



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR  
Engenharia

# **Estudo e Melhoramento da Resistência à Fadiga de Veios de Giro de Carda Têxtil**

**Henrique Daniel Geraldês Domingues**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em  
**Engenharia Electromecânica**  
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael

**Covilhã, Outubro de 2010**





**UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR**

**Faculdade de Engenharia**

Departamento de Engenharia Electromecânica

**ESTUDO E MELHORAMENTO DA RESISTÊNCIA À FADIGA DE  
VEIOS DE GIRO DE CARDA TÊXTIL**

Dissertação realizada sob orientação do  
Professor Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael

Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Electromecânica



Aos meus pais e à Patrícia



## AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Professor Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael, expressar o meu agradecimento pela motivação e experiência, sempre com valiosas sugestões teóricas e análises imprescindíveis no decorrer do trabalho.

À empresa J. Gomes, Lda. - Fios e Matérias-primas para a Indústria Têxtil, localizada no Parque Industrial da Covilhã, por todo o tempo e informação cedida aquando das visitas à mesma.

Ao Professor Doutor Alexandre Borges de Miranda, pelo apoio prestado no software *Solid Works* e por ter proporcionado um local de trabalho junto dos meus colegas de curso por ele orientados.

Ao Sr. João, técnico de laboratório, por todo o tempo disponibilizado na construção de amostras na oficina e pelo computador que amigavelmente cedeu para a realização das simulações.

Aos colegas de curso por todo o apoio prestado e diversas sugestões para a elaboração deste trabalho.

Aos meus pais e à minha irmã por toda a força e incentivo, partilhando alegrias e indisposições próprias destes trabalhos. Sem eles este percurso não seria possível.

Quero agradecer especialmente à Patrícia, por todo o apoio e carinho sempre disponível ao longo deste trabalho, por todo o amor demonstrado e por ser a minha fonte de inspiração durante todo este tempo.



## RESUMO

O presente trabalho, com vista à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Electromecânica, tem como objectivo estudar um problema real existente num equipamento do sector têxtil, apresentando algumas soluções para esse efeito. A falha deste equipamento deve-se à rotura de um veio quando solicitado por diversos esforços. O estudo consiste em analisar o comportamento do veio em funcionamento, tendo em conta a possível falha por fadiga, de modo a compreender a causa da sua rotura.

Numa primeira parte é feita uma revisão bibliográfica, salientando a importância do fenómeno de fadiga e do efeito de concentração de tensões existente em diversos órgãos mecânicos, com a apresentação dos métodos usados para a realização deste estudo.

Numa segunda parte é descrito todo o problema em estudo, nomeadamente todas as forças envolvidas de forma a realizar uma completa análise teórica. É apresentada uma montagem do componente para a respectiva análise e posterior apresentação de novas soluções.

Numa terceira parte, é relatado um estudo experimental realizado sobre a influência do efeito de concentração de tensões, na presença do fenómeno de fadiga e em veios de secção circular.

Para terminar, numa quarta parte, encontra-se um conjunto de soluções que foram alvo de teste. Para tal, é exposta a descrição de um conjunto de simulações computacionais relativas a algumas geometrias diferentes, na zona de concentração de tensões. São, posteriormente, comparados todos os parâmetros das diferentes alternativas apresentadas, de forma a justificar a solução mais adequada para a resolução do problema em causa.

**PALAVRAS-CHAVE:** Órgãos mecânicos, veios, rolamento, tensões, fadiga.



## **ABSTRACT**

In order to obtain the Master degree in Electromechanical Engineering, the aim of the present work is to study a real problem that exists with textile equipment and present various solutions for it. The failure of this equipment is due to rupture of the shaft when exposed to various stresses. This study analyses the behaviour of the shaft, when in its intended application, taking into account the possible fatigue failure in order to understand the cause of its rupture.

First a review highlighting the importance of the phenomenon of fatigue and the effects of stress concentration on different mechanical parts as well as the methods used for this thesis are presented

Second the whole problem is described, including all stresses involved, in order to achieve a complete theoretical analysis. It is shown how the component is fitted for its analysis and then solutions are presented.

A third section reports a case study on the influence of the effects of stress concentration in the presence of fatigue of a shaft of circular cross-section.

Finally a set of solutions are found and tested. For this a set of computer simulations for different geometries in the region of stress concentration is described. Then all the parameters of the alternatives presented are compared in order to determine the most appropriate solution for the problem at hand.

**KEYWORDS:** Mechanical organs, shafts, bearing, stress, fatigue,



## ÍNDICE GERAL

SIMBOLOGIA .....	XV
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XVII
ÍNDICE DE TABELAS .....	XIX
<b>CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1 Objectivos.....	2
1.2 Estrutura da dissertação .....	2
<b>CAPÍTULO 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>5</b>
2.1 Efeito de fadiga .....	7
2.1.1 Caracterização do processo de fadiga .....	8
2.1.2 Ciclos de tensão de fadiga .....	8
2.1.2.1 Ciclos com amplitude de tensão constante .....	8
2.1.2.2 Ciclos com amplitude de tensão variável. ....	10
2.1.3 Resistência à fadiga.....	10
2.1.3.1 Tensão limite de fadiga .....	11
2.1.4 Factores de correcção da tensão limite de fadiga .....	13
2.1.5 Sensibilidade ao entalhe .....	15
2.1.6 Critérios usados na resistência à fadiga .....	15
2.2 Efeito de concentração de tensões .....	17
<b>CAPÍTULO 3 ANÁLISE DO PROBLEMA.....</b>	<b>19</b>
3.1 Dimensões do veio .....	20
3.1.1 Características do material .....	20
3.2 Cálculos efectuados .....	22
3.2.1 Forças axiais aplicadas .....	22
3.2.1.1 Força axial estática aplicada.....	22
3.2.1.2 Força axial dinâmica aplicada .....	23
3.2.2 Flexão .....	24
3.2.3 Efeito de concentração de tensões.....	30
3.2.4 Fadiga .....	32
3.3 Tipo de rolamento aplicado.....	34

<b>CAPÍTULO 4 ESTUDO EXPERIMENTAL DO EFEITO DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES ..</b>	<b>37</b>
4.1 Amostras produzidas à escala real .....	37
4.1.1 Simulação da amostra com geometria real .....	37
4.1.2 Simulação das amostras com geometrias alteradas .....	41
4.2 Amostras produzidas à escala reduzida.....	41
4.2.1 Simulação da amostra de escala reduzida com $r = 0$ .....	42
4.2.2 Simulação da amostra de escala reduzida com $r = 0,5$ . .....	45
<b>CAPÍTULO 5 SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS E SOLUÇÕES PROPOSTAS .....</b>	<b>49</b>
5.1 Análise do veio real .....	49
5.2 Análise das diversas soluções testadas.....	56
5.2.1 Solução 1 .....	56
5.2.2 Solução 2 .....	57
5.2.3 Solução 3 .....	59
5.3 Ensaio do comportamento á flexão .....	60
5.3.1 Chanfro radial com raio de 4 [mm] .....	60
5.3.2 Chanfro radial com raio de 5 [mm] .....	61
5.3.3 Chanfro radial com raio de 6 [mm] .....	62
5.4 Discussão de resultados .....	62
5.5 Substituição do rolamento aplicado.....	65
5.5.1 Alteração da chumaceira de rolamentos.....	68
<b>CAPÍTULO 6 CONCLUSÕES .....</b>	<b>71</b>
6.1 Trabalhos futuros .....	72
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>73</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>75</b>
<b>ANEXO A - CARACTERÍSTICAS DO AÇO UTILIZADO .....</b>	<b>77</b>
<b>ANEXO B - CARACTERÍSTICAS DO ROLAMENTO SUGERIDO .....</b>	<b>79</b>
<b>ANEXO C - DIMENSÕES DO CASQUILHO E DA ANILHA DE ENCOSTO.....</b>	<b>81</b>

## SIMBOLOGIA

N	Número de ciclos de aplicação de carga
R	Razão de tensões.
A	Razão de amplitude.
$R_m$	Tensão de rotura.
$R_e$	Tensão de cedência.
b	Expoente de resistência à fadiga.
d	Diâmetro nominal.
$d_{ef}$	Diâmetro efectivo.
$d_e$	Diâmetro exterior
$d_i$	Diâmetro interior
F	Força aplicada
$F_d$	Força dinâmica
$D_1$	Diâmetro interior da rosca interior
$d_1$	Diâmetro interior da rosca exterior
$D_2$	Diâmetro dos flancos da rosca interior
$d_2$	Diâmetro dos flancos da rosca exterior
D	Diâmetro nominal da rosca interior
d	Diâmetro nominal da rosca exterior
H	Altura do triângulo fundamental da rosca
$F_i$	Força de aperto inicial
m	Massa do veio
M	Binário de aperto
$M_f$	Momento flector
P	Peso do veio
V	Volume do tubo de aço
$\rho$	Densidade do aço
L	Comprimento do tubo de aço
$r_e$	Raio externo do tubo de aço
$r_i$	Raio interno do tubo de aço
E	Módulo de elasticidade
I	Momento de inércia
$L_{10h}$	Vida nominal básica em horas de funcionamento
$L_{na}$	Duração de vida atingível
$P_c$	Carga dinâmica equivalente do rolamento
p	Expoente da equação de vida do rolamento
n	Velocidade de rotação do veio
$\sigma$	Tensão nominal
$\sigma_{máx}$	Tensão máxima aplicada.
$\sigma_{min}$	Tensão mínima aplicada.
$\sigma_m$	Tensão média.
$\sigma_a$	Tensão alternada.
$\sigma_{f,N}$	Tensão de resistência à fadiga para N ciclos.
$\sigma_{f,0}$	Tensão limite de fadiga.
$\sigma'_f$	Coeficiente de resistência à fadiga.
$\omega$	Velocidade angular



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 – Máquina de carda têxtil, a) tapetes de torção de lã, b) veio de excêntricos (cambota).....	2
Figura 2.1 – Gráfico típico das curvas S-N [12]......	7
Figura 2.2 – Curvas S-N com a evolução do fenómeno de fadiga (adaptado de [12]).....	8
Figura 2.3 – Representação de carregamento cíclico com amplitude de tensão constante [14].	9
Figura 2.4 – Representação de outros tipos de ciclos com amplitude de tensão constante, a) tipo triangular, b) tipo trapezoidal [13]. .....	9
Figura 2.5 – Representação de carregamento cíclico com amplitude de tensão variável, a) por blocos, b) aleatório [13]. .....	10
Figura 2.6 – Exemplo de rotura por fadiga de um material, a) iniciação da fenda em três pontos (setas) e zona da sobrecarga final (círculo), b) ampliação da secção da fenda com melhor visualização das estrias. [2]. .....	10
Figura 2.7 – Curva S-N típica dos aços (adaptado de [1]). .....	11
Figura 2.8 – Sensibilidade ao entalhe para tensões axiais e de flexão (adaptado de [1]). .....	15
Figura 2.9 – Efeito da tensão média na resistência à fadiga [12]. .....	16
Figura 2.10 – Representação gráfica dos vários critérios utilizados (adaptado de [1]). .....	16
Figura 2.11 – Representação típica da aplicação de um rolamento num veio (adaptado de [6]). .....	18
Figura 2.12 – Técnicas adoptadas para a redução de concentração de tensões (adaptado de [6]).....	18
Figura 3.1 – Esquema representativo de cada par de tapetes rolantes. ....	19
Figura 3.2 – Dimensões do troço de veio que contém a chumaceira de rolamentos. ....	20
Figura 3.3 – Realização do ensaio de dureza .....	21
Figura 3.4 – Representação esquemática do perfil de roscas triangulares métricas (adaptado de [1])......	22
Figura 3.5 – Representação esquemática do veio de excêntricos. ....	23
Figura 3.6 – Representação da zona crítica no veio com a aplicação das forças axiais estática e dinâmica. ....	24
Figura 3.7 – Mecanismo utilizado para afinação do tapete rolante .....	25
Figura 3.8 – Esquema da montagem do veio na máquina de carda. ....	26
Figura 3.9 – Esquema ilustrativo da deformação do veio em relação à linha de eixo inicial.....	27
Figura 3.10 – a) Vista geral do mecanismo de fixação e ajuste dos veios, b) Visualização do desgaste do apoio do veio. ....	28
Figura 3.11 – Esquema ilustrativo da deformação do veio durante o funcionamento da máquina. ....	30
Figura 3.12 – Gráfico de factores de concentração de tensões para veios sujeitos a forças axiais [6]......	31
Figura 3.13 – Representação gráfica do tipo de solicitação aplicada. ....	32
Figura 3.14 – Representação gráfica da aplicação do critério de “Goodman” para as tensões calculadas. ....	34
Figura 3.15 – Representação do rolamento utilizado, a) vista em corte com visualização da geometria do anel interior e exterior, b) sentido da força axial (seta) suportada por cada carreira de esferas [18,19]. .....	35
Figura 3.16 – Montagem da chumaceira de rolamentos do veio.....	36
Figura 4.1 – Dimensões das três amostras construídas para simulação. ....	38
Figura 4.2 – Fixação da amostra para realização do ensaio na máquina <i>INSTRON</i> . ....	39
Figura 4.3 – Diagrama de Goodman para cálculo da tensão alternada segundo uma vida finita. ....	40
Figura 4.4 – Zona de rotura da amostra após ensaio de fadiga, a) vista longitudinal, b) secção transversal. ....	41

Figura 4.5 – Dimensões das amostras de escala reduzida .....	42
Figura 4.6 – Fixação da amostra para realização do ensaio na máquina <i>INSTRON</i> . .....	43
Figura 4.7 – Diagrama de Goodman para cálculo da tensão alternada segundo uma vida finita. ....	44
Figura 4.8 – Rotura da amostra, com $r = 0$ [mm], após ensaio de fadiga, a) vista longitudinal, b) e c) secção transversal. ....	45
Figura 4.9 – Rotura da amostra, com $r = 0.5$ [mm], após ensaio de fadiga, a) vista longitudinal, b) e c) secção transversal. ....	47
Figura 5.1 – Tensões obtidas na peça real, após aplicação de forças axiais.....	49
Figura 5.2 – Ampliação da zona de concentração de tensões da simulação da peça real. ....	50
Figura 5.3 – Tensão obtida após aplicação de força de flexão de 1 [kN]. ....	51
Figura 5.4 – Deformação obtida após aplicação de força de flexão de 1 [kN]. ....	51
Figura 5.5 – Tensão obtida após aplicação de força de flexão de 2 [kN]. ....	52
Figura 5.6 – Deformação obtida após aplicação de força de flexão de 2 [kN]. ....	52
Figura 5.7 – Tensão obtida após aplicação de força de flexão de 3 [kN]. ....	53
Figura 5.8 – Deformação obtida após aplicação de força de flexão de 3 [kN]. ....	53
Figura 5.9 – Tensões obtidas para o conjunto de forças.....	54
Figura 5.10 – Ampliação da zona de concentração de tensões, em corte, para o conjunto de forças. ....	54
Figura 5.11 – Deformação obtida para o conjunto de forças.....	55
Figura 5.12 – Representação da malha após simulação, através do método <i>h-adaptive</i> . ....	55
Figura 5.13 – Representação gráfica da evolução da tensão ao longo da simulação (loops). ..	56
Figura 5.14 – Tensões obtidas para o conjunto de forças, considerando um raio $r = 1$ [mm]. ...	56
Figura 5.15 – Ampliação da zona de concentração de tensões, em corte, para o conjunto de forças, com $r = 1$ [mm]. ....	57
Figura 5.16 – Deformação obtida para o conjunto de forças com $r = 1$ [mm]......	57
Figura 5.17 – Tensões obtidas para o conjunto de forças, com um chanfro longitudinal de $r = 1$ [mm]. ....	58
Figura 5.18 – Deformação obtida para o conjunto de forças, com um chanfro longitudinal de $r = 1$ [mm]. ....	58
Figura 5.19 – Ampliação da zona de concentração de tensões, em corte, para o conjunto de forças com um chanfro longitudinal de $r = 1$ [mm]. ....	58
Figura 5.20 – Tensões obtidas para o conjunto de forças, considerando um raio $r = 1$ [mm] e um chanfro radial. ....	59
Figura 5.21 – Deformação obtida para o conjunto de forças com $r = 1$ [mm] e um chanfro radial. ....	59
Figura 5.22 – Tensão obtida para o veio com um chanfro radial de 4 [mm]......	60
Figura 5.23 – Deformação obtida para o veio com um chanfro radial de 4 [mm]. ....	61
Figura 5.24 – Tensão obtida para o veio com um chanfro radial de 5 [mm]......	61
Figura 5.25 – Deformação obtida para o veio com um chanfro radial de 5 [mm]. ....	61
Figura 5.26 – Tensão obtida para o veio com um chanfro radial de 6 [mm]......	62
Figura 5.27 – Deformação obtida para o veio com um chanfro radial de 6 [mm]. ....	62
Figura 5.28 – Evolução da deformação em função da carga, para os três carregamentos de flexão .....	63
Figura 5.29 – Comparação dos valores obtidos entre o veio real e as diversas soluções apresentadas. ....	64
Figura 5.30 – Registo dos valores das deformações obtidas com a aplicação de uma força de flexão constante, considerando a colocação do chanfro radial. ....	65
Figura 5.31 – Substituição do rolamento aplicado, a) vista em corte com visualização da geometria do anel interior e exterior, b) vista em 3D [18,19]. ....	66
Figura 5.32 – Representação em corte da montagem final sugerida. ....	68
Figura 5.33 – Representação em corte da montagem final sugerida com rotação angular do rolamento. ....	69

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 – Factores de acabamento superficial [1].	13
Tabela 2.2 – Factores de fiabilidade [1].	14
Tabela 3.1 – Dados do veio	20
Tabela 3.2 – Valores obtidos nos ensaios de dureza.	21
Tabela 3.3 – Características do material usado na construção do veio	21
Tabela 3.4 – Peso do tubo utilizado	26
Tabela 3.5 – Valor da deformação obtido.	27
Tabela 3.6 – Valores obtidos da força concentrada aplicada.	28
Tabela 3.7 – Especificações dos rolamentos utilizados [18].	35
Tabela 4.1 – Resultados obtidos após ensaio (amostra com geometria real).	40
Tabela 4.2 – Resultados obtidos após ensaio (amostra com $r = 0$ ).	44
Tabela 4.3 – Resultados obtidos após ensaio (amostra com $r = 0,5$ ).	47
Tabela 5.1 – Valores obtidos para as várias forças de flexão	53
Tabela 5.2 – Comparação dos valores das soluções apresentadas.	63
Tabela 5.3 – Comparação dos valores do comportamento à flexão.	64
Tabela 5.4 – Especificações gerais do novo rolamento a aplicar [18].	65



# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

---

Actualmente, os problemas relacionados com a fractura dos materiais de elementos mecânicos constituem grandes preocupações na indústria do sector metalo-mecânico. Este sector apresenta, por vezes, perdas elevadas associadas à vida dos componentes mecânicos, quando esta não é cumprida devido à fractura prematura do material, ocorrendo de forma súbita, contrariamente aos fenómenos associados ao desgaste que provocam uma perda de eficiência de forma contínua.

Na fase de projecto, a selecção de um material para a construção de um elemento mecânico é uma das decisões mais importantes. Os principais factores que são tidos em conta na escolha do material estão relacionados com o tipo de solicitações aplicadas (tipo estático ou dinâmico), como por exemplo esforços axiais, de torção e de flexão. Estas considerações são geralmente tidas em conta antes de estar definida a geometria da peça, ou seja, antes de serem atribuídas as dimensões. No entanto, há situações em que o estudo para a selecção do material não é relevante, uma vez que existem elementos mecânicos que não suportam quaisquer tipos de cargas [1].

Uma das formas mais comuns utilizadas em órgãos mecânicos de máquinas para transmitir energia ou movimento são os veios de secção circular. Os veios são um exemplo claro de elementos de máquinas que se encontram constantemente a ser solicitados por forças estáticas e dinâmicas. Por sua vez estes elementos, devido às diversas cargas a que estão sujeitos, entram em rotura que pode ser devida ao desgaste contínuo do material, ou por fadiga. Um exemplo concreto deste tipo de componentes é o caso de veios utilizados em máquinas de carda associadas ao sector têxtil, os quais são alvo do conteúdo deste trabalho.

Nas máquinas de carda têxtil existe um conjunto de tapetes rolantes projectados com o objectivo de ceder determinada torção ao fio de lã. Estes encontram-se agrupados dois a dois, em constante movimento de rotação, passando a lã entre eles, como se pode visualizar na Figura 1.1 - a). Os tapetes rolantes são constituídos por dois veios de secção circular que se encontram ligados, numa extremidade, a um outro mecanismo (veio de excêntricos/cambota) que provoca o movimento de translação, como se pode ver na Figura 1.1 - b). Desta forma, cada par de tapetes encontra-se em movimento inverso entre eles, o que provoca uma determinada torção ao fio de lã que os atravessa.

## 1. Introdução

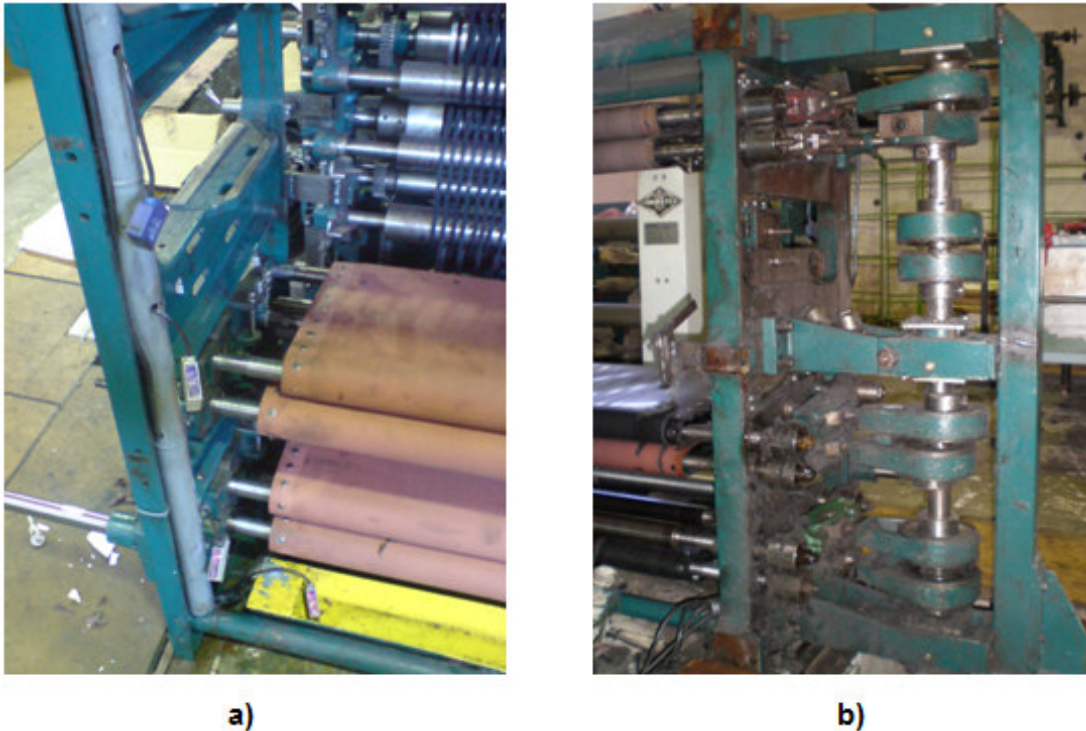


Figura 1.1 - Máquina de carda têxtil, a) tapetes de torção de lã, b) veio de excêntricos (cambota).

### 1.1 OBJECTIVOS

O objectivo principal deste trabalho consiste em propor novas soluções a nível geométrico relativamente a veios existentes numa máquina de “carda” utilizada no sector têxtil. O principal problema consiste na fractura de um veio quando solicitado por alguns esforços, nomeadamente esforços axiais estáticos, axiais e de flexão dinâmicos. Pretende-se portando apresentar algumas soluções de forma a obter uma máxima resistência do veio em estudo, para evitar futuras intervenções indesejadas.

### 1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A presente dissertação apresenta a seguinte estrutura:

**Capítulo 1:** Introdução - Neste capítulo é feita uma breve introdução e descritos os objectivos da dissertação.

**Capítulo 2:** Revisão Bibliográfica - Neste capítulo é feita uma revisão do fenómeno de fadiga e do efeito de concentração de tensões, apresentando todas as equações necessárias para o seu estudo. É ainda feita uma breve descrição do método dos elementos finitos.

**Capítulo 3:** Análise do problema - Neste capítulo é efectuada uma análise completa do componente em estudo nomeadamente o tipo de material utilizado, todos os esforços envolvidos, o efeito de concentração de tensões existente, o efeito de fadiga e o tipo de rolamento aplicado.

## 1. Introdução

**Capítulo 4:** Estudo experimental do efeito de concentração de tensões - É descrito um estudo efectuado relativamente ao efeito de concentração de tensões na presença do fenómeno de fadiga. Foram realizados diversos provetes de diferentes geometrias, submetidos posteriormente a um ensaio numa máquina de ensaios de fadiga, para comparação de resultados.

**Capítulo 5:** Soluções propostas - Neste capítulo são apresentadas diversas soluções baseadas em simulações computacionais através do método dos elementos finitos, com o objectivo de melhorar a durabilidade do componente.

**Capítulo 6:** Conclusões - Por fim são apresentadas as conclusões retiradas do presente trabalho, assim como algumas sugestões para trabalhos futuros nesta área de estudo.



# CAPÍTULO 2

## REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

---

As estruturas e componentes metálicos aplicados na indústria podem ser constantemente solicitados por cargas (forças), sendo estas do tipo estático ou dinâmico. As solicitações estáticas são caracterizadas por serem constantes ao longo do tempo, ou seja, são forças cujo valor é fixo ao longo do tempo. Por outro lado, as solicitações dinâmicas são caracterizadas por variar ao longo tempo.

Na prática verifica-se que cerca de 90% de todas as roturas de componentes estruturais é devido ao fenómeno de fadiga que ocorre nos materiais que se encontram constantemente a ser solicitados por carregamentos cíclicos [2]. Deste modo a previsão e prevenção relativamente à rotura por fadiga de um material devem ser os principais objectivos de cada projecto mecânico [3]. Reconhecendo a importância deste fenómeno, como sendo a principal causa da destruição de equipamentos mecânicos, a investigação sobre a fadiga é aquela que apresenta maior prioridade na área de projecto e comportamento mecânico de materiais [4].

O fenómeno de fadiga começou a ter maior importância económica em meados do século XIX. Rankine e Glynn foram os primeiros engenheiros a identificar o crescimento de uma fenda num material como principal mecanismo de fadiga em 1843, pois nesta altura houve um acidente no tráfego ferroviário onde o eixo dianteiro de uma carruagem falhou de repente [2]. Também nessa altura o engenheiro alemão August Wohler conduziu uma investigação sistemática sobre os eixos de um comboio, procurando saber porque é que os eixos partiam durante a aplicação de cargas repetidas cujo valor seria menor que algumas cargas estáticas aplicadas. Esse estudo permitiu introduzir as curvas S-N (também conhecidas como curvas de Wohler) para caracterizar o comportamento à fadiga de materiais [2].

Existem diversos métodos utilizados com o objectivo de obter uma avaliação detalhada de materiais sujeitos a carregamentos cíclicos. Com base no estudo de Morrow e nas equações de Basquin, foi desenvolvido um método de cálculo, designado de “PHYBAL” para determinar a resistência à fadiga de um provete de aço SAE 4140 (42CrMo4) [5]. As aplicações de cargas cíclicas de amplitude constante com valor aproximado de 80% do limite de resistência são inseridas periodicamente com o objectivo de medir a amplitude de deformação plástica. Durante a aplicação destas cargas procede-se à variação da temperatura de alta precisão e à introdução de corrente

## 2. Revisão Bibliográfica

eléctrica numa extremidade do provete, de forma a conhecer a resistência à passagem da corrente eléctrica ao longo do material [5].

Este método permitiu concluir que a amplitude de deformação plástica, a mudança de temperatura e as mudanças nas medidas de resistência eléctricas são adequadas para caracterizar o comportamento à fadiga sob carregamento de amplitude constante. De acordo com este método um teste de aumento de carga e dois testes de amplitude de tensão constante são suficientes para o cálculo preciso das curvas S-N. Este método foi ainda adoptado para o estudo de vários materiais como o alumínio, magnésio e aços utilizados em rodas de transporte ferroviário. A grande vantagem deste método consiste na enorme economia de tempo (cerca de dois dias em cada material) e de custos, em relação ao método convencional das curvas S-N exigindo cerca de 30 dias para testes de amplitude constante até atingir  $10^6$  ciclos de carregamento [5].

Além do fenómeno de fadiga existente nos materiais, o efeito de concentração de tensões é outro parâmetro a ter em conta na fase de um projecto mecânico. O efeito da concentração de tensões é geralmente encontrado em eixos de máquinas (veios) ou nos componentes que contenham descontinuidades geométricas significativas. Os resultados existentes na literatura sobre o estudo da concentração de tensões, nomeadamente os existentes em *Peterson's* [6], apresentam um erro de cerca de 10% para uma vasta gama de descontinuidades geométricas. Estes resultados encontram-se disponíveis sob a forma de gráficos [7].

Nas últimas décadas tem havido melhorias significativas na fase de projecto de engenharia devido ao uso generalizado de ferramentas computacionais. A optimização da durabilidade de um elemento mecânico é um factor importante a ter em conta no projecto do mesmo, devido à sua contribuição para um menor custo, tipo de material e poupança de tempo no projecto. Deste modo, a optimização de um componente mecânico consiste em descobrir o perfil mais adequado de modo a melhorar as suas propriedades mecânicas e minimizar alguns parâmetros como por exemplo o peso do componente e a concentração de tensões aplicadas em determinadas zonas do mesmo [8].

Actualmente a análise mais utilizada para o estudo da concentração de tensões existente em diversos componentes mecânicos baseia-se no Método dos Elementos Finitos (MEF).

O MEF é uma técnica de análise numérica destinada à obtenção de soluções aproximadas de problemas dirigidos por equações diferenciais. Embora o método tenha sido originalmente desenvolvido para a análise de tensões existentes em elementos estruturais, é actualmente aplicado a uma grande variedade de problemas de engenharia [9]. Devido às características de eficiência e flexibilidade, o MEF apresenta actualmente

## 2. Revisão Bibliográfica

uma grande difusão tanto no meio académico como no industrial, estando disponível em grande número de *softwares* comerciais existentes no mercado.

A grande vantagem do uso do MEF reside no facto de, devido à complexidade dos problemas reais de engenharia (tais como aqueles que envolvem comportamento não linear, geometrias complexas, etc.) as soluções analíticas se tornam inviáveis ou mesmo impossíveis. Deste modo, deve recorrer-se a técnicas capazes de fornecer soluções numéricas aproximadas [10].

### 2.1 EFEITO DE FADIGA

As estruturas e componentes mecânicos quando se encontram sujeitos a forças dinâmicas são susceptíveis a rotura por fadiga. A aplicação de cargas de natureza cíclica no material pode provocar a iniciação e o crescimento de uma fissura. Quando o crescimento da fissura no material é suficientemente significativo, de tal forma que a restante área transversal da secção não suporte a carga aplicada, o material entra em rotura [2,11].

Com o avançar da fissura no material, vão sendo criadas pequenas “estrias”, formando uma grande quantidade de marcas concêntricas. Estas marcações no material são as posições onde há uma pausa no crescimento da fissura enquanto aguarda um novo ciclo de carga suficiente para o seu avanço. Na prática, a criação de uma fissura que posteriormente leva à rotura do material, pode ter como origem o desgaste da superfície do material ou o seu estado superficial (tipo de acabamento, corrosão, entre outros) [2].

A resistência à fadiga é função do número de ciclos do carregamento, sendo inversamente proporcional, ou seja, um aumento do número de ciclos corresponde a uma menor resistência à fadiga.

As curvas S-N (Figura 2.1) representam no eixo das ordenadas a amplitude de tensão aplicada ( $S$ ) e no eixo das abcissas o número de ciclos ( $N$ ) até à rotura do material.

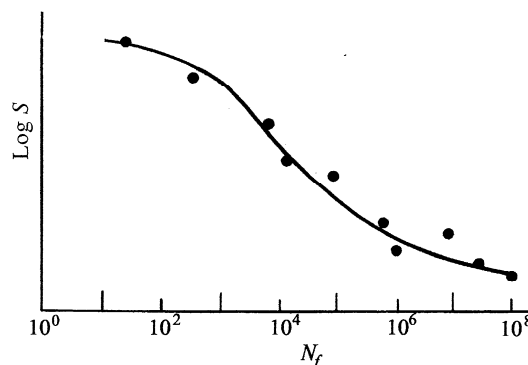


Figura 2.1 - Gráfico típico das curvas S-N [12].

### 2.1.1 Caracterização do processo de fadiga

Quanto à evolução do fenómeno de fadiga existente nos materiais, verifica-se que inicialmente é provocada pelo aparecimento (nucleação) da(s) fenda(s). Esta, por sua vez, está directamente relacionada com a existência de descontinuidades e/ou singularidades do material onde se verifica uma concentração das tensões aplicadas. A existência e um possível aumento de um carregamento dinâmico vai provocar um crescimento e propagação da fenda até que a determinada altura ocorre a fractura final do material. A Figura 2.2 mostra as curvas S-N representando a evolução do fenómeno de fadiga [12].

### 2.1.2 Ciclos de tensão de fadiga

Como já referido anteriormente, o fenómeno de fadiga ocorre apenas em elementos mecânicos onde a tensão aplicada seja variável no tempo (carga dinâmica). Os ciclos de tensão encontram-se divididos em dois grupos [13]:

- Ciclos (solicitações) com amplitude de tensão constante;
- Ciclos (solicitações) com amplitude de tensão variável.

#### 2.1.2.1 Ciclos com amplitude de tensão constante

Uma solicitação com amplitude de tensão constante contém, para os diversos ciclos (N) de carregamento, uma amplitude de tensão constante, ou seja, não varia com o tempo. Os exemplos mais comuns que se encontram solicitados desta forma são os elementos rotativos de velocidade constante como veios de engrenagens, rolamentos, entre outros. Este tipo de solicitações pode ser aplicado de três formas distintas: a) alternado, b) repetido, c) pulsante ( $\sigma_{min}=0$ ). A Figura 2.3 representa à esquerda uma solicitação do tipo alternada, ou seja, contém uma parte de tensão negativa (compressão) e uma parte de tensão positiva (tracção). À direita apresenta uma solicitação do tipo repetida, em que a tensão é sempre positiva (tracção) variando apenas de intensidade [13].

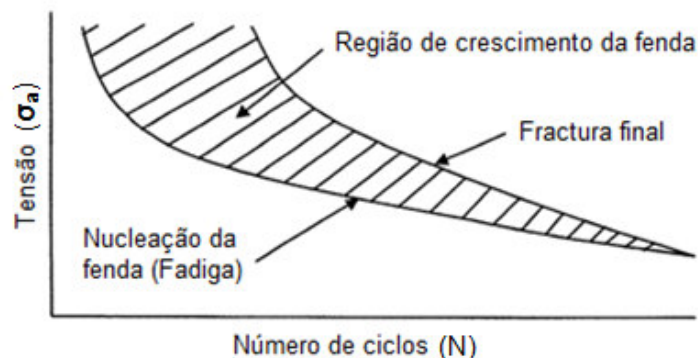


Figura 2.2 - Curvas S-N com a evolução do fenómeno de fadiga (adaptado de [12]).

## 2. Revisão Bibliográfica

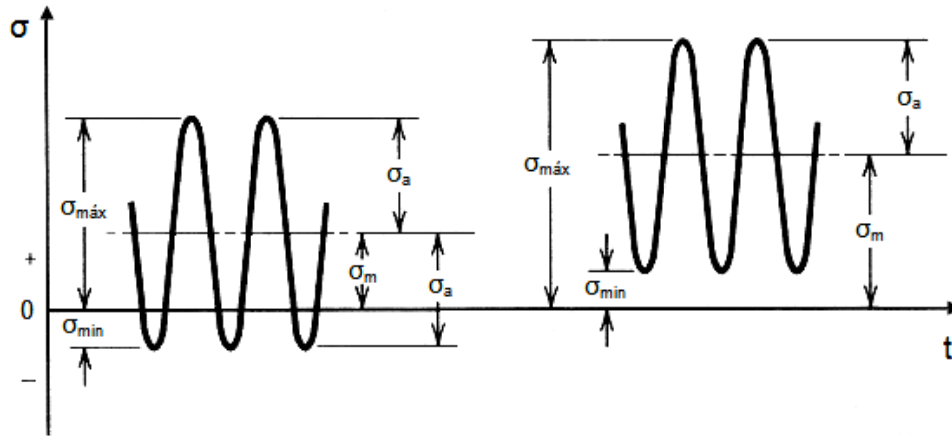


Figura 2.3 - Representação de carregamento cíclico com amplitude de tensão constante [14].

As variáveis utilizadas nos ciclos aplicados são definidas da seguinte forma [1]:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a \quad , \quad \sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a \quad (2.1)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (2.2)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right| \quad (2.3)$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad , \quad A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (2.4)$$

sendo  $\sigma_{\max}$ ,  $\sigma_{\min}$ ,  $\sigma_m$ ,  $\sigma_a$ ,  $R$ ,  $A$ , a tensão máxima, a tensão mínima, a tensão média, a tensão alternada, a razão de tensões e razão de amplitude, respectivamente. O parâmetro  $R$  é a condição referência usada para testar as propriedades da fadiga. Quando  $R=0$ , ou seja, ( $\sigma_{\min}=0$ ) a solitação é pulsante cujo ciclo de carga varia entre a carga nula e a carga de tracção. Quando  $R<0$ , existe uma inversão completa do sentido da carga, sendo neste caso do tipo alternada. Se  $R>0$  a carga aplicada é apenas de tracção, sendo do tipo repetida.

A Figura 2.4 apresenta outros tipos de carregamentos onde a tensão aplicada se comporta maneira diferente [12].

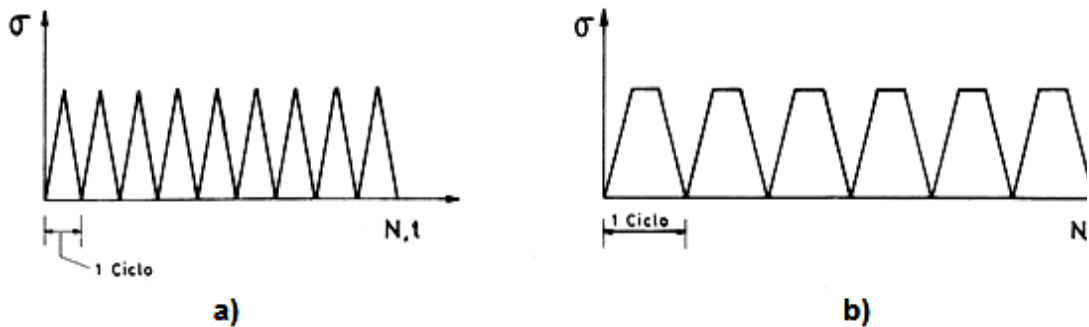


Figura 2.4 - Representação de outros tipos de ciclos com amplitude de tensão constante, a) tipo triangular, b) tipo trapezoidal [13].

## 2. Revisão Bibliográfica

### 2.1.2.2 Ciclos com amplitude de tensão variável.

Os ciclos com amplitude de tensão variável, consistem na aplicação de tensões cuja amplitude varia constantemente com o tempo. Este tipo de solicitações pode ser: a) composto por blocos, b) aleatório ou irregular. As aplicações práticas sujeitas a este tipo de carregamento são diversas, sendo o estudo do fenómeno de fadiga mais complexo. Nestes casos a aplicação real passa a ser representada por vários blocos com amplitude de tensão constante (Figura 2.5.a)) ou de forma aleatória (Figura 2.5.b)) [13].

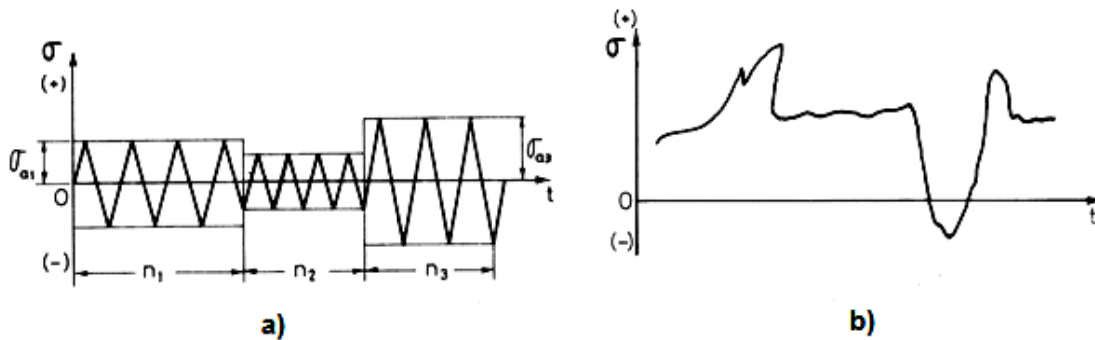


Figura 2.5 - Representação de carregamento cíclico com amplitude de tensão variável, a) por blocos, b) aleatório [13].

A Figura 2.6 mostra o exemplo típico da rotura de um material por fadiga. Neste caso verifica-se que a falha por fadiga teve início em três pontos diferentes, onde claramente são visíveis as “estrias” [2].

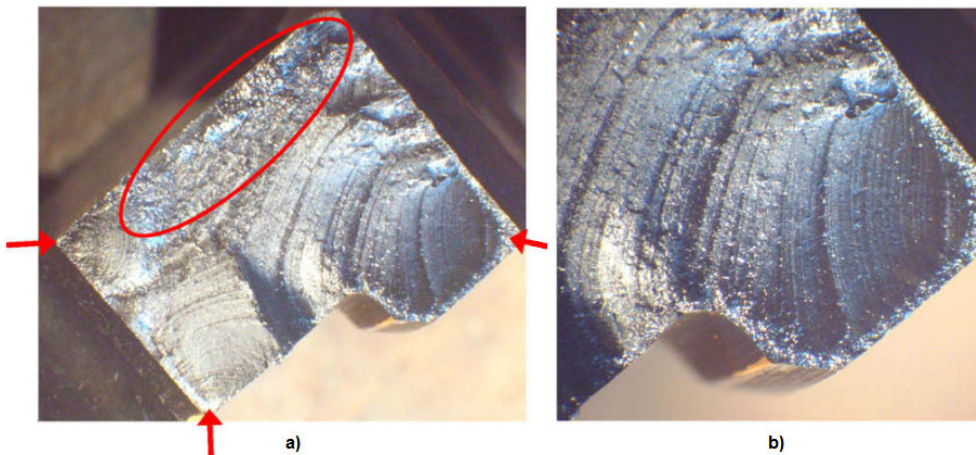


Figura 2.6 - Exemplo de rotura por fadiga de um material, a) iniciação da fenda em três pontos (setas) e zona da sobrecarga final (círculo), b) ampliação da secção da fenda com melhor visualização das estrias. [2].

### 2.1.3 Resistência à fadiga

Para o dimensionamento à fadiga é necessário ter presente o número de ciclos (N) da aplicação da carga. Por sua vez, para este estudo, o número de ciclos encontra-se dividido em dois intervalos: a) fadiga a baixo número de ciclos (fadiga oligocíclica), b) fadiga a alto número de ciclos. Na prática, testes de fadiga efectuados a diversos tipos

## 2. Revisão Bibliográfica

de materiais, os quais são submetidos a diversos números de ciclos, comprovam que na generalidade os metais e polímeros são mais sensíveis à rotura por fadiga. Os materiais cerâmicos apresentam uma maior resistência à fadiga [2].

No caso concreto dos aços, a fadiga a baixo número de ciclos é aquela em que o número de ciclos até rotura do material é inferior a  $10^3$  ciclos (ver Figura 2.7). Neste intervalo a resistência à fadiga ( $\sigma_{f,N}$ ) é ligeiramente inferior à tensão de rotura ( $R_m$ ). Por outro lado a fadiga a alto número de ciclos é aquela em que o número de ciclos até rotura é superior a  $10^3$  ciclos. Neste intervalo verifica-se que existe um período, que corresponde a um número de ciclos compreendido entre  $10^3$  e  $10^6$  ciclos, em que o material possui um tempo de duração (vida finita). Acima de  $10^6$  ciclos considera-se que possui vida infinita (ver Figura 2.7).

Os cálculos para o dimensionamento à fadiga são efectuados estabelecendo uma tensão admissível, tendo como base uma determinada duração. A esta tensão admissível será associado um determinado coeficiente de segurança, conforme a situação. Este estudo tem como base métodos utilizados de aproximação ao diagrama típico S-N [1]. O gráfico seguinte representa a curva característica de resistência à fadiga típica de aços, onde se verifica que um maior número de ciclos corresponde a uma menor resistência à fadiga.

### 2.1.3.1 Tensão limite de fadiga

A tensão limite de fadiga ( $\sigma_{f0}$ ) utilizada no dimensionamento de um aço é função da tensão de rotura do mesmo. Esta tensão, após diversos ensaios de provetes pode ser calculada da seguinte forma [1,12]:

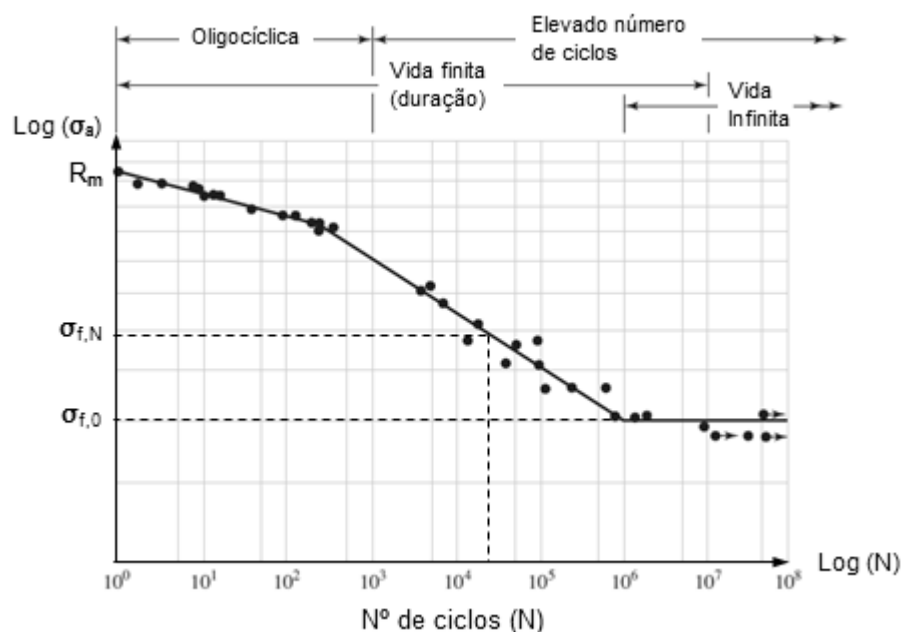


Figura 2.7 - Curva S-N típica dos aços (adaptado de [1]).

## 2. Revisão Bibliográfica

- $\sigma_{f_0} = 0,504 \cdot R_m$  (para  $R_m \leq 1460$  MPa).
- $\sigma_{f_0} = 740$  MPa (para  $R_m \geq 1460$  MPa).

A tensão de resistência à fadiga ( $\sigma_{f,N}$ ) de um determinado componente, é calculada da seguinte maneira [1]:

$$\sigma_{f,N} = a \cdot N^b \quad (2.5)$$

$$N = \left( \frac{\sigma_{f,N}}{a} \right)^{1/b} \quad (2.6)$$

As constantes  $a$  e  $b$  são definidas pelos pontos correspondentes a  $10^3$  e  $10^6$  ciclos, entre os quais corresponde ao intervalo de vida finita.

$$\sigma_{f_0} \Rightarrow N = 10^6 \text{ Ciclos}$$

$$N = 10^3 \Rightarrow \sigma_{f,10^3} = f R_m$$

Assim, da equação (2.5), a constante  $a$  fica:

$$a = \frac{(f \cdot R_m)^2}{\sigma_{f_0}} \quad (2.7)$$

Para o cálculo da constante  $b$  e  $f$ , recorre-se à lei de Basquin [1,12]:

$$\sigma_a = \sigma_f' (2 \cdot N)^b \quad (2.8)$$

O expoente da resistência à fadiga ( $b$ ) fica [1]:

$$b = - \left( \frac{\log \left( \frac{\sigma_f'}{\sigma_{f_0}} \right)}{\log (2 \times 10^6)} \right) \quad (2.9)$$

Do mesmo modo, considerando a seguinte relação, obtêm-se a equação para determinar o valor de  $f$ .

$$N = 10^6 \text{ ciclos} \Rightarrow 2 \cdot N = 2 \times 10^6 \text{ ciclos} \rightarrow \begin{cases} \sigma_a = \sigma_{f_0} \\ \sigma_a = f \cdot R_m \end{cases}$$

Obtêm-se:

$$f \cdot R_m = \sigma_f' (2 \times 10^3)^b \quad (2.10)$$

Logo:

$$f = \frac{\sigma_f'}{R_m} \times (2 \times 10^3)^b \quad (2.11)$$

O parâmetro  $\sigma_f'$ , sempre que a dureza do material seja  $H_B \leq 500$ , é dado pela seguinte relação [1]:

$$\sigma_f' = R_m + 345 \text{ [Mpa]} \quad (2.12)$$

## 2. Revisão Bibliográfica

### 2.1.4 Factores de correcção da tensão limite de fadiga

O cálculo da tensão limite de fadiga anteriormente apresentado e respectiva curva S-N é baseado em diversos ensaios de laboratório, cujas condições são específicas (pequeno provete, superfícies polidas, ausência de concentração de tensões significativas, entre outros).

Na prática é de esperar que a resistência de um componente mecânico ou estrutural seja menor que a obtida num provete de laboratório. Deste modo deve proceder-se à correcção da curva S-N (teórica), através da aplicação de factores de correcção de fadiga. Estes factores são dados pela seguinte equação [1]:

$$\sigma_{f0}^{el} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{f0}^{pr} \quad (2.13)$$

Sendo:

- $k_a$  - Factor de acabamento superficial ou de rugosidade;
- $k_b$  - Factor de dimensão ou tamanho;
- $k_c$  - Factor de carga (tipo de esforço);
- $k_d$  - Factor de temperatura;
- $k_e$  - Factor de fiabilidade;
- $k_f$  - Factor devido a outros efeitos;
- $\sigma_{f0}^{el}$  - Tensão limite de fadiga do elemento;
- $\sigma_{f0}^{pr}$  - Tensão limite de fadiga do provete.

A seguir apresentam-se as equações necessárias para o cálculo de cada parâmetro anteriormente descrito e respectivas condições a ter em conta no estudo do componente.

- Factor de acabamento superficial ou de rugosidade ( $k_a$ ).

$$k_a = a \cdot R_m^b \quad (2.14)$$

Tabela 2.1 - Factores de acabamento superficial [1].

Acabamento superficial	a	b
Rectificado (esmerilado)	1,58	-0,085
Maquinado ou estirado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

- Factor de tamanho ou de dimensão ( $k_b$ ).

O cálculo do factor de correcção ( $k_b$ ) é obtido a partir do tipo de esforço aplicado. Para o esforço de torção e flexão é calculado da seguinte forma:

$$k_b = \left( \frac{d}{7,62} \right)^{-0,107}, \text{ para } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \quad (2.15)$$

$$k_b = 1,51 \cdot d^{-0,157}, \text{ para } d \geq 51 \quad (2.16)$$

## 2. Revisão Bibliográfica

No caso do esforço aplicado ser Axial, o factor  $k_b$  é igual a 1.

No cálculo deste factor considera-se a dimensão efectiva do componente em estudo. Esta dimensão corresponde à área onde a tensão é maior ou igual a 95% da tensão máxima aplicada ( $A_{0,95,\sigma}$ ). Para o caso concreto de um veio circular, o cálculo da dimensão efectiva é obtido considerando um anel com diâmetro exterior de  $d$  e diâmetro interior de  $0,95 d$ . Igualando a área do anel obtida para a flexão rotativa e para a flexão no plano, obtêm-se:

$$d_{ef} = 0,37 \cdot d \quad (2.17)$$

➤ Factor de carga ( $k_c$ ).

$$k_c = \begin{cases} 1 \rightarrow \text{para flexão} \\ 0,85 \rightarrow \text{para axial} \\ 0,59 \rightarrow \text{para torção} \end{cases} \quad (2.18)$$

➤ Factor de temperatura ( $k_d$ ).

O factor de temperatura é geralmente considerado  $k_d=1$ , desde que o componente em estudo esteja a operar numa gama de temperaturas compreendidas entre 20°C e 250°C.

➤ Factor de fiabilidade ( $k_e$ ).

$$k_e = 1 - (0,08 \cdot z) \quad (2.19)$$

Sendo  $z$  a variável normalizada correspondente à fiabilidade  $F$ .

Tabela 2.2 - Factores de fiabilidade [1].

Fiabilidade F (%)	$z$	$k_e$
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,362	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

➤ Factor devido a outros efeitos ( $k_f$ )

O factor devido a outros efeitos está relacionado com o processo de fabricação do próprio componente, o qual tem influência na sua resistência.

A existência de tensões residuais poderá influenciar a resistência à fadiga. Geralmente se a tensão residual na superfície for de compressão, o componente terá uma melhor resistência á fadiga. Este parâmetro está relacionado com o tratamento superficial, o qual poderá ser por grenalhagem, martelagem, estiramento a frio, entre outros. A

## 2. Revisão Bibliográfica

têmpera superficial e a cementação são tratamentos que melhoram a resistência do material.

Por outro lado, alguns revestimentos superficiais como a cromagem, e niquelagem influenciam negativamente a resistência do material. Tal como o efeito de corrosão, que provoca pequenas lacunas e entalhes na superfície do material. O revestimento de zincagem não provoca alteração qualquer alteração [1].

### 2.1.5 Sensibilidade ao entalhe

O efeito de concentração de tensões, é um fenómeno que irá ser abordado na secção (2.2). Porém, no dimensionamento à fadiga o factor de concentração de tensões deve ser considerado tanto a nível da geometria do componente como do próprio material.

Na prática, verifica-se que alguns materiais utilizados são totalmente sensíveis ao entalhe, e desta forma considera-se o fenómeno de sensibilidade do entalhe ( $q$ ) que permite a determinação do  $K_f$ , através da seguinte relação [1]:

$$q = \frac{K_t - 1}{K_t - 1}, \text{ com } 0 \leq q \leq 1 \quad (2.20)$$

sendo  $K_f$  o factor de concentração de tensões dinâmico e  $K_t$  o factor de concentração de tensões estático. Conhecendo o raio de concordância ( $r$ ) da descontinuidade geométrica e a tensão de rotura do material, é possível obter o parâmetro  $q$  através do gráfico da Figura 2.8.

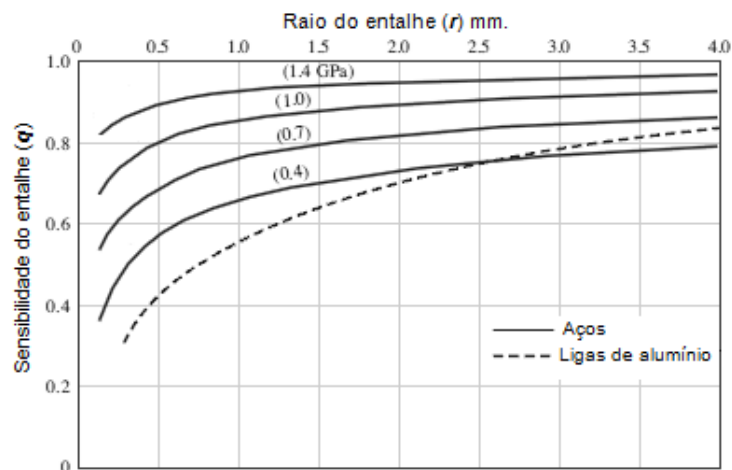


Figura 2.8 - Sensibilidade ao entalhe para tensões axiais e de flexão (adaptado de [1]).

De notar que quanto menor é o raio de concordância ( $r$ ), menor é o valor de ( $q$ ), o que não deve ser entendido como vantajoso, pois os valores dos factores de concentração de tensões estáticas ( $K_t$ ) serão extremamente maiores.

### 2.1.6 Critérios usados na resistência à fadiga

Como já referido anteriormente, o fenómeno de fadiga está fortemente relacionado com a amplitude de tensão aplicada ou com a variação de tensão (alteração da tensão

## 2. Revisão Bibliográfica

média). À medida que o número de ciclos aumenta, as tensões médias provocam um efeito significativo no comportamento à fadiga dos componentes. A tensão média é a responsável pelo estado de abertura ou fecho da fissura criada no material [15]. Na Figura 2.9 é possível constatar que a existência de uma tensão média positiva (tracção do material) traduz-se numa menor resistência à fadiga ao longo dos diversos ciclos de carregamento. Por outro lado a existência de uma tensão média negativa (compressão do material) traduz-se num aumento da resistência à fadiga.

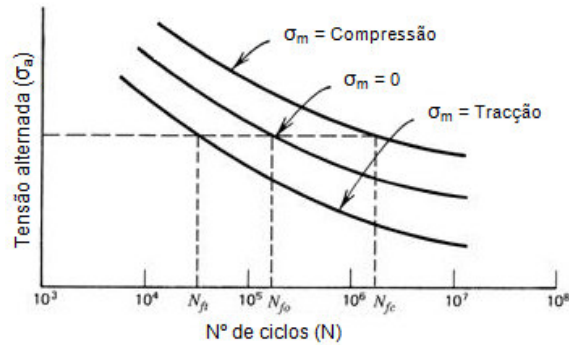


Figura 2.9 - Efeito da tensão média na resistência à fadiga [12].

As curvas S-N básicas são geralmente obtidas através de ensaios onde a tensão média é nula (solicitações alternadas). Contudo, em alguns casos, é necessário considerar a influência da tensão média no estudo da fadiga.

Existem vários modelos que procuram traduzir matematicamente os resultados experimentais, onde se analisa o efeito da tensão média na tensão limite de fadiga. Os modelos mais conhecidos são o critério de “Goodman”, de “Soderberg”, de Gerber, de Cedência (Langer) e de ASME. Na prática os critérios que apresentam uma melhor aproximação de resultados são o de Goodman e de Gerber [15]. No entanto o critério de Soderberg apresenta uma maior margem de segurança. A Figura 2.10 apresenta de uma forma gráfica as linhas que caracterizam cada critério utilizado.

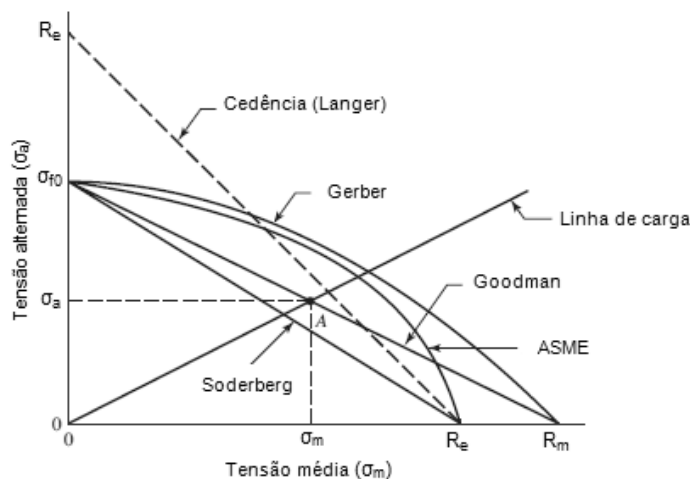


Figura 2.10 - Representação gráfica dos vários critérios utilizados (adaptado de [1]).

## 2. Revisão Bibliográfica

Considerando um coeficiente de segurança “n” a tensão alternada e a tensão média virá  $n\sigma_a$  e  $n\sigma_m$ , assim as equações que caracterizam as curvas representadas na Figura 2.10 referentes a cada critério são as seguintes:

➤ Critério de Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_f} + \frac{\sigma_m}{R_m} = \frac{1}{n} \quad (2.21)$$

➤ Critério de Soderberg:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_f} + \frac{\sigma_m}{R_e} = \frac{1}{n} \quad (2.22)$$

➤ Critério de Gerber:

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{\sigma_f} + \left( \frac{n \cdot \sigma_m}{R_m} \right)^2 = 1 \quad (2.23)$$

➤ Critério de Cedência (Langer):

$$\frac{\sigma_a}{R_e} + \frac{\sigma_m}{R_e} = \frac{1}{n} \quad (2.24)$$

➤ Critério de ASME:

$$\left( \frac{n \cdot \sigma_a}{\sigma_f} \right)^2 + \left( \frac{n \cdot \sigma_m}{R_e} \right)^2 = 1 \quad (2.25)$$

### 2.2 EFEITO DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES

A concentração de tensões é um fenómeno presente com frequência em diversos órgãos mecânicos, nomeadamente em variações bruscas de secção, orifícios, ranhuras, estrias, entalhes, entre outros [16]. O factor ( $K_t$ ) que caracteriza a concentração de tensões numa determinada zona está relacionado com a tensão máxima admissível do material e com a tensão aplicada no mesmo (tensão nominal), sendo calculado da seguinte maneira (equação (2.26)) [6]:

$$K_t = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_{nom}} \quad (2.26)$$

No caso em estudo, tratando-se de um veio de secção circular, a tensão nominal ( $\sigma_{nom}$ ) é calculada da seguinte forma:

$$\sigma_{nom} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \quad (2.27)$$

A Figura 2.11 representa a aplicação de um rolamento numa dada secção de um veio. Este tipo de aplicações é bastante comum para a fixação de veios sujeitos a movimento de rotação (transmissão de potência). Porém na fase de fabrico do veio deve-se ter em conta o raio (r) de acabamento entre o diâmetro maior (D) e o diâmetro menor (d), pois

## 2. Revisão Bibliográfica

este raio irá influenciar significativamente a resistência do próprio veio, provocando nesta zona uma concentração de tensões [6].

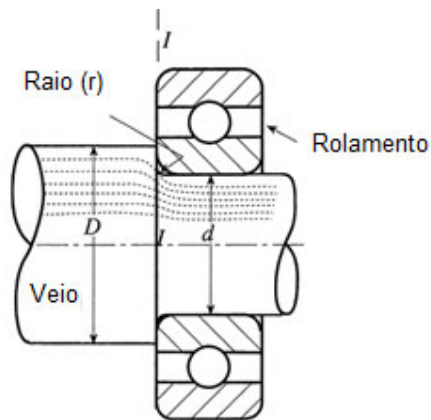


Figura 2.11 - Representação típica da aplicação de um rolamento num veio (adaptado de [6]).

Para este tipo de situações, existem diversas técnicas aconselhadas por alguns autores para diminuir o efeito de concentração de tensões e melhorar a resistência do material na descontinuidade geométrica [6,17]. A Figura 2.12 mostra quatro técnicas diferentes (alteração da geometria a zona de concentração de tensões) utilizadas para aumentar a resistência do material.

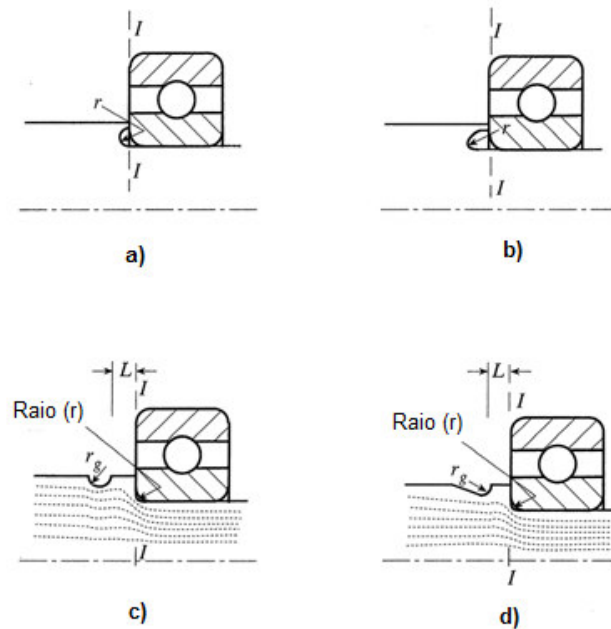


Figura 2.12 - Técnicas adotadas para a redução de concentração de tensões (adaptado de [6]).

# CAPÍTULO 3

## ANÁLISE DO PROBLEMA

---

Neste capítulo será apresentado o problema proposto, com o objectivo de reunir todas as informações necessárias de forma a efectuar uma análise teórica para posteriores soluções e conclusões.

O problema existente na máquina de carda têxtil em estudo consiste na rotura de veios de geometrias iguais, cuja função é provocar uma determinada torção ao fio de lã, de modo a aumentar a sua resistência. Para tal, é aplicado no veio um movimento de translação provocado por um veio excêntrico (cambota) que se encontra numa extremidade do veio em estudo.

O veio em causa é composto por três componentes diferentes. O maior comprimento do veio é de tubo com secção circular, e nas suas extremidades são soldados dois troços de veio maciço da mesma secção. Numa extremidade está acoplada uma roda dentada que lhe confere o movimento de rotação. No lado oposto está aplicada uma chumaceira com dois rolamentos onde é aplicado o movimento axial do veio de excêntrico. Na secção tubular encontra-se um revestimento de borracha (bota) com espessura de 5 mm para permitir maior facilidade à passagem do fio de lã. Por sua vez, este revestimento envolve dois veios que se encontram no mesmo plano e paralelos, com o objectivo de obter uma espécie de tapete rolante (Figura 3.1). Para provocar no fio de lã uma determinada torção, encontra-se colocado, num plano inferior, outro conjunto de veios, ficando as secções que contêm o revestimento muito próximo uma da outra, como se pode visualizar na Figura 3.1.

Quanto ao movimento do excêntrico, relativamente a cada par de veios (tapete), é

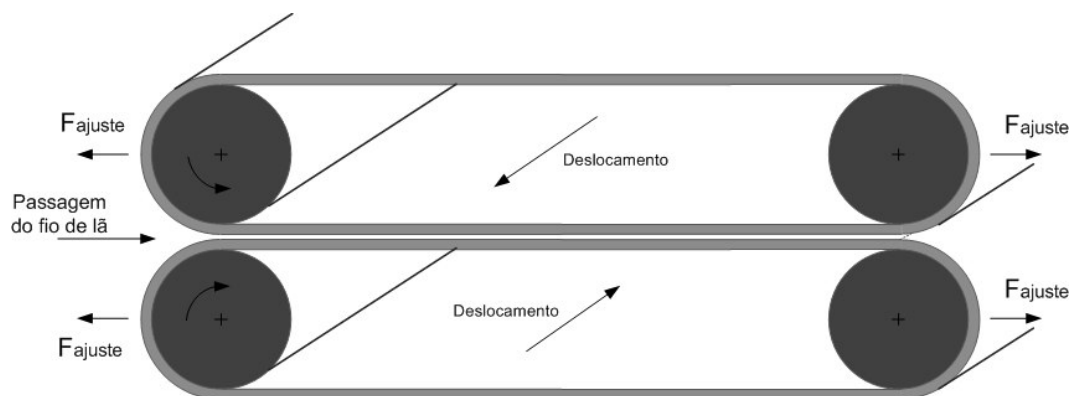


Figura 3.1 - Esquema representativo de cada par de tapetes rolantes.

### 3. Análise do Problema

aplicado de forma inversa, ou seja enquanto um veio realiza o movimento num sentido, o veio subjacente realiza no sentido inverso.

O problema da fractura do veio, encontra-se na zona de mudança de secção, onde está aplicada a chumaceira de rolamentos.

#### 3.1 DIMENSÕES DO VEIO

As dimensões do troço de veio maciço que contém a chumaceira de rolamentos são apresentadas na figura seguinte.

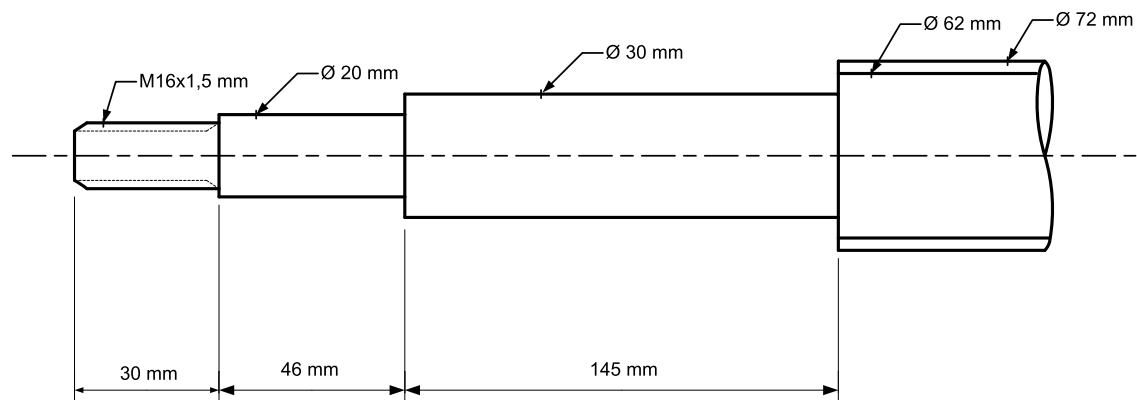


Figura 3.2 - Dimensões do troço de veio que contém a chumaceira de rolamentos.

Além das dimensões referidas anteriormente, é necessário conhecer outros parâmetros para efectuar a análise teórica. Para tal, procedeu-se à pesagem do veio e à medição da velocidade de rotação da cambota e do respectivo veio. Os resultados obtidos encontram-se registados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Dados do veio

Peso total do veio	21 [kg]
Velocidade de rotação da cambota	530 [RPM]
Velocidade de rotação do veio	aprox. 212 [RPM]
Tipo de rosca	M16x1,5 [mm]

##### 3.1.1 Características do material

No que diz respeito ao material utilizado para a construção do veio, foram realizados ensaios de dureza num veio que foi construído pelo mesmo fornecedor com o objectivo de realizar ensaios experimentais. Para tal foi criada uma superfície plana, e posterior polimento, de modo a ser possível a realização do ensaio. Ao iniciar o ensaio foi seleccionada no equipamento a dureza de Vickers para a obtenção dos valores. De seguida, devido ao erro de leitura no equipamento, foram realizados vários ensaios para obter um resultado mais aceitável.

### 3. Análise do Problema



Figura 3.3 - Realização do ensaio de dureza

Na Figura 3.3 é possível visualizar o ensaio com o equipamento disponível no laboratório. Os valores obtidos foram registados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Valores obtidos nos ensaios de dureza.

Dureza de Vickers [H <sub>V</sub> ]		Conversão para Dureza de Brinell [H <sub>B</sub> ]
Valores dos ensaios	Valor médio	
370	370	350
372		
378		
360		

Com os resultados obtidos do ensaio, foi possível obter as características mecânicas do material usado. Além disso, para confirmação do tipo de material, foi consultado o fabricante do veio, o qual forneceu a referência do material usado para este tipo de componente. A referência e as características mecânicas do material foram obtidas através das tabelas do fornecedor de aços da empresa “Diâmetro” que se apresentam na Tabela 3.3. As restantes características do aço encontram-se disponíveis no anexo A.

Tabela 3.3 - Características do material usado na construção do veio

Classe	Normas		Características mecânicas		
	DIN	Werk N°	Dimensão [mm]	Tensão de cedência min. (σ <sub>C</sub> ) [N/mm <sup>2</sup> ]	Tensão de rotura (σ <sub>R</sub> ) [N/mm <sup>2</sup> ]
Aço de construção	34Cr Ni Mo 6	1.6582	De 16 a 40	900	1100 a 1300

### 3.2 CÁLCULOS EFECTUADOS

Para a realização da análise teórica, é necessário ter presente o tipo de solicitações aplicadas. Neste caso o veio encontra-se solicitado por uma carga estática e por cargas dinâmicas. A carga estática deve-se ao aperto exercido pela “porca” para fixação da chumaceira de rolamentos, o qual vai provocar uma força de axial de tracção ( Figura 3.6). Por outro lado, as cargas dinâmicas devem-se ao movimento de translação provocado pelo veio de excêntricos (“cambota”).

#### 3.2.1 Forças axiais aplicadas

##### 3.2.1.1 Força axial estática aplicada

Relativamente ao aperto da “porca” na fase de montagem do veio, esta provoca uma força axial estática de tracção no mesmo. Para proceder ao cálculo do valor da referida força de tracção, foi necessário conhecer o binário de aperto aplicado na “porca” na fase de montagem e o tipo de rosca existente. Deste modo foi utilizada uma chave de dinamómetro, cujo valor obtido foi aproximadamente  $M=90$  [N.m] de aperto.

Quanto ao tipo de rosca existente, trata-se de uma rosca de perfil triangular métrica de diâmetro 16 [mm] e um passo de 1,5 [mm]. A Figura 3.4 mostra o tipo de rosca utilizada no veio, onde é possível visualizar os vários parâmetros que a caracterizam.

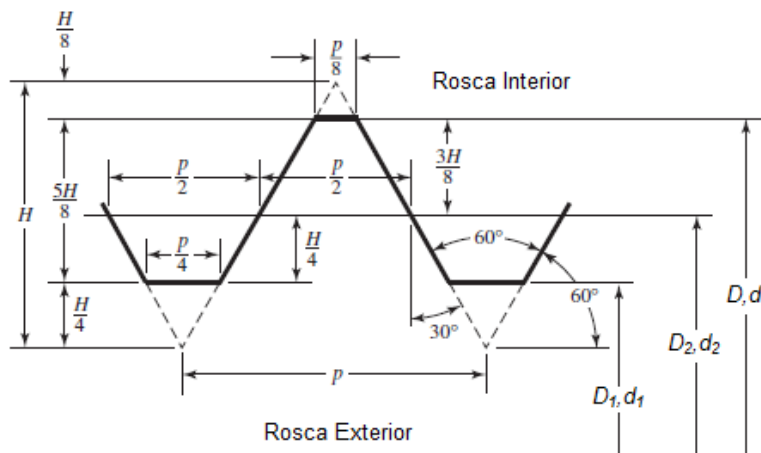


Figura 3.4 - Representação esquemática do perfil de roscas triangulares métricas (adaptado de [1]).

A equação que traduz a força axial de tracção provocada pelo binário de aperto da “porca” é a seguinte [1]:

$$M = F_i \cdot d \cdot \left[ \frac{d_2}{2 \cdot d} \cdot \left( \frac{\mu \cdot \sec(\alpha) + \tan(\gamma)}{1 - \tan(\gamma) \cdot \mu \cdot \sec(\alpha)} \right) + 0,625 \cdot \mu_c \right] \quad (3.1)$$

sendo  $\alpha$  o ângulo que o fio de rosca faz com o plano perpendicular da secção,  $\gamma$  o ângulo de inclinação do fio de rosca relativamente ao plano perpendicular,  $\mu$  o coeficiente de atrito entre os materiais e  $\mu_c$  o coeficiente de atrito de contacto entre a superfície da

### 3. Análise do Problema

“porca” e da anilha. Considera-se geralmente neste tipo de aplicações, com base no desgaste uniforme das duas superfícies, que  $\mu$  é igual a  $\mu_c$ .

A equação que determina o ângulo de inclinação do fio de rosca é a seguinte:

$$\tan(\gamma) = \frac{p}{\pi \cdot d_2} \quad (3.2)$$

Substituindo por valores, obtém-se:

$$\tan(\gamma) = \frac{1,5}{\pi \times 15,026} = 0,0318$$

Consultando as tabelas dos coeficientes de atrito entre materiais e considerando que as duas superfícies são de aço, observa-se que o coeficiente de atrito é entre 0,15 a 0,25. Como o material utilizado na “porca” e na anilha não é totalmente conhecido, considera-se o menor coeficiente de atrito, ou seja, o valor que implica uma maior força axial de tracção. Deste modo:

$$90 = F_i \times 16 \times 10^{-3} \times \left[ \frac{15,026}{2 \times 16} \times \left( \frac{0,15 \times \sec(30^\circ) + 0,0318}{1 - 0,0318 \times 0,15 \times \sec(30^\circ)} \right) + 0,625 \times 0,15 \right]$$

$$\Leftrightarrow F_i = 29,6 \text{ [kN]}$$

Verifica-se que a força axial de tracção existente no veio, provocada pelo aperto da “porca” é de 29.6 [kN].

#### 3.2.1.2 Força axial dinâmica aplicada

Quanto à força axial dinâmica aplicada no veio, esta é devida ao movimento do veio de excêntricos, provocando um movimento de translação no veio por intermédio da chumaceira de rolamentos. A configuração do veio de excêntricos é apresentada na Figura 3.5

A aceleração normal ( $a_n$ ) que provoca o movimento de translação do veio é dada pela seguinte equação:

$$a_n = \omega^2 \cdot r \quad (3.3)$$

sendo  $r$  a distância do excêntrico, ou seja, a distância linear que é percorrida.

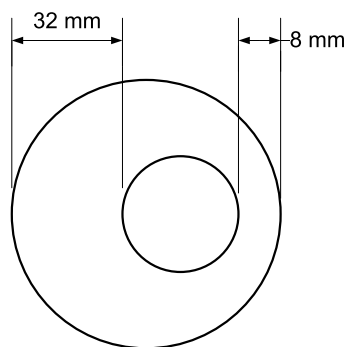


Figura 3.5 - Representação esquemática do veio de excêntricos.

### 3. Análise do Problema

Deste modo:

$$a_n = \left( 530 \times \frac{2 \times \pi}{60} \right)^2 \times 24 \times 10^{-3} = 73,9 [m / s^2]$$

A força máxima necessária no deslocamento do veio é:

$$F_d = m \cdot a_n \quad (3.4)$$

Assim,

$$F_d = 21 \times 73,9 = 1553 [N]$$

A Figura 3.6 mostra uma vista em corte da chumaceira de rolamentos, de modo a visualizar a montagem desta no veio em causa. É possível visualizar de uma forma ampliada, após a montagem, a zona crítica do veio segundo as solicitações aplicadas.

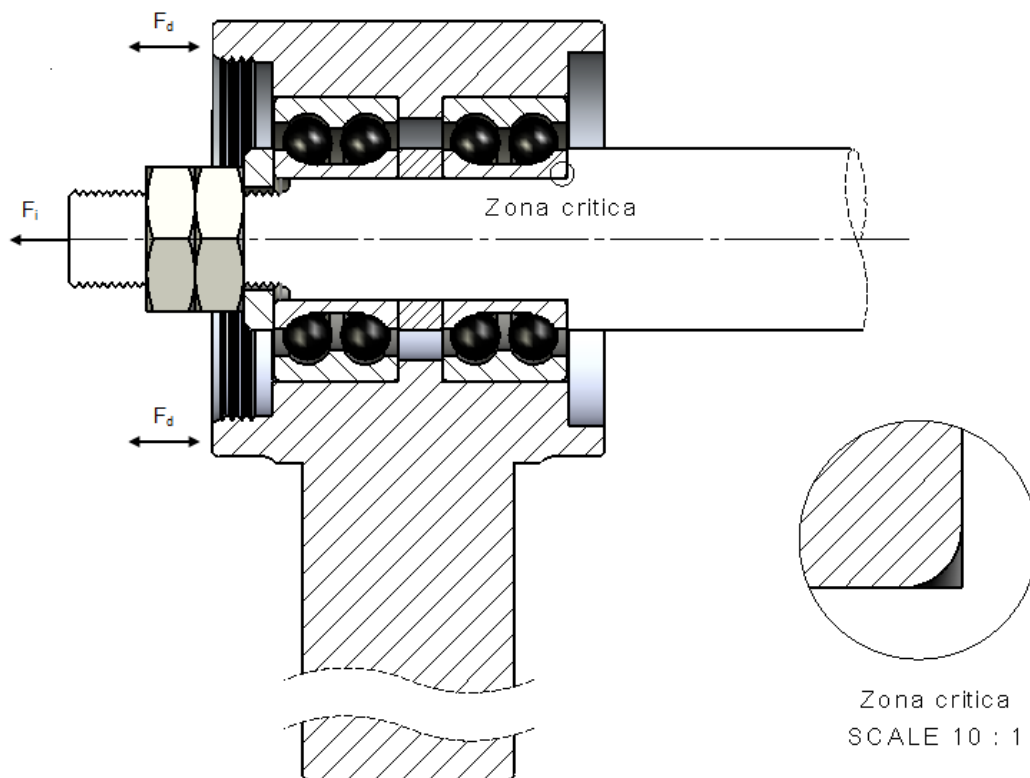


Figura 3.6 - Representação da zona crítica no veio com a aplicação das forças axiais estática e dinâmica.

#### 3.2.2 Flexão

Após a montagem do referido veio na máquina de carda com o respectivo revestimento (bota), existe a necessidade de “ajustar” este revestimento para que fique em rotação solidária com os veios, comportando-se como um tapete rolante. Para tal a

### 3. Análise do Problema

máquina possui, em cada par de veios, dois afinadores nas suas extremidades para efectuar este ajuste, como se pode ver na Figura 3.7. Porém ao ser ajustado o revestimento, este vai provocar forças normais em cada veio, ficando sujeito a esforços de flexão.

Quanto aos apoios do veio, verifica-se que na zona de afinação, este atravessa um furo (guia) pertencente à estrutura da máquina. A passagem no furo é feita de forma livre, uma vez que o veio necessita de realizar movimentos de translação. Na Figura 3.8 é apresentado um esquema que representa a montagem do veio na máquina. Na zona “A” encontra-se aplicada a chumaceira de rolamentos para realizar o movimento de translação, por intermédio da “cambota”. A zona “B” encontra-se apoiada por um rolamento onde é acoplada uma roda dentada destinada a transmitir movimento de rotação ao veio. As zonas marcadas pelos pontos “C” e “D” representam os apoios de fixação pertencentes à estrutura da máquina.

Relativamente à afinação necessária para que o tapete rode solidário com os veios, verifica-se que este provoca ao longo dessa secção forças ( $F$ ) normais ao veio (carga distribuída), como se pode visualizar na Figura 3.8. Esta carga provoca no veio uma determinada flexão que, com o movimento de rotação deste, traduz-se numa flexão rotativa. Neste caso, a distribuição de tensões normais na secção onde se encontra o tapete, dependem apenas do valor do momento flector ( $M_f$ ) em cada ponto da mesma secção e da geometria da própria secção.

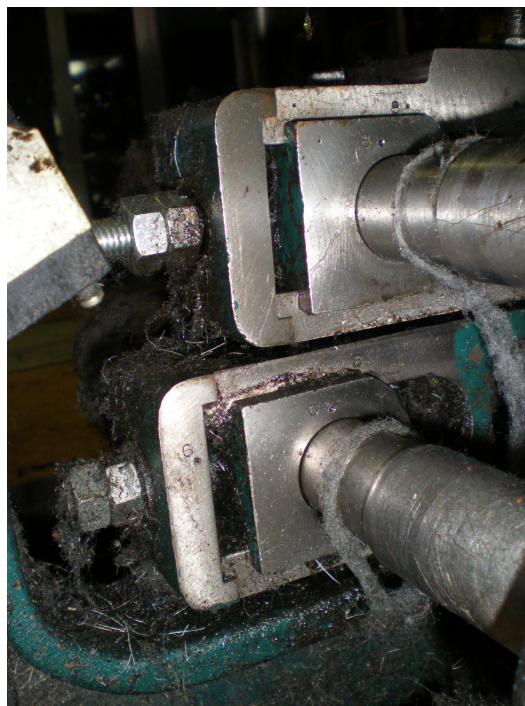


Figura 3.7 - Mecanismo utilizado para afinação do tapete rolante

### 3. Análise do Problema

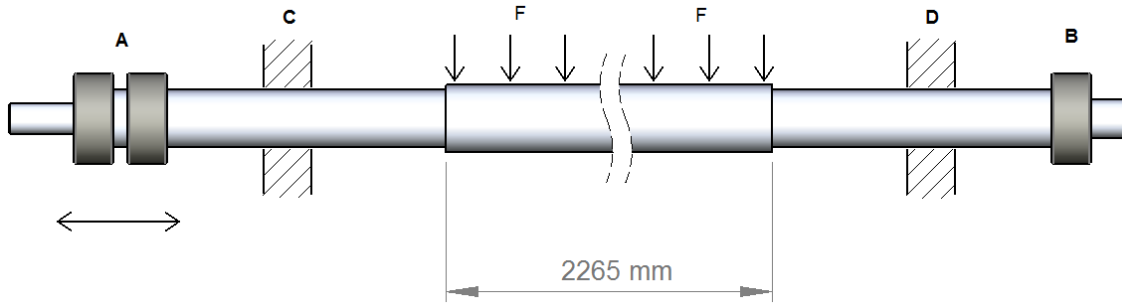


Figura 3.8 - Esquema da montagem do veio na máquina de carda.

Quanto ao momento de inércia da secção transversal em relação ao eixo do veio (centróide c), tratando-se de um tubo, é dado pela seguinte equação:

$$I = \frac{\pi}{4} \times (r_e^4 - r_i^4) \quad (3.5)$$

Para a determinação da rigidez do tubo foi estimado o peso das secções de veio maciço que se encontram soldadas nas extremidades deste, subtraindo ao peso total do veio. Foi necessário este procedimento uma vez que não é possível medir o diâmetro interno do tubo, estando este fechado nas extremidades. Os resultados obtidos foram os seguintes:

Tabela 3.4 - Peso do tubo utilizado

Peso das duas extremidades maciças, aprox. [Kg]	Peso do tubo aprox. [Kg]
5	16

De seguida para determinar o diâmetro interno do tubo, através do seu peso, teve-se como base a equação (3.6).

$$P = V \cdot \rho \quad (3.6)$$

Sendo  $\rho$  a densidade do aço, cujo valor é  $7860 \text{ Kg/mm}^3$ . Deste modo calculando o volume de aço que contém o tubo é possível determinar o seu diâmetro interno. Assim:

$$P = L \times \pi \times (r_e^2 - r_i^2) \times \rho$$

$$\Leftrightarrow r_i = \sqrt{31^2 - \left( \frac{16}{2265 \times \pi \times 7,86 \times 10^{-6}} \right)}$$

$$\Leftrightarrow r_i = 25,98 \text{ [mm]}$$

$$\Leftrightarrow r_i \cong 26 \text{ [mm]}$$

Constata-se que o tubo utilizado no veio contém um diâmetro interior de aproximadamente  $52 \text{ [mm]}$ , apresentando uma parede de  $5 \text{ [mm]}$ .

### 3. Análise do Problema

Como já referido atrás, durante a montagem do tapete rolante, existe a necessidade de realizar o ajuste para que este fique suficientemente esticado sobre os veios. Por sua vez, este ajuste é feito de forma manual, o que não permite conhecer o valor das forças normais envolvidas entre o tapete e o veio. Este processo de montagem pode ser comparado com a montagem de uma correia de ventoinha de um automóvel, existindo um esticador (tensor) que é destinado a esticar a correia, entre todas as polias envolvidas, de forma manual ou através de uma mola incorporada. A força normal à correia, que é exercida pelo esticador, é apenas a necessária para que a correia movimente todas as polias, sem que haja escorregamento.

No caso em estudo, não foi possível calcular a deformação final do veio, após o ajuste do tapete rolante. Porém, para ter uma noção da deformação existente, foi realizado um procedimento inverso. Este procedimento consistiu em colocar, antes de realizar qualquer ajuste, um comparador na secção onde se encontram os rolamentos, coincidente com o plano longitudinal do tapete, ou seja, paralelo as forças que provocam a deformação do veio. Para tal foi necessário retirar a chumaceira de rolamentos, para que o veio ficasse livre à saída do apoio da máquina.

A Figura 3.9 mostra um esquema ilustrativo onde é indicado o ponto de aplicação do comparador (ponto A) a uma distância aproximada de 80 [mm] do apoio, indicando a respectiva deformação final ( $\delta$ ), após ajuste do tapete rolante.

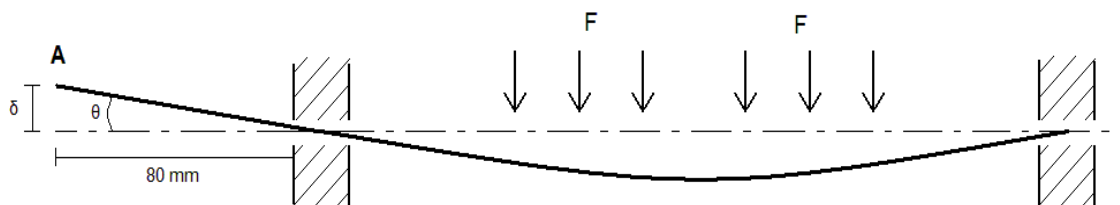


Figura 3.9 - Esquema ilustrativo da deformação do veio em relação à linha de eixo inicial.

De salientar o facto dos apoios fixos da máquina comportarem-se como guias, uma vez que é necessário existir uma determinada folga para que possa ser realizado o movimento de translação axial. Por sua vez, esta folga vai permitir que a deformação existente em toda a zona do tapete rolante seja propagada para a zona da chumaceira de rolamentos onde se encontra localizada a concentração de tensões.

Quanto ao valor da deformação obtida pelo comparador, foi registado um valor num veio após o ajuste do tapete rolante. O resultado obtido foi registado na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 - Valor da deformação obtido.

	Deformação, $\delta$ [mm]
Veio 1	0.42

### 3. Análise do Problema

À medida que são efectuados os movimentos do veio (translação e rotação), a própria deformação que contém vai criar no apoio um desgaste, deixando este de ser perfeitamente cilíndrico. Na Figura 3.10 é possível visualizar à esquerda o mecanismo que a máquina possui para fixação e ajuste dos veios, onde foi aplicado o comparador para medir a sua deformação. À direita é mostrado um apoio desmontado, verificando algum desgaste obtido após longas horas de funcionamento.

Apesar de não ser conhecido o valor da carga radial distribuída, procedeu-se, posteriormente, à aplicação de uma força conhecida, sendo esta aplicada num ponto médio do veio, visualizando no comparador (ponto A da Figura 3.9) a deformação correspondente a esta força.

Tabela 3.6 - Valores obtidos da força concentrada aplicada.

Valor da força aplicada [N]	Deformação obtida, $\delta$ [mm]
300	0,15

Através do valor da deformação obtida, é possível confirmar a rigidez do tudo, tendo como base na relação da deformação dada pela equação (3.7) [1].

$$\theta = \frac{F \times C^2}{16 \times E \times I} \quad (3.7)$$

sendo  $\theta$  o ângulo que o veio apresenta na extremidade em relação à posição inicial (ver

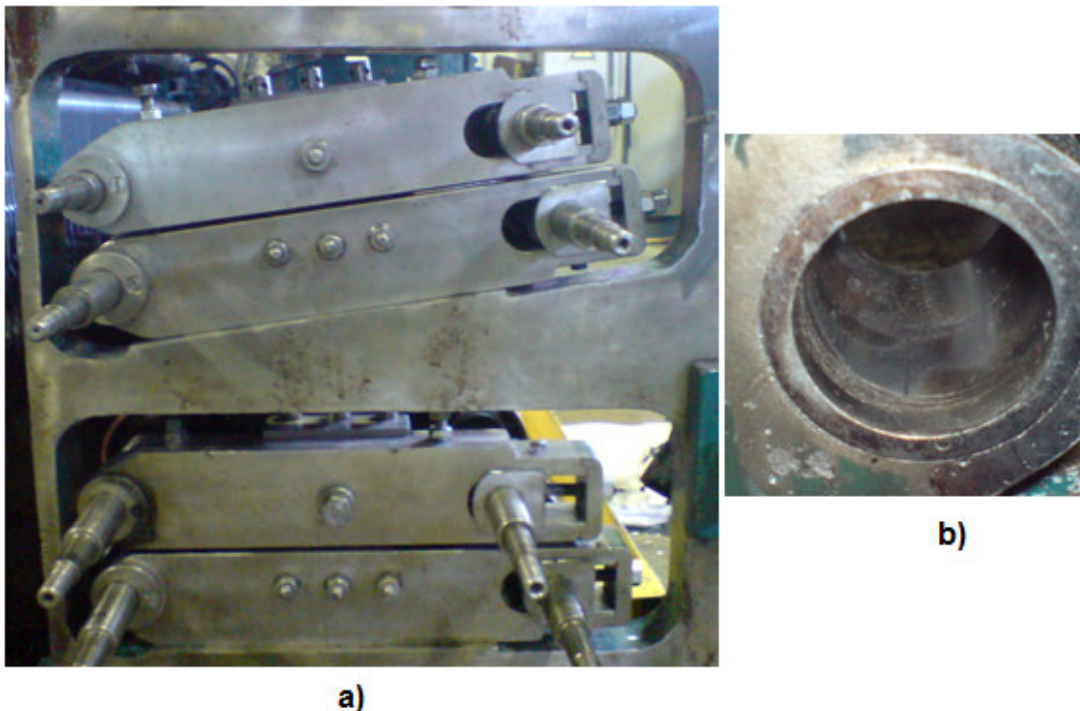


Figura 3.10 - a) Vista geral do mecanismo de fixação e ajuste dos veios, b) Visualização do desgaste do apoio do veio.

### 3. Análise do Problema

Figura 3.9),  $C$  a distância entre os apoios fixos da máquina e  $E$  o módulo de elasticidade do aço.

O ângulo  $\theta$  devido á aplicação da força concentrada, pode ser determinado pela seguinte expressão:

$$\theta = \frac{\delta}{l} \quad (3.8)$$

sendo  $l$  a distância entre o apoio fixo e o ponto onde foi aplicado o comparador. Assim:

$$\theta = \frac{0,15}{75} = 2 \times 10^{-3} \text{ [rad]}$$

Substituído pela equação da deformação (3.7); fica:

$$2 \times 10^{-3} = \frac{350 \times 2600^2}{16 \times 200 \times 10^3 \times I}$$
$$\Leftrightarrow I = 370 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]}$$

Pela equação do momento de inércia (3.5), substituindo o valor obtido anteriormente, determina-se novamente o diâmetro interno do tubo, assim:

$$370 \times 10^3 = \frac{\pi}{4} \times (31^4 - r_i^4)$$
$$\Leftrightarrow r_i = \sqrt[4]{31^4 - \frac{4}{\pi} \times 370 \times 10^3}$$
$$\Leftrightarrow r_i = 25,93 \text{ [mm]}$$

Deste modo é possível constatar que a força concentrada aplicada no tubo correspondeu a uma deformação aceitável tendo em conta a rigidez deste, uma vez que o raio obtido ( $r_i=25,93$  mm) é aproximadamente igual ao obtido anteriormente através do volume do tubo ( $r_i=25,98$  mm).

Da análise anterior, é possível mostrar que os esforços de flexão estão claramente presentes no veio em estudo. Verificou-se que com a aplicação de uma força de flexão, de valor conhecido, na zona intermédia do veio, obteve-se um deslocamento na extremidade crítica, quando neste ainda não estava acoplada a chumaceira de rolamentos.

Após a montagem da chumaceira de rolamentos, verifica-se que nessa zona não poderá haver deslocamentos do veio quando aplicados os esforços de flexão ao longo do mesmo, pois trata-se de uma zona rígida. Assim, na zona entre a chumaceira e o apoio fixo da máquina (zona crítica), o veio encontra-se sujeito constantemente por momento flector ( $M_f$ ) provocado pela deformação devida aos esforços de flexão. A Figura 3.11 mostra um esquema onde é possível visualizar a deformação a que o veio está submetido,

### 3. Análise do Problema

e o respectivo momento flector provocado na zona crítica do veio. Este momento flector aplicado constitui uma das principais causas de ruptura do veio. Porém, devido ao desconhecimento do valor dos esforços de flexão aplicados durante o funcionamento da máquina, não é possível determinar o valor do momento flector verificado.

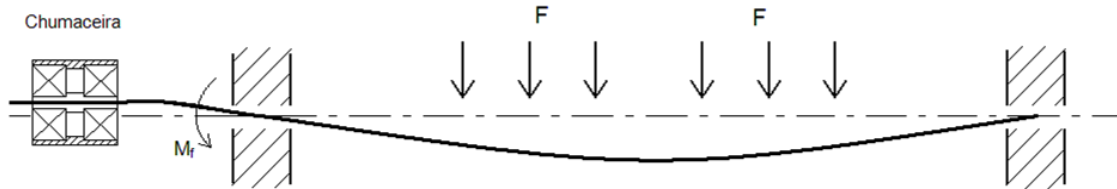


Figura 3.11 - Esquema ilustrativo da deformação do veio durante o funcionamento da máquina.

#### 3.2.3 Efeito de concentração de tensões

Como já referido anteriormente, o efeito de concentração de tensões está bastante presente no caso em estudo. Conhecendo os diâmetros das duas secções em causa, é possível determinar as seguintes relações:

$$\begin{cases} \frac{D}{d} = \frac{30}{20} = 1,5 \\ \frac{r}{d} = \frac{0,3}{20} = 0,015 \end{cases}$$

Através do gráfico dos factores de concentração de tensões (Figura 3.12), de Peterson's [6], para veios sujeitos as forças axiais, o factor de concentração de tensões ( $K_t$ ) para este caso pode ser calculado pela seguinte expressão matemática:

$$k_t = C_1 + C_2 \times \left(\frac{2t}{D}\right) + C_3 \times \left(\frac{2t}{D}\right)^2 + C_4 \times \left(\frac{2t}{D}\right)^3 \quad (3.9)$$

As variáveis  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  e  $C_4$  são determinadas através das equações apresentadas na Figura 3.12. Como a relação  $t/r$  corresponde a um valor entre 2.0 e 20.0, são utilizadas as equações da coluna da direita. Assim:

$$C_1 = 1,2 + 0,860 \times \sqrt{\frac{5}{0,3}} - 0,022 \times \frac{5}{0,3} = 4,34$$

$$C_2 = -1,805 - 0,346 \times \sqrt{\frac{5}{0,3}} - 0,038 \times \frac{5}{0,3} = -3,85$$

$$C_3 = 2,198 - 0,486 \times \sqrt{\frac{5}{0,3}} + 0,165 \times \frac{5}{0,3} = 2,96$$

$$C_4 = -0,593 - 0,028 \times \sqrt{\frac{5}{0,3}} - 0,106 \times \frac{5}{0,3} = -2,47$$

### 3. Análise do Problema

Substituindo na equação (3.9):

$$k_t = 4,34 - 3,85 \times \left(\frac{2 \times 5}{30}\right) + 2,96 \times \left(\frac{2 \times 5}{30}\right)^2 - 2,47 \times \left(\frac{2 \times 5}{30}\right)^3$$

$$k_t = 3.29 \cong 3.3$$

O factor de concentração de tensões foi determinado pelas equações anteriores, e não pela consulta do gráfico, de forma a obter um valor mais exacto visto que se trata de um raio de concordância relativamente pequeno.

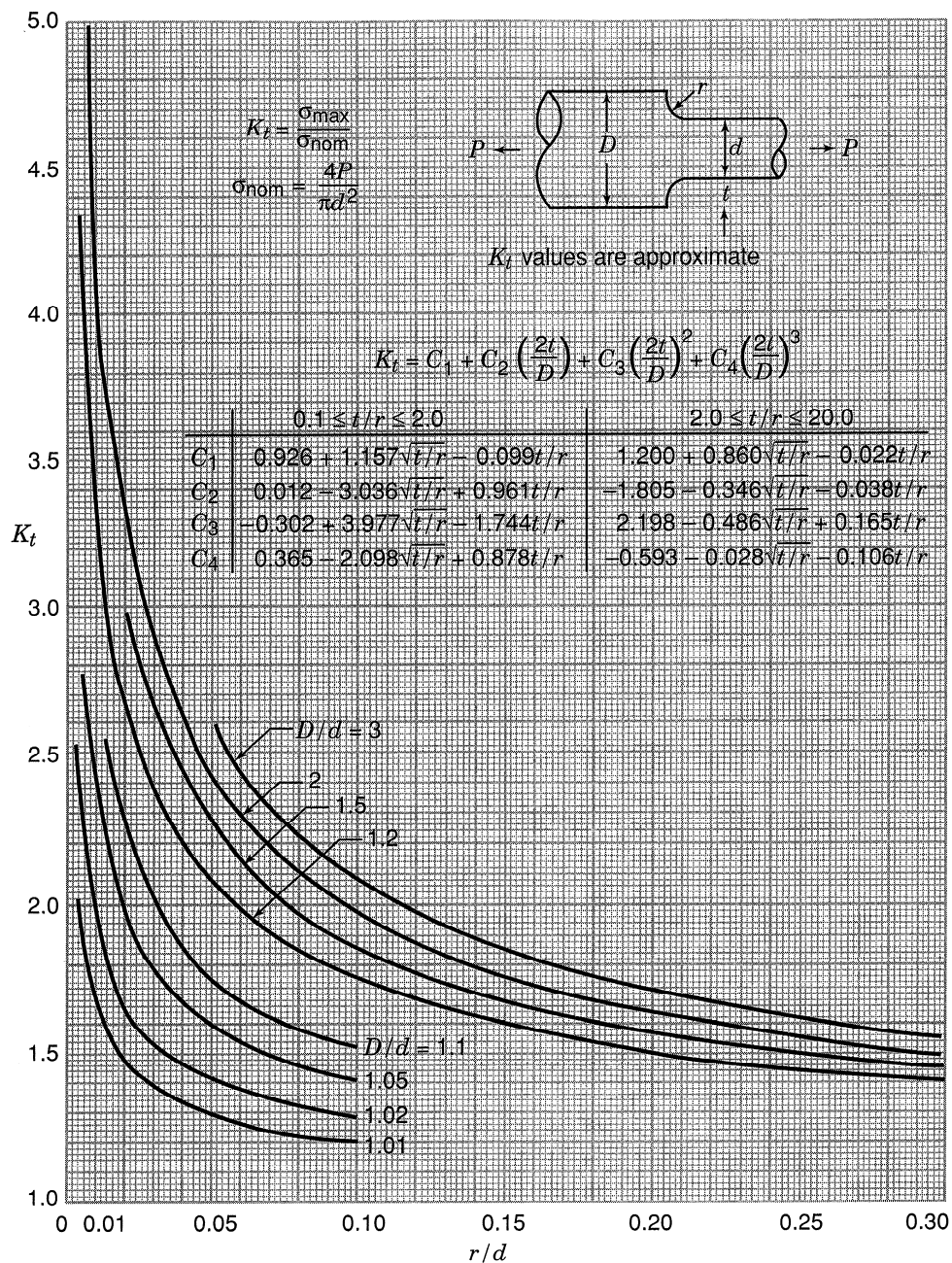


Figura 3.12 - Gráfico de factores de concentração de tensões para veios sujeitos a forças axiais [6].

### 3.2.4 Fadiga

No que concerne à possível ruptura do material por fadiga, é realizado um estudo das forças envolvidas e posterior verificação. Simultaneamente com as forças dinâmicas, provocadas pelo veio de excêntricos, é somada a força de aperto inicial de fixação da chumaceira de rolamentos. As forças de flexão consideradas anteriormente serão apenas contabilizadas nas simulações computacionais, e não para o estudo da fadiga, uma vez é desconhecido o seu valor real.

Como a aplicação das cargas dinâmicas ocorre na secção onde se encontra aplicada a chumaceira de rolamentos, as tensões máxima, mínima, média e alternada são as seguintes:

$$\sigma_{\min} = \frac{F_i}{A} - \sigma_d = \frac{29\,600}{\pi \times 10^2} - \frac{1553}{\pi \times 10^2} = 89,28 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F_i}{A} + \sigma_d = \frac{29\,600}{\pi \times 10^2} + \frac{1553}{\pi \times 10^2} = 99,16 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{\text{méd}} = \frac{29\,600}{\pi \times 10^2} = 94,22 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{99,16 - 89,28}{2} = 4,94 \text{ [MPa]}$$

Na Figura 3.13 é possível verificar o tipo de sollicitação aplicada no veio na secção da chumaceira de rolamentos. De salientar que a tensão média aplicada é a tensão devido ao aperto inicial que posteriormente, com o funcionamento da máquina, a tensão oscila entre um valor máximo e um valor mínimo devido à força dinâmica provocada pelo veio de excêntricos. Desta forma, a sollicitação aplicada é do tipo repetitivo. A tensão limite de fadiga é obtida através da equação (2.13). Para tal, é necessário conhecer os diversos factores envolvidos.

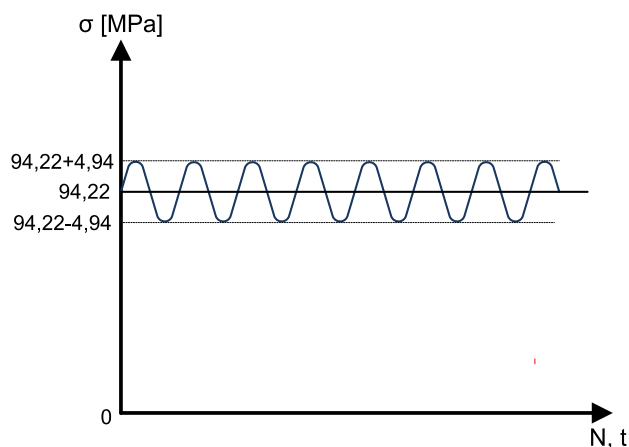


Figura 3.13 - Representação gráfica do tipo de sollicitação aplicada.

### 3. Análise do Problema

$$\text{➤ } \sigma_{f,0}^{prov} = 0,504 \cdot \sigma_{rot} = 0,504 \times 1200 = 605 \text{ [MPa]}$$

Sabendo que o acabamento do veio é do tipo maquinado:

- $k_a = 4,51 \times 1200^{-0,265} = 0,689$
- $k_b = 1$  (carga axial);
- $k_c = 0,85$  (carga axial);
- $k_d = 1$  (temperatura ambiente);
- $k_e = 1$  (considerando uma fiabilidade de 50%);
- $k_f = 1$  (nada a assinalar quanto ao tipo de tratamento do material).

Substituído na equação (2.13), vem:

$$\sigma_{f0}^{el} = 0,689 \times 1 \times 0,850 \times 1 \times 1 \times 1 \times 605 = 354,3 \text{ [MPa]}$$

Quanto à sensibilidade ao entalhe, verifica-se que na fase de fabrico do veio, através do processo de torneamento, a “pastilha” do ferro de corte contém um raio de acabamento muito reduzido (entre 0,3 e 0,4 mm). Assim, após o processo, o veio fabricado apresenta na zona de mudança de secção um raio de acabamento praticamente nulo.

Deste modo, para efeito de cálculos, considera-se um raio de acabamento de aproximadamente  $r = 0,3$  [mm] de forma a obter os resultados que se aproximem da situação real. Através da consulta do gráfico da Figura 2.8, obtém-se para este caso, uma sensibilidade ao entalhe de aproximadamente  $q = 0,79$ .

De seguida, o cálculo do factor de concentração de tensões dinâmico ( $K_f$ ) é efectuado com base na equação (2.20):

$$K_f = 0,79 \times (3,3 - 1) + 1 = 2,82$$

Com  $K_f$ , é possível determinar as tensões verdadeiras envolvidas, como a tensão alternada e a tensão média.

$$(\sigma_a)_v = (\sigma_a)_n \times K_f = 4,94 \times 2,82 \cong 14 \text{ [MPa]}$$

$$(\sigma_{méd})_v = (\sigma_{méd})_n \times K_f = 94,24 \times 2,82 \cong 266 \text{ [MPa]}$$

Após determinar as diversas tensões envolvidas, para verificar a resistência à fadiga, nomeadamente o coeficiente de segurança aplicado, recorre-se ao uso de um dos critérios apresentados no capítulo 2. Neste caso será utilizado o critério de “Goodman”.

### 3. Análise do Problema

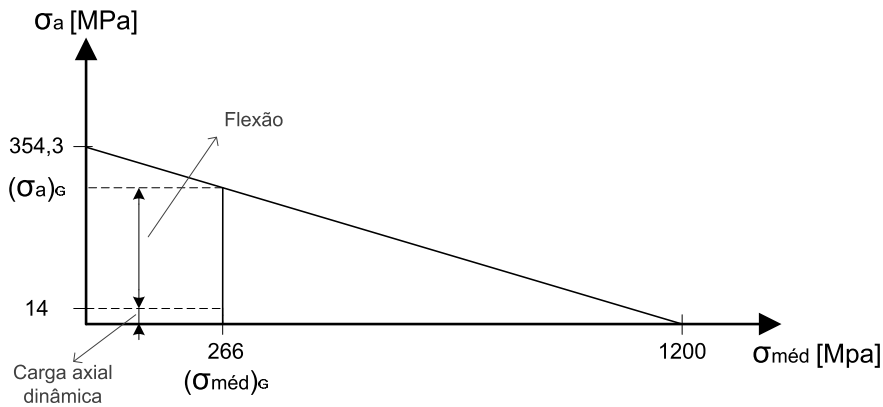


Figura 3.14 - Representação gráfica da aplicação do critério de “Goodman” para as tensões calculadas.

Substituindo as tensões na equação (2.21) da recta de “Goodman”, fica:

$$\frac{(\sigma_a)_G}{354,3} + \frac{(\sigma_{méd})_G}{1200} = 1$$

$$\Leftrightarrow (\sigma_a)_G = -\frac{354,3}{1200} \times (\sigma_{méd})_G + 354,3$$

Como a tensão média aplicada consiste num valor fixo, a linha de carga é representada através de uma recta vertical, onde a sua intercepção com a recta de “Goodman” indica a respectiva tensão alternada de “Goodman” (Figura 3.14).

$$(\sigma_a)_G = -\frac{354,3}{1200} \times 266 + 354,3 = 275,8 \text{ [Mpa]}$$

Quanto às tensões anteriormente obtidas com base no critério de “Goodman”, verifica-se que a tensão alternada (provocada pela carga axial dinâmica) consiste num valor reduzido (figura 3.14) em comparação com a tensão média, não sendo a principal causa da ruptura do material. Por outro lado, a tensão alternada de “Goodman” obtida, já apresenta um valor mais próximo da tensão limite de fadiga da peça. Assim, dado que a peça entra em ruptura, o intervalo entre a tensão alternada e a tensão alternada de “Goodman” (figura 3.14) é devida à aplicação dos esforços de flexão.

Através dos cálculos de fadiga, é possível constatar mais uma vez que os esforços de flexão são os responsáveis pela ruptura do veio.

### 3.3 TIPO DE ROLAMENTO APLICADO

Como já referido anteriormente, o veio em estudo encontra-se apoiado por rolamentos que permitem a aplicação das diversas cargas. Na extremidade do veio onde

### 3. Análise do Problema

não se verifica a rotura do mesmo, está aplicado um rolamento de apoio destinado a suportar o movimento de rotação e o peso do próprio veio. No lado oposto, encontram-se aplicados dois rolamentos que são utilizados para suportar as cargas axiais provocadas pelos movimentos de translação do veio. Nestes dois rolamentos está fixada uma chumaceira que permite a ligação ao mecanismo de provoca a translação do veio, como se pode ver na Figura 3.6.

Para suportar os esforços envolvidos, verifica-se que os rolamentos aplicados são de duas pistas de esferas de contacto angular (designação 3204 - 2RS) cujas especificações se encontram na Tabela 3.7.

Tabela 3.7 - Especificações dos rolamentos utilizados [18].

Designação	Diâmetro interno, $d$ [mm]	Diâmetro externo, $D$ [mm]	Largura, $B$ [mm]	$r_s$ máximo [mm]	Cap. de carga dinâmica, $C$ [kN]	Cap. de carga estática, $C_0$ [kN]
3204 - 2RS	20	47	20,6	1	20	12

Este tipo de rolamentos é essencialmente utilizado em aplicações que necessitem de suportar elevadas cargas radiais e axiais nas duas direcções onde seja necessária uma rígida guia axial, (adaptabilidade angular muito reduzida) como se pode visualizar na Figura 3.15

Relativamente à utilização deste rolamento nesta aplicação, verifica-se que não é o mais adequado. Devido à existência dos esforços de flexão a que o veio se encontra sujeito, a utilização deste rolamento não permite qualquer deformação do veio na zona da chumaceira, durante o funcionamento da máquina. A utilização de dois destes rolamentos torna ainda a montagem menos vantajosa (Figura 3.16) na medida em que

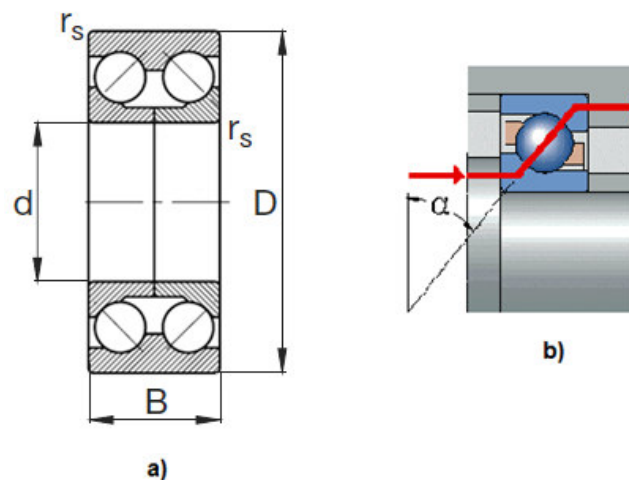


Figura 3.15 - Representação do rolamento utilizado, a) vista em corte com visualização da geometria do anel interior e exterior, b) sentido da força axial (seta) suportada por cada carreira de esferas [18,19].

### 3. Análise do Problema

reduz ainda mais a adaptabilidade angular do veio. Além disso é necessário um rigor acrescido na construção das duas anilhas de separação dos rolamentos (interna e externa), nomeadamente na igualdade da espessura (Figura 3.16). Caso isso não aconteça, ao fixar a chumaceira no veio, os rolamentos ficam com uma pré-carga inicial entre eles desvantajosa para a durabilidade dos mesmos.

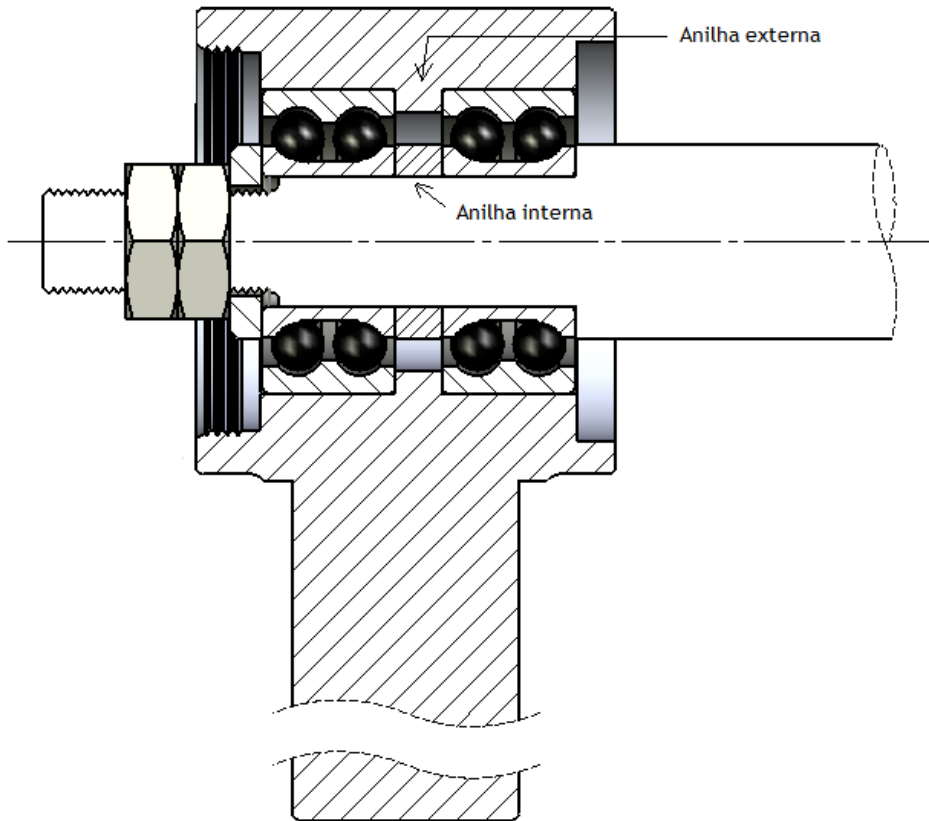


Figura 3.16 - Montagem da chumaceira de rolamentos do veio.

# CAPÍTULO 4

## ESTUDO EXPERIMENTAL DO EFEITO DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES

---

Neste capítulo será abordada a realização experimental de um estudo efectuado sobre o efeito da concentração de tensões em descontinuidades de veios de aço. Com a realização de ensaios à fadiga é possível comprovar a influência de pequenos raios de concordância; os resultados obtidos podem ser comparados com estudos efectuados e existentes na literatura, como por exemplo em *Peterson's Stress Concentration Factors* [6]. Para tal, foi utilizada uma máquina de ensaios universal servo hidráulica 1341 (*INSTRON™*), que permite, em veios de secção circular, a realização de ensaios de tracção/compressão.

### 4.1 AMOSTRAS PRODUZIDAS À ESCALA REAL

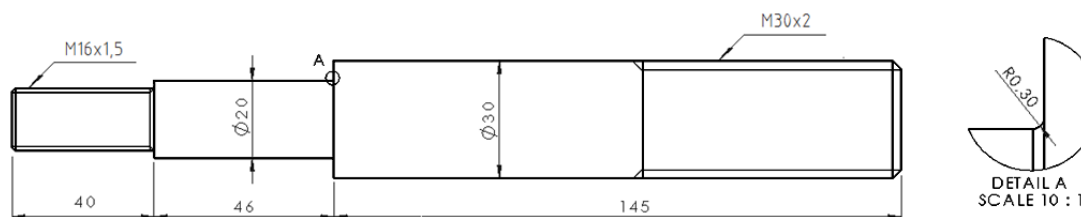
Inicialmente o estudo experimental relativo ao efeito da concentração de tensões passou pela produção de três amostras de dimensões à escala real da máquina. A produção das amostras incidiu apenas na região do veio onde se verifica a rotura do material, ou seja, onde existe o efeito da concentração de tensões na respectiva mudança de secção. Desta forma, de modo a poder ser feita uma comparação relativa à “vida”, infinita ou não, do material das três amostras, foram produzidas uma peça com geometria e dimensões iguais à da máquina (amostra 1) e duas com geometria diferentes (amostra 2 e 3) na zona de concentração de tensões. A Figura 4.1 mostra as dimensões das amostras realizadas, sendo possível visualizar os detalhes A, B e C, que correspondem às zonas onde ocorre o efeito de concentração de tensões. De salientar ainda a representação da secção roscada (M30x2) que, no veio em estudo, não existe; a secção roscada produzida nas amostras tem como finalidade a fixação das mesmas na máquina *INSTRON™*, como será descrito no subcapítulo seguinte.

#### 4.1.1 Simulação da amostra com geometria real

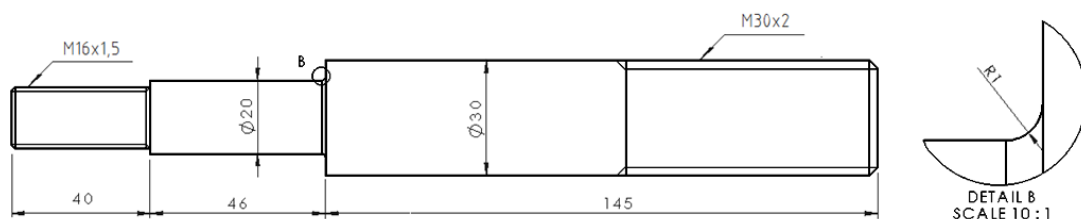
Antes da produção da amostra, foi analisada a forma como esta seria fixada na máquina de ensaios, de modo a poder ser feita a simulação. Nesta fase, constatou-se que a máquina apenas possuía, para fixação de veios de secção circular, duas “garras” hidráulicas cujos mordentes disponíveis apenas permitiam a fixação deste tipo de veios

#### 4. Estudo Experimental do Efeito de Concentração de Tensões

##### Amostra 1:



##### Amostra 2:



##### Amostra 3:

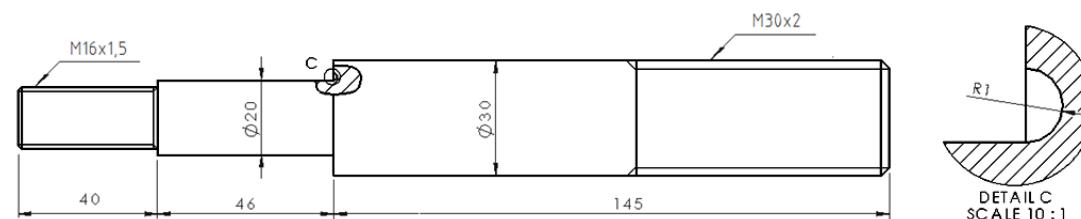


Figura 4.1 - Dimensões das três amostras construídas para simulação.

até 15 milímetros de diâmetro, o que não seria suficiente para este estudo, uma vez que este inclui o uso de veios de 30 milímetros.

Uma vez que as “garras” hidráulicas disponíveis não serviram para este estudo, devido às dimensões exigidas, a própria construção do veio foi feita para que este pudesse ser fixado directamente no suporte da máquina. Esta fixação foi efectuada por intermédio de uma rosca esquerda (M30x2mm) na extremidade oposta à zona onde ocorre a rotura do material. Posteriormente, houve a necessidade de executar um suporte para fixação da outra extremidade do veio à respectiva “célula de carga” existente na máquina. A Figura 4.2 mostra a montagem do veio e respectivo suporte na máquina de ensaios. É ainda possível visualizar a existência de duas porcas que foram executadas de modo a funcionarem como contra-porcas, ou seja, para eliminar a folga existente na rosca entre o suporte da máquina e o veio. Ainda na Figura 4.2, ao centro, são visíveis os dois rolamentos e a respectiva porca de fixação. A aplicação destes na amostra adoptada no ensaio tem como função aproximar as forças exigidas ao veio o mais possível à realidade. Assim, foram aplicados os rolamentos na respectiva secção e posterior aperto da porca com o respectivo binário obtido na máquina de origem da peça.

#### 4. Estudo Experimental do Efeito de Concentração de Tensões



Figura 4.2 - Fixação da amostra para realização do ensaio na máquina INSTRON.

De seguida, para iniciar o ensaio de fadiga, tendo em conta as forças reais apresentadas no capítulo anterior, procedeu-se a um estudo com o objectivo de saber a resistência do material e a respectiva vida. Foi realizado este estudo porque se verificou que somente as forças solicitadas de tracção e compressão provocadas na realidade não davam origem à rotura do material. Deste modo optou-se por determinar uma força que desse origem à rotura do material para uma vida finita. Assim, com base nas equações apresentadas no Capítulo 2 relativas à tensão limite de fadiga, os parâmetros a determinar foram os seguintes:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma'_f = 1200 + 345 = 1545 \text{ [Mpa]} \\ b = -\frac{\log\left(\frac{1545}{354,3}\right)}{\log(2 \times 10^6)} = -0,1015 \\ f = \frac{1545}{1200} \times (2 \times 10^3)^{-0,1015} = 0,595 \\ a = \frac{(0,595 \times 1200^2)}{354,3} = 1438,9 \end{array} \right.$$

Arbitrando um valor para a respectiva vida do material (por ex. para 250 000 ciclos, vida finita), a equação da resistência à fadiga fica:

$$\sigma_{f,N} = 1438,9 \times 250000^{-0,1015} = 407,5 \text{ [Mpa]}$$

#### 4. Estudo Experimental do Efeito de Concentração de Tensões

Recorrendo novamente ao diagrama de *Goodman*, utilizando agora a tensão de resistência à fadiga calculada anteriormente, vem:

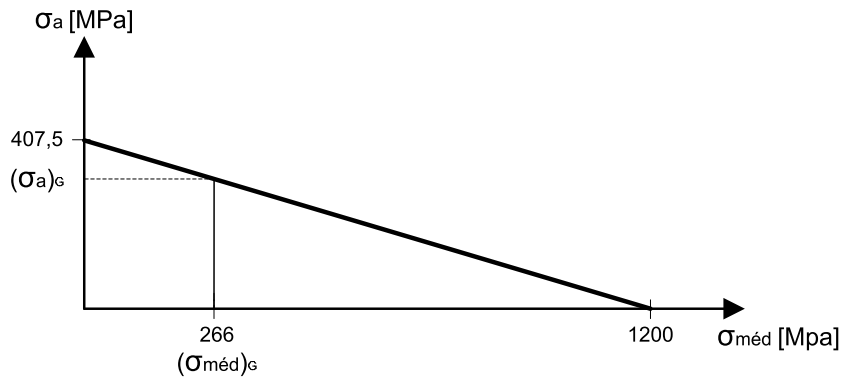


Figura 4.3 - Diagrama de Goodman para cálculo da tensão alternada segundo uma vida finita.

$$\frac{(\sigma_a)_G}{407,5} + \frac{266}{1200} = 1$$

$$\Leftrightarrow (\sigma_a)_G = \left(1 - \frac{266}{1200}\right) \times 407,5$$

$$\Leftrightarrow (\sigma_a)_G = 317,2 \text{ [Mpa]}$$

O valor determinado anteriormente vem afectado dos respectivos factores de concentração de tensões estático e dinâmico, pelo que é necessária a divisão por estes para conhecer a respectiva tensão nominal.

$$(\sigma_a)_n = \frac{317,2}{2,82} = 112,5$$

A força referente à tensão anterior (para a secção dos rolamentos) é:

$$F = 112,5 \times \pi \times 10^2 = 35,3 \text{ [kN]}$$

Após estes cálculos, foi possível conhecer o valor da força alternada (amplitude) que seria necessária para que a amostra entrasse em rotura com a respectiva vida indicada. Deste modo foi aplicada uma força alternada de 36 [kN], dando assim início ao ensaio.

Após algumas horas de funcionamento da máquina de ensaios, estando limitada em termos de capacidade (aplicação de uma frequência máxima de funcionamento sem entrar ressonância), os resultados obtidos foram registados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Resultados obtidos após ensaio (amostra com geometria real).

Forças aplicadas		
Força média, $F_{méd}$ [N]	Força alternada, $F_a$ [N]	Nº de ciclos até à rotura
29 600 (aperto da porca)	36 000	758 299

#### 4. Estudo Experimental do Efeito de Concentração de Tensões

No entanto, o local da rotura não foi na redução de diâmetros mas sim na zona roscada de aperto dos rolamentos (Figura 4.4). Na prática, o que se verificou nesta aplicação já era esperado uma vez que, apenas com as solicitações de tracção e compressão, a zona de concentração de tensões seria maior na secção roscada (área menor). Este facto, leva a concluir que a carga de flexão verificada na realidade afecta significativamente o comportamento do veio, passando-se a verificar a rotura na zona de encosto dos rolamentos no veio.

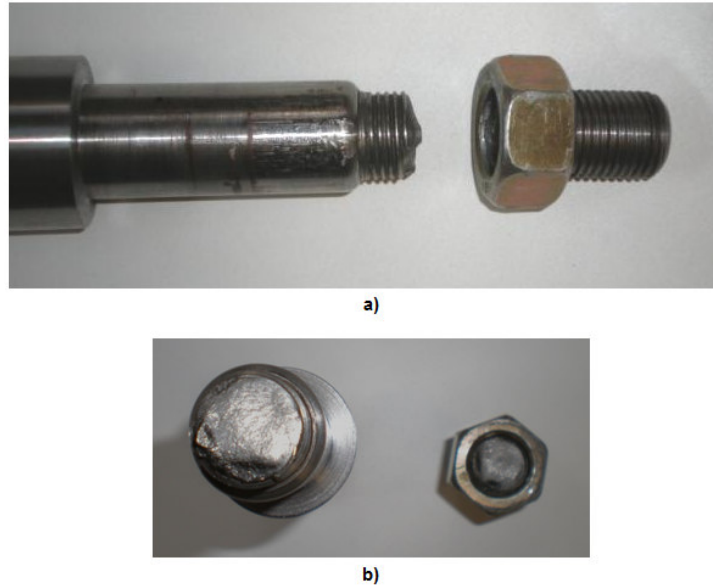


Figura 4.4 - Zona de rotura da amostra após ensaio de fadiga, a) vista longitudinal, b) secção transversal.

##### 4.1.2 Simulação das amostras com geometrias alteradas

Relativamente às duas amostras produzidas com geometrias diferentes na zona onde se verifica a concentração de tensões, constatou-se que não seria necessário realizar as respectivas simulações, pois a rotura do material iria ocorrer sempre na zona roscada, tal com na situação anterior.

Através da máquina de ensaios *INSTRON*<sup>™</sup> disponível no laboratório, não foi possível aplicar no material todas as solicitações em simultâneo existentes na realidade (axiais e de flexão) e conseqüentemente comparar a influência de diferentes geometrias adoptadas.

#### 4.2 AMOSTRAS PRODUZIDAS À ESCALA REDUZIDA

Para comprovar o efeito de concentração de tensões no estudo destes componentes, uma vez que não foi possível através da simulações anteriormente descritas, procedeu-se à produção de amostras à escala reduzida, de 1:2, relativamente aos diâmetros reais. O

#### 4. Estudo Experimental do Efeito de Concentração de Tensões

objectivo da construção destas amostras foi essencialmente verificar a influência de raios de concordância na descontinuidade geométrica exigida, deixando de ser considerada a secção roscada para aperto dos rolamentos. Para tal, foram construídas duas amostras com geometrias diferentes na zona de concentração de tensões, sendo a primeira com um raio de concordância de aproximadamente  $r = 0$  (amostra A), e a segunda com um raio de concordância de  $r = 0,5$  (amostra B). Na Figura 4.5 apresentam-se as dimensões das amostras, sendo possível visualizar os detalhes A e B, que correspondem às zonas onde ocorre o efeito de concentração de tensões.

Neste caso já houve a possibilidade de usar as “garras” hidráulicas disponíveis para fixação da amostra, uma vez que as dimensões já eram aceitáveis para os respectivos mordentes.

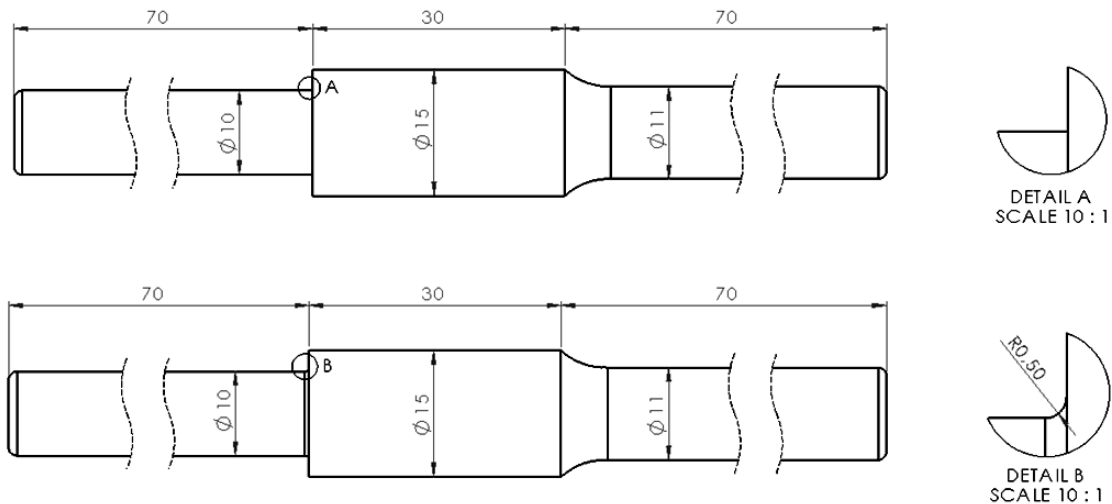


Figura 4.5 - Dimensões das amostras de escala reduzida

##### 4.2.1 Simulação da amostra de escala reduzida com $r = 0$ .

Após produzidas as amostras, foram aplicadas as “garras” hidráulicas na máquina de ensaios para a sua fixação. A Figura 4.6 mostra a montagem da amostra para a realização do ensaio.

De seguida, foi seguido o mesmo procedimento das simulações anteriores, realizando um estudo com o objectivo de determinar a resistência do material e a respectiva vida. Neste caso é necessário aplicar uma tensão média através da máquina de ensaios (equivalente à tensão axial provocada pelo aperto dos rolamentos) para que as tensões envolvidas se aproximem da realidade. Assim mantendo constante a tensão média axial verificada nos casos anteriores, a força exercida fica:

$$F_{med} = 94,22 \times \pi \times 5^2 = 7400 [N]$$

#### 4. Estudo Experimental do Efeito de Concentração de Tensões

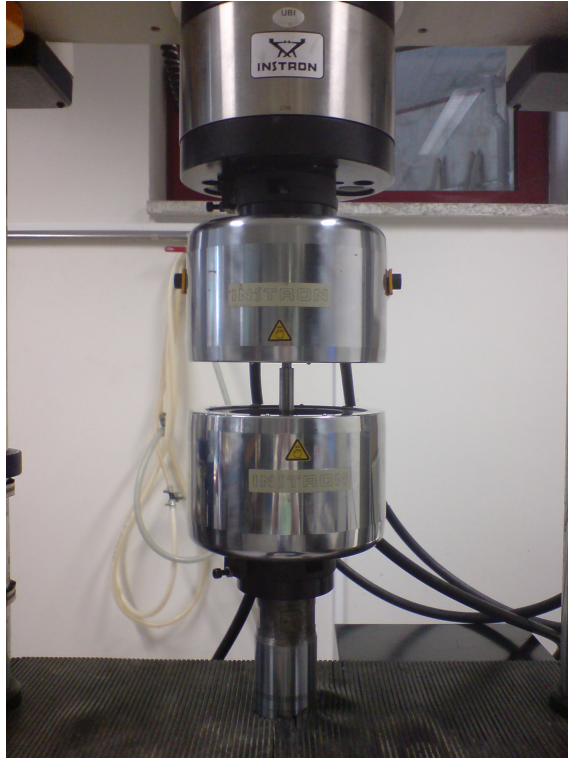


Figura 4.6 - Fixação da amostra para realização do ensaio na máquina INSTRON.

O factor de concentração de tensões dinâmico ( $k_f$ ) neste caso é diferente, devido ao raio de concordância ser menor. Assim para um raio de concordância de  $r=0.15$  (o raio teoricamente obtido, à escala 1:2), a sensibilidade ao entalhe (consultar a Figura 2.8) é  $q = 0,75$ .

Neste caso, como a escala reduziu para metade da escala real, as relações dos diâmetros e do raio de concordância mantêm-se iguais assim como o factor de concentração de tensões estático.

$$k_f = q \times (k_t - 1) + 1 = 0,75 \times (3,3 - 1) + 1 = 2,73$$

Logo:

$$(\sigma_{med})_G = 94,22 \times 2,73 = 257,22 [Mpa]$$

Através dos parâmetros  $a$ ,  $b$ ,  $f$ ,  $\sigma'_f$  já calculados anteriormente (constantes para o mesmo material), arbitrando um valor para a respectiva vida do material (por ex. para 50 000 ciclos, vida finita), a equação da resistência à fadiga fica:

$$\sigma_{f,N} = 1438,9 \times 50000^{-0,1015} = 479,83 [Mpa]$$

Recorrendo novamente ao diagrama de *Goodman*, utilizando agora a tensão de resistência à fadiga calculada anteriormente, vem:

#### 4. Estudo Experimental do Efeito de Concentração de Tensões

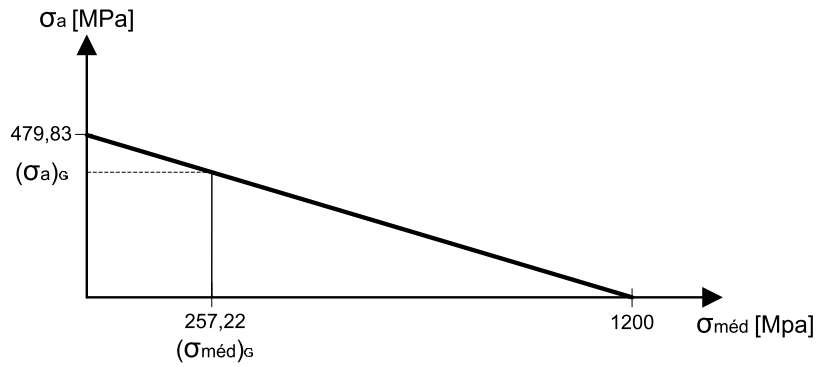


Figura 4.7 - Diagrama de Goodman para cálculo da tensão alternada segundo uma vida finita.

$$\frac{(\sigma_a)_G}{479,83} + \frac{257,22}{1200} = 1$$

$$\Leftrightarrow (\sigma_a)_G = \left(1 - \frac{257,22}{1200}\right) \times 479,83$$

$$\Leftrightarrow (\sigma_a)_G = 376,98 \text{ [Mpa]}$$

O valor determinado anteriormente vem afectado dos respectivos factores de concentração de tensões estático e dinâmico, pelo que é necessária a divisão por estes para conhecer a respectiva tensão nominal.

$$(\sigma_a)_n = \frac{376,98}{2,73} = 138,1 \text{ [Mpa]}$$

A força axial referente à tensão anterior (para a secção dos rolamentos) é:

$$F = 138,1 \times \pi \times 5^2 = 10,85 \text{ [kN]}$$

Assim, foi possível conhecer o valor da força alternada (amplitude) que seria necessária para que a amostra entrasse em rotura com a respectiva vida indicada. Deste modo foi aplicada uma força axial constante de 7400 [N] e posteriormente uma força alternada de 10,8 [kN], dando assim início ao ensaio.

Após algumas horas de funcionamento da máquina de ensaios os resultados obtidos nesta amostra foram registados na Tabela 4.2

Tabela 4.2 - Resultados obtidos após ensaio (amostra com  $r = 0$ ).

Forças aplicadas		
Força média, $F_{méd}$ [N]	Força alternada, $F_a$ [N]	Nº de ciclos até à rotura
7400	10 800	123 677

Na Figura 4.8 visualiza-se a rotura do material após ensaio de fadiga, onde é possível verificar que a rotura ocorre na zona de concentração de tensões; na descontinuidade geométrica.

#### 4. Estudo Experimental do Efeito de Concentração de Tensões

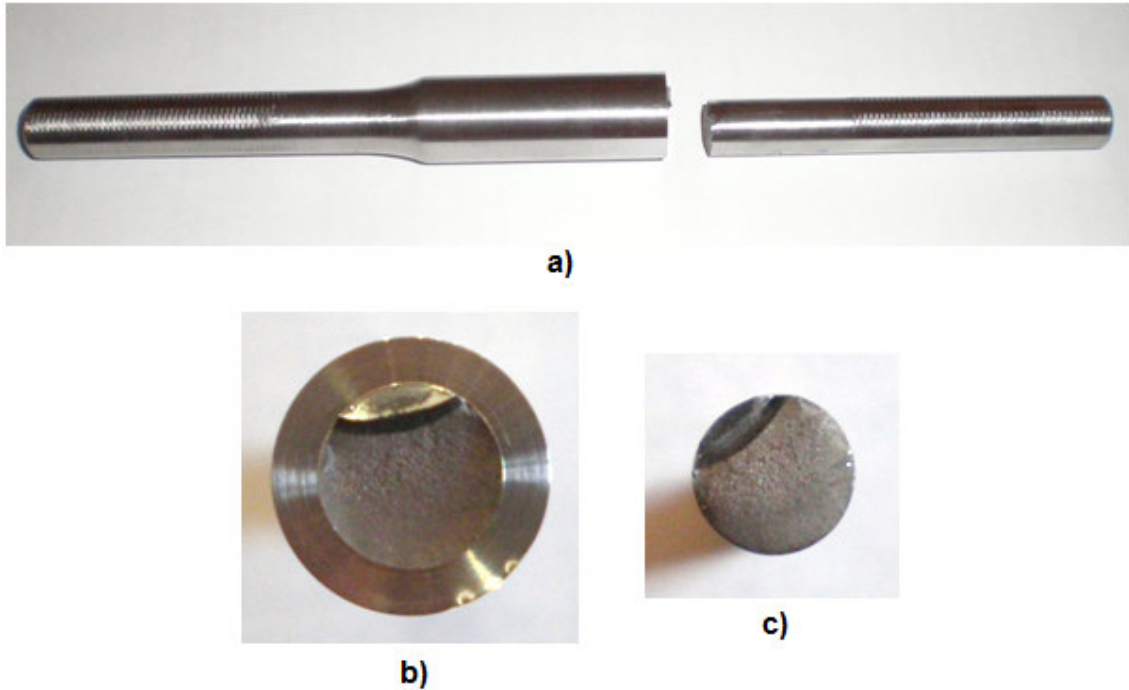


Figura 4.8 - Rotura da amostra, com  $r = 0$  [mm], após ensaio de fadiga, a) vista longitudinal, b) e c) secção transversal.

#### 4.2.2 Simulação da amostra de escala reduzida com $r = 0,5$ .

Relativamente à segunda amostra produzida com geometria alterada, esta foi igualmente colocada na máquina de ensaios com o objectivo de comparar os resultados com os da simulação anterior. Deste modo, para dar início ao ensaio, foram aplicadas as mesmas forças do caso anterior, ou seja, uma força axial constante de 7400 [N] e posteriormente uma força alternada de 10,8 [kN].

Durante o ensaio de fadiga verificou-se que esta amostra, com  $r = 0,5$  [mm], não entrou em rotura no intervalo de vida considerada finita; foi prolongado o ensaio até completar 2 000 000 de ciclos, continuando a não se verificar a rotura. Uma vez considerada vida infinita, foi terminado o ensaio, fazendo novamente um novo estudo das forças que serão necessárias para que o material entre em rotura após 50 000 ciclos. Assim, mantendo a constante a razão de tensões ( $R$ ) fica:

$$R = \frac{F_{\min}}{F_{\max}} = \frac{-3,4}{18,2} = -0,187$$

Logo:

$$\frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} = -0,187 \Leftrightarrow \sigma_a = 1,46 \times \sigma_m \quad (4.1)$$

Substituindo na equação de Goodman:

#### 4. Estudo Experimental do Efeito de Concentração de Tensões

$$\begin{aligned}\frac{1,46 \times \sigma_m}{\sigma_{f0}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{rot}} &= 1 \\ \Leftrightarrow \frac{1,46 \times \sigma_m}{479,83} + \frac{\sigma_m}{1200} &= 1 \\ \Leftrightarrow (\sigma_m)_G &= 258 \text{ [Mpa]}\end{aligned}$$

Neste caso, é necessário determinar novamente os factores de concentração de tensões estático e dinâmico, uma vez que o raio de concordância é diferente do caso anterior. Assim:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{D}{d} = \frac{15}{10} = 1,5 \\ \frac{r}{d} = \frac{0,5}{10} = 0,05 \end{array} \right. \Rightarrow k_t = 2,37$$

Consultando a Figura 2.8 referente à sensibilidade ao entalhe do material, verifica-se para este caso que  $q = 0,85$ , logo:

$$k_f = 0,85 \times (2,37 - 1) + 1 = 2,16$$

Do mesmo modo, a tensão média de Goodman vem afectada dos factores de concentração de tensões, assim:

$$(\sigma_m)_n = \frac{258}{2,16} = 119,44 \text{ [Mpa]}$$

A força média, referente à tensão anteriormente calculada, a aplicar na máquina de ensaios é:

$$F_{med} = (\sigma_m)_n \times \pi \times 5^2 = 119,44 \times \pi \times 5^2 = 9381 \text{ [N]}$$

Quanto à tensão alternada, substituindo na equação (4.1), vem:

$$(\sigma_a)_G = 1,46 \times 258 = 376,68 \text{ [Mpa]}$$

$$(\sigma_a)_n = \frac{376,68}{2,16} = 174,39 \text{ [Mpa]}$$

$$F_a = 174,39 \times \pi \times 5^2 = 13\,696,56 \text{ [N]}$$

Após efectuar novos cálculos, foi possível conhecer as novas tensões a aplicar no material para que este, com um raio de concordância de  $r = 0,5$  [mm], entre em rotura com a respectiva vida indicada. Deste modo, foi dado início ao ensaio, aplicando uma força média de 9400 [N], e posteriormente uma força alternada de 13 700 [N]. Após

#### 4. Estudo Experimental do Efeito de Concentração de Tensões

várias horas de funcionamento da máquina de ensaios, os resultados obtidos foram registados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Resultados obtidos após ensaio (amostra com  $r = 0,5$ ).

Forças aplicadas		
Força média, $F_{\text{méd}}$ [N]	Força alternada, $F_a$ [N]	Nº de ciclos até à rotura
9400	13700	194 653

A Figura 4.9 mostra a zona onde ocorreu a rotura do material.

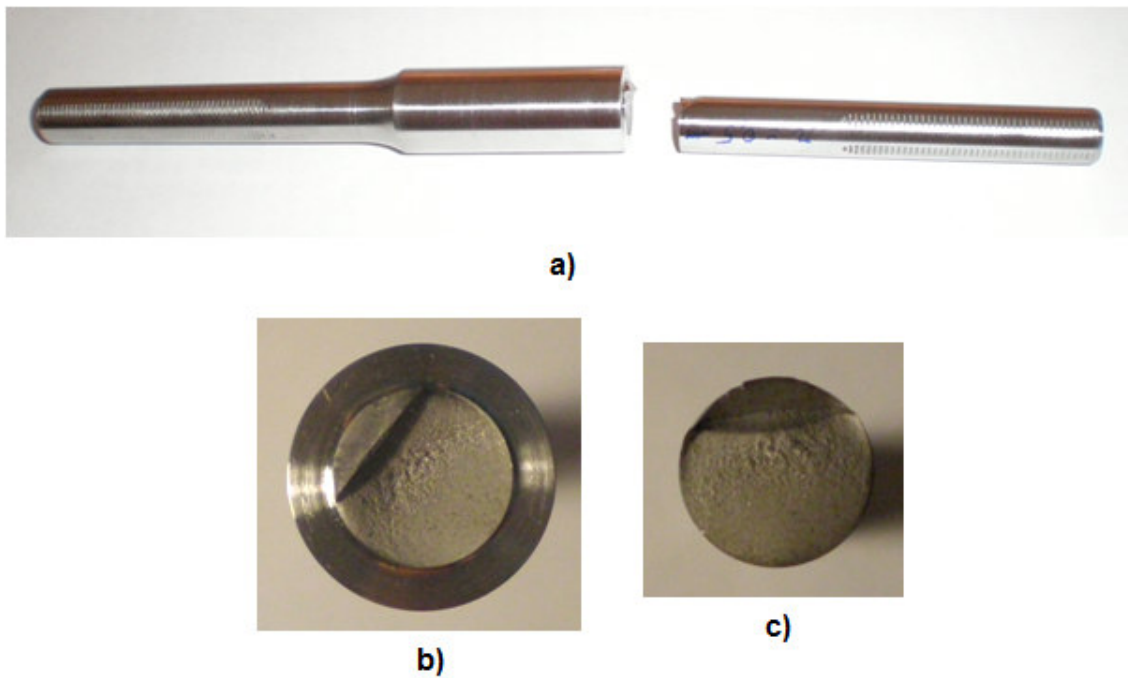


Figura 4.9 - Rotura da amostra, com  $r = 0.5$  [mm], após ensaio de fadiga, a) vista longitudinal, b) e c) secção transversal.



# CAPÍTULO 5

## SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS E SOLUÇÕES PROPOSTAS

Neste capítulo serão apresentadas as várias soluções simuladas para o problema proposto, fundamentadas com base no estudo experimental descrito no capítulo anterior e em simulações computacionais, através do software *Solid Works*, recorrendo ao método dos elementos finitos. Para tal, foram analisadas as tensões/deformações existentes na peça real através do *Solid Works*, para posteriormente comparação de peças com diferentes geometrias na zona onde se verifica a rotura do material.

Durante as simulações, houve a necessidade de considerar apenas metade da secção circular da peça em estudo, devido a limitações computacionais e consequentemente foi considerado apenas metade do valor das forças reais. Assim, os valores obtidos são iguais aos obtidos no caso de considerar toda a secção circular da peça com a aplicação do valor real das forças.

### 5.1 ANÁLISE DO VEIO REAL

Inicialmente, como na análise teórica, foi estudado o problema apenas com a sollicitação de forças axiais ao veio. Deste modo, foi aplicada uma força axial de 29,6 [kN], a qual é exercida na realidade devido ao aperto da porca, contra a secção de encosto rolamentos, ficando o material sujeito ao esforço de tracção em toda a zona

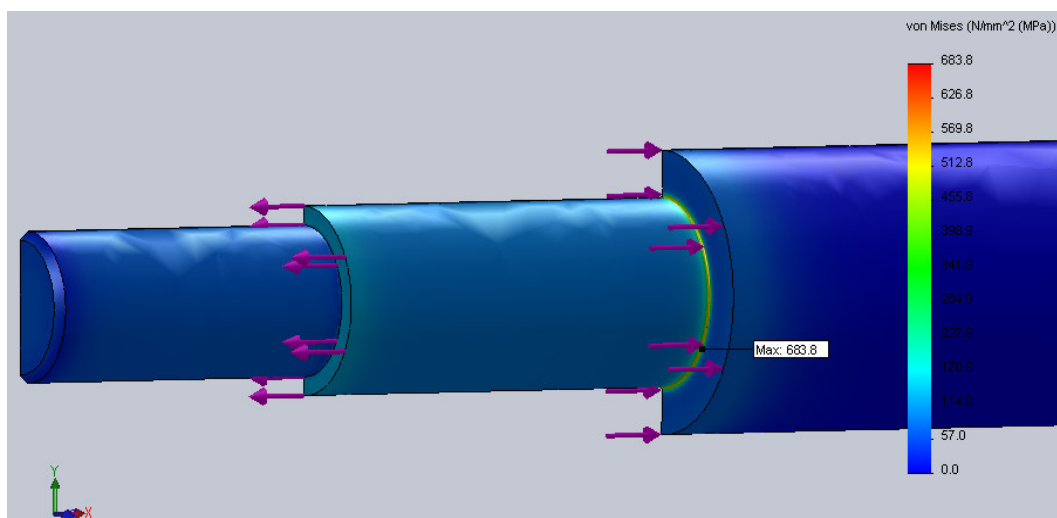


Figura 5.1 - Tensões obtidas na peça real, após aplicação de forças axiais.

## 5. Simulações Computacionais e Soluções Propostas

crítica do veio. A Figura 5.1 apresenta o resultado da simulação computacional referente à peça real, com a aplicação das forças axiais. De salientar que a força axial indicada foi aplicada na extremidade do veio num sentido, ignorando toda a zona roscada, e na secção de encosto dos rolamentos no sentido inverso, como se pode visualizar na Figura 5.1; isto deve-se ao facto de a secção de encosto do rolamento não se considerar como um corpo rígido, sendo esta igualmente deformável como o restante veio.

Constatou-se que apenas a força axial verificada, provoca na zona crítica do veio uma tensão de *Von Mises* de 683,8 [Mpa]. A Figura 5.2 mostra de uma forma ampliada a zona onde se verificam as maiores tensões após a aplicação da carga.

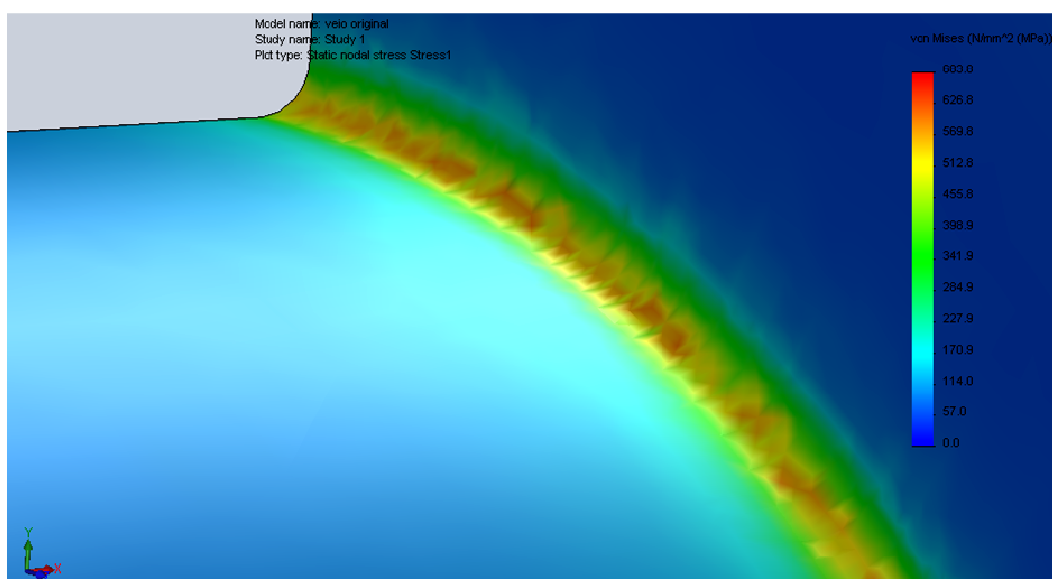


Figura 5.2 - Ampliação da zona de concentração de tensões da simulação da peça real.

Posteriormente, houve a necessidade de aplicar forças que provocassem a flexão do veio, uma vez que na, situação real, o veio é também sujeito a este tipo de forças. Deste modo, não conhecendo o valor real da força de flexão exercida, foram arbitrados 3 valores diferentes para efeitos de simulação e, assim, foi possível comparar o valor da deformação provocada em cada caso e a respectiva tensão.

Tendo em conta que, além do veio real conter um comprimento considerável, a zona que é relevante para o estudo ocorre na mudança de secção, (zona de encosto dos rolamentos) foi aplicada uma força de flexão directamente nessa secção para verificar a o comportamento do veio.

As imagens seguintes mostram a tensão e a deformação existentes em cada caso analisado, ou seja, aplicando uma força de flexão na extremidade da secção dos rolamentos de 1 [kN], 2 [kN] e 3 [kN] respectivamente.

## 5. Simulações Computacionais e Soluções Propostas

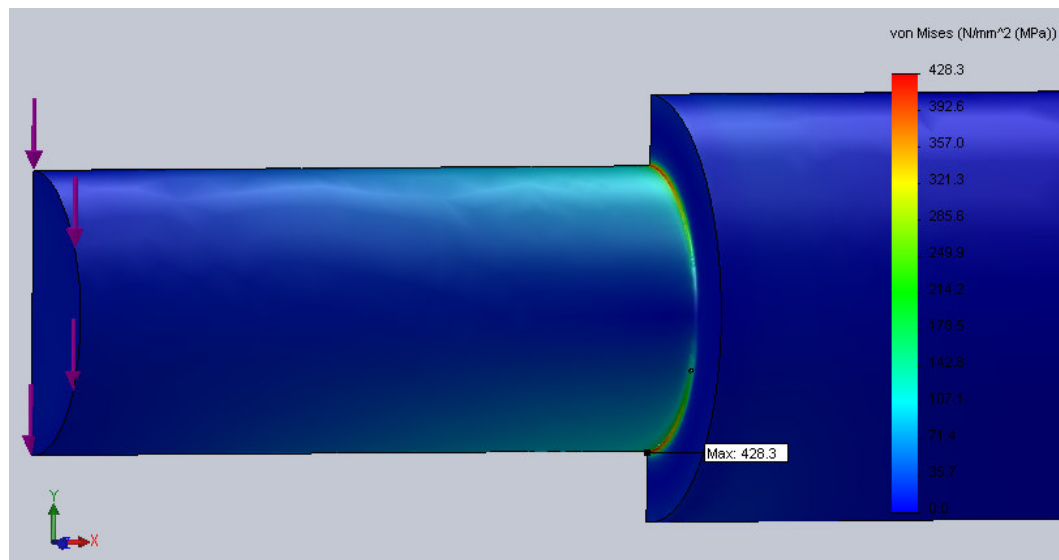


Figura 5.3 - Tensão obtida após aplicação de força de flexão de 1 [kN].

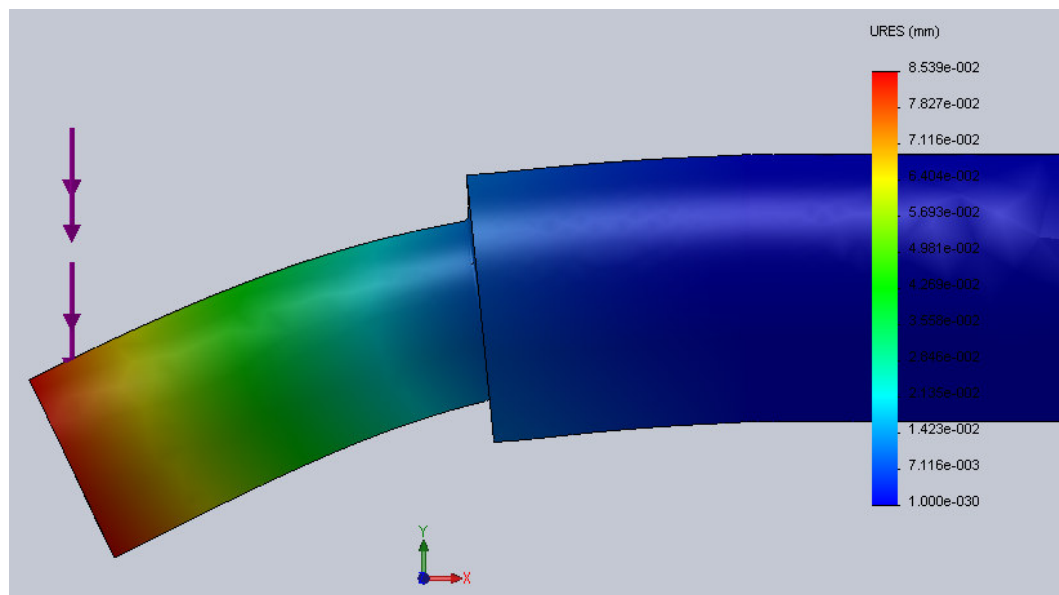


Figura 5.4 - Deformação obtida após aplicação de força de flexão de 1 [kN].

## 5. Simulações Computacionais e Soluções Propostas

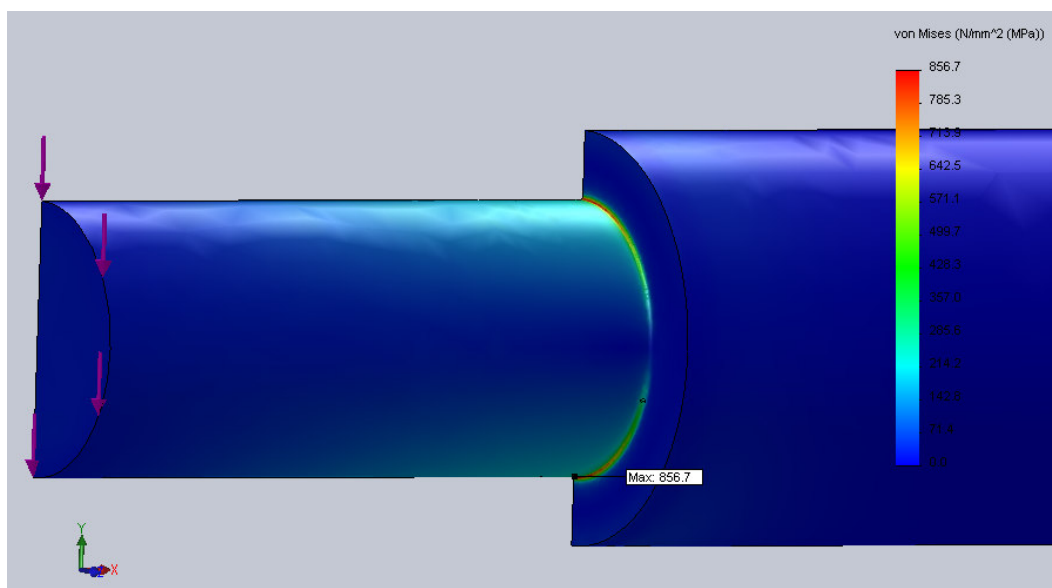


Figura 5.5 - Tensão obtida após aplicação de força de flexão de 2 [kN].

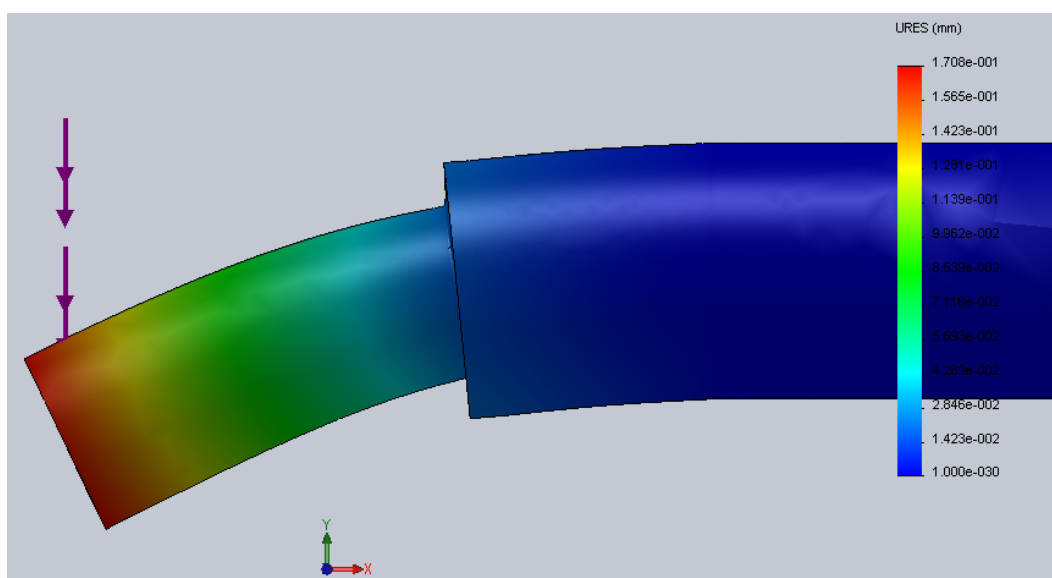


Figura 5.6 - Deformação obtida após aplicação de força de flexão de 2 [kN].

## 5. Simulações Computacionais e Soluções Propostas

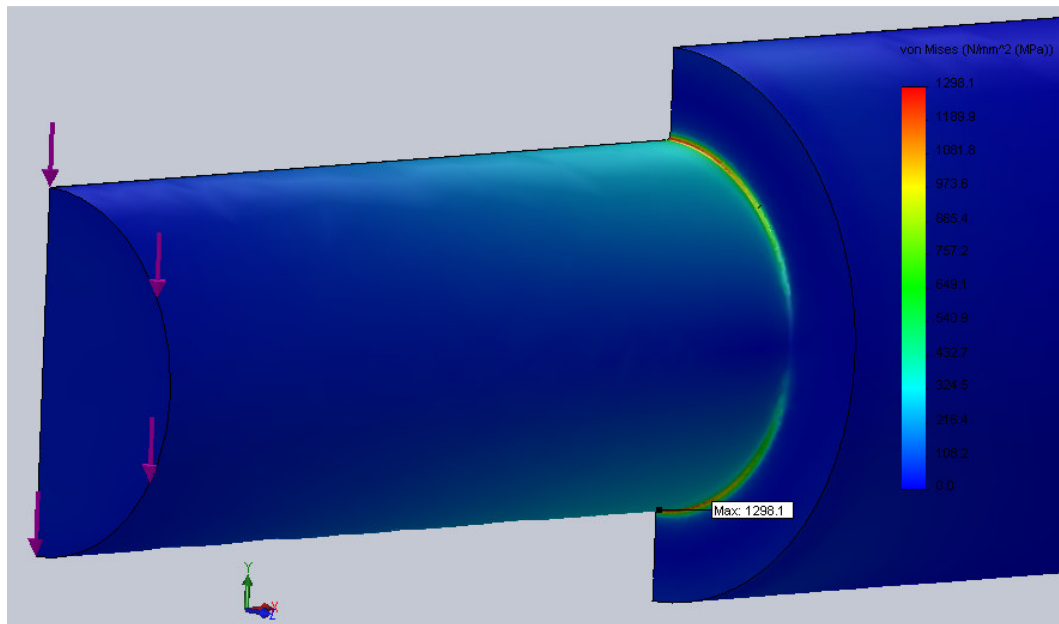


Figura 5.7 - Tensão obtida após aplicação de força de flexão de 3 [kN].

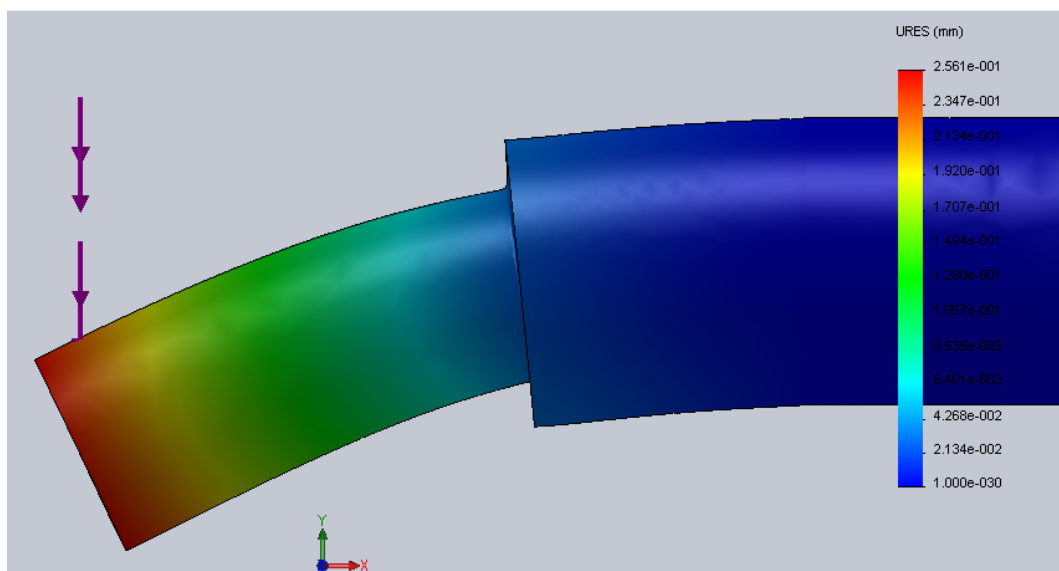


Figura 5.8 - Deformação obtida após aplicação de força de flexão de 3 [kN].

Analisando os três casos anteriores, verificou-se que o aumento da força de flexão aplicada provoca um aumento da deformação e da tensão, cujos valores são apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Valores obtidos para as várias forças de flexão

Força Aplicada [kN]	Tensão Obtida [Mpa]	Deformação Obtida [mm]
1	428,3	0,08539
2	856,7	0,1708
3	1298,1	0,2561

## 5. Simulações Computacionais e Soluções Propostas

Com base na análise referente à flexão apresentada no Capítulo 3, através do gráfico da Figura 3.14 foi possível constatar que a maioria dos esforços para ocorrer a ruptura do veio é devido à flexão, que em termos de tensões se aproxima dos 260 [Mpa]. Da análise anterior, verifica-se que para uma força de flexão de 1 [kN] já é obtida uma tensão superior à teoricamente determinada. Assim, o valor real da força de flexão aplicada no apoio será ligeiramente inferior a 1 [kN].

De seguida foi realizada uma simulação considerando os dois tipos de forças (axiais e de flexão), adoptando para tal uma força de flexão de 1 [kN].

Para a realização da simulação, a peça foi fixada na zona onde na realidade passa na chumaceira fixa da máquina, sendo possível verificar toda a deformação do veio desde essa zona. As Figuras 5.9 e 5.10 mostram os valores das tensões obtidas após a simulação.

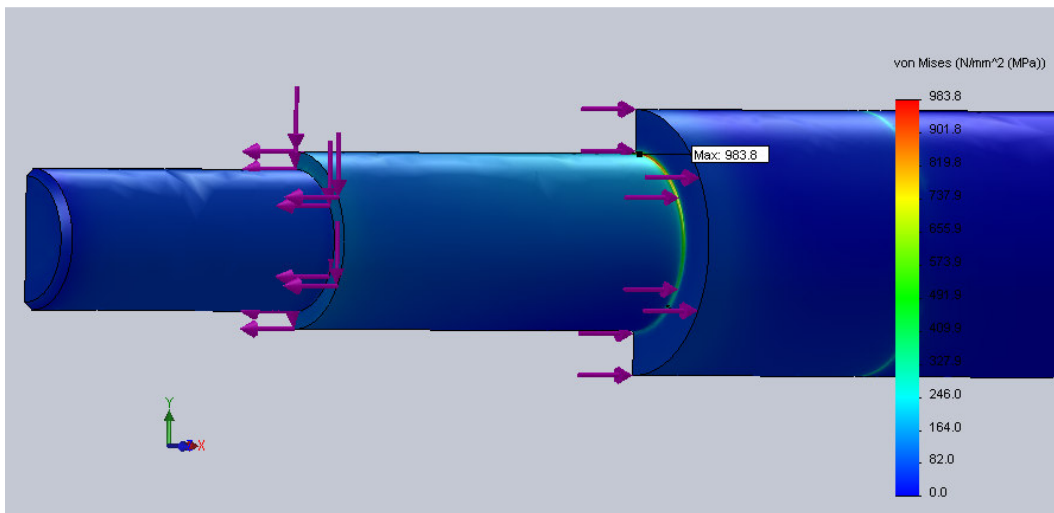


Figura 5.9 - Tensões obtidas para o conjunto de forças.

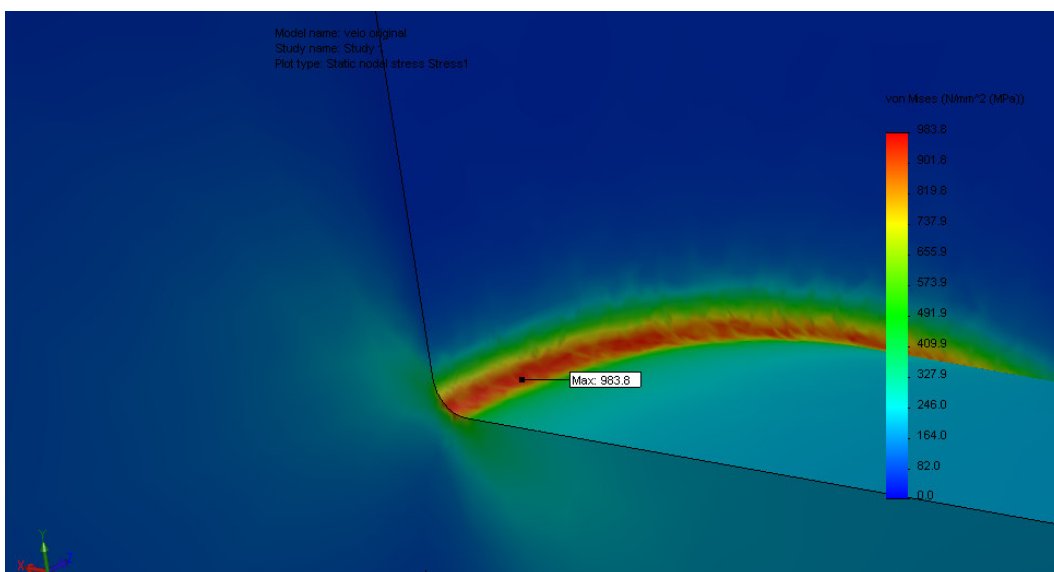


Figura 5.10 - Ampliação da zona de concentração de tensões, em corte, para o conjunto de forças.

## 5. Simulações Computacionais e Soluções Propostas

Quanto à deformação provocada após a aplicação destas cargas, o gráfico da Figura 5.11 apresenta os valores obtidos.

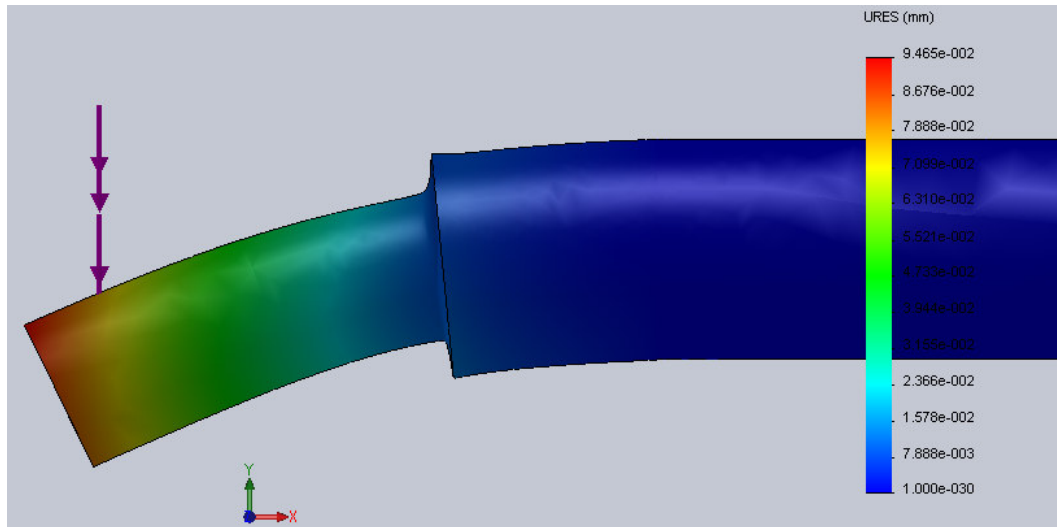


Figura 5.11 - Deformação obtida para o conjunto de forças.

Relativamente ao tipo de malha adoptada em todas as simulações, foram realizados diversos tipos de refinamento da mesma para convergência de valores, no entanto foi adoptado o método *h-adaptative* disponibilizado pelo software, visto que obtém valores credíveis. Este método realiza a simulação até um máximo de 5 etapas consecutivas (Loops), cujo objectivo é refinar a malha o mais possível apenas na zona de maiores tensões no material. Deste modo é possível diminuir o tempo de simulação, uma vez que o número de nós da malha obtidos será consideravelmente menor. A Figura 5.12 mostra o tipo de malha usada para simulação onde é possível visualizar as zonas de maiores tensões.

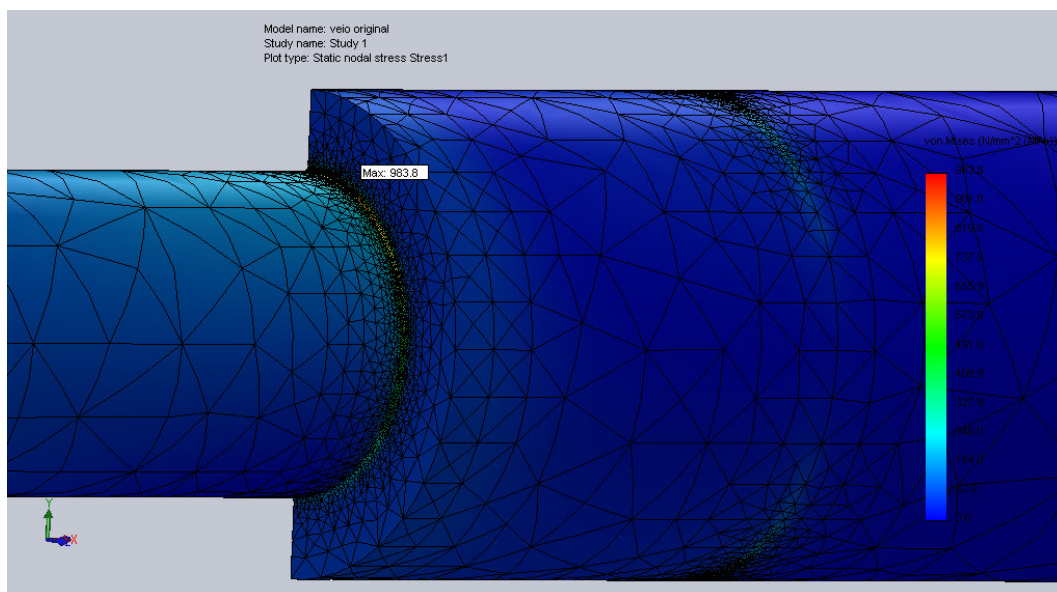


Figura 5.12 - Representação da malha após simulação, através do método *h-adaptative*.

## 5. Simulações Computacionais e Soluções Propostas

Em termos de convergência dos valores da simulação, é possível obter um gráfico, através do software, dado pela Figura 5.13.

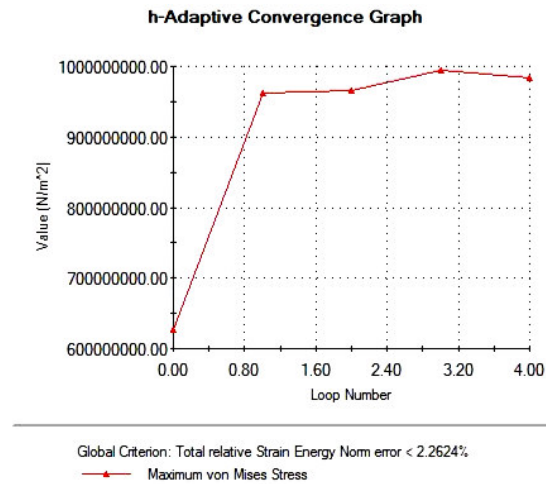


Figura 5.13 - Representação gráfica da evolução da tensão ao longo da simulação (loops).

## 5.2 ANÁLISE DAS DIVERSAS SOLUÇÕES TESTADAS

Nesta secção são apresentadas e analisadas as diversas soluções que foram alvo de teste para tentar melhorar a durabilidade do veio em estudo. As diferentes soluções diferem na geometria do veio, nomeadamente na zona de mudança de secção onde ocorre o efeito de concentração de tensões.

Relativamente à força de flexão aplicada, foi adoptado o valor de 1 [kN] em todas as soluções a seguir apresentadas, para posteriormente ser possível realizar uma comparação entre as mesmas.

### 5.2.1 Solução 1

A primeira solução consiste na simulação cujo veio apresenta um raio de concordância ( $r$ ), na mudança de secção, de 1mm, sendo o raio máximo que o rolamento destas

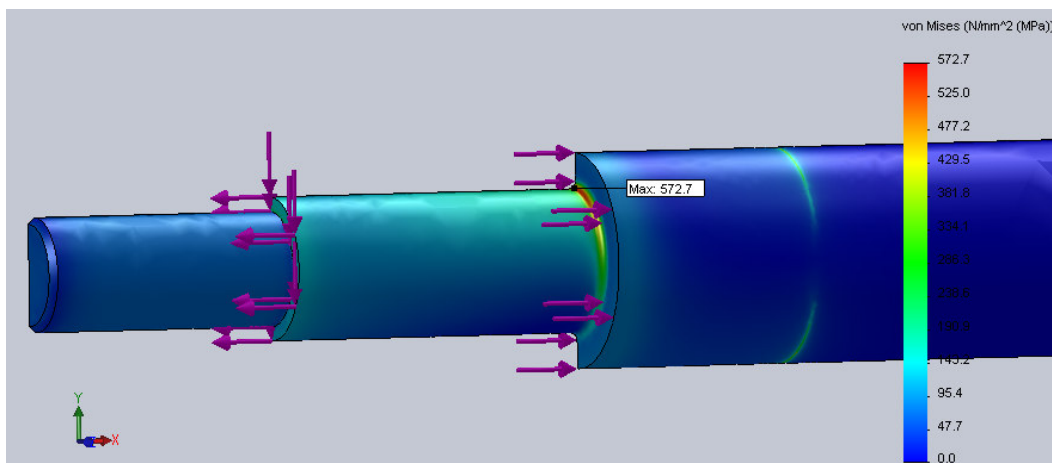


Figura 5.14 - Tensões obtidas para o conjunto de forças, considerando um raio  $r = 1$  [mm].

## 5. Simulações Computacionais e Soluções Propostas

dimensões admite para o encosto. Foi realizada a simulação considerando o conjunto das forças (força axial e de flexão) uma vez que na realidade actuam ambas em simultâneo.

As Figuras 5.14, 5.15 e 5.16 mostram os resultados obtidos da simulação onde é possível visualizar a tensão e deformação obtidas.

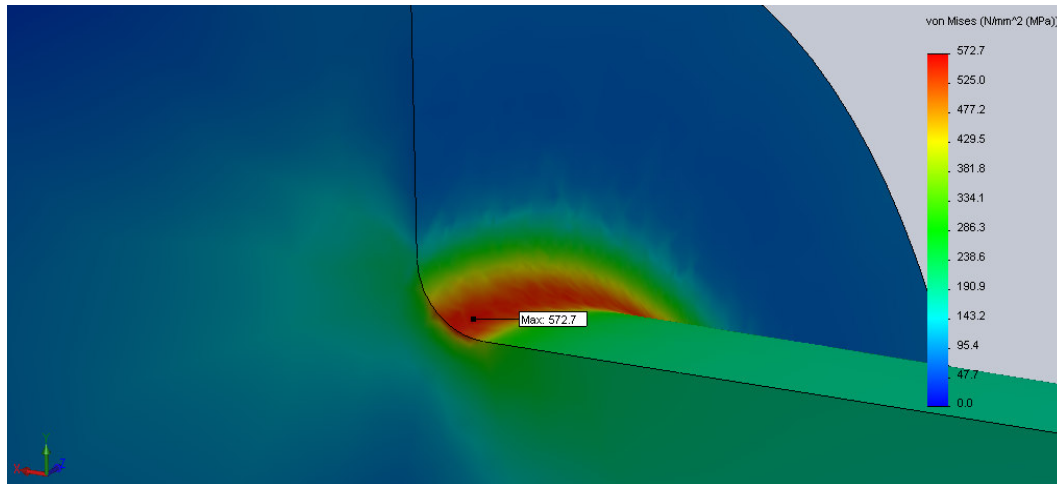


Figura 5.15 - Ampliação da zona de concentração de tensões, em corte, para o conjunto de forças, com  $r = 1$  [mm].

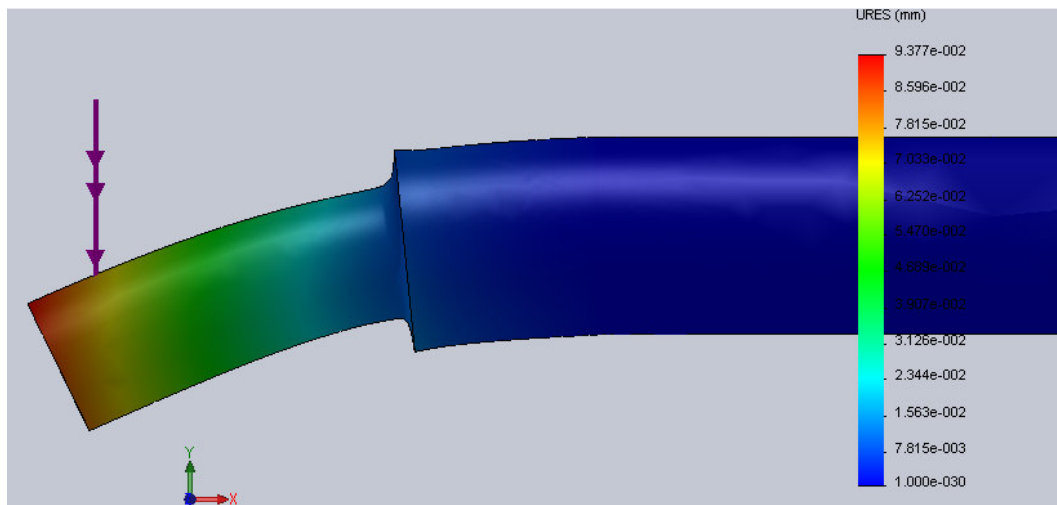


Figura 5.16 - Deformação obtida para o conjunto de forças com  $r = 1$  [mm].

### 5.2.2 Solução 2

A segunda solução consiste numa geometria cuja zona onde ocorre o efeito de concentração de tensões contém um chanfro longitudinal com um raio  $r = 1$  [mm].

Tal como descrito para as soluções anteriores, foi realizada a simulação considerando o conjunto das forças (força axial e de flexão) uma vez que na realidade actuam ambas em simultâneo.

## 5. Simulações Computacionais e Soluções Propostas

As Figuras 5.17, 5.18 e 5.19 apresentam, de igual modo, as tensões obtidas para este caso e a respectiva deformação provocada, considerando uma força de flexão de 1 [kN].

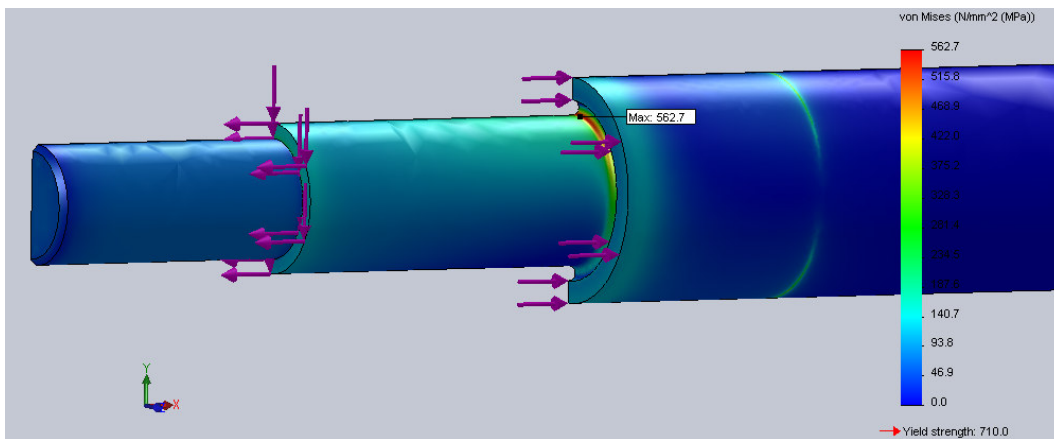


Figura 5.17 - Tensões obtidas para o conjunto de forças, com um chanfro longitudinal de  $r = 1$  [mm].

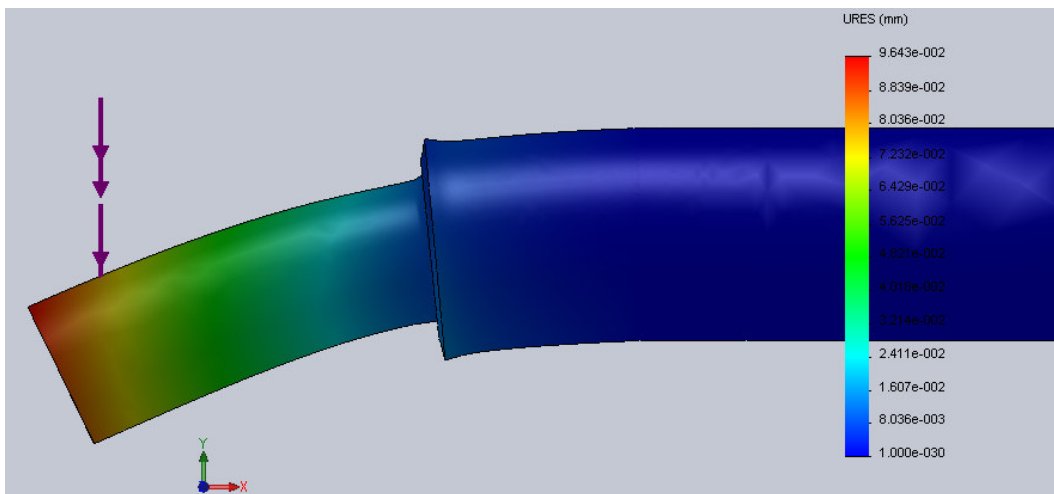


Figura 5.18 - Deformação obtida para o conjunto de forças, com um chanfro longitudinal de  $r = 1$  [mm].

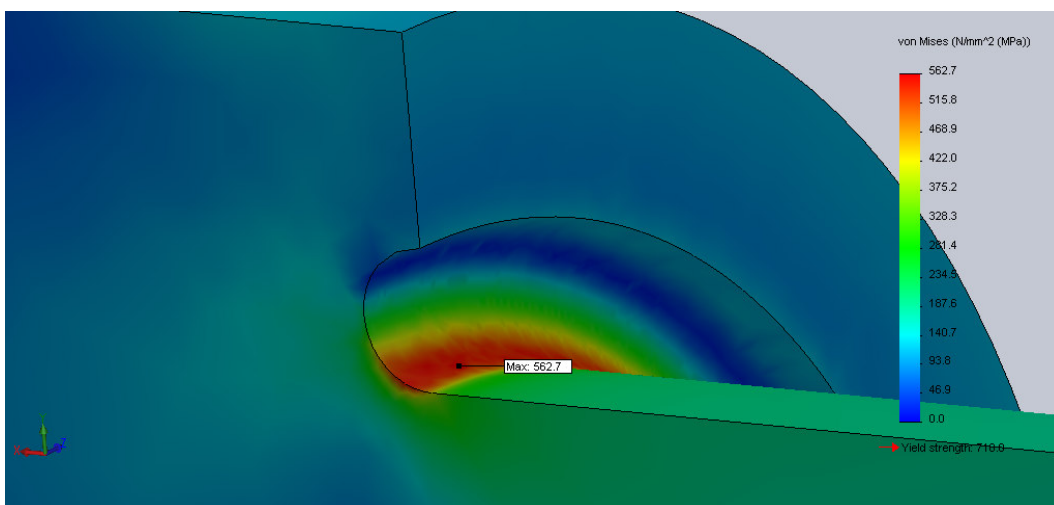


Figura 5.19 - Ampliação da zona de concentração de tensões, em corte, para o conjunto de forças com um chanfro longitudinal de  $r = 1$  [mm].

### 5.2.3 Solução 3

A terceira solução apresenta um veio que contém, na zona de concentração de tensões, um raio de concordância ( $r$ ) de 1 [mm] idêntico à solução 1. Além disso, com base em exemplos existentes na literatura [6], considerou-se um chanfro radial a seguir à secção de encosto dos rolamentos. A existência deste chanfro é considerada devido à aplicação de forças de flexão, com o intuito de reduzir o efeito de concentração de tensões na zona do raio de concordância.

Foi realizada a simulação considerando o conjunto das forças (força axial e de flexão) uma vez que na realidade actuam ambas em simultâneo.

As Figuras 5.20 e 5.21 mostram as tensões e as deformações obtidas para este caso, considerando uma força de flexão de 1 [kN].

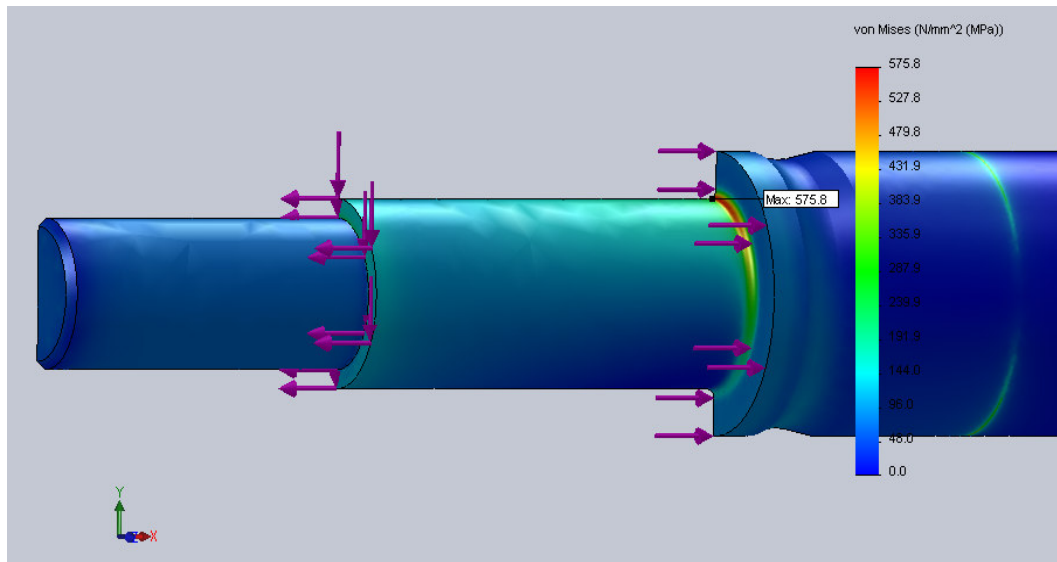


Figura 5.20 - Tensões obtidas para o conjunto de forças, considerando um raio  $r = 1$  [mm] e um chanfro radial.

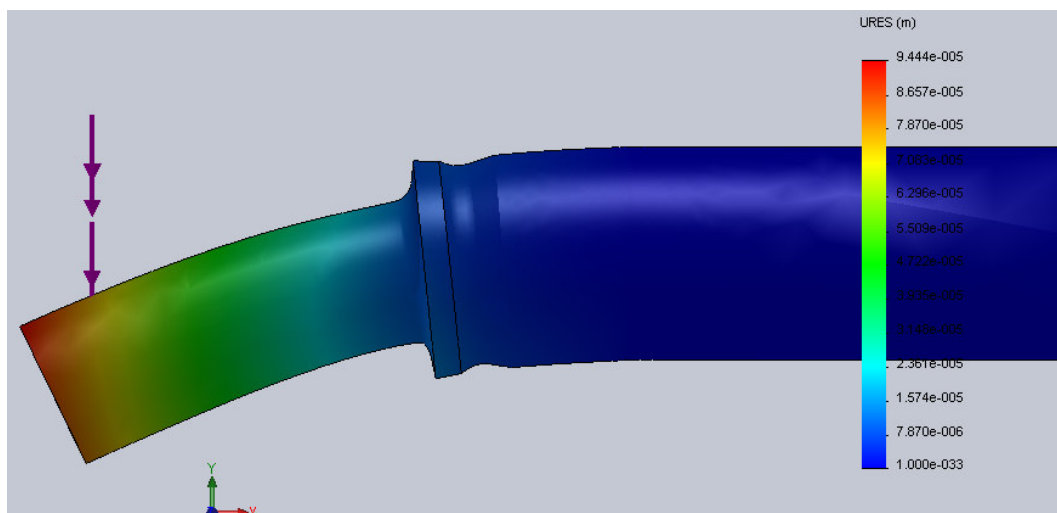


Figura 5.21 - Deformação obtida para o conjunto de forças com  $r = 1$  [mm] e um chanfro radial.

### 5.3 ENSAIO DO COMPORTAMENTO Á FLEXÃO

Quanto à existência do carregamento à flexão, procedeu-se a um estudo de forma a avaliar a flexibilidade do veio. Para tal, foi escolhida a melhor solução anteriormente apresentada, no que toca às tensões máximas obtidas, a qual sofreu alterações geométricas de modo a melhorar o comportamento à flexão. Esta alteração consiste num chanfro radial a seguir à secção de encosto dos rolamentos.

O aumento da dimensão do chanfro radial adoptado na simulação promove uma diminuição do momento de inércia ( $I$ ) (equação (3.5)), o que permite diminuir a rigidez do veio quando solicitado por forças de flexão conferindo a este uma maior flexibilidade.

De salientar que, nesta solução, foram simuladas três peças com diferentes raios do chanfro radial, com a aplicação nas três situações de uma força de flexão de 1 [kN]. São aqui descritos e analisados os resultados de ambas, de forma a facilitar a sua comparação.

#### 5.3.1 Chanfro radial com raio de 4 [mm]

Inicialmente foi considerando um chanfro radial com um raio de 4 [mm] para verificar quais os valores da deformação obtida. As Figuras 5.22 e 5.23 apresentam os valores da tensão máxima e da respectiva deformação.

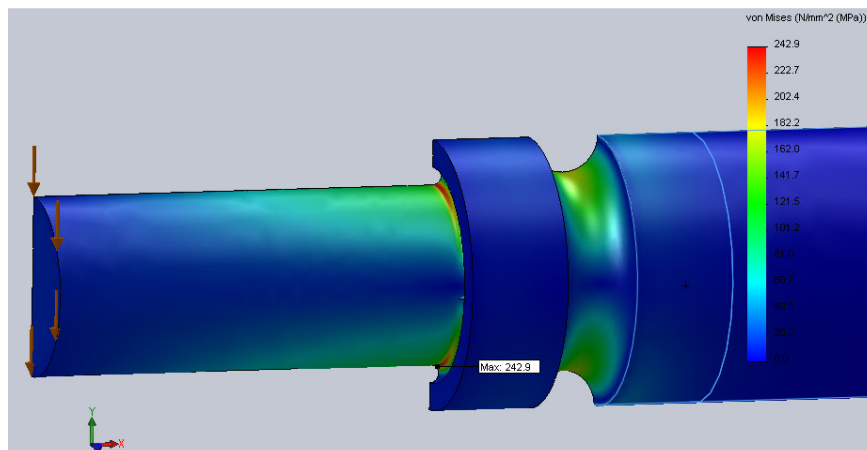


Figura 5.22 - Tensão obtida para o veio com um chanfro radial de 4 [mm].

## 5. Simulações Computacionais e Soluções Propostas

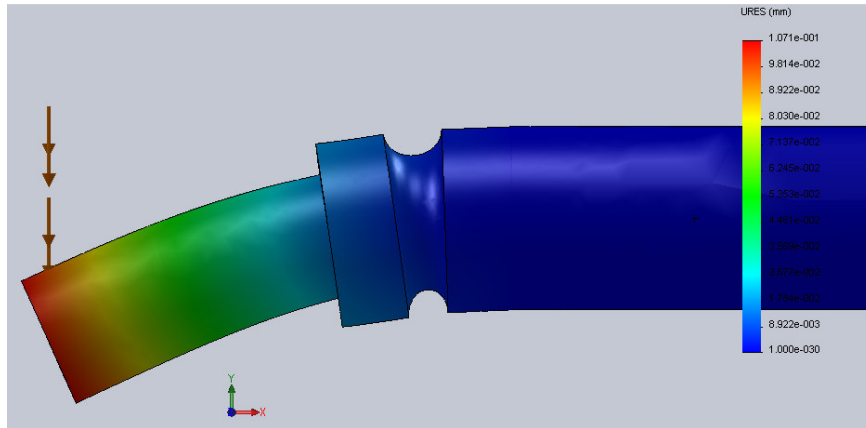


Figura 5.23 - Deformação obtida para o veio com um chanfro radial de 4 [mm].

### 5.3.2 Chanfro radial com raio de 5 [mm]

O segundo caso que foi alvo de teste, foi considerando um chanfro radial na mesma posição do caso anterior, mas agora com um raio de 5 [mm]. Foi tido este procedimento, com o intuito de comparar o aumento da deformação deste caso relativamente ao anterior. Os valores obtidos são apresentados nas Figuras 5.24 e 5.25.

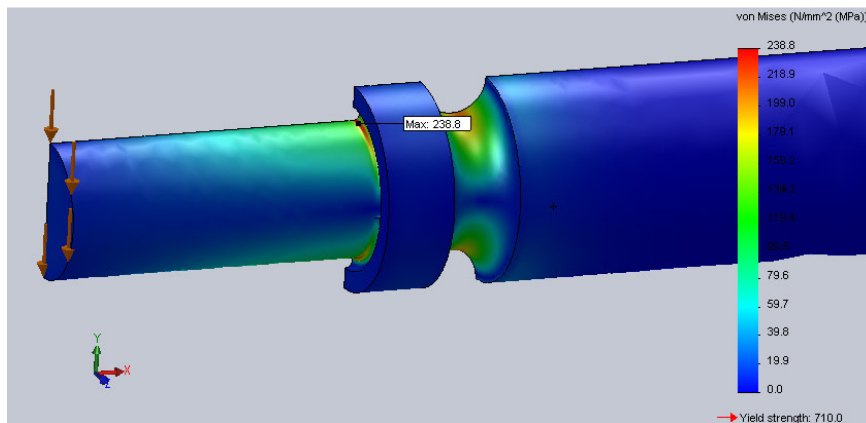


Figura 5.24 - Tensão obtida para o veio com um chanfro radial de 5 [mm].

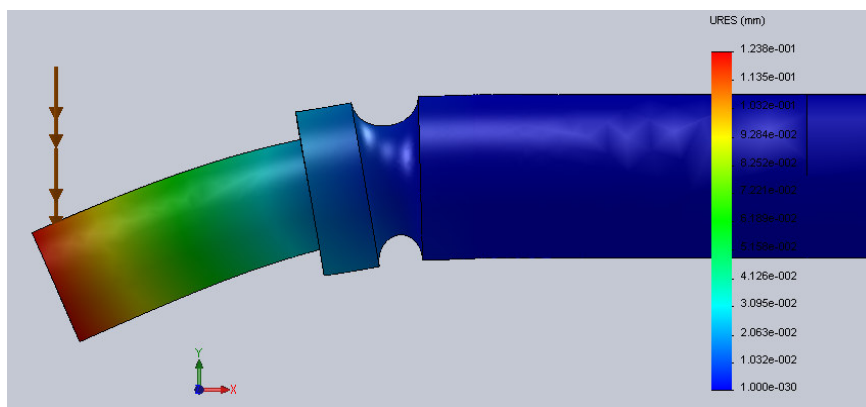


Figura 5.25 - Deformação obtida para o veio com um chanfro radial de 5 [mm].

### 5.3.3 Chanfro radial com raio de 6 [mm]

No seguimento dos casos anteriores, foi realizada uma terceira simulação, considerando agora um chanfro radial com um raio de 6 [mm]. Este caso foi também alvo de teste com o intuito de verificar, para além do aumento da deformação, onde é que ocorria a região de maiores tensões. Os valores obtidos são apresentados nas Figuras 5.26 e 5.27.

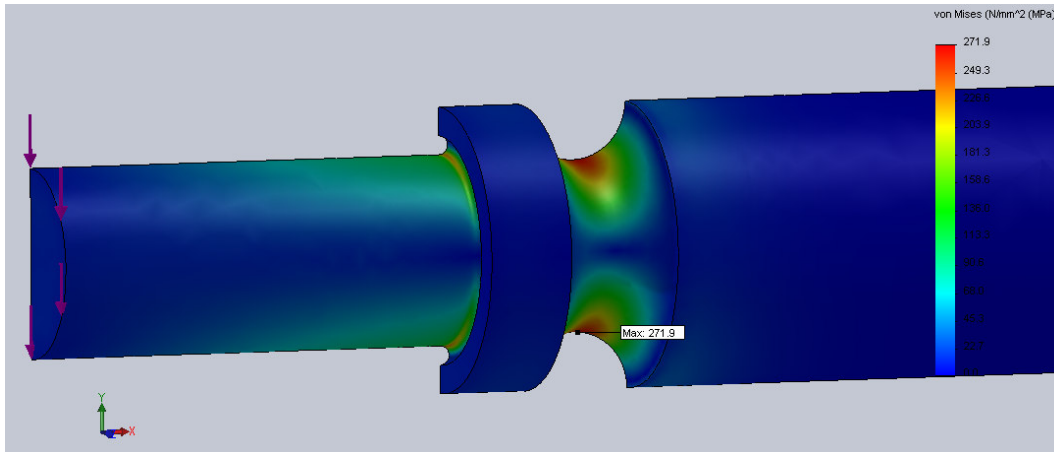


Figura 5.26 - Tensão obtida para o veio com um chanfro radial de 6 [mm].

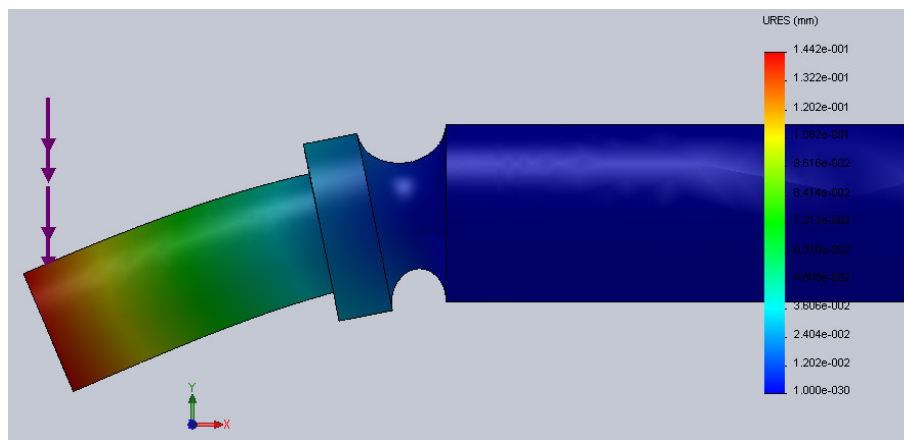


Figura 5.27 - Deformação obtida para o veio com um chanfro radial de 6 [mm].

## 5.4 DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Após a realização de todas as simulações, é útil e necessário fazer a discussão dos resultados e retirar daí as devidas conclusões.

Inicialmente foi realizada uma comparação entre o veio real e as diversas soluções apresentadas. Esta comparação teve como finalidade mostrar o comportamento do veio relativamente à deformação, quando solicitado apenas por forças de flexão de três valores distintos. Os valores obtidos foram registados de forma gráfica na Figura 5.28.

## 5. Simulações Computacionais e Soluções Propostas

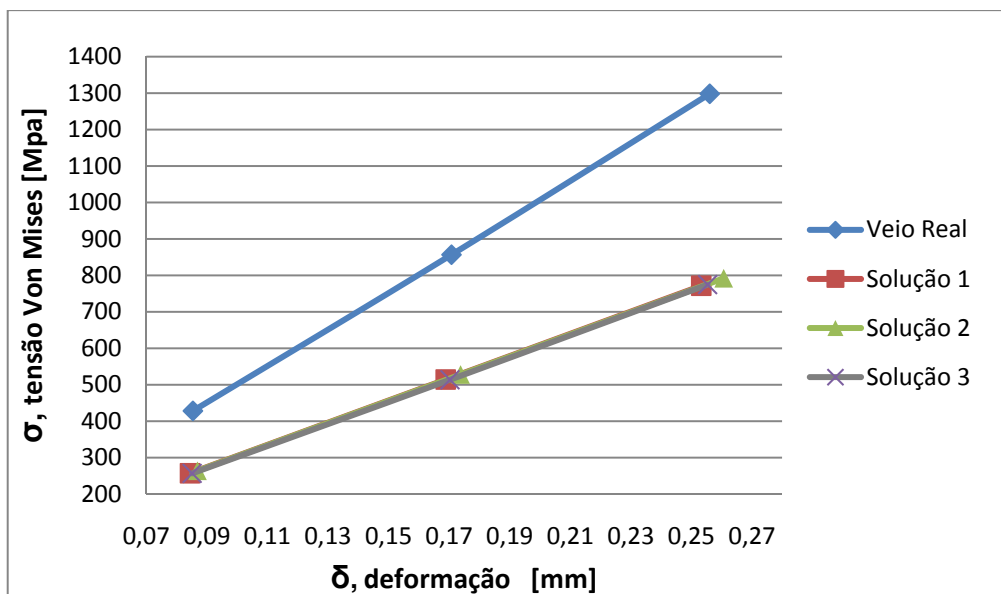


Figura 5.28 - Evolução da deformação em função da carga, para os três carregamentos de flexão (1, 2, 3 [kN]).

Os resultados obtidos permitiram verificar que as tensões máximas de *Von Mises* obtidas para as três soluções analisadas, apresentam valores mais baixos em relação aos valores obtidos no caso real. Verificou-se ainda que com o aumento linear da carga de flexão aplicada, a deformação obtida aumenta na mesma ordem de grandeza.

De seguida foram realizadas novas simulações, com o objectivo de aproximar as solicitações aplicadas no veio o mais possível da realidade. Para tal, foi considerada a força axial estática exercida na realidade e uma força de flexão de 1 [kN]. Os valores obtidos das tensões máximas *Von Mises* e da respectiva deformação foram registados na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Comparação dos valores das soluções apresentadas.

	Tensão máxima obtida (Von Mises) [Mpa].	Deformação máxima obtida [mm]
Veio real	983,8	0,09465
Solução 1	572,7	0,09377
Solução 2	562,7	0,09643
Solução 3	575,8	0,09444

Para uma melhor compreensão dos resultados obtidos, estes foram registados em forma de gráfico na Figura 5.29. Os valores obtidos permitem verificar que, tal como no caso anteriormente descrito, as tensões e as deformações das diversas soluções apresentam valores mais baixos em comparação com o caso real. Além disso, verifica-se que a segunda solução, a qual possui um pequeno chanfro radial a seguir à secção de encosto dos rolamentos, apresenta uma deformação ligeiramente maior.

## 5. Simulações Computacionais e Soluções Propostas

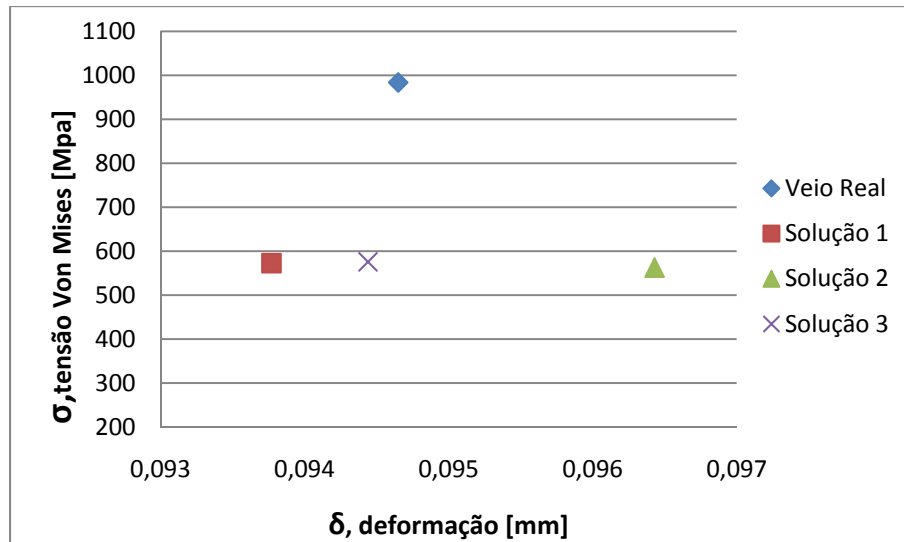


Figura 5.29 - Comparação dos valores obtidos entre o veio real e as diversas soluções apresentadas.

Para finalizar, e tendo em conta o aumento da deformação apresentada na segunda solução, foi realizado um estudo de forma a avaliar a influência de um chanfro radial de maiores dimensões a seguir à secção de encosto dos rolamentos. Este estudo baseou-se em três simulações distintas, as quais se diferenciaram na dimensão do chanfro radial, mantendo constante o valor da força de flexão aplicada. Os resultados obtidos para os três casos foram registados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 - Comparação dos valores do comportamento à flexão.

	Deformação Máxima [mm]
Veio com chanfro radial de $r = 4$ [mm]	0,1071
Veio com chanfro radial de $r = 5$ [mm]	0,1238
Veio com chanfro radial de $r = 6$ [mm]	0,1442

De salientar que os valores mais relevantes obtidos neste estudo referem-se à deformação do veio, uma vez que se pretende avaliar a flexibilidade do mesmo. O gráfico da Figura 5.30 mostra de forma mais clara o aumento da deformação do veio, como consequência do aumento do raio do chanfro radial existente.

Os resultados obtidos para este estudo já eram expectáveis, uma vez que o aumento do tamanho do chanfro radial faz com que o veio tenha uma menor rigidez nesta zona e consequentemente permite obter uma maior deformação. Este facto leva à existência de menores forças radiais nos rolamentos e a menores momentos flectores na zona crítica do veio.

## 5. Simulações Computacionais e Soluções Propostas

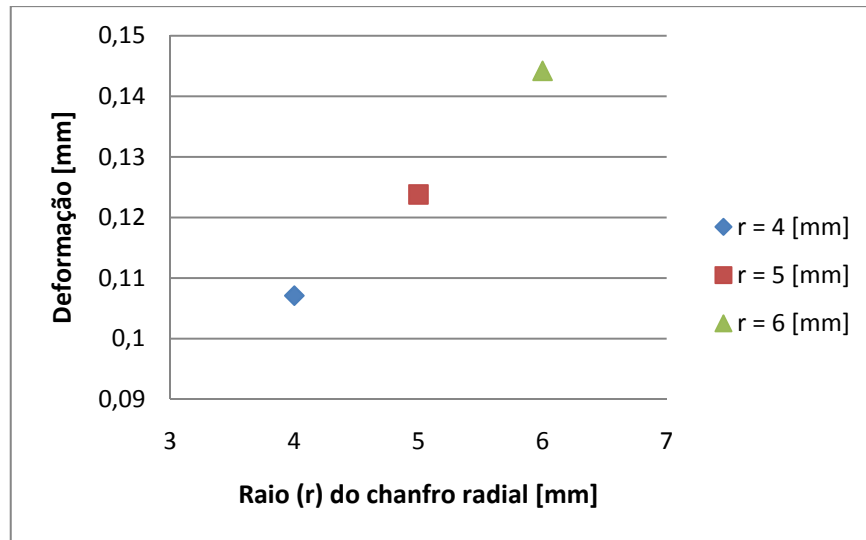


Figura 5.30 - Registo dos valores das deformações obtidas com a aplicação de uma força de flexão constante, considerando a colocação do chanfro radial.

### 5.5 SUBSTITUIÇÃO DO ROLAMENTO APLICADO

Quanto ao tipo de apoio utilizado nesta aplicação, como já descrito anteriormente, trata-se de dois rolamentos duplos de contacto angular. No entanto, após efectuar uma análise de todas as solicitações a que o veio se encontra submetido, foi possível encontrar um rolamento disponível pelos fabricantes que se adapte de forma mais correcta aos esforços e deformações envolvidos. Trata-se de um rolamento auto-compensador de esferas (Figura 5.31), cujas especificações gerais da marca SKF são apresentadas na Tabela 5.4. As restantes características encontram-se no anexo B.

O rolamento auto-compensador de esferas é um rolamento com duas carreiras e com uma pista esférico-côncava no anel externo. Consequentemente, os rolamentos são auto-compensadores e insensíveis a desalinhamentos angulares do eixo em relação à caixa. São particularmente adequados para aplicações em que possa haver deflexões do eixo ou desalinhamentos consideráveis. Além disso, os rolamentos auto-compensadores de esferas apresentam o menor atrito entre todos os rolamentos, o que lhes permite funcionar com uma temperatura mais baixa mesmo em altas velocidades.

Tabela 5.4 - Especificações gerais do novo rolamento a aplicar [18].

Designação	Diâmetro interno, d [mm]	Diâmetro externo, D [mm]	Largura, B [mm]	$r_s$ máximo [mm]	Cap. de carga dinâmica, C [kN]	Cap. de carga estática, $C_0$ [kN]
2204 ETN9	20	47	18	1	16,8	4,15

Este rolamento em particular, é resultado de um projecto interno optimizado (designação E) que contém uma gaiola moldada por injeção de poliamida reforçada com

## 5. Simulações Computacionais e Soluções Propostas

fibra de vidro (designação TN9). Devido a estas características, este rolamento consegue suportar cargas axiais e radiais ligeiramente maiores que os restantes rolamentos desta gama.

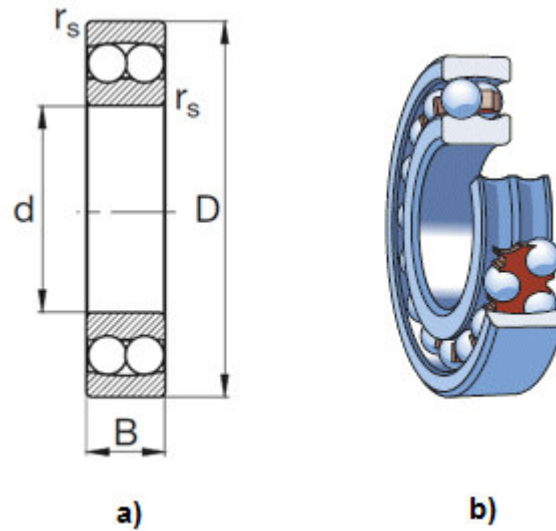


Figura 5.31 - Substituição do rolamento aplicado, a) vista em corte com visualização da geometria do anel interior e exterior, b) vista em 3D [18,19].

A duração prevista do rolamento sugerido para esta aplicação depende da carga dinâmica equivalente ( $P_c$ ). A carga dinâmica é calculada com base na relação entre o esforço axial e o esforço radial a que o rolamento se encontra sujeito. Assim [18]:

$$P_c = F_r + Y_1 \cdot F_a \quad \text{para } F_a / F_r \leq e \quad (5.1)$$

$$P_c = 0,65 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad \text{para } F_a / F_r > e \quad (5.2)$$

sendo  $Y_1$ ,  $Y_2$  e  $e$  as constantes específicas de cada rolamento, utilizadas para o seu dimensionamento. Neste caso [18]:

$$Y_1 = 1,6$$

$$Y_2 = 2,4$$

$$e = 0,4$$

Como verificado anteriormente, a carga radial exercida é inferior à carga axial dinâmica determinada, fica:

$$F_a = 1,5 \text{ [kN]}$$

$$F_r = 1 \text{ [kN]}$$

Logo:

$$P_c = 0,65 \times 1 + 2,4 \times 1,5 \quad \text{para } 1,5 / 1 > 0,4$$

$$P_c = 4,25 \text{ [kN]}$$

## 5. Simulações Computacionais e Soluções Propostas

Por fim, a duração (em horas) prevista do rolamento é obtida através da seguinte equação [18]:

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P_c} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (5.3)$$

Sendo a constante  $p=3$  para rolamentos de esferas.

Substituído, fica:

$$L_{10h} = \left( \frac{16,8}{4,25} \right)^3 \times \frac{10^6}{60 \times 212}$$

$$L_{10h} = 4855 \text{ h}$$

A duração obtida para este rolamento pode ainda ser melhorada, dependendo de diversos factores, como o factor de probabilidade de falha, factor para material e respectivo tratamento e o factor das condições de serviço (lubrificação e limpeza). Estes factores afectam a duração obtida anteriormente através da equação de duração de vida atingível (5.4) [18]:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10h} \quad (5.4)$$

sendo  $a_1$  o factor de probabilidade de falha e  $a_{23}$  o factor para o material e das condições de serviço. Neste cálculo, o factor de falha é geralmente considerado com 10% de probabilidade de falha (vida nominal), obtendo  $a_1=1$ .

Relativamente ao factor para o material e das condições de serviço, considerando as condições óptimas de funcionamento, ou seja, a existência de uma lubrificação adequada com a quantidade e tipo de lubrificante certo (manutenção periódica), poderá ser obtido, segundo o fabricante de rolamentos, um valor para o factor  $a_{23}$  de 4.

Substituindo os valores dos factores na equação (5.4), a duração de vida atingível vem:

$$L_{na} = 1 \times 4 \times 4855$$

$$L_{na} = 19420 \text{ h}$$

Verifica-se que o rolamento sugerido para esta aplicação poderá atingir uma duração de aproximadamente 19500 horas. Considerando que a máquina trabalha dois turnos por dia, de 8 horas cada, seis dias por semana, a duração máxima para o rolamento equivale a uma vida nominal de aproximadamente quatro anos.

### 5.5.1 Alteração da chumaceira de rolamentos

Com a aplicação de dois rolamentos auto compensadores de esferas, montagem semelhante à real, o veio ficará com uma menor margem de deformação, ficando a sua fixação mais rígida junto da chumaceira. Deste modo, e com a análise das características do anteriores, é sugerido apenas a adopção de um rolamento, o que permite uma maior flexibilidade do veio.

Com a aplicação de apenas um rolamento é necessário fazer uma alteração na chumaceira para aproveitamento da mesma. Para tal, sugere-se a construção de um casquilho de modo a ocupar o lugar de um dos rolamentos, para que o veio permaneça na mesma posição. Além disso, com a existência de apenas um rolamento na chumaceira, é ainda necessária a construção de uma anilha de encosto para fixação deste por intermédio do copo exterior. A Figura 5.32 mostra o processo aqui descrito, onde é possível visualizar de forma mais clara a adopção e a montagem do casquilho e da anilha de encosto. No anexo C são apresentadas as dimensões destes dois componentes sugeridos.

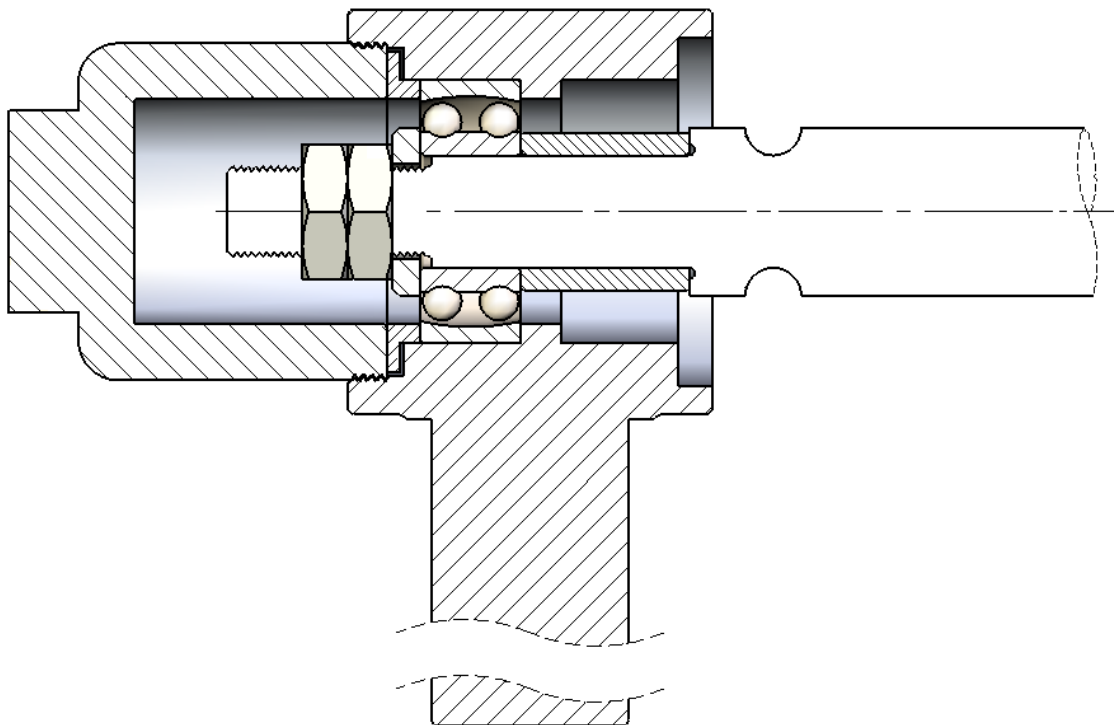


Figura 5.32 - Representação em corte da montagem final sugerida.

A Figura 5.33 mostra a montagem final sugerida apresentando um exemplo da rotação angular que o rolamento auto-compensador de esferas permite realizar neste tipo de montagem.

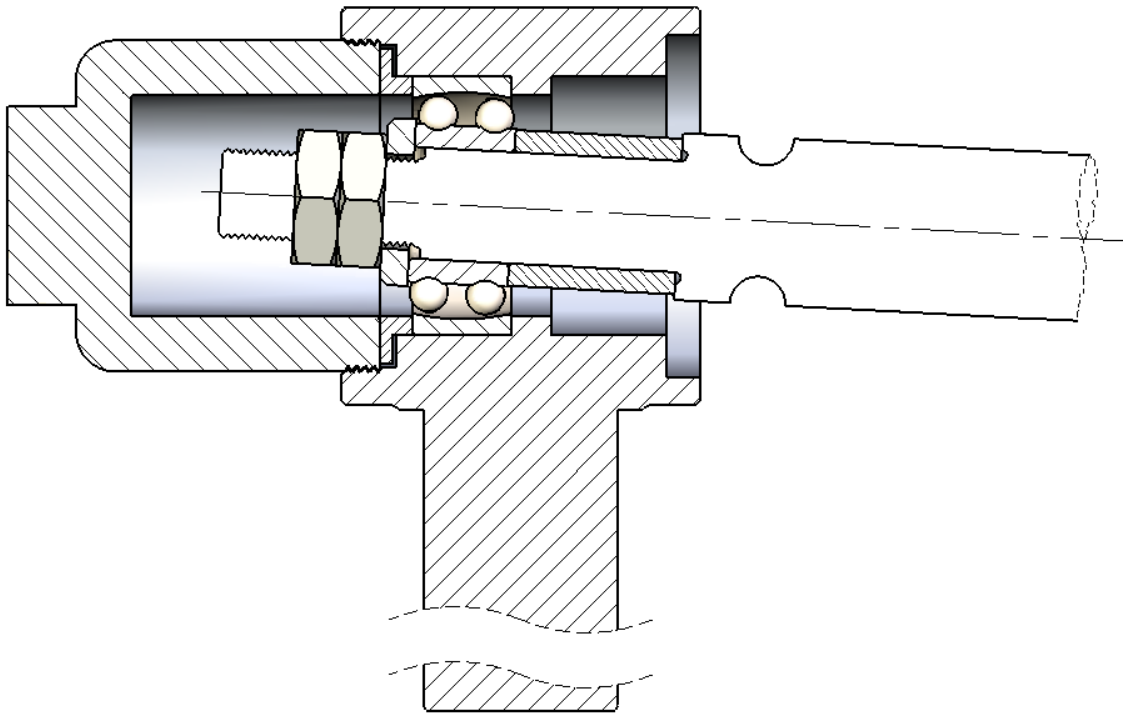


Figura 5.33 - Representação em corte da montagem final sugerida com rotação angular do rolamento.



# CAPÍTULO 6

## CONCLUSÕES

---

Neste capítulo apresentam-se as principais conclusões, extraídas no decorrer do presente trabalho. É ainda feita uma referência aos trabalhos futuros a desenvolver no seguimento deste trabalho.

Inicialmente, para ter conhecimento do real problema existente na máquina de carda têxtil, foi feita uma visita à fábrica onde a máquina se encontra, de modo a analisar o problema e as respectivas forças envolvidas no funcionamento da mesma. Desta visita, concluiu-se que as forças implicadas seriam apenas axiais. No entanto, após uma exaustiva análise teórica da situação e após ensaios de dureza do material, verificou-se que apenas as forças axiais consideradas seriam insuficientes para provocar a rotura do componente em causa. Desta forma, foi feita uma nova análise junto da máquina de carda têxtil, onde se concluiu que toda a montagem que envolvia este componente também provocava forças de flexão. Concluiu-se, portanto, que as forças axiais e de flexão devem ser consideradas neste trabalho em simultâneo, de modo a analisar o problema de uma forma mais completa.

De acordo com o estudo laboratorial realizado de ensaios de fadiga, foi possível concluir que a amostra de veio real entrou em rotura no intervalo de vida finita. Por outro lado, o ensaio de duas soluções sugeridas, apresentaram resultados de fadiga com vida infinita. Estas, por sua vez, serviram de base ao estudo de simulações computacionais onde estiveram envolvidas todas as forças aplicadas na situação real.

Em relação ao estudo computacional realizado, verifica-se que na simulação do veio da amostra real os valores obtidos das tensões máximas de *Von Mises* apresentam valores próximos da tensão de cedência do material. Este facto leva a concluir que o material entra em rotura na zona onde foram obtidas essas tensões. Para que esta situação não ocorra, foram testadas as soluções já mencionadas de modo a obter tensões máximas mais baixas. Após o ensaio das ditas soluções concluiu-se que as tensões máximas de *Von Mises* obtidas rondam valores na ordem dos 570 [Mpa], valores estes que são mais baixos que a tensão de cedência do material (900 [Mpa]). Este facto leva a concluir que, ainda que o valor da força de flexão seja arbitrado, qualquer uma das soluções apresentadas diminui o risco de rotura do material.

Relativamente ao comportamento à flexão, optou-se por um chanfro radial o que permite uma menor rigidez por parte do veio, quando solicitado por cargas de flexão,

## 6. Conclusões

uma vez que se verifica uma redução significativa do momento de inércia. Foram ainda simuladas três amostras com chanfros radiais de dimensões diferentes, que permitiu observar um aumento da flexibilidade por parte destas. No entanto a amostra com o chanfro radial de maior dimensão ( $r = 6 \text{ mm}$ ) apresentou valores de tensões desvantajosos na zona do mesmo, o que aumenta, teoricamente, o risco de rotura nessa região. Para efeitos de deformação, concluiu-se, então, que o veio que apresenta um chanfro radial mais adequado é aquele que contém um raio de  $r = 5 \text{ mm}$ .

Quanto ao tipo de apoio existente na máquina, e visto que há uma necessidade de uma menor rigidez na fixação do veio à chumaceira, conclui-se que não se trata da melhor solução para este tipo de aplicação. Deste modo, é sugerido um rolamento auto-compensador que confere uma maior flexibilidade ao apoio (maior adaptabilidade angular).

Tendo em conta todas as observações e conclusões obtidas ao longo deste trabalho, conclui-se que a solução que apresenta, teoricamente, uma maior durabilidade e desempenho consiste na fabricação do veio com um chanfro longitudinal de  $r = 1 \text{ [mm]}$  na zona da descontinuidade geométrica, um chanfro radial de  $r = 5 \text{ mm}$  a seguir a secção de encosto dos rolamentos e a montagem de apenas um rolamento auto-compensador na chumaceira.

### 6.1 TRABALHOS FUTUROS

Quanto a possíveis trabalhos futuros a realizar no seguimento deste, poderá ser estudado o problema ao nível da alteração da estrutura da máquina, ou seja, a alteração da fixação de todos os veios de modo a criar mais espaço entre os mesmos.

Quanto ao furo (guia) pertencente à estrutura fixa da máquina, sugere-se o projecto de uma rótula de modo a permitir maiores desalinhamentos angulares do veio em estudo.

Na ligação da chumaceira ao veio de excêntricos da máquina (cambota) sugere-se o estudo de uma ligação (móvel) que permita a realização de movimentos do apoio transversalmente ao veio em estudo.

Relativamente a ensaios laboratoriais, poderá ser ensaiada uma amostra à escala real (igual às construídas neste trabalho) num outro tipo de máquina de ensaios de fadiga, que permita a aplicação de forças de tracção e flexão em simultâneo, de modo a realizar um ensaio mais próximo da realidade.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] R.G. Budynas and K.J. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, New York: 2008.
- [2] C.R. Gagg and P.R. Lewis, "In-service fatigue failure of engineered products and structures - Case study review," *Engineering Failure Analysis*, vol. 16, 2009, pp. 1775-1793.
- [3] M.P. Savruk and A. Kazberuk, "Two-dimensional fracture mechanics problems for solids with sharp and rounded V-notches," *International Journal of Fracture*, vol. 161, 2009, pp. 79-95.
- [4] M. Stevenson, J. McDougall, R. Bowman, and R. Herman, "Failure Analysis of a High-Speed Pinion Shaft," *Journal of Failure Analysis & Prevention*, vol. 5, 2005, pp. 48-54.
- [5] P. Starke, F. Walther, and D. Eifler, "Hysteresis, Temperature and Resistance Measurements for the Characterization of the Cyclic Deformation Behavior of Metals," *Materials Science Forum*, 2007, pp. 1-9.
- [6] W.D. Pilkey, *Peterson's Stress Concentration Factors*, New York: John Wiley & Sons, 1997.
- [7] N. Noda, Y. Takase, and K. Monda, "Stress concentration factors for shoulder fillets in round and flat bars under various loads," *International Journal of Fatigue*, vol. 19, 1997, p. 75-84.
- [8] Z. Wu, "An efficient approach for shape optimization of components," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 47, 2005, p. 1595-1610.
- [9] M.G. Garrell, A.J. Shih, E. Lara-Curzio, and R.O. Scattergood, "Finite-Element Analysis of Stress Concentration in ASTM D 638 Tension Specimens," *Journal of Testing and Evaluation*, vol. 31, 2003, pp. 1-6.
- [10] V. Nigrelli and G.V. Mariotti, "Stress concentration factor in collar and shouldered shafts in traction or in bending," *Engineering analysis with boundary elements*, vol. 20, 1997, p. 245-252.
- [11] X. Xiaolei and Y. Zhiwei, "Failure analysis of a locomotive turbocharger mainshaft," *Engineering Failure Analysis*, vol. 16, 2009, p. 495-502.
- [12] R.I. Stephens, A. Fatemi, R.R. Stephens, and H.O. Fuchs, *Metal Fatigue in Engineering*, New York: 2001.
- [13] C.A. Branco, *Mecânica dos Materiais*, Lisboa: 1985.
- [14] R.C. Juvinall and K.M. Marshek, *Fundamentals of machine component design*, New York: 1991.
- [15] S. Abdullah, S.M. Beden, A.K. Ariffin, and M.M. Rahman, "Fatigue Life Assessment for Metallic Structure: A Case Study of Shell Structure under Variable Amplitude Loading," *Journal of Applied Sciences*, vol. 8, 2008, pp. 1622-1631.
- [16] N. Troyani, G. Sterlacci, and C. Gomes, "Simultaneous considerations of length and boundary conditions on theoretical stress concentration factors," *International Journal of Fatigue*, vol. 25, 2003, pp. 353-355.
- [17] W. Waldman, M. Heller, and G.X. Chen, "Optimal free-form shapes for shoulder fillets in flat plates under tension and bending," *International Journal of Fatigue*, vol. 23, 2001, pp. 509-523.
- [18] [www.skf.com](http://www.skf.com), *Acedido a 15/06/2010*.
- [19] *Rolamentos FAG*, 1999.



# ANEXOS



## ANEXO A - CARACTERÍSTICAS DO AÇO UTILIZADO



Dörrenberg Edelstahl

Material No.: Code:

**1.6582 34CrNiMo6**

DE - Brand:

**NCM**

**Chemical composition:**  
(Typical analysis in %)

C	Cr	Mo	Ni				
0,34	1,50	0,25	1,50				

**Steel properties:**

CrNiMo-alloyed steel, supplied in quenched and tempered condition.

**Applications:**

Heavily loaded parts for mechanical engineering and motor construction.

**Condition of delivery:**

Quenched and tempered

**Physical properties:**

Thermal expansion coefficient

$\left[ \frac{10^{-5} \cdot \text{m}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right]$	20-100°C	20-200°C	20-300°C	20-400°C
	12,1	12,7	13,2	13,6

Thermal conductivity

$\left[ \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right]$	20°C
	33,7

**Heat treatment:**

Soft annealing

Temperature	Cooling	Hardness
650 - 680°C	furnace	max. 248 HB

Hardening

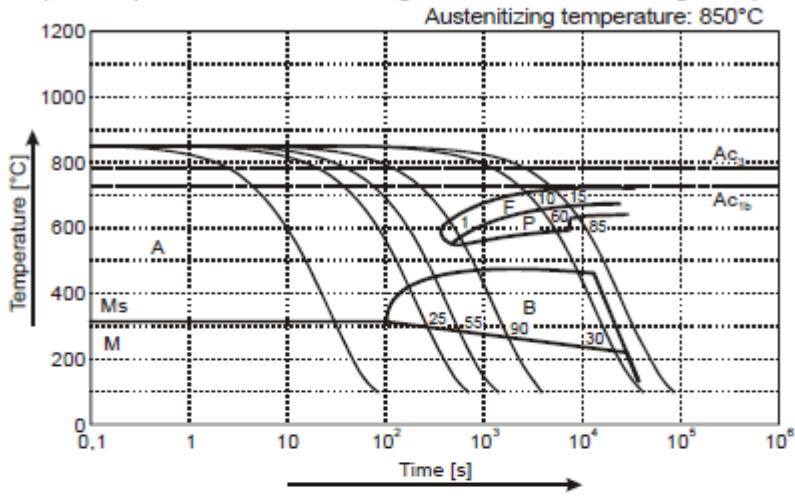
Temperature	Cooling	Tempering
830 - 860°C	oil	see tempering diagram

**Mechanical properties in quenched and tempered condition (DIN EN 10083-1, 10/96)**

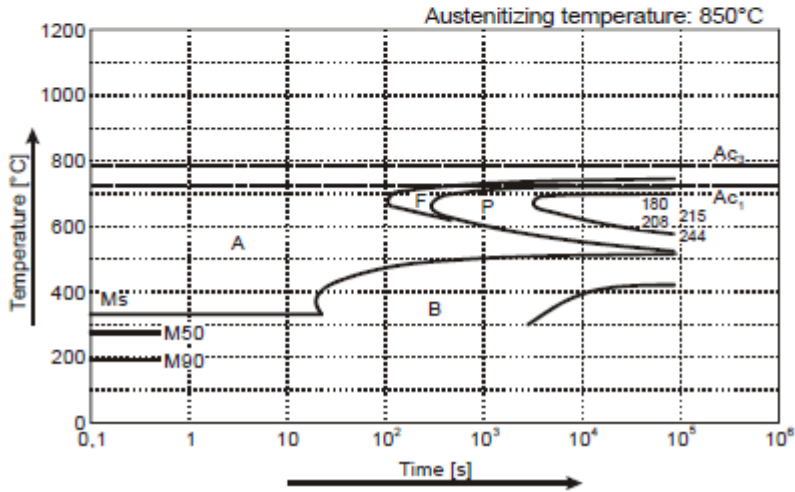
	< 16	>16 - 40	>40 - 100	>100 - 160	>160 - 250
Diameter d [mm]	< 16	>16 - 40	>40 - 100	>100 - 160	>160 - 250
Thickness t [mm]	< 8	8<t<20	20<t<60	60<t<100	100<t<160
Yield strength Re [N/mm <sup>2</sup> ]	min. 1000	min. 900	min. 800	min. 700	min. 600
Tensile strength Rm [N/mm <sup>2</sup> ]	1200 - 1400	1100 - 1300	1000 - 1200	900 - 1100	800 - 950
Elongation A [%]	min. 9	min. 10	min. 11	min. 12	min. 13
Reduction of area Z [%]	min. 40	min. 45	min. 50	min. 55	min. 55
Toughness CVN [J]	min. 35	min. 45	min. 45	min. 45	min. 45

Figura A.1 - Características do aço utilizado.

(1.6582) Continuous Cooling Transformation Diagram (CCT)



Time Temperature Transformation Diagram (TTT)



Tempering Diagram

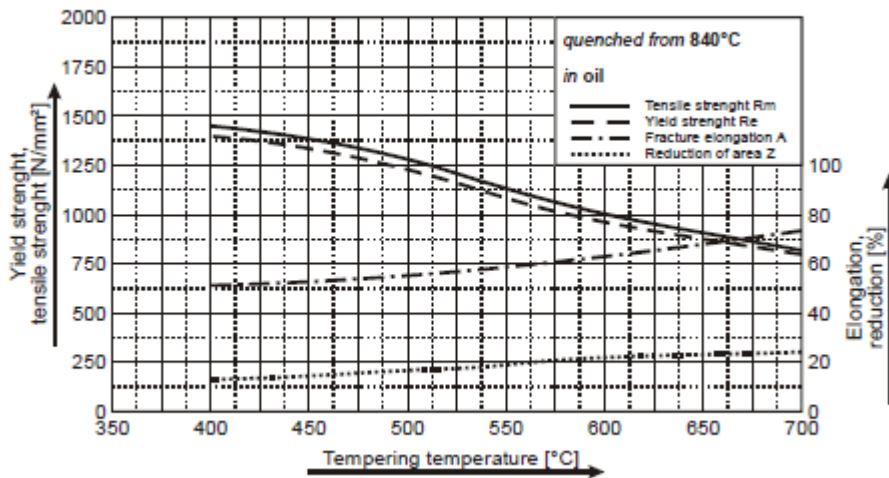


Figura A.2 - Características do aço utilizado.

## ANEXO B - CARACTERÍSTICAS DO ROLAMENTO SUGERIDO

### Rolamentos autocompensadores de esferas, furo cilíndrico



Dimensões principais			Capacidades de carga		Carga limite de fadiga $P_u$	Velocidades		Massa	Designação
d	D	B	dinâmica C	estática $C_0$		Velocidade de referência	Velocidade limite		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
20	47	18	16,8	4,15	0,22	28000	20000	0,14	2204 ETN9

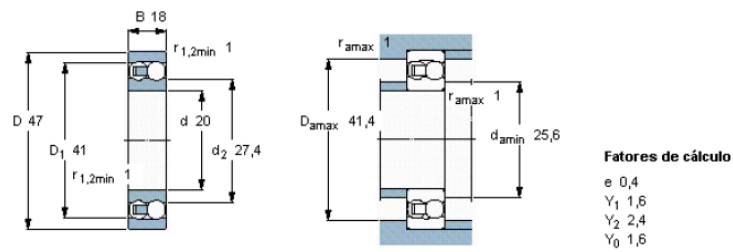


Figura B.1 - Tabela de características do rolamento autocompensador de esferas sugerido.



## ANEXO C - DIMENSÕES DO CASQUILHO E DA ANILHA DE ENCOSTO

---

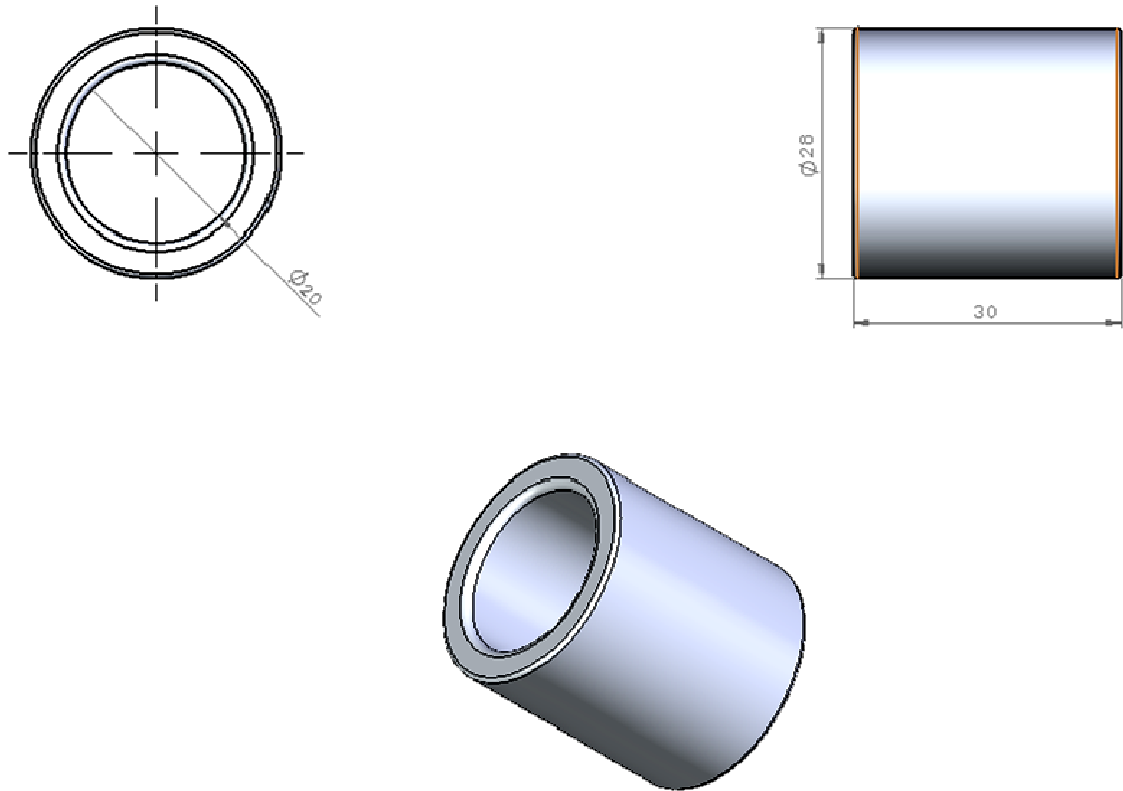


Figura C.1 - Dimensões do casquilho projectado.

Anexos

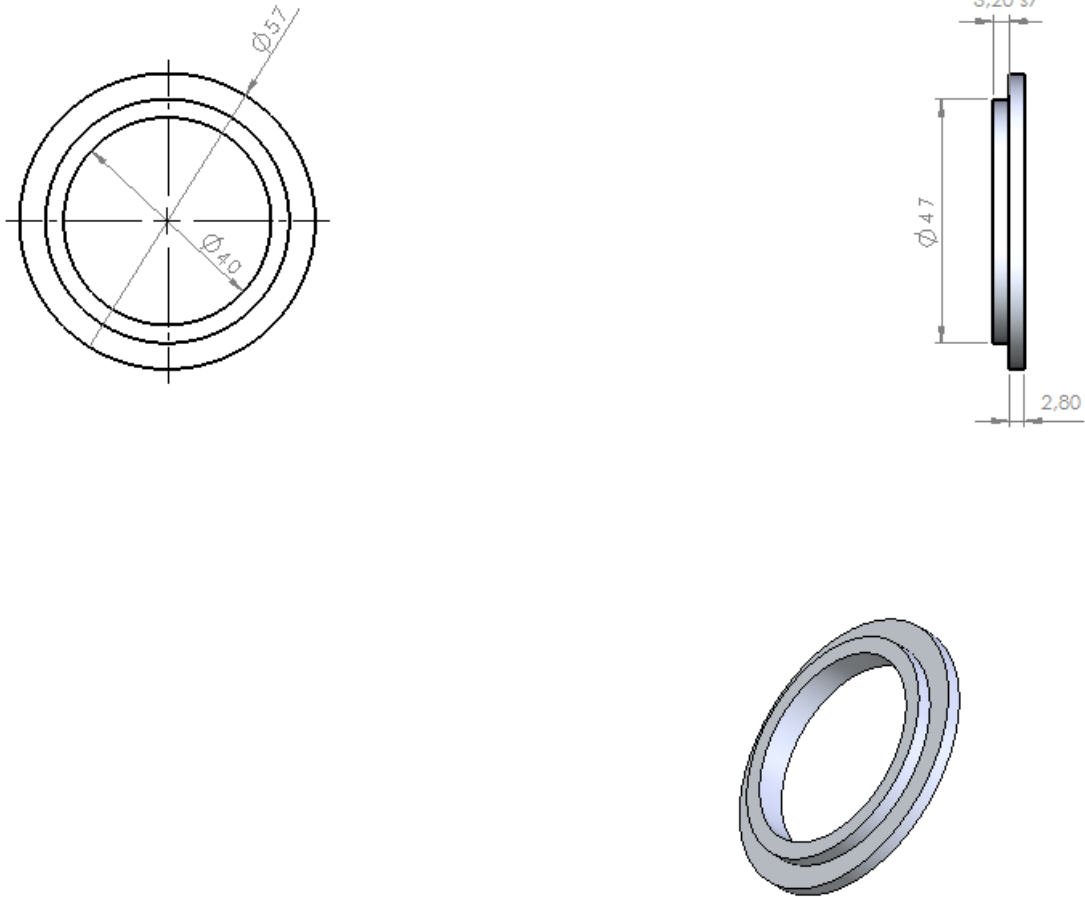


Figura C.2 - Dimensões da anilha de encosto projectada.