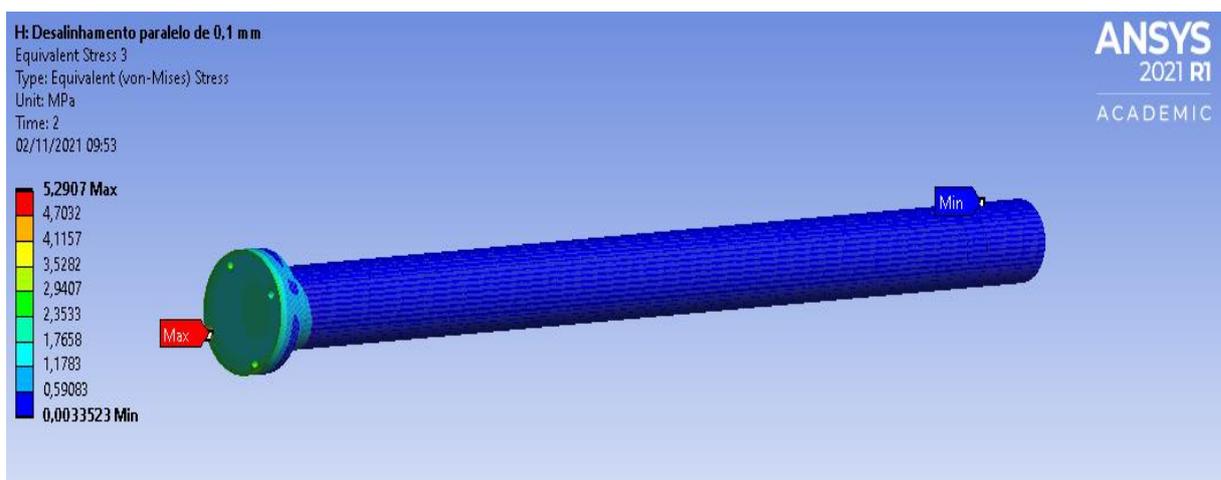


Fonte: O Autor.

#### 4.2.1 Tensões no eixo motor

Para realizar a simulação um dos eixos foi considerado o motor e o outro movido, com isso, foi obtido diferentes resultados de tensão, a figura 26 abaixo demonstra o resultado das tensões obtidas no eixo motor referente ao desalinhamento de 0,1 mm.

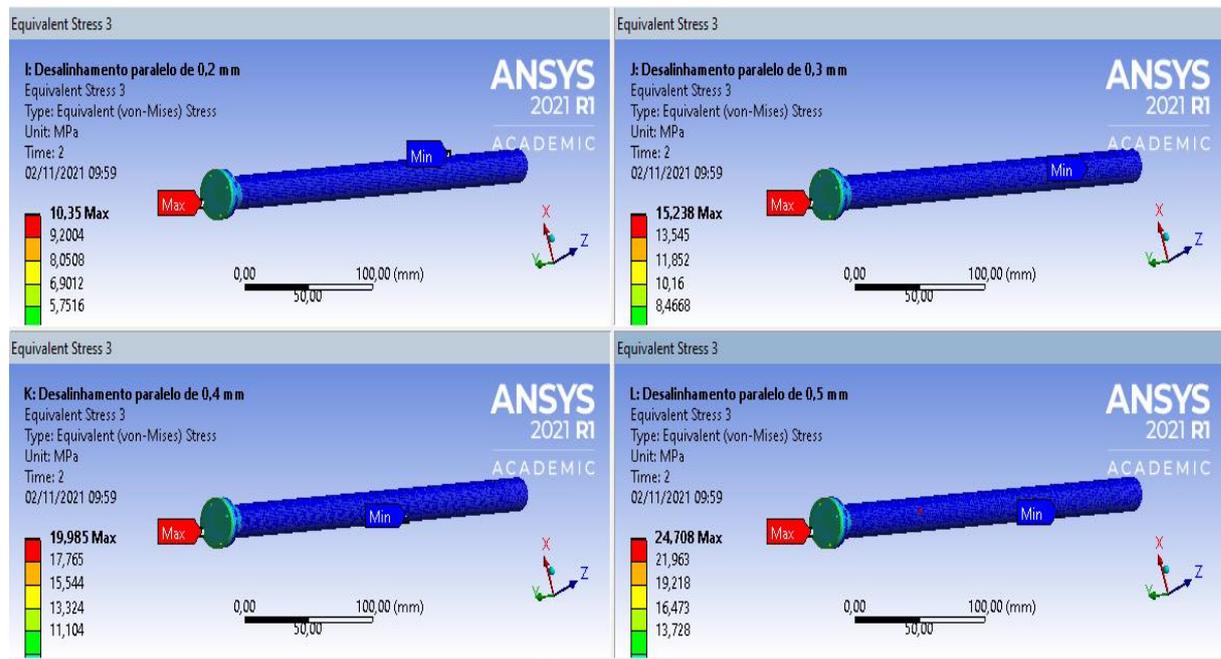
Figura 26: Tensão no eixo motor



Fonte: O Autor.

Nos demais níveis de desalinhamento, as tensões estão concentradas no mesmo ponto, porém o valor das tensões aumentou de acordo com o desalinhamento. A figura 27 abaixo demonstra os demais resultados de tensões para cada nível de desalinhamento:

Figura 27: Tensões no eixo motor



Fonte: O Autor.

O quadro 2 abaixo representa os valores de tensão obtido no acoplamento do eixo motor:

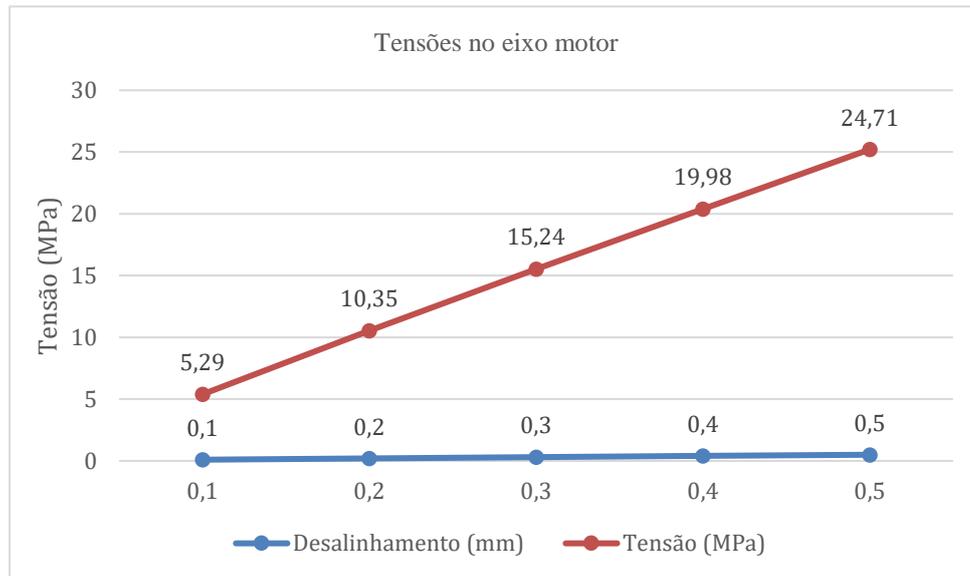
Quadro 2: Resultado de tensões no eixo motor

Desalinhamento	Tensão
0,1 mm	5,29 MPa
0,2 mm	10,35 MPa
0,3 mm	15,24 MPa
0,4 mm	19,98 MPa
0,5 mm	24,71MPa

Fonte: O Autor.

Os valores de tensão foram colocados no gráfico 2 abaixo para melhor exemplificar o comportamento das tensões de acordo com cada nível desalinhamento.

Gráfico 2: Tensões no eixo motor



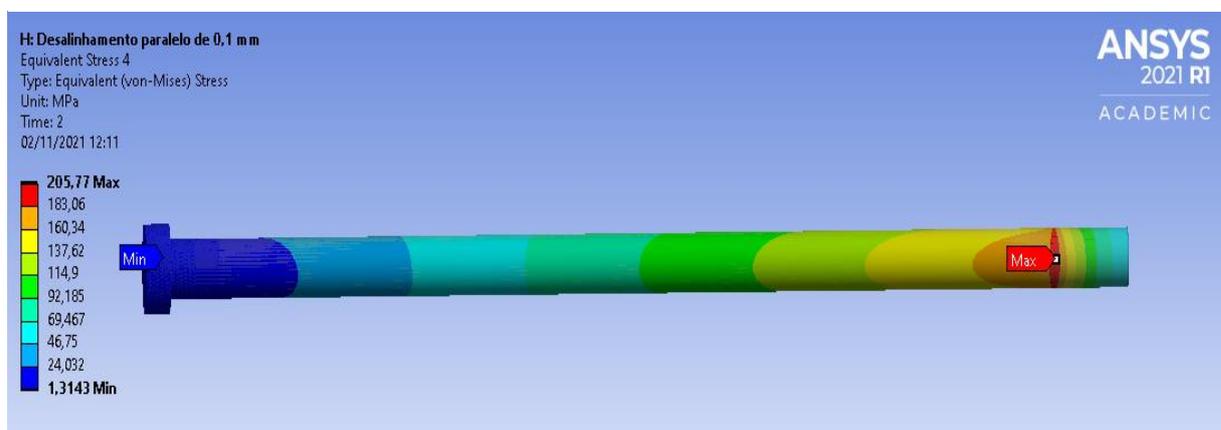
Fonte: O Autor.

De acordo com o gráfico é possível analisar que o desalinhamento paralelo causa um aumento linear das tensões na região do acoplamento.

#### 4.2.2 Tensões no eixo movido

O Eixo movido o qual foi aplicado o desalinhamento é o eixo em que as tensões acontecem com maior intensidade. A figura 28 abaixo representa a região em que houve o maior valor de tensão no eixo.

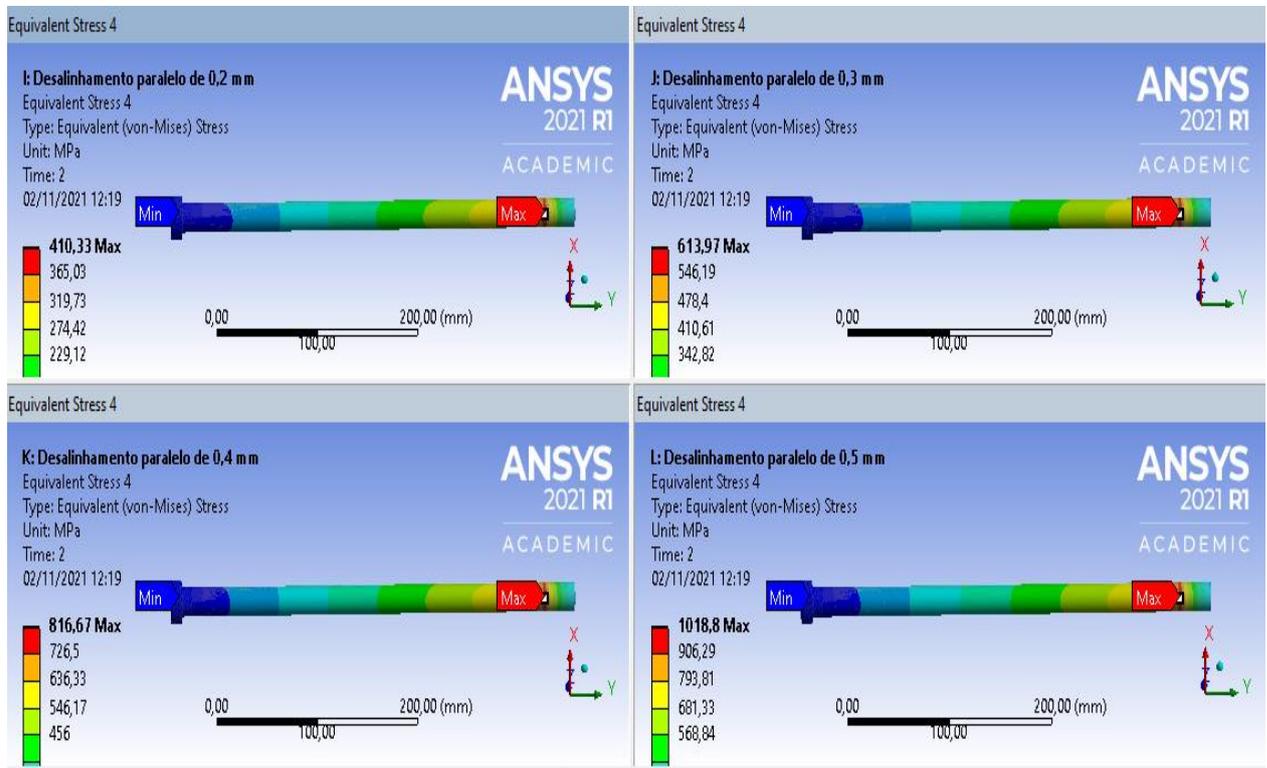
Figura 28: Tensão no eixo movido



Fonte: O Autor.

A figura 29 abaixo demonstra os resultados referentes aos outros níveis de desalinhamento.

Figura 29: Tensões no eixo movido



Fonte: O Autor.

De acordo com o resultado, é possível analisar que a região do eixo que é mais afetada pelo desalinhamento paralelo é no local onde ocorre o contato com o mancal. Os valores de tensão de acordo com o nível de desalinhamento estão representados no quadro 3 abaixo:

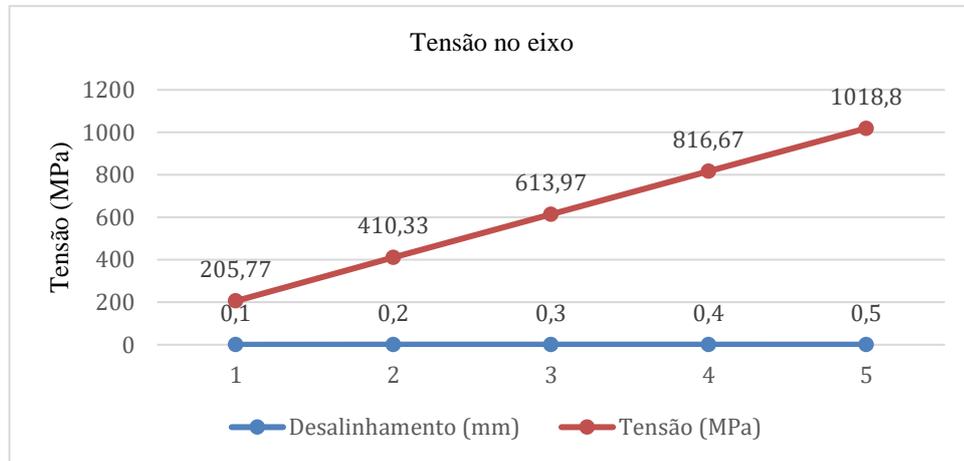
Quadro 3: Tensões no eixo movido

Desalinhamento (mm)	Tensão (Mpa)
0,1 mm	205,77 MPa
0,2 mm	410,33 MPa
0,3 mm	613,97 MPa
0,4 mm	816,67 MPa
0,5 mm	1018,8 MPa

Fonte: O Autor.

O gráfico 3 abaixo representa o comportamento das tensões no eixo movido:

Gráfico 3: Tensões no eixo movido



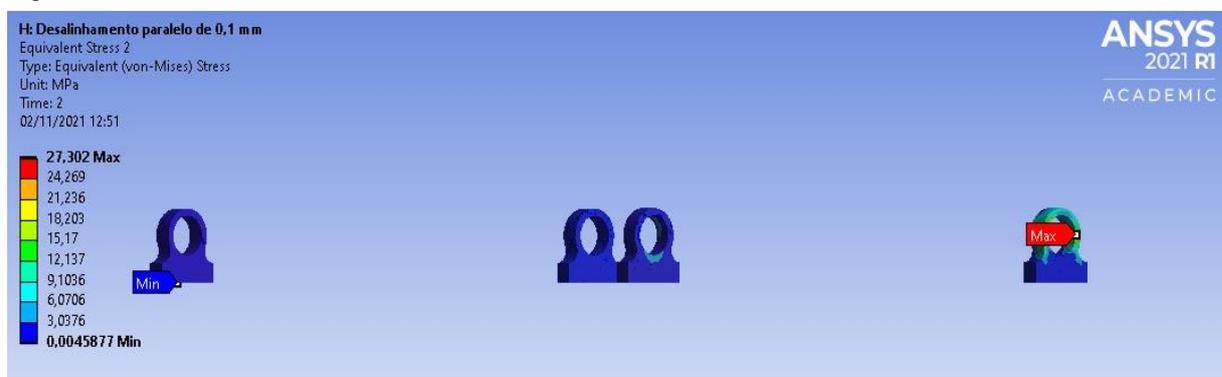
Fonte: O Autor.

De acordo com o gráfico é possível analisar que o aumento das tensões no eixo movido ocorre de forma linear a medida em que o desalinhamento paralelo aumenta.

#### 4.2.3 Tensões nos mancais

Um ponto importante para análise são os mancais, pois são eles que apoiam o eixo e recebem parte das forças geradas pelo desalinhamento. A figura 30 demonstra o efeito do desalinhamento nos mancais, referente ao desalinhamento de 0,1 mm.

Figura 30: Tensões nos mancais

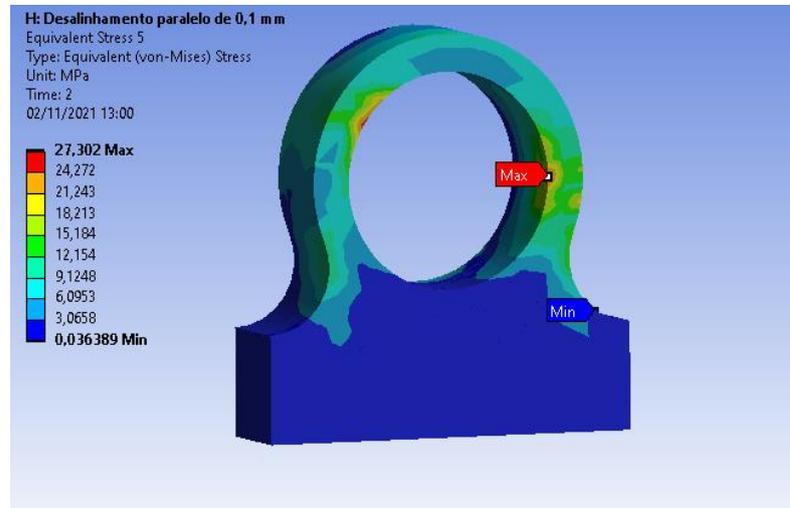


Fonte: O Autor.

De acordo com o resultado, é possível analisar que o mancal que mais sofre os efeitos

do desalinhamento paralelo é o que sustenta o eixo movido no ponto mais distante do acoplamento. A figura 31 abaixo representa as tensões nesse mancal.

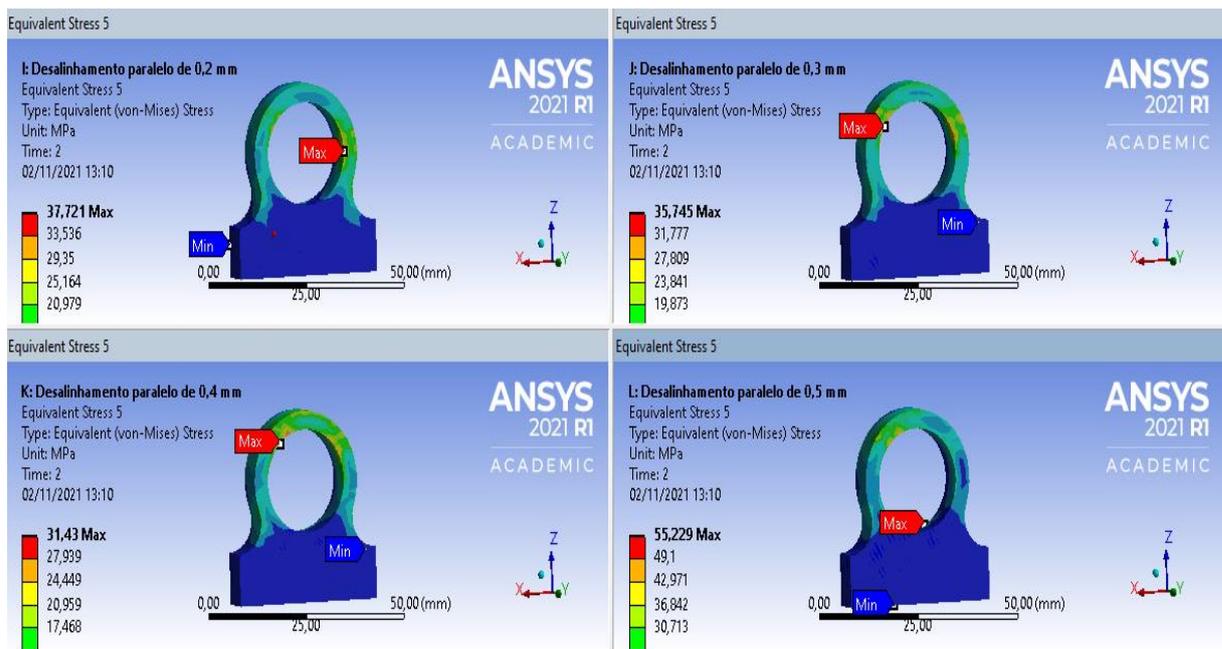
Figura 31: Tensões no mancal



Fonte: O Autor.

A figura 32 abaixo representa as tensões no mesmo mancal de acordo com os outros níveis de desalinhamento paralelo:

Figura 32: Tensões nos mancais



Fonte: O Autor.

Diante do exposto, é possível verificar que de acordo com o desalinhamento a região do mancal em que há um acúmulo maior de tensão varia de acordo com o nível do desalinhamento. Os valores de tensão obtidos estão representados no quadro 4 abaixo:

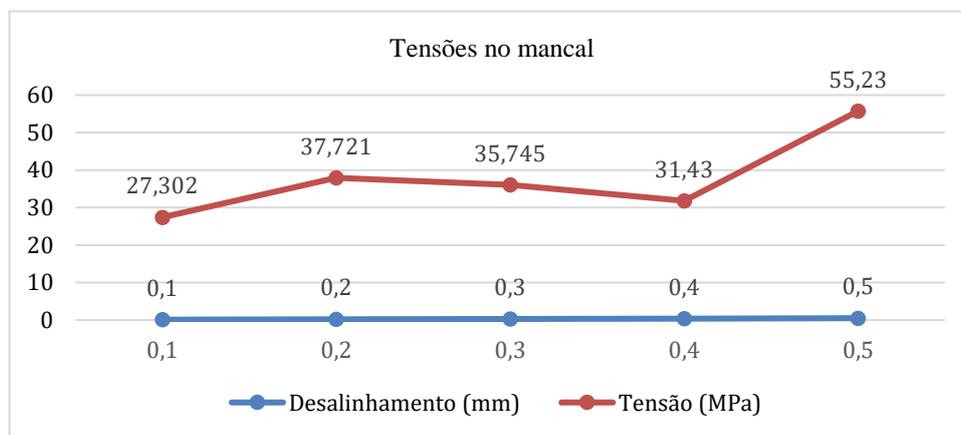
Quadro 4: Valores de tensão

Desalinhamento (mm)	Tensão (MPa)
0,1 mm	27,302 MPa
0,2 mm	37,721 MPa
0,3 mm	35,745 MPa
0,4 mm	31,43 MPa
0,5 mm	55,23 MPa

Fonte: O Autor.

Os valores descritos acima estão representados no gráfico 4 abaixo:

Gráfico 4: Tensões no mancal



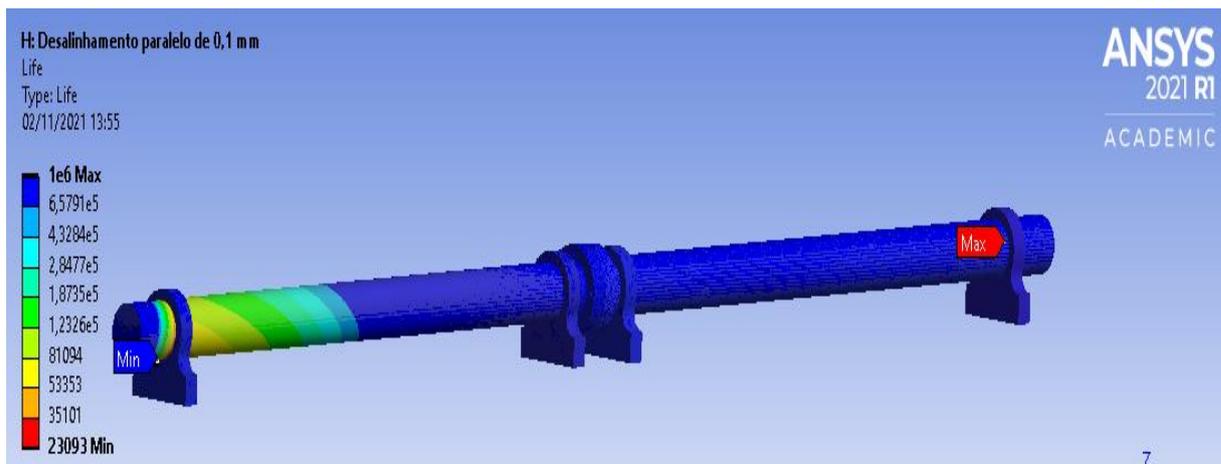
Fonte: O Autor.

O comportamento das tensões neste mancal se mostrou diferente dos demais elementos, devido a alteração do alinhamento, a região onde ocorre o acúmulo das tensões foi se alterando de acordo com o nível adicionado de desalinhamento.

#### 4.2.4 Vida em fadiga

Na simulação também foi avaliado a vida em fadiga do eixo em relação ao desalinhamento. A figura 33 abaixo representa a análise de fadiga no conjunto referente ao desalinhamento de 0,1 mm.

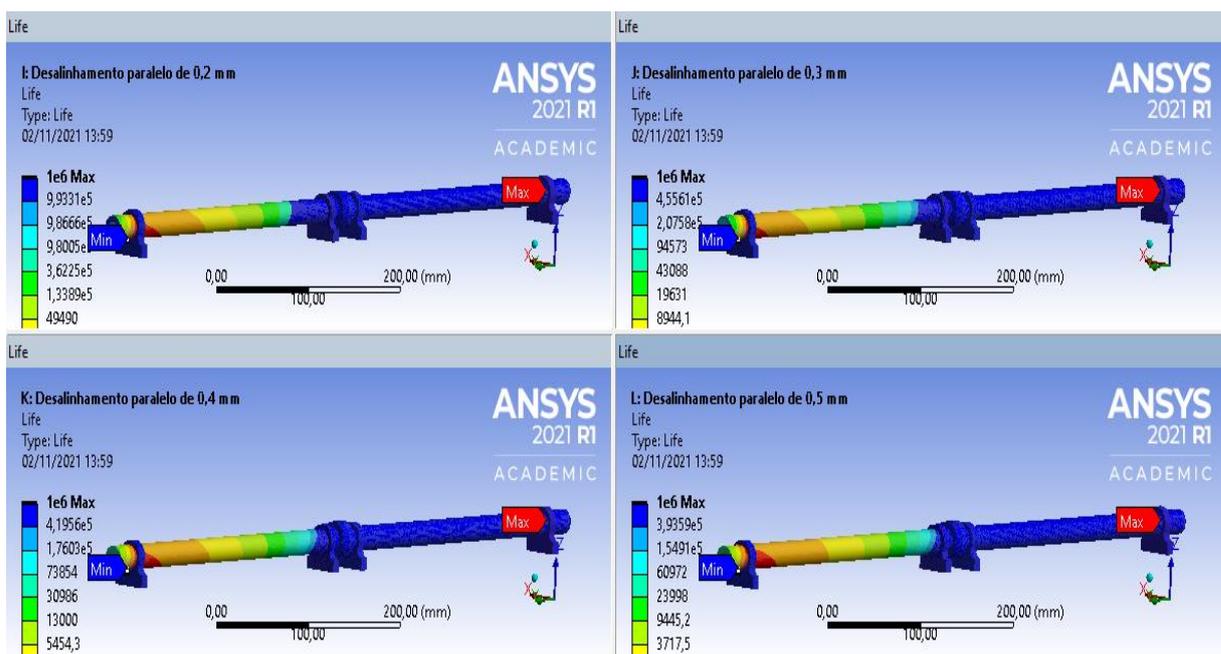
Figura 33: Vida em fadiga



Fonte: O Autor.

A figura 34 abaixo representa os demais resultados de vida em fadiga de acordo com o nível de desalinhamento entre os eixos.

Figura 34: Vida em fadiga de acordo com o desalinhamento



Fonte: O Autor.

Os valores obtidos com a simulação estão representados no quadro 5 abaixo:

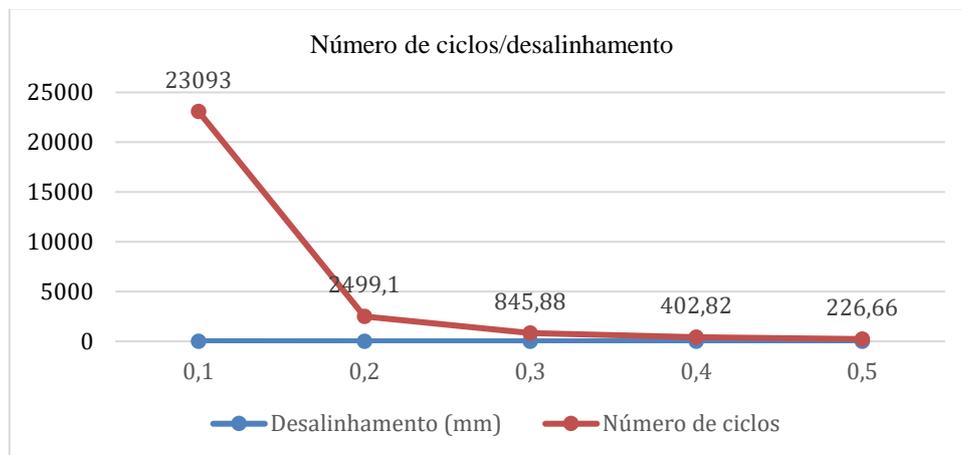
Quadro 5: Número de ciclos

Desalinhamento (mm)	Número de ciclos
0,1 mm	23093
0,2 mm	2499,1
0,3 mm	845,88
0,4 mm	402,82
0,5 mm	226,66

Fonte: O Autor.

O gráfico 5 abaixo representa a vida em fadiga do eixo quando elevado o nível de desalinhamento paralelo.

Gráfico 5: Vida em fadiga



Fonte: O Autor.

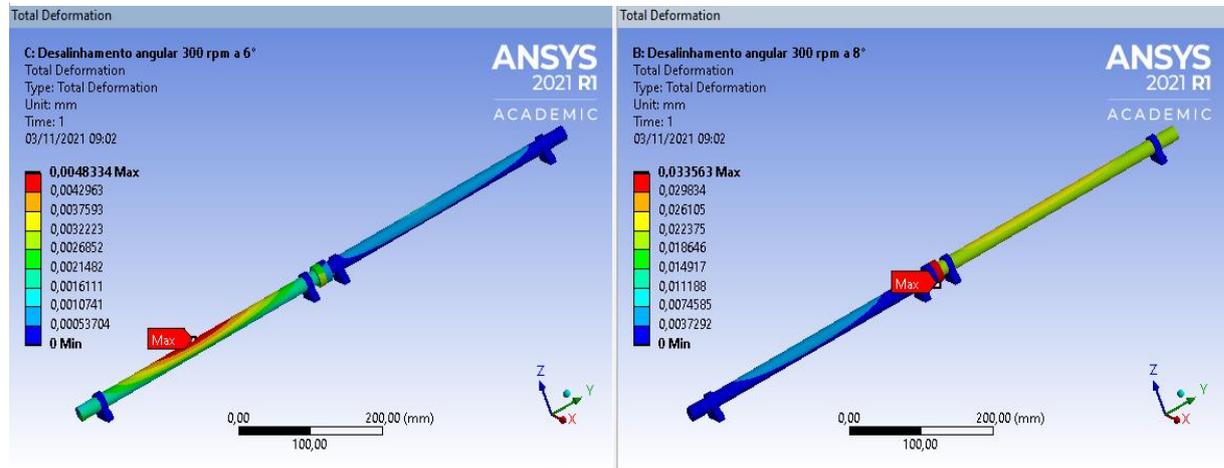
De acordo com o gráfico, é possível analisar o efeito que o desalinhamento causa na vida em fadiga do eixo, havendo uma queda considerável no número de ciclos a partir do primeiro nível de desalinhamento que o eixo sofre.

### 4.3 Deformações no desalinhamento angular

No desalinhamento angular a simulação ocorreu em diferentes rotações com dois níveis angulares, diferentemente do paralelo o aumento da tensão ocorreu de forma não linear. O

primeiro resultado é de deformação no eixo. A figura 35 abaixo representa a deformação no eixo com rotação de 300 rpm, sendo a imagem da esquerda desalinhado a  $6^\circ$  e da direita a  $8^\circ$ .

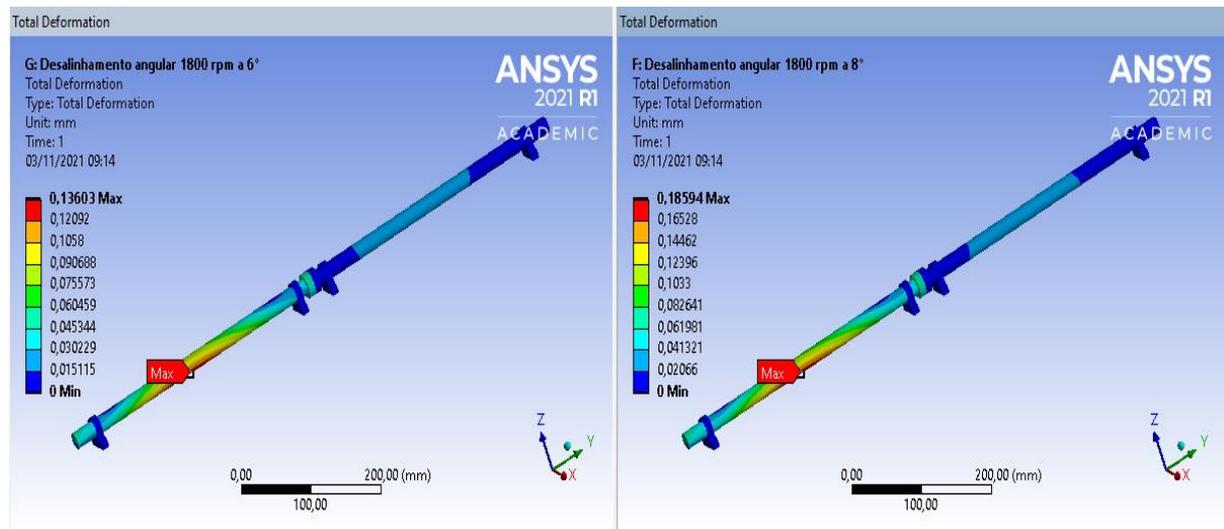
Figura 35: Deformações a 300 rpm



Fonte: O Autor.

A figura 36 abaixo, representa o resultado as deformações na rotação de 1800 rpm a  $6^\circ$  e a  $8^\circ$ :

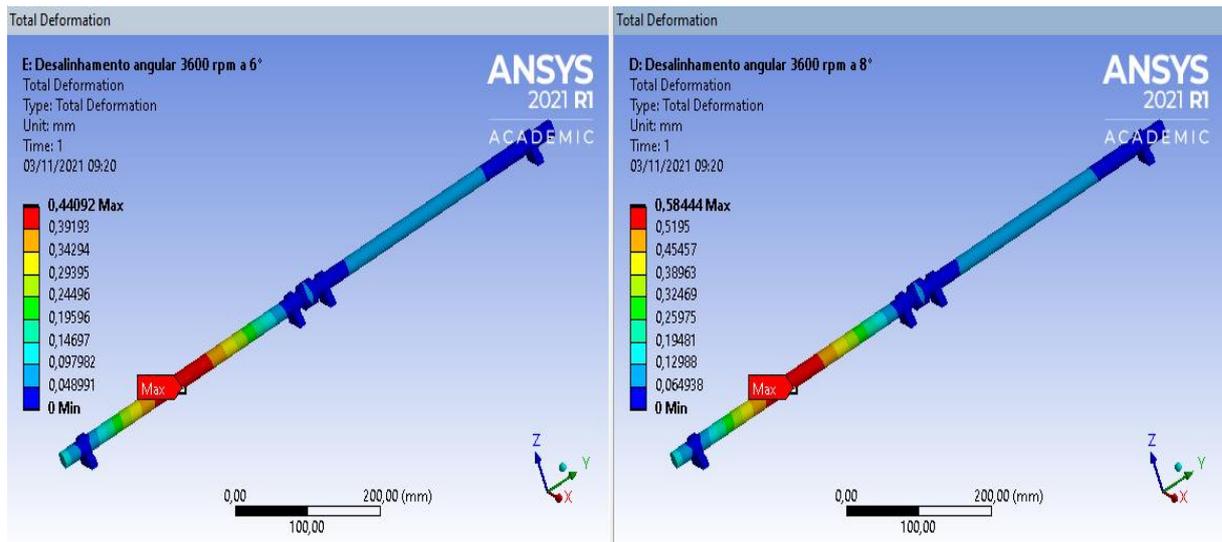
Figura 36: Deformações a 1800 rpm



Fonte: O Autor.

A figura 37 abaixo representa o resultado das deformações na rotação de 3600 rpm a  $6^\circ$  e a  $8^\circ$ :

Figura 37: Deformações a 3600 rpm



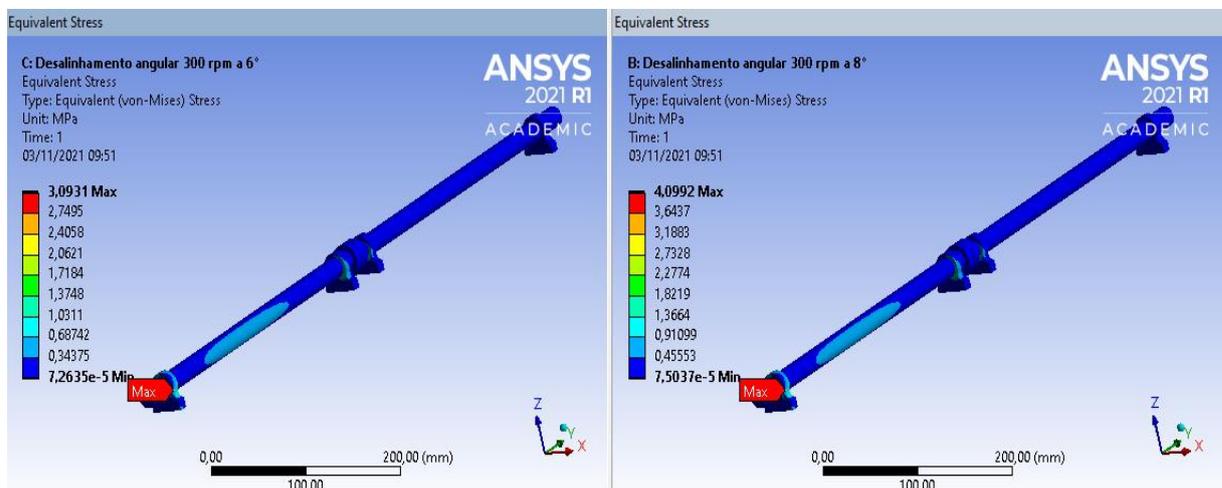
Fonte: O Autor.

O resultado demonstra que o desalinhamento em rotação baixa altera a região em que há maior deformação, com o aumento da angulação a deformação passa do centro do eixo para a região do acoplamento, porém este efeito é inválido em rotações maiores, as quais é possível notar que a região deformada permanece a mesma.

#### 4.4 Tensões no desalinhamento angular

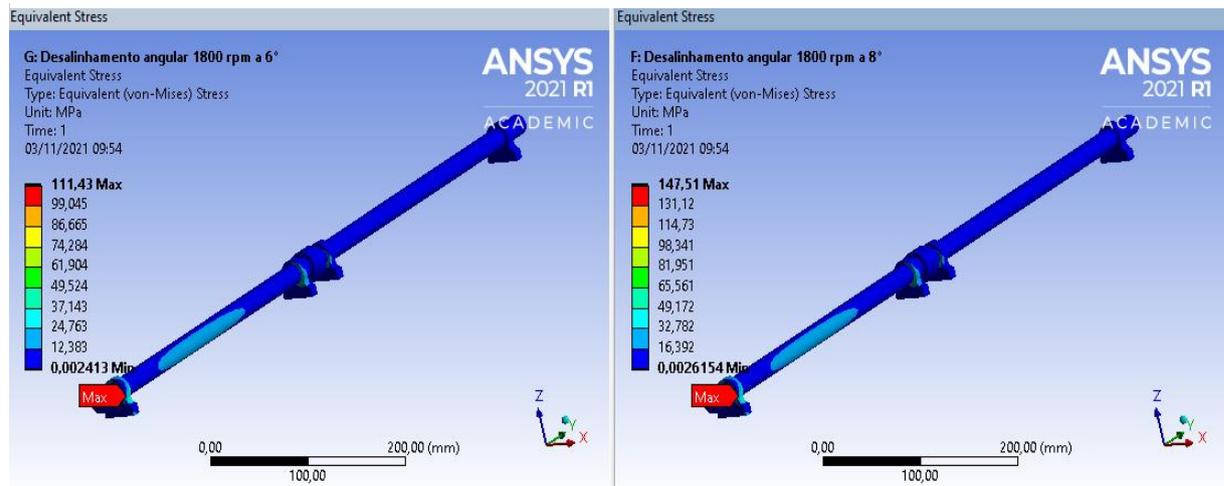
A figura 38,39 e 40 abaixo demonstram as tensões no eixo há uma rotação de 300, 1800 e 3600 rpm respectivamente nos desalinhamentos de 6° e 8°:

Figura 38: Tensões a 300 rpm



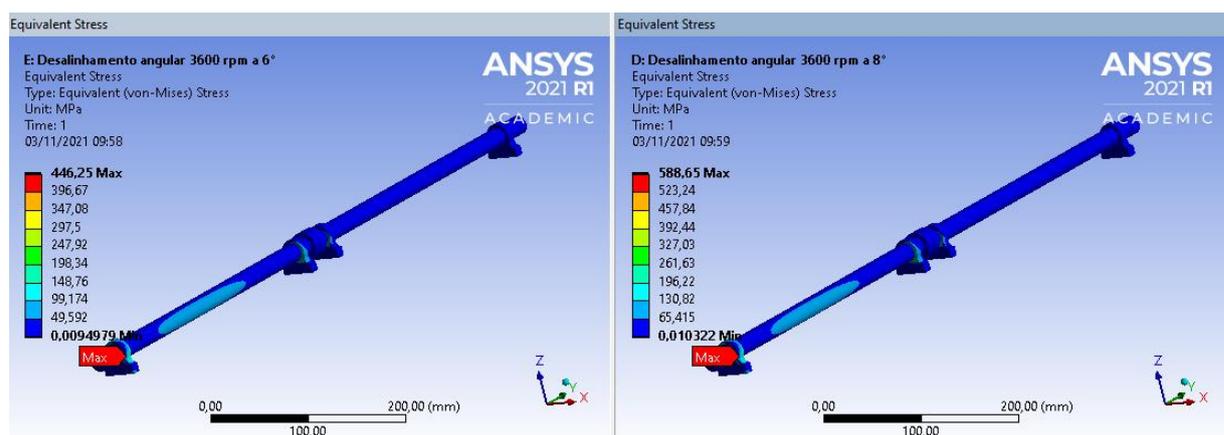
Fonte: O Autor.

Figura 39: Tensões a 1800 rpm



Fonte: O Autor.

Figura 40: Tensões a 3600 rpm



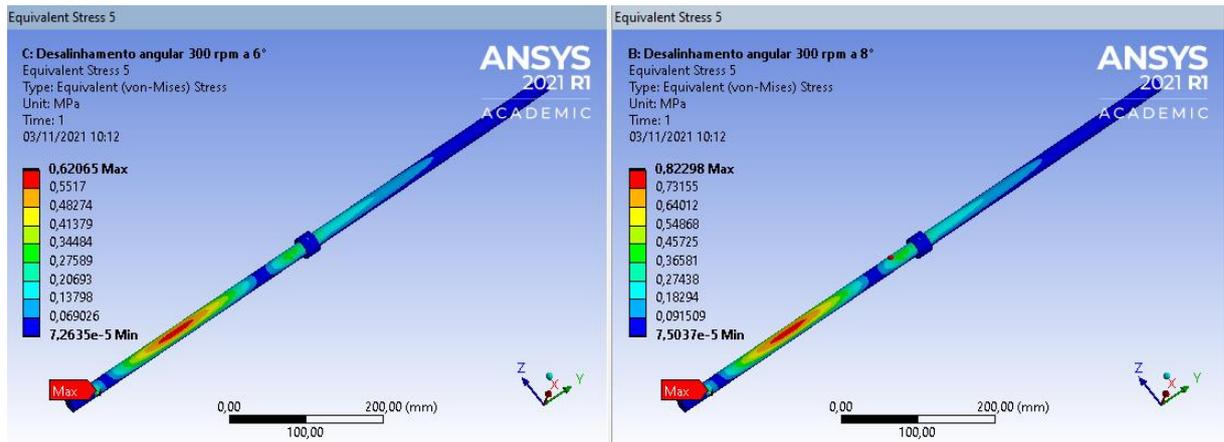
Fonte: O Autor.

De acordo com os resultados, no desalinhamento angular as maiores tensões estão concentradas na região do mancal, o qual sofre diretamente os esforços gerados pelo desalinhamento.

#### 4.4.1 Tensões nos eixos

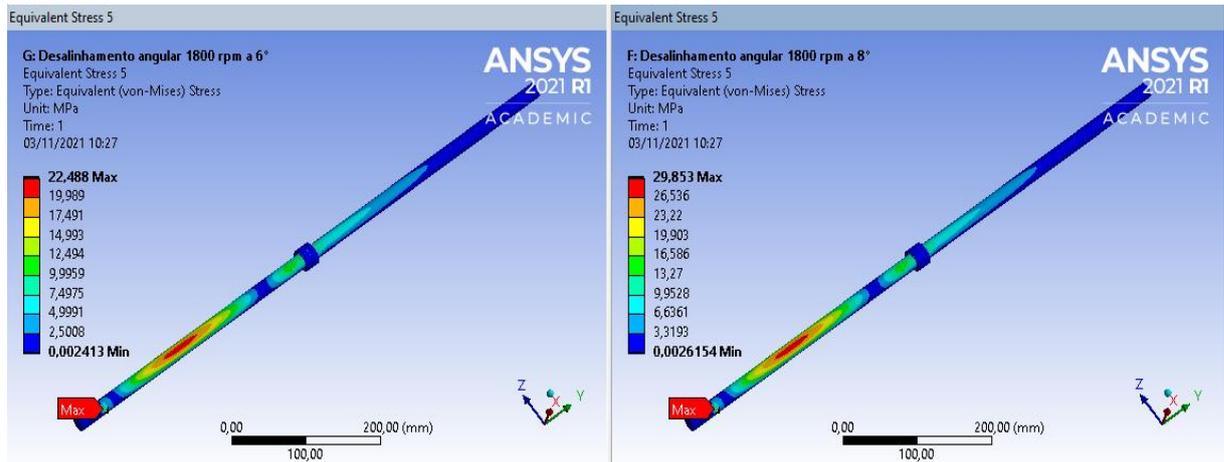
A figura 41,42 e 43 abaixo demonstra as tensões ao longo dos eixos nas rotações de 300,1800 e 3600 rpm respectivamente com desalinhamento de 6° e 8°:

Figura 41: Tensões nos eixos a 300 rpm



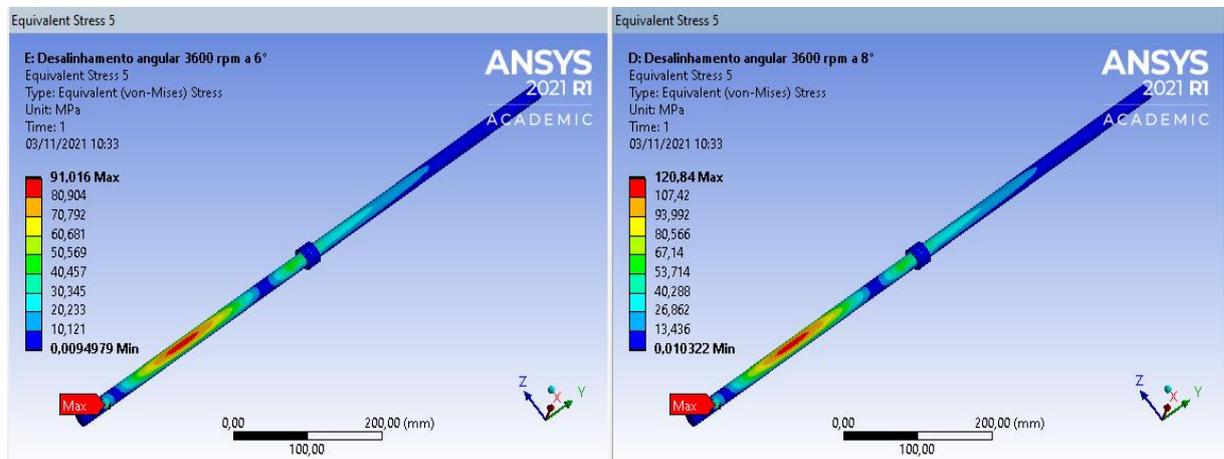
Fonte: O Autor.

Figura 42: Tensões nos eixos a 1800 rpm



Fonte: O Autor.

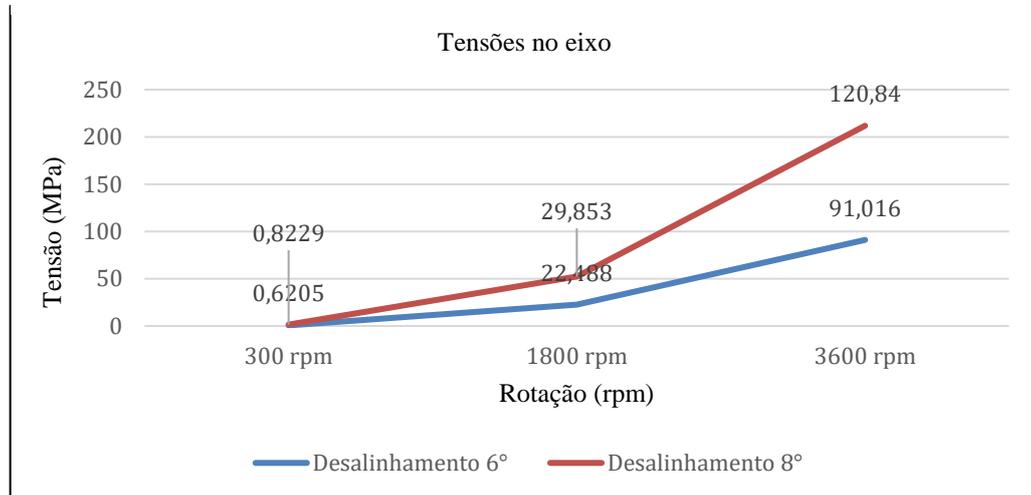
Figura 43: Tensões nos eixos a 3600 rpm



Fonte: O Autor.

O gráfico 6 abaixo representa o aumento das tensões de acordo com a rotação e o desalinhamento:

Gráfico 6: Tensões no eixo



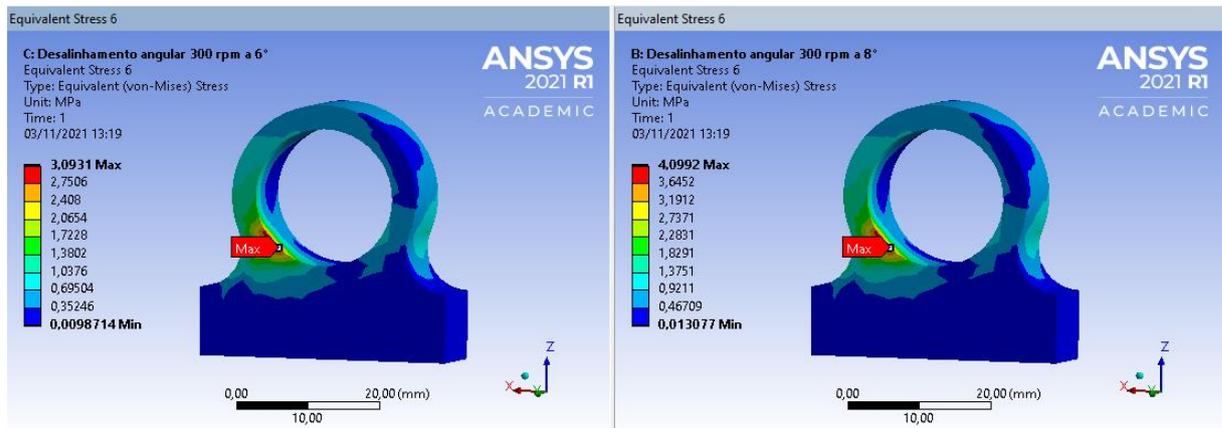
Fonte: O Autor.

De acordo com o gráfico, diferentemente do desalinhamento paralelo o aumento das tensões não ocorre de forma linear, é possível notar que a rotação influencia diretamente nas tensões resultantes e que o ângulo de desalinhamento causa um aumento significativo nas tensões.

#### 4.4.2 Tensão nos mancais

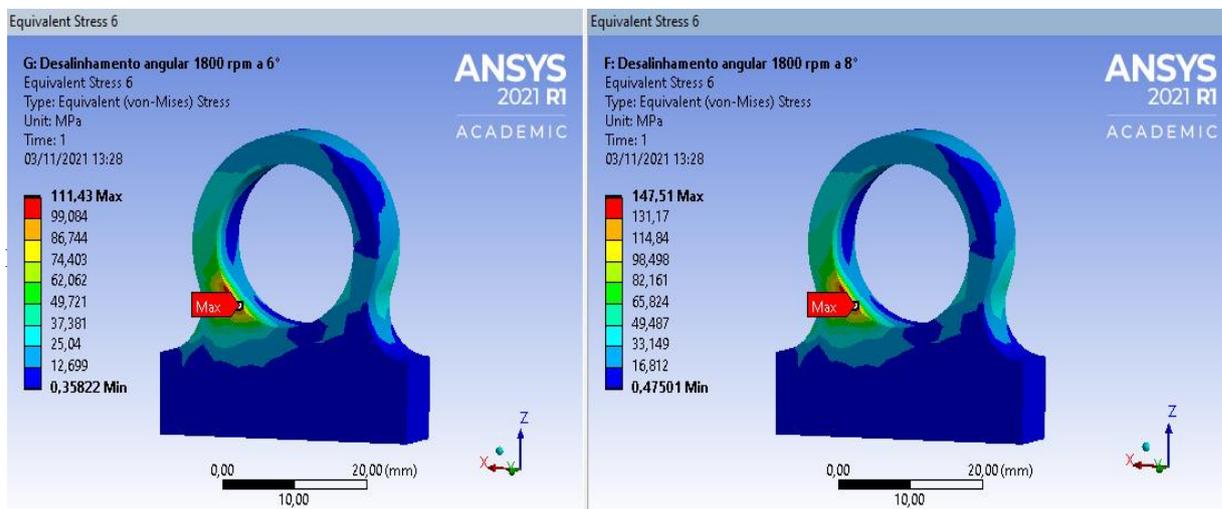
De acordo como resultado das simulações, os maiores valores de tensão estão situados na região dos mancais, ou seja, no desalinhamento angular são eles que sofrem os maiores esforços. As figuras 44, 45 e 46 demonstram o efeito das tensões nos mancais nas rotações de 300, 1800 e 3600 rpm respectivamente, referentes ao desalinhamento de 6° e 8°.

Figura 44: Tensões no mancal a 300 rpm



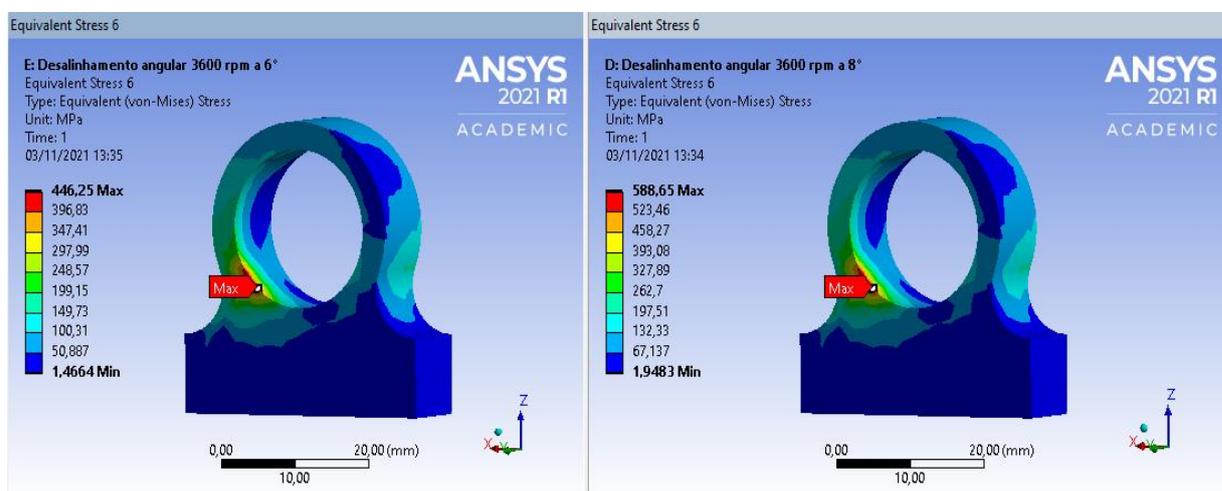
Fonte: O Autor.

Figura 45: Tensões no mancal a 1800 rpm



Fonte: O Autor.

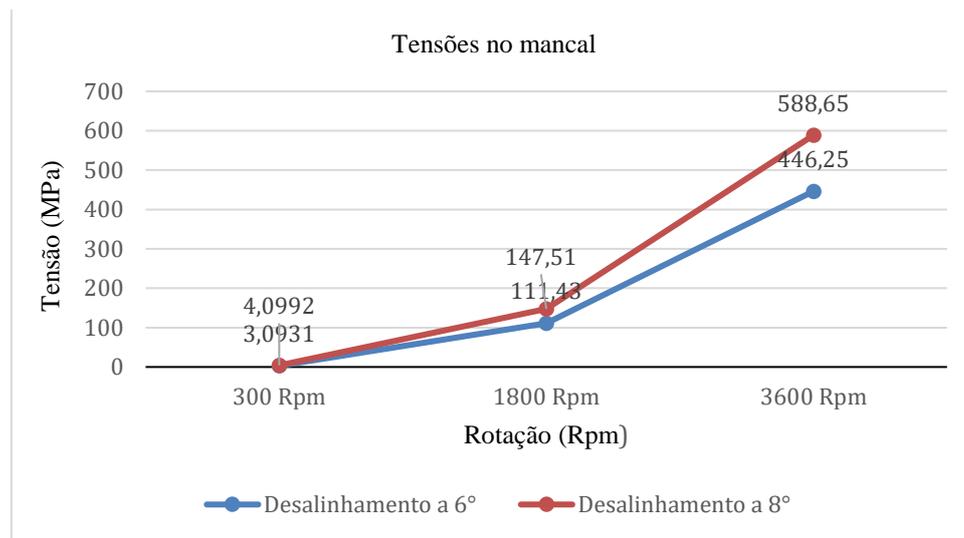
Figura 46: Tensões no mancal a 3600 rpm



Fonte: O Autor.

A tensão nos mancais aumenta significativamente em relação ao desalinhamento e a rotação, é possível verificar que a tensão está situada no mesmo ponto para todos os níveis de desalinhamento e rotação. O gráfico 7 abaixo representa o comportamento das tensões em relação ao desalinhamento e a rotação:

Gráfico 7: Tensões no mancal



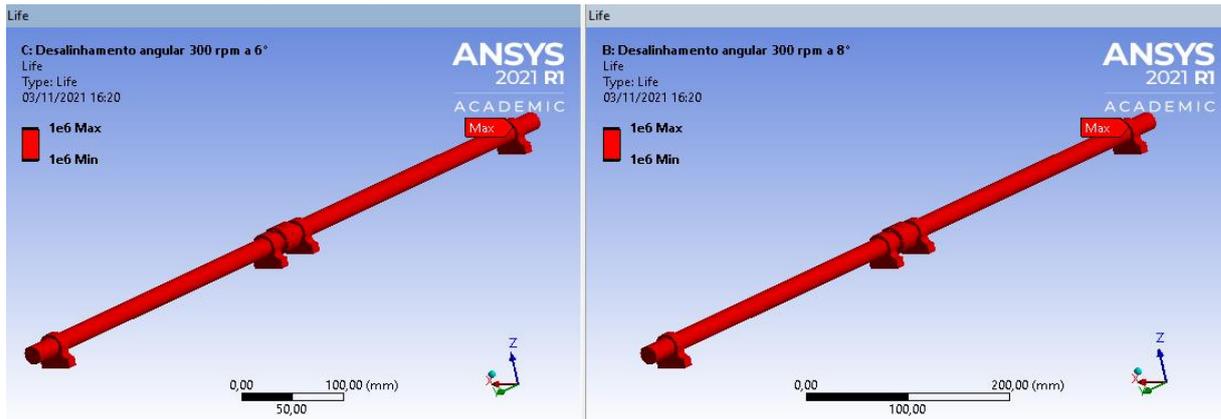
Fonte: O Autor.

Ao analisar o gráfico acima, é notável a influência que a rotação exerce no nível de desalinhamento, pois ao alterar a rotação de 1800 rpm para 3600 rpm a tensão aumenta cerca de 4x mais. Também é possível notar que o aumento do ângulo de desalinhamento causa um aumento das tensões nos mancais.

#### 4.5 Vida em fadiga

O resultado de vida em fadiga no desalinhamento angular mostrou uma queda no número de ciclos significativamente quando elevado tanto a rotação quanto o desalinhamento. A figura 47 abaixo representa a vida em fadiga do eixo a 300 rpm nos dois ângulos de desalinhamento.

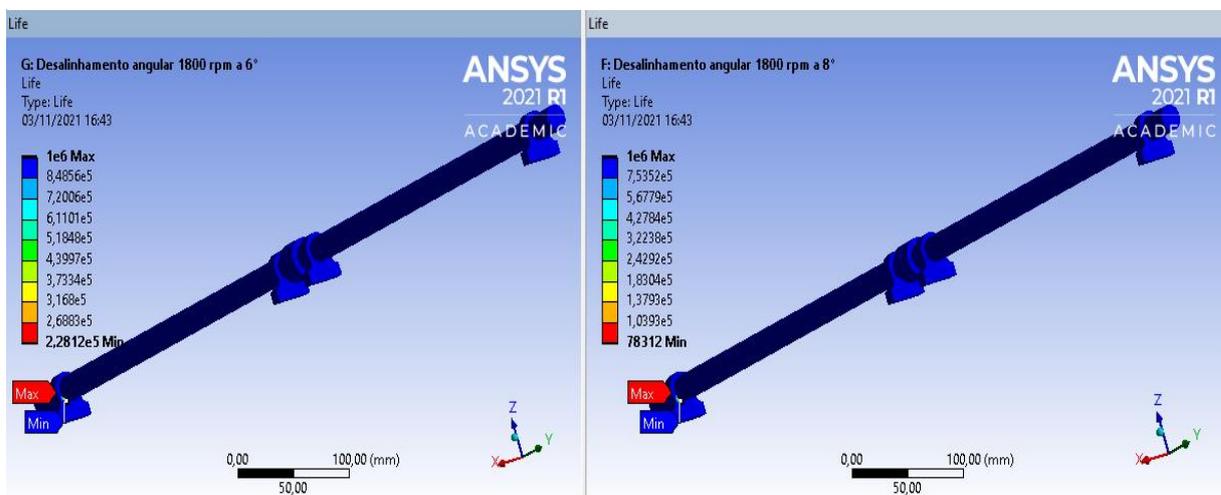
Figura 47: Vida em fadiga a 300 rpm



Fonte: O Autor.

Quando elevada a rotação para 1800 rpm, o conjunto deixa de possuir ciclo infinito e o mancal se torna o ponto crítico, possuindo um número limitado de ciclo como demonstra a figura 48 abaixo:

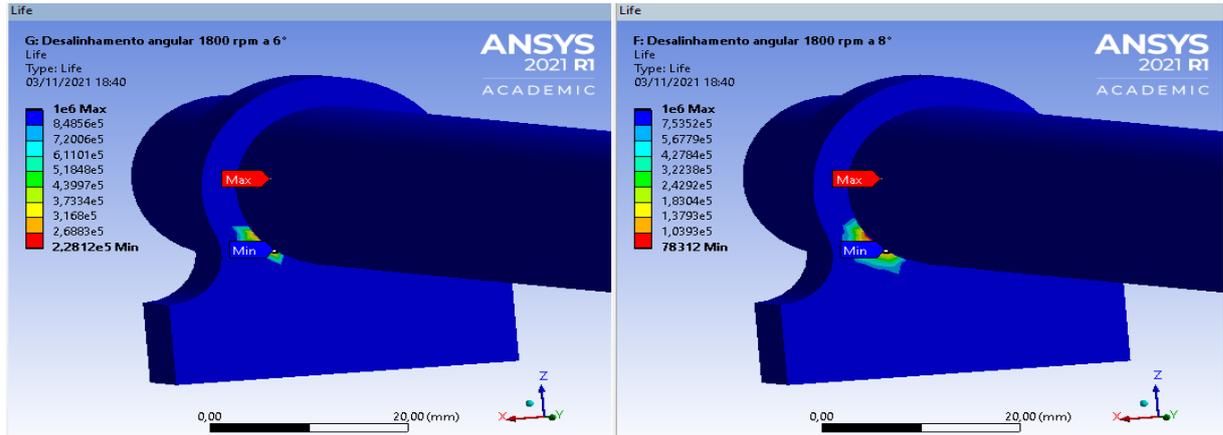
Figura 48: Vida em fadiga a 1800 rpm



Fonte: O Autor.

A figura 49 representa a região em que há o estado crítico de vida em fadiga referente a rotação de 1800 rpm:

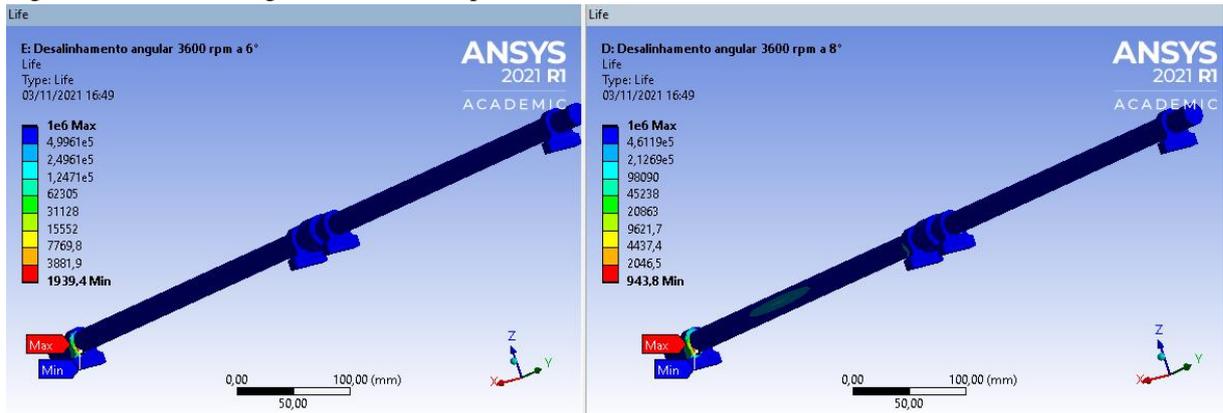
Figura 49: Região crítica do mancal



Fonte: O Autor.

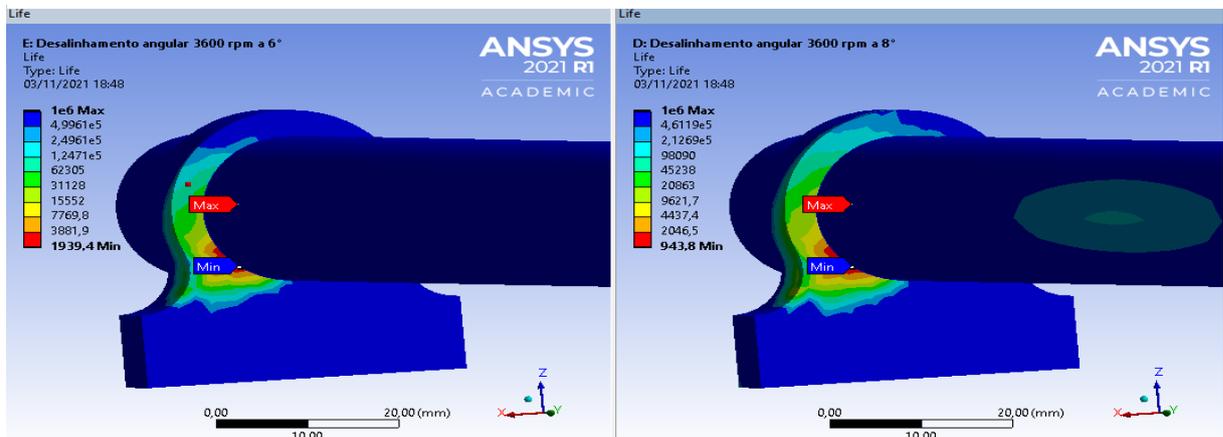
A figura 50 e 51 abaixo representa a vida em fadiga do eixo há uma rotação de 3600 rpm desalinhado 6° e 8°:

Figura 50: Vida em fadiga do eixo a 3600 rpm



Fonte: O Autor.

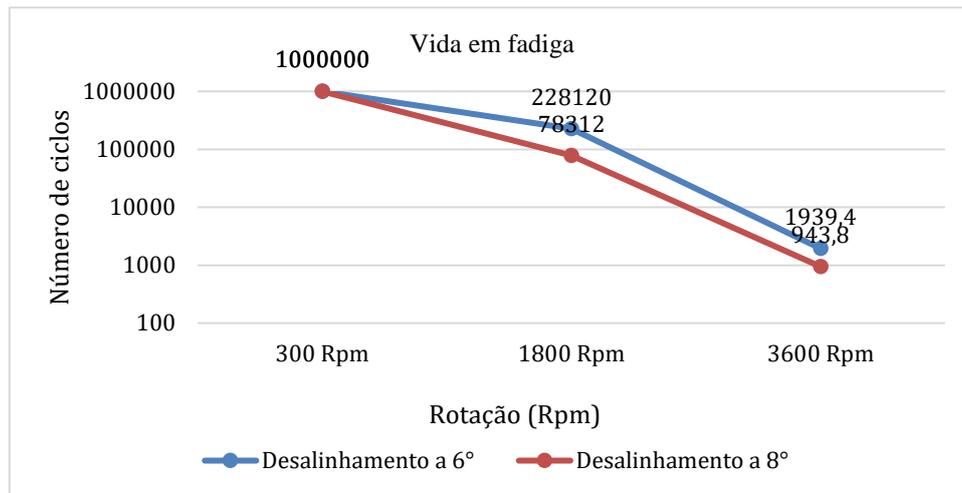
Figura 51: Região crítica da vida em fadiga



Fonte: O Autor.

De acordo com os resultados, a vida em fadiga na região do mancal cai de acordo com a rotação e o nível de desalinhamento. Em primeira análise quando em situação de rotação baixa todos os componentes do sistema possuem vida infinita, porém com o aumento da rotação e com o aumento do ângulo de desalinhamento o número de ciclos do sistema começa a cair bruscamente. O gráfico 8 abaixo representa os resultados obtidos por meio da simulação:

Gráfico 8: Vida em fadiga no desalinhamento angular



Fonte: O Autor.

Diante o exposto, é evidente a influência do desalinhamento na vida útil dos componentes em estudo, principalmente quando há um aumento da rotação.

## 5 CONCLUSÃO

O desalinhamento é um problema comumente encontrado em máquinas rotativas e que é responsável por gerar tensões excessivas e levar o equipamento a falha por fadiga.

Em primeiro lugar, no desalinhamento paralelo o estudo demonstrou que o eixo movido é o elemento que sofre a maior tensão, sendo ela concentrada na região em que há o apoio do mancal mais afastado do acoplamento, também é possível notar que houve um aumento linear do valor da tensão correspondente ao nível de desalinhamento adicionado. Outro ponto importante é que os mancais também sofrem os esforços do desalinhamento paralelo, porém as tensões variaram tanto para cima quanto para baixo de acordo com o desalinhamento simulado. Ademais, há também a queda da vida em fadiga do eixo, mostrando os pontos críticos que podem gerar falha pelo desalinhamento paralelo.

Em segundo lugar, o desalinhamento angular mostrou um comportamento diferente do paralelo, e que o elemento que mais sofre maior tensão é o mancal do eixo motor mais afastado do acoplamento, as tensões são mais amenas no eixo movido. Em vida em fadiga a simulação mostrou que o mancal citado acima tem seu número de ciclos reduzido drasticamente à medida que a rotação e o nível de desalinhamento aumentam.

Conclui-se que o alinhamento se faz importante para a vida útil dos elementos mecânicos de máquinas rotativa, pois ao entrar em estado de desalinhamento os componentes começam a sofrer altas tensões e deformações, aumentando a possibilidade de ocorrer falhas por fadiga e tensões além do limite de resistência do material.

## REFERÊNCIAS

- AZEVEDO, Álvaro Ferreira Magalhães. **Método dos elementos finitos**. 2011.
- BOMFIM, Paulo Roberto Santos. **Estudo experimental da potencialidade do uso da termografia para avaliação do desalinhamento de máquinas rotativas na indústria**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Pernambuco. Recife, Pernambuco, 2013.
- BONIATTI, Daniel Luís, ITURRIOZ, Ignácio. **Análise do Comportamento de Fadiga para Estruturas Submetidas a Temperaturas Elevadas Aliadas a Esforços Cíclicos**. Escola de engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Rio Grande do Sul. 2003.
- CASTRO, Jaime Tupiassú Pinho, MEGGIOLARO, Marco Antonio. **Fadiga - Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural sob Cargas Reais de Serviço**. Editora Createspace Independent Publishing Platform Vol. I e II. 2009.
- EVANGELISTA, Sérgio Henrique. **Diagramas de limite de conformação aplicados à análise por elementos finitos de um processo de estampagem em chapas metálicas**. 2000. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo.
- FILHO, Avelino Alves. **Elementos Finitos a base da Tecnologia CAE**. Saraiva Educação SA, 2018.
- FRAZÃO GUIMARÃES, H. C., Ávila, J. A., “**Resistência dos Materiais**”, IME, 2001.
- HIBBELER, Russell C. **Resistência dos Materiais**, Terceira Edição, Livros Técnicos e Científicos Editora, Rio de Janeiro, 2000.
- IST SISTMAS. **Apostila SolidWorks®, SolidWorks® simulation**. Americana. 2011
- JUNIOR, Luís Carlos Biesek. **Detecção de Desalinhamento por Análise de Vibração**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, Paraná. 2017

KNIGHT, Charles E. **The finite element method in mechanical desing**. Boston, PWS-KENT, 1993

MARÇAL, Rui Francisco Martins; SUSIN, Altamiro A. **Detectando falhas incipientes em máquinas rotativas**. Revista Gestão Industrial, v. 1, n. 2. Curitiba, Paraná, 2005.

MARQUES, Ana Claudia; BRITO, Jorge Nei. **Importância da manutenção preditiva para diminuir o custo em manutenção e aumentar a vida útil dos equipamentos**. Brazilian Journal of Development. Vol. 7. Curitiba, Paraná, 2019.

NASCIMENTO, Bruna Américo Do. **"Eixo empenado em máquinas rotativas, mais uma maneira de detecção"**. Centro Universitário Maurício de Nassau, Recife, Pernambuco, 2016.

PERES, Ramon Moreira. **Modelagem por elementos finitos e análise experimental aplicadas ao estudo da dinâmica de um Rotor Jeffcott**. Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, São Paulo 2016.

PACHOLOK, Mariano. **Uso da Térmografia Para Avaliação do Desalinhamento de Eixos de Máquinas Rotativas: Uma ferramenta Auxiliar à Análise de Vibrações**. Dissertação de Mestrado – Pontifícia Universidade Católica do Paraná. Curitiba, Paraná. 2004.

PRÜFTECHNIK, fe leistungsgerecht differenzierender. **Condition control of existing structures by per-formance testing**. Otto-Graf-Journal, 2006.

RAO, Singiresu S. **"Vibrações Mecânicas"**. Pearson-Prentice Hall, 2008.

SENKO, Richard; RODRIGUES, Rômulo do Nascimento; ALMEIDA, Antonio; HOLANDA, Samuell Aquino. **Estudo do comportamento dinâmico de rotores e controle dos níveis de vibração sob desbalanceamento rotativo**. Campina Grande, PB, 2013.

SILVA, Bruna Tavares Vieira da. **Bancada para análise de vibração: análise de falhas em máquinas rotativas**. Universidade de Taubaté, Taubaté, São Paulo 2012.

SILVA, Victor Miranda de Amorim. **Análise estática e dinâmica de cascas cilíndricas axissimétricas pelo método dos elementos finitos**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Federal do Rio Grande do Norte.

SZYMON, Alex Antonio; PIETA, Fábio. **BANCADA DIDÁTICA DE ALINHAMENTO DE MÁQUINAS ROTATIVAS**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Campus Pato Branco, Pato Branco, Paraná 2011.

UBINHA, Jose Alexandre. **Estudo de método de identificação dos parâmetros de desbalanceamento e de fundação de máquinas rotativas**. Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP. 2005.