

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LARISSA FRANÇA MADEIRA MANFRINATO

**UTILIZAÇÃO DE PROGRAMA COMERCIAL DE PROJETOS  
MECÂNICOS NA CONSOLIDAÇÃO DAS HABILIDADES DE  
PROJETO DE MÁQUINAS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO  
(TCC2 - Nº de Inscrição - 11)

CURITIBA

2015

LARISSA FRANÇA MADEIRA MANFRINATO

**UTILIZAÇÃO DE PROGRAMA COMERCIAL DE PROJETOS  
MECÂNICOS NA CONSOLIDAÇÃO DAS HABILIDADES DE  
PROJETO DE MÁQUINAS**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso - TCC2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Henrique da Silva

CURITIBA

2015

## **TERMO DE APROVAÇÃO**

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa “UTILIZAÇÃO DE PROGRAMA COMERCIAL DE PROJETOS MECÂNICOS NA CONSOLIDAÇÃO DAS HABILIDADES DE PROJETO DE MÁQUINAS”, realizado pela aluna Larissa França Madeira Manfrinato, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso - TCC2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Carlos Henrique da Silva  
DAMEC, UTFPR  
Orientador

Profa. Dra. Ana Paula Carvalho da Silva Ferreira  
DAMEC, UTFPR  
Avaliador

Prof. Me. João Luiz do Vale  
DAMEC, UTFPR  
Avaliador

Curitiba, 16 de julho de 2015

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço inicialmente à Deus, por me oferecer todas as oportunidades que me trouxeram até aqui.

À minha família, por me dar todo o suporte e ânimo para vencer todos os desafios.

Ao Professor Orientador, Carlos Henrique da Silva, pelo projeto interessante e toda a orientação, ensinamentos e apoio oferecidos.

À KISSsoft AG, representada pelo Studio Piña, pela parceria firmada com o Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR para oferecer o programa KISSsoft que motivou a realização deste trabalho.

## RESUMO

MANFRINATO, Larissa F. M., **Utilização de programa comercial de projetos mecânicos na consolidação das habilidades de projeto de máquinas.** 2015. 75 f. Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2015.

As técnicas de ensino da Engenharia, bem como de todos os cursos relacionados à tecnologia, vêm passando por uma transformação importante com o avanço dos recursos computacionais em todas as áreas. Como entidade formadora dos futuros profissionais deste meio, é imprescindível que a Universidade Tecnológica também se adeque a esta nova realidade. O aprendizado do uso de programas comerciais é de fundamental importância na formação do engenheiro porque esta habilidade é necessária na grande maioria de suas áreas de atuação. A proposta deste trabalho é mostrar que a utilização de uma ferramenta computacional comercial pode ser muito interessante também na consolidação dos conhecimentos adquiridos em diversas disciplinas, em especial nas disciplinas de projetos de máquinas. Assim, foi realizado um estudo de caso, utilizando o projeto de um Redutor de Engrenagens de Três Estágios que é desenvolvido de maneira tradicional na disciplina de Elementos de Máquinas 2 do curso de Engenharia Mecânica da UTFPR, para fazer uma comparação com o nível de informação e facilidades computacionais do programa comercial de projetos mecânicos KISSsoft. Os componentes foram recalculados no programa KISSsoft e o sistema completo foi criado na ferramenta KISSsys, complemento do KISSsoft para sistemas completos. Os resultados foram comparados com base no coeficiente de segurança calculado em projeto e pelo programa, e os resultados principais se mostraram dentro do esperado, com variação de no máximo 20%, aproximadamente. Com o trabalho foi possível verificar que a modelagem computacional de elementos de máquinas pode auxiliar na consolidação e no aprofundamento do aprendizado de Projeto de Máquinas, permitindo verificar e interagir com os aspectos da geometria e do carregamento dos elementos de máquinas. No entanto, por ser um programa de aplicação comercial e não com finalidade didática, nem sempre é possível verificar todos os passos do dimensionamento e compreender toda a cadeia de cálculo do programa.

**Palavras-chave:** Projeto de máquinas, Ensino de engenharia, Consolidação da aprendizagem, KISSsoft, Modelagem Computacional.

## ABSTRACT

MANFRINATO, Larissa. **Use of commercial mechanical design software in the consolidation of machine design skills.** 2015. 75 f. Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2015.

The engineering teaching techniques, as well as all courses related to technology are undergoing a major transformation with the advancement of computing resources in all areas. As a training entity of future professionals of this area, it is essential that the Technological University also fits to this new reality. Learning the use of commercial programs is of paramount importance in the formation of the engineer because this skill is required in most of his areas of operation. The purpose of this paper is to show that the use of a commercial software tool can be very interesting also in the consolidation of knowledge in various disciplines, especially in machine design disciplines. Thus, a case study was carried out using the design of a three stage gear reducer which is developed in the traditional way in the discipline of Machine Elements 2 in the course of Mechanical Engineering at UTFPR, to make a comparison with the level of information and computational facilities of the commercial program KISSsoft mechanical designs. The components were recalculated in KISSsoft program and the complete system was created in KISSsys tool, KISSsoft's complement for complete systems. The results were compared using the safety factor and the most relevant results remained within the expected range, about 20%. With this project it was possible to verify that the computational modeling of machine elements can help in consolidating and deepening of Machine Design's learning, allowing you to check and interact with aspects of geometry and loading of machine elements. However, being a commercial application program rather than a didactic one, it is not always possible to verify every step of the design and understand the whole program's calculation chain.

**Keywords:** Machine Design, Engineering Education, Learning Consolidation, KISSsoft, Computational Modelling.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Imagem da interface inicial do programa KISSsoft.....	13
Figura 2 - Exemplo de geometria 3D gerada pelo programa KISSsoft para engrenagens planetárias.....	14
Figura 3 – Exemplo de curva de deformação gerada pelo programa KISSsoft.....	15
Figura 4 - Disciplinas integradas por um programa de Modelagem Computacional de Projeto de Máquinas .....	18
Figura 5 - Croqui da geometria do Redutor de Três Estágios proposto .....	26
Figura 6 - Fluxograma das etapas de projeto do redutor do modo tradicional .....	27
Figura 7 - Redutor modelado no SolidWorks.....	28
Figura 8 - Eixo 1 modelado no KISSsoft .....	37
Figura 9 - Eixo 2 modelado no KISSsoft .....	38
Figura 10 - Eixo 3 modelado no KISSsoft .....	38
Figura 11 - Eixo 4 modelado no KISSsoft .....	39
Figura 12 - Eixo 1 com linha de sugestão do diâmetro ótimo.....	41
Figura 13 - Eixo 2 com linha de sugestão do diâmetro ótimo.....	41
Figura 14 - Eixo 3 com linha de sugestão do diâmetro ótimo.....	41
Figura 15 – Eixo 4 com linha de sugestão do diâmetro ótimo .....	42
Figura 16 - Diagrama de Aplicações de Carga nos planos X-Y e Y-Z do Eixo 4.....	42
Figura 17 - Diagrama de torque do eixo 4.....	43
Figura 18 - Diagrama de Forças do Eixo 4.....	43
Figura 19 - Comparação dos coeficientes de segurança das engrenagens.....	45
Figura 20 - Diagrama do sistema modelado no KISSsys .....	47
Figura 21 - Visualização 3D do sistema modelado no KISSsys.....	47
Figura 22 - Tabela de entrada e visualização de dados no KISSsys .....	48

Figura 23 - Tabela de entrada e visualização de dados no KISSsys, alterando o valor da potência de entrada.....	48
Figura 24 - Parte da interface do KISSsoft com informações sobre um eixo .....	51
Figura 25 - Parte da interface do KISSsys com informações sobre um eixo.....	51
Figura A.2—1 – Passo 1: Cálculo de par de engrenagens cilíndricas.....	56
Figura A.2—2 - Passo 2: Selecionar etapas de cálculo .....	57
Figura A.2—3 - Passo 3: Dados básicos.....	57
Figura A.2—4 - Passo 4: Perfil de referência de engrenagem .....	58
Figura A.2—5 - Passo 5: Informações sobre o carregamento .....	58
Figura A.2—6 - Passo 6: Execução do cálculo .....	59
Figura A.1—1 - Geometria do eixo a ser modelado .....	60
Figura A.1—2 - Passo 1: Cálculo de eixos-árvore.....	60
Figura A.1—3 - Passo 2: Inserir geometria .....	61
Figura A.1—4 - Passo 3: Inserir dimensões.....	61
Figura A.1—5 - Passo 4: Finalizar geometria do eixo .....	62
Figura A.1—6 - Passo 5: Inserir Acoplamento .....	62
Figura A.1—7 - Passo 6: Inserir engrenagem .....	63
Figura A.1—8 - Passo 7: Inserir mancal.....	64
Figura A.1—9 - Passo 8: Segundo mancal .....	64
Figura A.1—10 - Passo 9: Seções transversais .....	65
Figura A.1—11 - Passo 11: Dados básicos.....	65
Figura A.1—12 - Passo 12: Dados de resistência.....	66
Figura A.1—13 - Passo 13: Execução do cálculo .....	66



## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Principais parâmetros no dimensionamento de Engrenagens .....	20
Quadro 2 - Dimensões da seção transversal da chaveta conforme norma DIN 6885 .....	23
Quadro 3 - Resultados obtidos no dimensionamento das engrenagens .....	28
Quadro 4 - Resultados obtidos no dimensionamento do eixo 1 .....	30
Quadro 5 - Resultados obtidos no dimensionamento do eixo 2 .....	30
Quadro 6 - Resultados obtidos no dimensionamento do eixo 3 .....	31
Quadro 7 - Resultados obtidos no dimensionamento do eixo 4 .....	31
Quadro 8 - Dimensões finais das chavetas .....	32
Quadro 9 - Seleção dos rolamentos .....	32
Quadro 10 - Resultados gerais obtidos para os Eixos .....	39
Quadro 11 - Coeficientes de Segurança para Fadiga para cada seção transversal dos Eixos.....	40
Quadro 12 - Comparação dos Coeficientes de segurança das Engrenagens.....	44
Quadro 13 - Comparação dos resultados dos Rolamentos.....	45
Quadro 14 – Comparação dos resultados das Chavetas.....	46

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>9</b>
1.1	Contexto do Tema.....	9
1.2	Caracterização da Oportunidade .....	9
1.3	Objetivos.....	11
1.4	Justificativa .....	11
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>12</b>
2.1	O Ensino Tradicional de Elementos de Máquinas .....	12
2.2	O programa KISSsoft .....	13
2.3	As disciplinas integradas pelo programa .....	16
2.4	Redutor de Velocidades .....	19
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b> .....	<b>25</b>
3.1	O Redutor de Velocidades .....	25
3.2	O programa KISSsoft, instalação e treinamento.....	33
3.3	Modelagem dos Elementos do Redutor no programa KISSsoft .....	34
3.4	Modelagem e Otimização do Sistema Redutor no complemento KISSsys .....	35
3.5	Verificação da integração entre KISSsoft e SolidWorks .....	35
3.6	Desenvolvimento do material de consulta .....	36
3.7	Comparação entre a metodologia tradicional e a resolução no programa .....	36
3.8	Análise do programa como ferramenta de consolidação de aprendizagem.....	36
<b>4</b>	<b>RESULTADOS e discussões</b> .....	<b>37</b>
4.1	Componentes modelados no KISSsoft .....	37
4.2	Sistema modelado no KISSsys .....	46
4.3	Material de consulta .....	49
4.4	Comparação entre metodologias .....	49
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO</b> .....	<b>53</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>54</b>
	<b>APÊNDICE A – PROCEDIMENTOS NO KISSSOFT</b> .....	<b>56</b>
A.1	Modelagem de Pares engrenados .....	56
A.2	Modelagem de Eixos.....	60
	<b>APÊNDICE B – RELATÓRIO DE CÁLCULO DE EIXO GERADO PELO KISSSOFT</b> 67	
	<b>APÊNDICE C – PROJETO DE REDUTOR DE TRÊS ESTÁGIOS DESENVOLVIDO NA DISCIPLINA DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS 2</b> .....	<b>74</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contexto do Tema

Segundo Kolb (1976) a aprendizagem individual consiste de um ciclo contínuo, composto de quatro modos de exposição à informação: Experiência Concreta, Observação Reflexiva, Abstração Conceitual e Experimentação Ativa. Cada modo exercita diferentes habilidades no indivíduo e cada indivíduo possui uma ou outra habilidade mais desenvolvida do que as demais. Dessa forma, cada indivíduo aprende mais sendo exposto à informação de um modo específico, chamado de Estilo de Aprendizagem.

Por isso é importante, ao longo da formação do estudante, que ele seja exposto ao conhecimento de diversas maneiras diferentes, seja em aulas expositivas, resolução de exercícios, visualização de vídeos e diagramas explicativos, visitas técnicas, modelagem e resolução de problemas reais, cálculos e simulações.

De acordo com Canciglieri e Pacholok (2004), a metodologia de ensino dos cursos das áreas de tecnologia vem sendo influenciada pelo desenvolvimento da área computacional. Já Ferreira e Silva (1986) ressaltaram a importância do uso de recursos audiovisuais no processo de ensino e aprendizagem.

Fischer e Kunz (2003) mostraram o impacto da Tecnologia da Informação e a importância da interdisciplinaridade no desenvolvimento de projetos de Engenharia, Arquitetura e Construção.

## 1.2 Caracterização da Oportunidade

No ensino da Engenharia, a integração de conhecimentos através de recursos computacionais é importante, pois a prática da engenharia na atualidade requer experiência e domínio desses recursos, qualquer que seja a área de atuação do engenheiro.

Por exemplo, na disciplina de Desenho de Máquinas 1, do curso de Engenharia Mecânica da UTFPR, o estudante é apresentado a diversas normas e boas práticas na elaboração de desenhos técnicos. Na disciplina de Desenho de Máquinas 2 tem-se início a elaboração de desenhos com auxílio do computador, o que traz mais

versatilidade e agilidade, além do grande desenvolvimento da visão espacial e tridimensional. Depois, quando chega às disciplinas práticas de fabricação e também quando o estudante tem uma oportunidade de estágio na indústria, ele passa a compreender globalmente a necessidade e importância dos conteúdos aprendidos nas disciplinas de base, além de desenvolver uma visão crítica a respeito desses conteúdos.

Da mesma forma, nas disciplinas de projetos de máquinas, o estudante é apresentado às noções de mecânica estrutural nas disciplinas de base, mas é só quando chega às disciplinas de conteúdo profissionalizante e, principalmente, na aplicação prática dos conhecimentos que o estudante irá adquirir uma compreensão mais profunda dos conteúdos aprendidos.

Além disso, a utilização de ferramentas computacionais proporciona maior velocidade no desenvolvimento de soluções e, muitas vezes, permite ao estudante ou projetista verificar em profundidade diversas opções e selecionar a mais adequada à sua aplicação.

Tendo em vista todas essas transformações, é de vital importância que o ensino da Engenharia também acompanhe os avanços tecnológicos e esteja sempre em dia com as demandas do mercado de trabalho.

A Resolução CNE/CES, de 11 de março de 2002, que institui as Diretrizes Curriculares Nacionais do Curso de Graduação em Engenharia, dispõe que o Engenheiro tem que ser capaz de absorver e desenvolver novas tecnologias e, para isso, é importante que tenha sido exposto a essas tecnologias ao longo da graduação:

“Art. 3º O Curso de Graduação em Engenharia tem como perfil do formando egresso/profissional o engenheiro, com formação generalista, humanista, crítica e reflexiva, capacitado a absorver e desenvolver novas tecnologias, estimulando a sua atuação crítica e criativa na identificação e resolução de problemas, considerando seus aspectos políticos, econômicos, sociais, ambientais e culturais, com visão ética e humanística, em atendimento às demandas da sociedade.” (BRASIL, 2002)

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo geral**

O objetivo deste trabalho é realizar uma análise da utilização de um programa comercial de projetos mecânicos na consolidação do conhecimento de Projeto de Máquinas.

### **1.3.2 Objetivos específicos**

- Refazer, com o auxílio do programa comercial KISSsoft, os cálculos de componentes mecânicos de um problema de projeto de máquinas já desenvolvido.
- Construir, no complemento KISSsys, a montagem dos componentes e verificação das funcionalidades.
- Comparar a resolução do problema utilizando o programa com a desenvolvida da maneira tradicional.
- Disponibilizar um material de consulta com o procedimento adotado de forma didática para auxílio à utilização do programa.

## **1.4 Justificativa**

Embora no curso de Engenharia Mecânica da UTFPR a maior parte das matérias seja majoritariamente expositiva e de resolução de exercícios, contemplando os processos de observação reflexiva e abstração conceitual, também existem diversas disciplinas que já se utilizam do advento dos recursos computacionais, abordando conteúdos com os processos de experiência concreta e experimentação ativa. Alguns dos programas já utilizados são o SolidWorks<sup>®</sup>, na disciplina de Desenho de Máquinas 2, o Matlab<sup>®</sup>, utilizado em Cálculo Numérico, em Mecanismos e em Controle e Servomecanismos, o EES: Engineering Equation Solver<sup>®</sup>, em Métodos Numéricos e em Sistemas de Potência a Vapor, além dos programas que os estudantes têm a oportunidade de aprender quando buscam atividades de pesquisa, como estágios em laboratório e em programas de Iniciação Científica na Universidade, a exemplo dos programas de simulação numérica como o Abaqus<sup>®</sup> e o Ansys<sup>®</sup>.

Este trabalho estudou a viabilidade e adequação da utilização também do programa KISSsoft®, de Projeto de Máquinas, para tornar ainda mais completa e atualizada a formação do Engenheiro Mecânico da UTFPR.

O KISSsoft é um programa computacional de cálculo e seleção de elementos de máquinas desenvolvido pela empresa suíça L. Kissling&Co AG Machine Works, uma empresa familiar de médio porte especializada em acionamento e transmissão de potência. O programa foi inicialmente desenvolvido para uso interno, mas foi posteriormente oferecido para outras empresas. A empresa KISSsoft AG foi então criada para prover suporte e continuar o desenvolvimento e aprimoramento do programa.

Existem outros programas de cálculo de elementos de máquinas semelhantes ao KISSsoft® vendidos atualmente, a exemplo do MDESIGN® e do Mesys®. O KISSsoft® foi selecionado para este trabalho especificamente pois possui uma versão para universidades disponibilizada gratuitamente, que foi obtida mediante um acordo entre o Departamento de Mecânica da UTFPR e a KISSsoft AG. Este acordo permite a todos os *campi* da UTFPR a utilização do programa em seus cursos técnicos e de graduação. Também é possível adquirir uma licença gratuita para teste com duração de 30 dias, bastando solicitar diretamente no endereço [www.kisssoft.ch](http://www.kisssoft.ch).

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

### **2.1 O Ensino Tradicional de Elementos de Máquinas**

O ensino chamado “tradicional” caracteriza-se pela posição central do professor no processo de ensino-aprendizagem. Nesse modelo, o professor é o detentor de todo o conhecimento e transmite ao estudante as informações e experiências, esperando que o estudante retenha essas informações e as reproduza nos exercícios propostos pelo próprio professor. Esse modelo difere-se do chamado “moderno” ao transferir ao estudante a tarefa central no processo de ensino-aprendizagem, mudando o papel do professor para um de orientador e organizador do conteúdo. Neste sentido, as mídias digitais são um elemento essencial na modernização do ensino, pois permite que o estudante aprenda na medida de seu próprio interesse e dedicação (RODRIGUES *et al.*, 2011).

No ensino de Engenharia, especialmente nas áreas de Projetos e Elementos de Máquinas, é possível diferenciar claramente o método tradicional do chamado método moderno pela utilização, de recursos e programas computacionais que permitam ao estudante experimentar e buscar os conhecimentos por conta própria, ao invés de apenas executar os exercícios propostos pelo professor.

## 2.2 O programa KISSsoft

O programa KISSsoft é uma ferramenta de cálculo para projetistas e engenheiros bem aceita pela indústria que pode ser de grande valia na consolidação do conhecimento de projeto de máquinas, por permitir a visualização gráfica e síntese dos conceitos aprendidos em sala de aula.

A Figura 1 mostra a interface inicial do KISSsoft. É uma interface bastante intuitiva e direta, com todas as informações relevantes mais utilizadas separadas em blocos e abas, para fácil navegação.

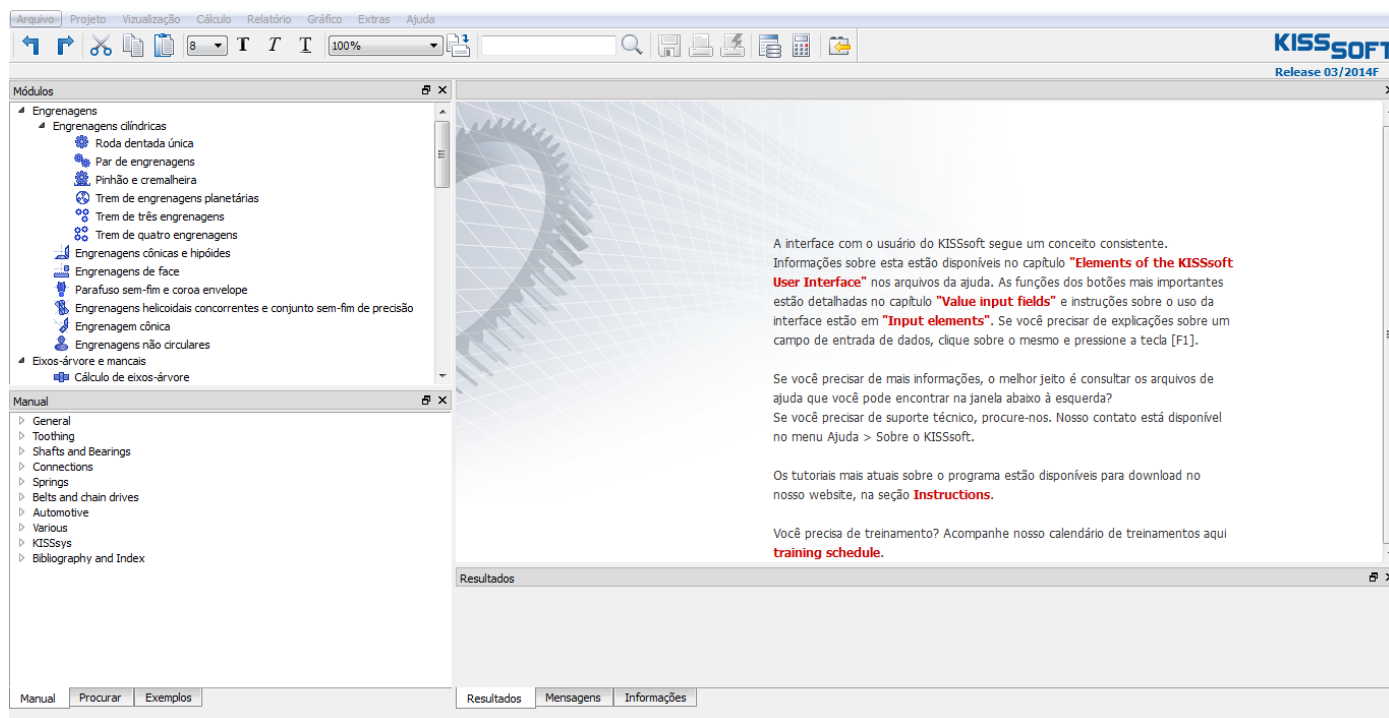
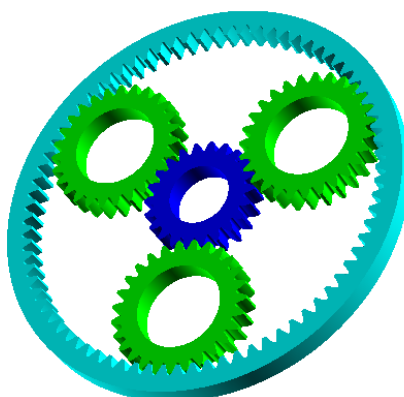


Figura 1 – Imagem da interface inicial do programa KISSsoft

Fonte: KISSsoft Ag

Embora hoje o KISSsoft seja um programa completo de desenvolvimento de projetos, quando foi desenvolvido, sua ênfase principal era no projeto de engrenagens. Dessa forma, as informações desse módulo são muito mais extensas e profundas do que dos demais. Ele permite o cálculo do dimensionamento para todas as geometrias comuns de engrenagens: engrenagens cilíndricas de dentes retos e helicoidais, engrenagens cônicas e hipóides, parafuso sem-fim e coroa, engrenagens helicoidais concorrentes e engrenagens não circulares.

Para engrenagens cilíndricas, o programa trabalha com trens de engrenagens de três e quatro estágios, conjuntos planetários (exemplo na Figura 2) e cremalheiras. É possível selecionar o método de cálculo, estando disponíveis os métodos padronizados pelas normas técnicas ISO 6336 ou 13691, DIN 3990, AGMA 2001, 2101, 6004, 6014 ou 6011, VDI 2545 (para plásticos), entre outras para casos específicos. Há também a possibilidade de fazer modificações e adaptações nos modelos de cálculo.



**Figura 2 - Exemplo de geometria 3D gerada pelo programa KISSsoft para engrenagens planetárias**

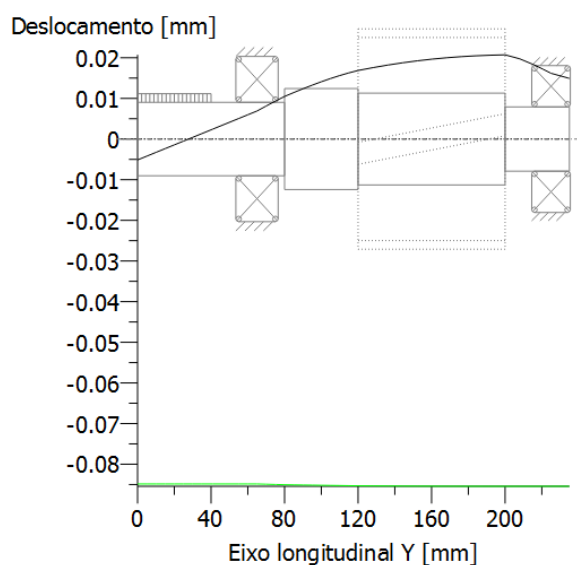
**Fonte: KISSsoft AG**

Além das engrenagens, é possível desenvolver o dimensionamento de eixos e rolamentos, pelas normas DIN ou FKM. Como informações técnicas relevantes são disponibilizados gráficos de momento fletor, velocidade crítica, potência, forças, tensões e deslocamentos ao longo do eixo.

A Figura 3 mostra um exemplo de gráfico de deslocamentos gerado no KISSsoft para um eixo biapoado com motor acoplado na entrada e uma



engrenagem cilíndrica de saída. A linha contínua representa o deslocamento transversal em cada posição do eixo representada.



**Figura 3 – Exemplo de curva de deformação gerada pelo programa KISSsoft<sup>1</sup>**

Também podem ser realizados cálculos relacionados a elementos de fixação (parafusos, pinos, anéis elásticos de pressão, solda, colagem e brasagem), ligações eixo-cubo (chavetas, estrias e eixos dentados), assim como dimensionamento de molas, correntes e correias. Existe também uma seção denominada por “Diversos” na qual é possível buscar informações sobre tolerâncias de acordo com as normas DIN 7168 e ISO 2768, realizar verificação de resistência com tensões locais, conforme a norma FKM (2012), realizar simulação de pressão de contato de Hertz e ainda desenvolver o cálculo de esforços em acionamentos lineares.

O KISSsoft permite, então, a modelagem de todos os principais componentes de um sistema. Essa modelagem individualizada é importante para a detecção de falhas prévias de projeto e oportunidades de melhoria em cada componente. Uma vez que tenham sido selecionados e modelados é possível simular a montagem de todos esses componentes no KISSsys.

O KISSsys é um complemento do KISSsoft para modelagem de sistemas completos, que permite a visualização e alteração de todos os dados inseridos no KISSsoft. Ele utiliza os cálculos já realizados no KISSsoft para compilar as

<sup>1</sup> Figuras e quadros sem indicação de fonte foram criados ou compilados pela autora

informações sobre o sistema. No KISSsys é possível buscar a otimização do sistema como um todo, e não apenas dos componentes individuais, como ocorre no KISSsoft.

O programa também possui interface com os principais programas de CAD e permite que os sistemas modelados sejam exportados para 2D e 3D em programas como UGS NX, Pro/ENGINEER, Inventor, SolidWorks, Solid Edge, CATIA e Think3.

Devido à sua versatilidade e abrangência, o programa já é usado por uma ampla variedade de empresas como a SEW Eurodrive (fabricante mundial de motorreductores e redutores industriais), a ZF Wind Power Antwerpen NV (líder em fabricação de redutores para turbinas eólicas), a FLSmidth MAAG Gear (líder mundial na fabricação de engrenagens, sistemas de acionamento e componentes para indústrias de cimento, mineral e de energia) e a GETRAG (maior fabricante mundial de sistemas de transmissão para veículos de passageiros e comerciais) (KISSSOFT AG, 2014).

### **2.3 As disciplinas integradas pelo programa**

A utilização de um programa de cálculo de elementos de máquinas como o KISSsoft requer conhecimento prévio em diversas disciplinas do curso de Engenharia Mecânica, dentre elas:

- Desenho: com o aprendizado das normas e componentes mecânicos mais utilizados, suas funções e nomenclaturas.
- Materiais Metálicos: com as primeiras noções sobre estrutura dos metais e aprendizado das suas propriedades, seguida das outras disciplinas da área de materiais com a compreensão e conhecimento das propriedades dos metais utilizados em engenharia, das normas e nomenclatura desses materiais, das ligas metálicas existentes e da influência de cada composto nas propriedades destas ligas.
- Mecânica Geral: trazendo os conhecimentos da mecânica clássica, aprendidos desde o ensino médio, para as aplicações de engenharia, aumentando a cada passo o grau de complexidade dos problemas apresentados.

- Mecanismos: com o aprendizado da cinemática dos principais elementos de máquinas e estruturas móveis.
- Mecânica dos Sólidos: com a integração entre a Mecânica Geral e o conhecimento de materiais na abordagem quantitativa dos esforços atuantes em todos os principais tipos de carregamentos, assim como modos de falha e mecânica da fratura.
- Elementos de Máquinas: integrando todos os conhecimentos adquiridos anteriormente na formação do pensamento do engenheiro mecânico.

Desta forma, a utilização desse programa pode ser uma ferramenta importante para a consolidação e integração dos conhecimentos adquiridos na universidade, nas mais diversas disciplinas, todas elas ilustradas na Figura 4.

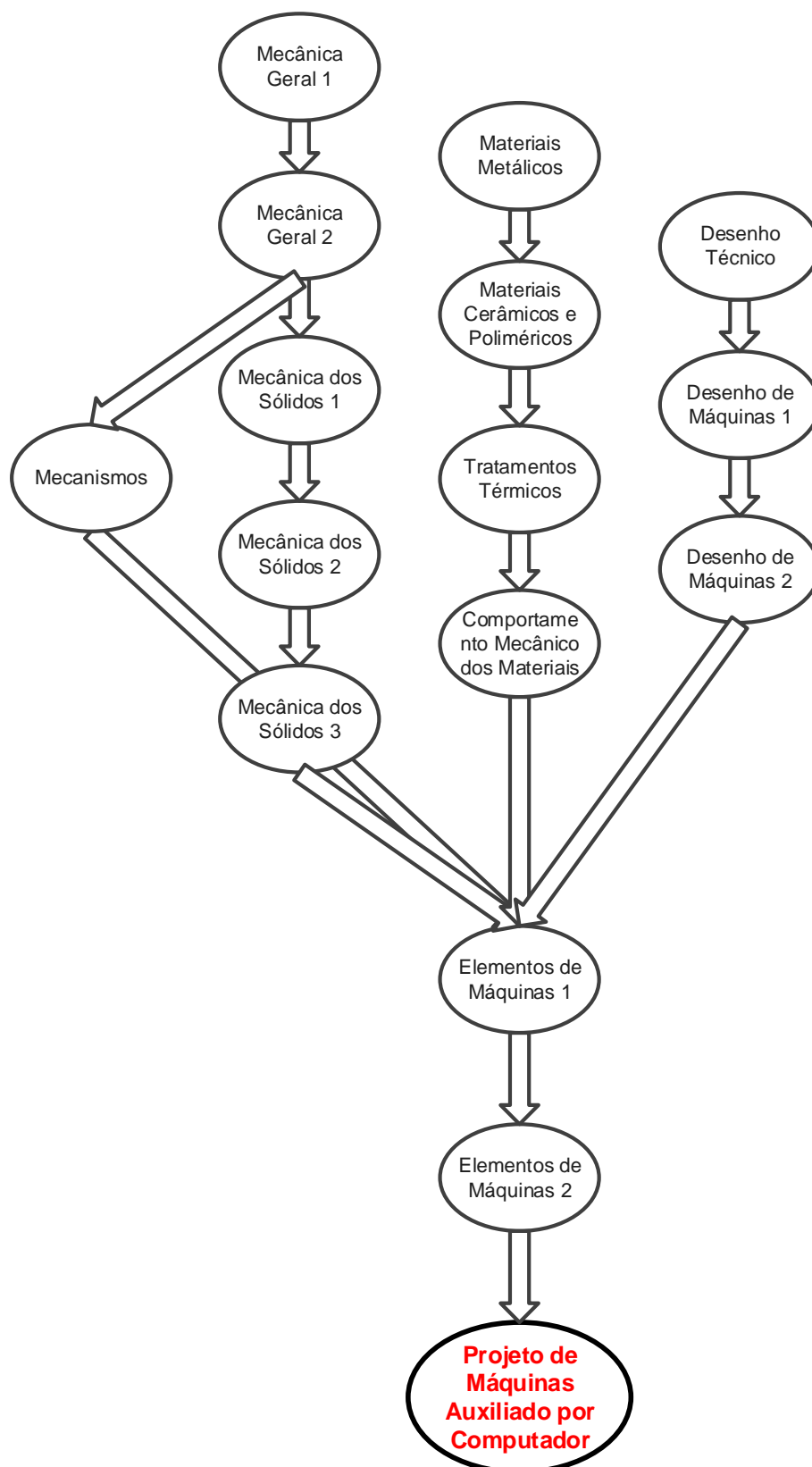


Figura 4 - Disciplinas integradas por um programa de Modelagem Computacional de Projeto de Máquinas

## 2.4 Redutor de Velocidades

Redutores de velocidade são equipamentos mecânicos que propõem transmitir potência entre eixos através da redução de velocidade angular e aumento do torque transmitido. São equipamentos amplamente utilizados nas mais diversas aplicações mecânicas incluindo equipamentos de automação, esteiras, compressores, prensas de impressão, bombas, geradores e aplicações da robótica e também em metalurgia, maquinaria de mineração, máquinas de construção e outras máquinas industriais.

Os componentes mecânicos que possuem dimensionamento mais complexo e demorado nos redutores são as engrenagens, eixos e chavetas e os mancais. A carcaça, óleo lubrificante e os retentores também são de grande importância, porém sua seleção é mais simples por possuírem menos variáveis relacionadas e terem menor variabilidade.

A complexidade do projeto de redutores de múltiplos estágios reside nas relações não lineares entre as variáveis que definem os sistemas e subsistemas do redutor, uma vez que o redutor ótimo não é necessariamente a combinação de componentes isoladamente ótimos. (TUDOSE *et al.*, 2010) Desta forma, o dimensionamento ideal de um sistema desta complexidade deve ser um processo iterativo e holístico, extremamente trabalhoso de se atingir apenas da maneira tradicional, mesmo com a utilização das ferramentas computacionais mais comuns como o Excel, o MDSolids e o SolidWorks, o que o torna um bom sistema para ser abordado em um estudo de caso para avaliar as capacidades técnicas de um programa de Projeto de Máquinas.

Uma breve revisão sobre a maneira tradicional de dimensionamento será mostrada a seguir, para cada um dos principais componentes.

### 2.4.1 Engrenagens

Engrenagens são os elementos fundamentais das transmissões de potência entre eixos. O contato entre os dentes das engrenagens é responsável pela transmissão, ocorrendo sem que haja diferenças de velocidades entre os pontos dos dentes em contato no momento da transmissão. A transmissão ocorre de forma que,

quando é considerado o diâmetro primitivo da engrenagem, há apenas rolamento entre as duas circunferências e não há deslizamento. Desta forma é possível calcular a relação de transmissão conforme a Equação 1:

$$i = \frac{D_{p2}}{D_{p1}} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{M_{t1}}{M_{t2}} \quad (1)$$

Sendo:

$D_p$  = Diâmetro primitivo da engrenagem

$Z$  = Número de dentes da engrenagem

$n$  = Rotação do eixo da engrenagem

$M_t$  = Momento torçor ou torque transmitido

Diversos parâmetros são levados em conta no dimensionamento e cálculo de esforços em engrenagens. Os mais importantes são mostrados no Quadro 1. Os valores mostrados para altura de cabeça e de não são relações obrigatórias, porém são as mais usuais.

Parâmetro	Descrição	Relação
$\alpha$	Ângulo de pressão	
$m$	Módulo	$D_p/Z$
$Z$	Número de dentes	$D_p/m$
$d_p$	Diâmetro primitivo	$m.Z$
$h_c$	Altura de cabeça	$m$
$f_v$	Folga no fundo do dente	$0,25.m$
$h_r$	Altura de raiz	$1,25.m$
$h$	Altura do dente	$(h_c + h_r) = 2,25.m$
$e$	Espessura do dente	$m.\pi/2$
$d_b$	Diâmetro de base	$d_p.\cos \phi$
$d_c$	Diâmetro de cabeça	$d_p + 2.h_c$
$d_r$	Diâmetro de raiz	$d_p - 2.h_c$
$p_n$	Passo frontal ou normal	$\pi.d_p/Z = m.\pi$
$p_b$	Passo de base	$p_c.\cos \alpha$
$a$	Distância entre centros	$r_{p1}+r_{p2}$
$b$	Largura do dente	

Quadro 1 - Principais parâmetros no dimensionamento de Engrenagens

Outro parâmetro importante no dimensionamento de engrenagens é a Razão de Contato ou Grau de Recobrimento. Esta razão expressa o número médio de dentes em contato no engrenamento. A razão é calculada pela Equação 2:

$$m_p = \frac{L_{ab}}{\cos(\alpha) * \pi * m} \quad (2)$$

Sendo que  $L_{ab}$  é definido como o comprimento de ação do par engrenado.

O cálculo dos esforços nas engrenagens é realizado utilizando-se as recomendações da norma AGMA 201-B88. Para aplicação desta norma, algumas restrições devem ser adotadas:

- A razão de contato deve ficar entre 1 e 2;
- Não há interferência ou processo de adelgaçamento;
- A folga de engrenamento (*backlash*) não é nula;
- Os filetes da raiz dos dentes são padronizados;
- As forças de atrito são consideradas nulas;
- A transmissão é realizada para engrenamento externo (NORTON, 2013).

#### 2.4.2 Eixos

Eixos são elementos rotativos, em geral cilíndricos, que transmitem potência e movimento. São responsáveis por manter o alinhamento e concentricidade dos outros elementos como engrenagens e mancais (SHIGLEY, 1984).

Para o dimensionamento dos eixos são importantes parâmetros como posição de aplicação das cargas, posição de montagem das engrenagens e posição dos mancais, além de fatores geométricos chamados concentradores de tensão, como mudanças de diâmetro, rebaxos e entalhes para fixação de chavetas e anéis.

Em eixos sujeitos a cargas de flexão alternada (com flexão média nula) e torque fixo (com torque alternante nulo) aplica-se o método conhecido como “método ASME”, cuja equação é da forma da Equação 3. Esse método utiliza a parábola de Gough como critério de falha para vida em fadiga.

$$d = \left\{ \frac{32 * N_f}{\pi} * \left[ \left( k_f * \frac{M_a}{S_e} \right) + \frac{3}{4} * \left( \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{1/3} \quad (3)$$

Sendo:

$N_f$  = Coeficiente de segurança

$k_f$  = Fator de concentração de tensão em fadiga

$M_a$  = Momento alternado a que o eixo está sujeito

$S_e$  = Limite de resistência à fadiga corrigido do material

$T_m$  = Torque médio a que o eixo está sujeito

$S_y$  = Limite de escoamento do material

Embora os eixos possuam dimensionamento menos complexo que as engrenagens, uma vez que as variáveis a serem dimensionadas são menos numerosas, ainda é necessário levar em conta os critérios de deformação e velocidade crítica, que terão grande influência no desempenho das engrenagens e seleção dos rolamentos.

### 2.4.3 Chavetas

As chavetas possuem menor grau de complexidade por terem diversas características padronizadas pelas normas técnicas (como a DIN 6885 e ANSI 17.1). Porém seu dimensionamento também é iterativo, pois as dimensões de sua seção transversal dependem do diâmetro do eixo, de acordo com o Quadro 2, e o tamanho da chaveta influi no coeficiente de concentração de tensão deste mesmo eixo.



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

**Quadro 2 - Dimensões da seção transversal da chaveta conforme norma DIN 6885**  
**Fonte: Norton, 2013**

A partir da Equação 4, determina-se o comprimento L da chaveta, quando o esforço ocorre sob torque constante gerando uma condição de esforço estático sobre a chaveta.

$$L = \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot N_f \cdot T_m}{d \cdot W \cdot S_y} \quad (4)$$

Sendo:

$N_f$  = Coeficiente de segurança

$T_m$  = Torque médio a que o eixo está sujeito

$d$  = Diâmetro do eixo

$W$  = Largura da chaveta

$S_y$  = Limite de escoamento do material da chaveta

Vale ressaltar que o material das chavetas deve possuir maior ductilidade e menor dureza do que o material selecionado, para preservar a integridade do eixo e permitir que a falha, caso ocorra, o faça na chaveta e não no eixo, reduzindo custos e complexidade de manutenção.

#### 2.4.4 Mancais de rolamento

Rolamentos são os componentes responsáveis por posicionar dois elementos de forma que seja possível existir movimento relativo entre eles. O tipo de movimento relativo é consequência direta dos requisitos físico-mecânicos do mecanismo do qual o rolamento fará parte.

Mancais são elementos comerciais. Para sua seleção apropriada é necessário definir as condições de utilização e escolher o mancal mais adequado nos catálogos dos fabricantes e, em seguida, adequar o restante dos componentes para o rolamento selecionado, se for o caso (SKF, 2014).

As seguintes características devem ser analisadas quando da seleção dos mancais: condições de funcionamento do mancal, para que este não influa negativamente no funcionamento do conjunto; vida mínima exigida e grau de confiabilidade necessário; condições do ambiente (temperatura de trabalho, presença de atmosfera corrosiva, existência de vibração); tipo de lubrificação e custo.

Para o cálculo da vida de rolamentos de esferas é utilizada a Equação 5 (NORTON, 2013). Para outros casos são considerados fatores multiplicadores definidos pelos fabricantes. Os fabricantes também definem fatores de acordo com as condições de aplicação dos mancais.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{1}{3}}$$

Sendo:

$L_{10}$  = Vida em fadiga, em milhões de revoluções

$P$  = Carga constante aplicada

$C$  = Carga dinâmica básica de classificação (específica para cada mancal, obtida no catálogo do fabricante).

### 3 METODOLOGIA

A análise do programa KISSsoft como ferramenta de consolidação do conhecimento foi realizada através da execução de um estudo de caso. Um projeto de Redutor de Velocidade de Três Estágios que é desenvolvido na disciplina de Elementos de Máquinas 2 foi recalculado e otimizado com o auxílio do programa KISSsoft. O processo de utilização do programa foi documentado e disponibilizado para futuras consultas para quem também desejar conhecer e utilizar o programa, tornando-se assim outro produto deste trabalho.

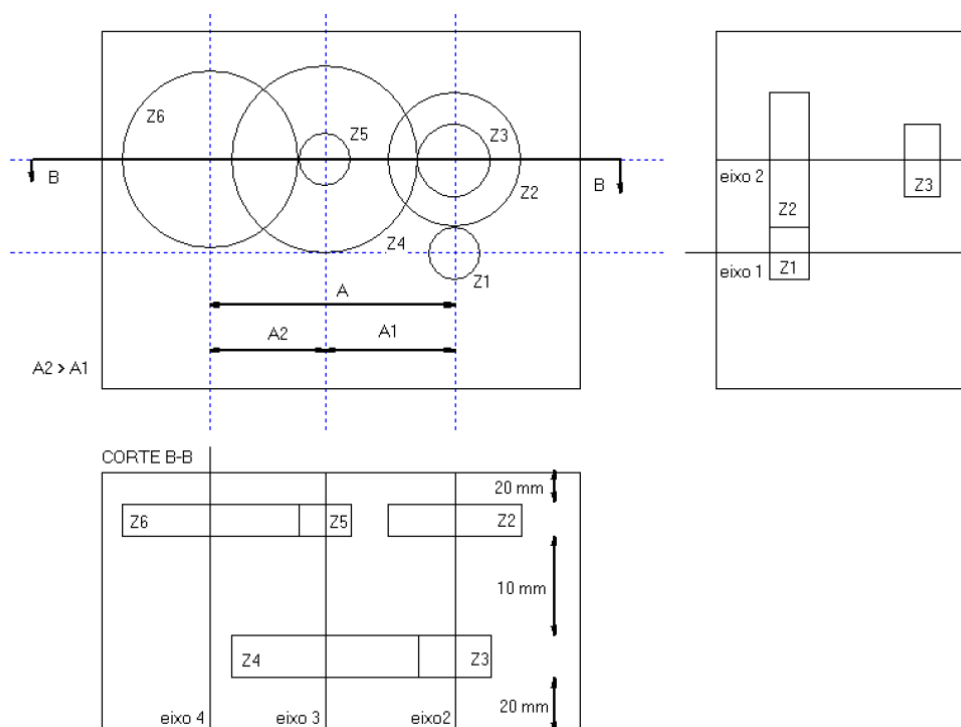
#### 3.1 O Redutor de Velocidades

O redutor de velocidades utilizado para a comparação entre as duas metodologias foi desenvolvido inicialmente para a disciplina de Elementos de Máquinas 2. O projeto foi desenvolvido em equipe de seis pessoas e levou cerca de três meses com mais de quatro horas semanais de trabalho, em média. A seguir serão apresentados sucintamente os requisitos de projeto e os principais resultados obtidos naquele trabalho.

##### 3.1.1 Dados iniciais do Projeto

Os requisitos do projeto estão listados a seguir:

- Deve ser um redutor de três estágios, respeitando a geometria proposta na Figura 5;
- Redução nominal total de 56;
- Rotação de entrada de 1750 RPM;
- Potência disponível na saída de 19 CV;
- Vida em horas de funcionamento de 20.000 horas;
- Distância entre eixos 2 e 4:  $A = 315$  mm;
- Temperatura de trabalho de 115°C;
- Confiabilidade de 99,9%;
- Segundo e terceiro pares engrenados devem ser de engrenagens helicoidais.



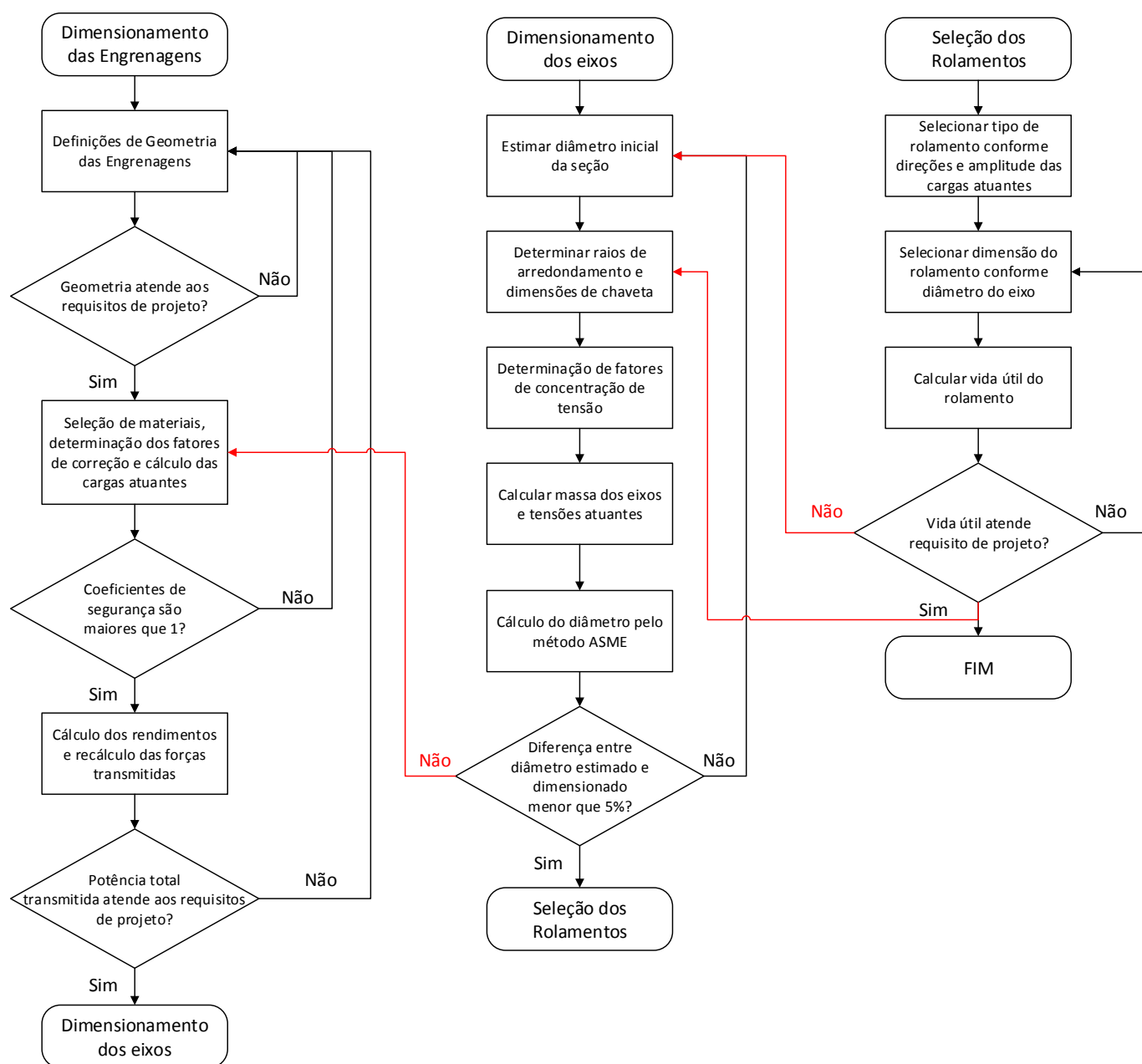
**Figura 5 - Croqui da geometria do Redutor de Três Estágios proposto**

### 3.1.2 Método de desenvolvimento na disciplina

O projeto foi desenvolvido da maneira tradicional de cálculo apresentada anteriormente, assumindo valores para as diversas variáveis, realizando os cálculos e alterando esses valores até encontrar dados compatíveis com os requisitos, conforme mostra o fluxograma da Figura 6.

A etapa Definições de Geometria das Engrenagens, que demandou maior tempo devido às diversas iterações, consistiu em arbitrar valores iniciais como relações de transmissão intermediárias, módulos e número de dentes e calcular valores resultantes como diâmetro, distância entre centros e forças atuantes.

As iterações mostradas em vermelho são as mais significativas, que requerem o retorno de muitas etapas de cálculo. A primeira corresponde ao retorno devido à possível mudança no Fator de Espessura Borda, caso o diâmetro do eixo aumente a ponto de se aproximar do diâmetro de base da engrenagem. A segunda corresponde à mudança no diâmetro da seção do eixo, caso o rolamento selecionado para o diâmetro calculado não atenda aos requisitos de vida útil. A terceira corresponde à verificação se o raio de arredondamento do eixo está de acordo com o raio do rolamento, de modo a evitar interferência no contato.



**Figura 6 - Fluxograma das etapas de projeto do redutor do modo tradicional**

Para o desenvolvimento de todas essas etapas foram feitas diversas tabelas em Excel, utilizado o MDSolids para auxílio nos cálculos das forças dos eixos, o *software* didático EngCalc para verificação dos esforços no perfil dos dentes das engrenagens e o SolidWorks para modelagem geométrica de todos os componentes.

A Figura 7 mostra o redutor modelado no SolidWorks. Os desenhos de montagem do Redutor desenvolvido estão disponíveis no Apêndice C.

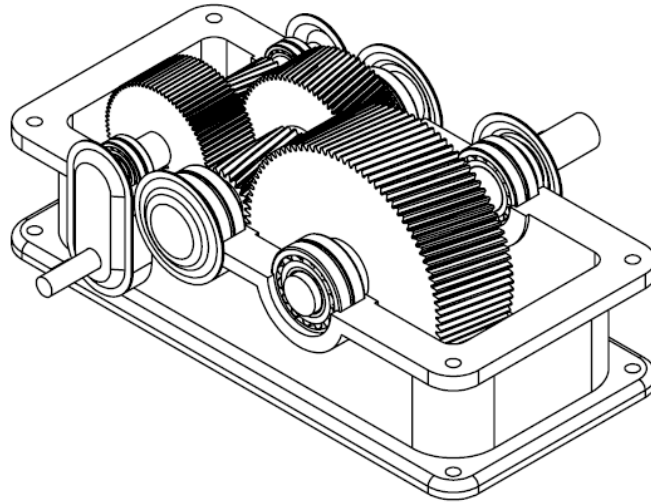


Figura 7 - Redutor modelado no SolidWorks

### 3.1.3 Engrenagens

As engrenagens do redutor foram dimensionadas conforme o fluxograma da Figura 6.

Os principais resultados obtidos para o dimensionamento das engrenagens estão resumidos no Quadro 3:

Quadro 3 - Resultados obtidos no dimensionamento das engrenagens

Parâmetro	Símbolo	1° Par	2° Par	3° Par
		ECDR	ECDH	ECDH
<b>1. Entrada</b>				
Relação de Transmissão	$i$	4	3,5	4
Módulo Normal [m]	$m_n$	0,0020	0,0025	0,0033
Ângulo de Pressão Normal	$\varphi_n$	20°	20°	20°
Ângulo de Hélice	$\psi$	0°	10°	10°
Correção do adendo	$x$	0,25	0	0
<b>2. Geometria</b>				
Número de dentes do pinhão	$Z$	20	22	23
Diâmetro primitivo do pinhão [m]	$D_p$	0,0400	0,0558	0,0759
Largura da Engrenagem [m]	$F$	0,0750	0,0800	0,1150
<b>3. Transmissão</b>				
Rotação [RPM]	$n$	1.750	437,5	125
Potência real [kW]	$N_{\text{eixo}}$	17,22	16,35	15,80
<b>4. Coeficientes de Segurança</b>				
Em flexão	$N_{f,b}$	<b>1,2634</b>	<b>1,2368</b>	<b>1,0093</b>
Em contato	$N_{f,c}$	<b>1,0022</b>	<b>1,1687</b>	<b>1,0779</b>

Note que os resultados obtidos, embora fruto de inúmeras iterações e muitas horas de trabalho, não foram resultados ótimos, uma vez que os coeficientes de segurança estão bastante baixos.

#### 3.1.4 Eixos

Os eixos foram dimensionados a partir do dimensionamento das engrenagens e dos esforços calculados. Foram divididas seções entre os carregamentos e cada seção foi dimensionada separadamente para obter melhor geometria possível, gerando eixos escalonados. Para fins de simplificação, os esforços axiais provocados pelas engrenagens helicoidais foram desconsiderados, assim pôde-se utilizar a Equação 3, do método ASME (Critério de Gough para fadiga). O material selecionado para todos os eixos foi o aço ABNT/AISI 4340.

O raio de arredondamento dos concentradores de tensão devido ao escalonamento foi inicialmente estimado em 1mm e posteriormente adequado ao raio do rolamento selecionado para aquela seção, conforme mencionado anteriormente.

O cálculo dos eixos necessitou de menos etapas de cálculo, alteração de valores e recálculo, porém também necessitou de algumas iterações para a correção da influência do peso dos eixos nos esforços dos mesmos e para dimensionamento correto das chavetas. Optou-se por fixar, para fins de cálculo, o coeficiente de segurança em 2 para todos os eixos.

Os resultados obtidos para o dimensionamento dos eixos estão apresentados abaixo (

#### Quadro 4,

Quadro 5,

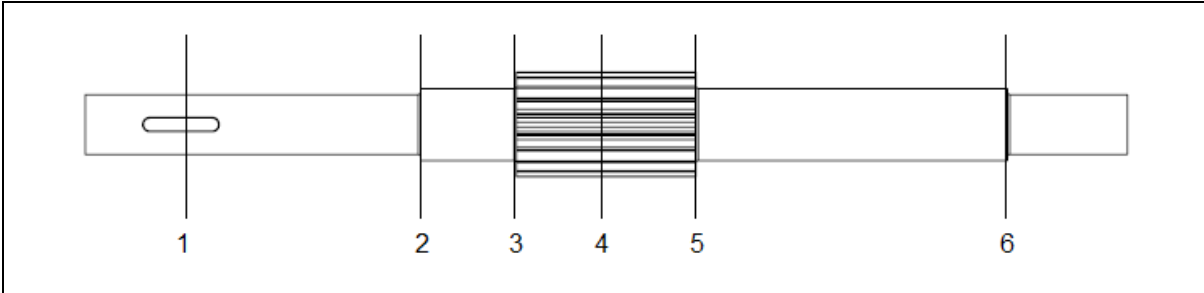
Quadro 6 e

Quadro 6 - Resultados obtidos no dimensionamento do eixo 3

).

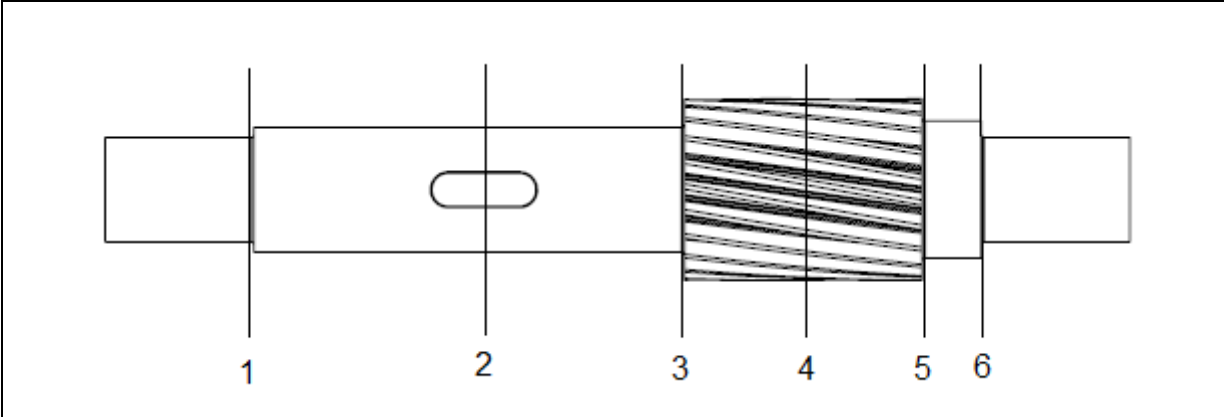
Nos quadros abaixo, a dimensão “d” refere-se ao diâmetro mínimo calculado para cada seção. Ele difere do diâmetro final “D” devido a restrições de diâmetro e

vida de rolamentos ou para reduzir a quantidade de rebaixos nos eixos, facilitando a fabricação e reduzindo os concentradores de tensão, ou ainda (no caso da seção central do eixo 3), para restringir o movimento axial das engrenagens. O valor de  $N_f$  refere-se ao coeficiente de segurança calculado, conforme o diâmetro final D.



EIXO 1	Seção					
	1	2	3	4	5	6
d [mm]	11,509	17,870	28,849	29,098	28,274	12,861
D [mm]	25,00	25,00	25,00	30,00	30,00	25,00
$N_f$	4,34	2,80	2,08	2,06	2,12	3,89

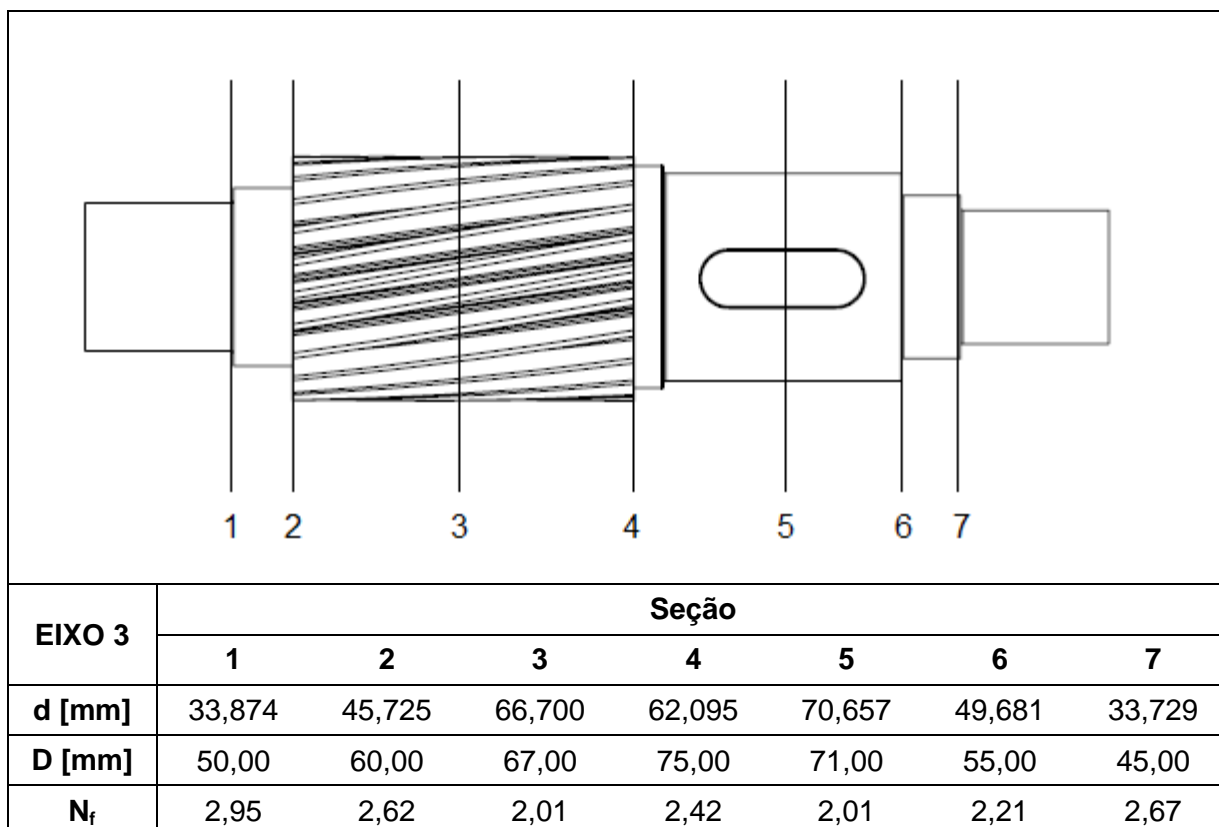
Quadro 4 - Resultados obtidos no dimensionamento do eixo 1



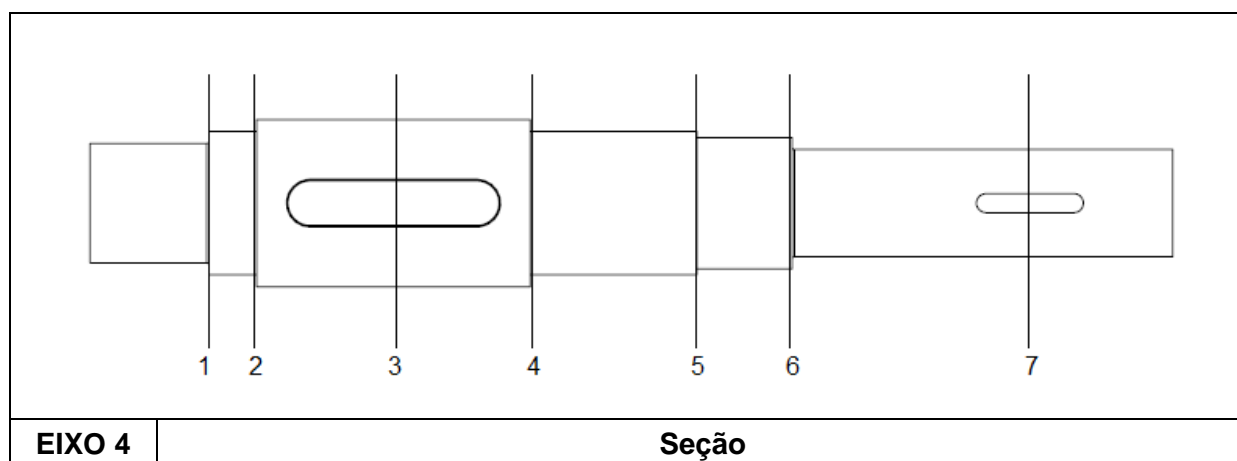
EIXO 2	Seção					
	1	2	3	4	5	6
d [mm]	17,004	41,802	41,912	44,760	36,091	25,167
D [mm]	35,00	42,00	42,00	46,00	46,00	40,00
$N_f$	4,21	2,01	2,02	2,03	2,53	3,19

Quadro 5 - Resultados obtidos no dimensionamento do eixo 2





Quadro 6 - Resultados obtidos no dimensionamento do eixo 3



	1	2	3	4	5	6	7
<b>d [mm]</b>	34,677	49,741	69,987	60,373	57,232	51,552	41,200
<b>D [mm]</b>	50,00	60,00	70,00	60,00	58,00	55,00	45,00
<b>N<sub>f</sub></b>	2,88	2,41	2,00	1,99	2,13	2,16	2,18

**Quadro 7 - Resultados obtidos no dimensionamento do eixo 4**

### 3.1.5 Chavetas dimensionadas no projeto

O dimensionamento das chavetas seguiu e influenciou o dos eixos, conforme fluxograma da Figura 6. O Quadro 8 mostra os resultados do dimensionamento das chavetas.

	Engrenagem 2	Engrenagem 4	Engrenagem 6
Material SAE/AISI	1010	1010	1045
S <sub>y</sub> [MPa]	179	179	310
WxH [mm]	12x8	20x12	20x12
Torque [N.m]	357	1.207	4.655
Força [N]	16.995	34.009	133.000
N <sub>f</sub>	2,5	2,5	2,5
L [mm]	34,3	41,2	92,9

**Quadro 8 - Dimensões finais das chavetas**

### 3.1.6 Rolamentos selecionados no projeto

Devido às condições de aplicação, foram selecionados mancais de rolos auto compensadores. Os rolamentos foram selecionados segundo a recomendação de catálogo do fornecedor Timken (THE TIMKEN COMPANY, 2011). O Quadro 9 mostra os rolamentos selecionados para cada eixo.

	Eixo 1		Eixo 2		Eixo 3		Eixo 4	
	Entrada	Saída	Entrada	Saída	Entrada	Saída	Entrada	Saída
<b>Rotação do eixo [rpm]</b>	1750		437,5		125		31,25	
<b>Código do rolamento</b>	22205CJ	22205CJ	22207CJ	22208CJ	22310CJ	22309CJ	22310CJ	2309CJ
<b>Carga dinâmica C [kN]</b>	44	44	78	90	197	162	197	162

<b>Carga equivalente P [kN]</b>	3,28	1,61	32,48	26,16	32,88	22,87	9,38	13,55
<b>Vida esperada L<sub>10</sub> [h]</b>	139.447	1.479.843	45.852	22.049	29.055	25.531	22.824	24.383

Quadro 9 - Seleção dos rolamentos

### 3.2 O programa KISSsoft, instalação e treinamento

A KISSsoft AG, que desenvolve e fornece o programa KISSsoft, possui vital interesse em introduzir seu programa na formação dos futuros engenheiros. Desta forma, a empresa oferece condições especiais de fornecimento do programa para faculdades e universidades. A oferta consiste em uma licença de rede, versão completa, com acessos simultâneos ilimitados. Além disso, também fornece licenças para estudantes, também na versão completa, a serem instaladas em um computador e válidas por um ano cada uma, em quantidade a ser solicitada pela universidade. Em contrapartida, a empresa pede que o programa esteja disponível para os estudantes e é estritamente proibido que seja utilizado para fins comerciais. (KISSSOFT AG, 2014).

O Departamento Acadêmico de Mecânica, pelo do contato dos professores Carlos Henrique da Silva e Carlos Cziulik, tornou possível um acordo com a KISSsoft AG para a aquisição destas licenças para uso em todos os *campi* da UTFPR. Atualmente esse programa está sendo usado (ainda de forma pontual) por estudantes e professores dos *campi* de Apucarana, Cornélio Procópio, Guarapuava e Ponta Grossa, além do próprio *campus* Curitiba (cursos Técnico em Mecânica, Tecnologia em Mecatrônica e Engenharia Mecânica).

Para realização deste trabalho uma das licenças estudantis para computadores individuais foi instalada em um computador do Laboratório de Mecânica Estrutural (LaMEs/DAMEC). A aprendizagem e o treinamento no programa foram realizados utilizando o KISSsoft User Manual (KISSSOFT AG, 2014) e os diversos tutoriais presentes no site do programa ([www.kisssoft.ch/english/downloads/instructions.php](http://www.kisssoft.ch/english/downloads/instructions.php)). Também foram executados exercícios desenvolvidos nas disciplinas de Elementos de Máquinas, adaptados ao programa.

Vale ressaltar que a UTFPR está tentando viabilizar um treinamento por parte do Estudio Piña, consultoria com sede na Argentina que presta serviços na área de engenharia, especialmente em transmissões mecânicas. Eles são os únicos parceiros da KISSsoft AG na América Latina, realizando os serviços de representação comercial, vendas, suporte técnico e treinamento no programa.

### **3.3 Modelagem dos Elementos do Redutor no programa KISSsoft**

Para a avaliação do programa, os elementos individuais do Redutor foram recalculados utilizando o programa KISSsoft, seguindo as seguintes etapas:

#### **3.3.1 Engrenagens**

O cálculo das engrenagens é o mais completo e complexo dentre os componentes analisados.

Além de todos os parâmetros citados anteriormente, o programa também leva em conta outras variáveis como óleo lubrificante, tipo de perfil da engrenagem (evolvente, perfil de ferramenta, perfil de pinhão cortador), desvios ou tolerâncias geométricas permitidas, espectro de carga (distribuição da carga ao longo do tempo), correção na linha de flanco, entre outros. O método de cálculo selecionado foi o da norma AGMA 2001-B88.

Devido a essa grande variedade de parâmetros, foi necessário buscar informações complementares ao aprendido em sala de aula no decorrer da utilização do programa, pois diversos parâmetros requeridos no programa não são discutidos e apresentados em sala de aula. Primeiro foram procuradas informações no próprio manual do KISSsoft e explicações mais aprofundadas foram encontradas em literaturas específicas de engrenagens como o *Handbook of Practical Gear Design and Manufacture* (DUDLEY, 1984).

#### **3.3.2 Eixos e mancais**

Para a modelagem dos eixos é necessário conhecer a geometria dos eixos, a intensidade das cargas que serão aplicadas em cada eixo e suas respectivas posições. É possível importar os dados de pares engrenados já calculados no programa para a definição das cargas relativas às engrenagens. Também é necessário entrar com os dados do material dos eixos, assim como condições de operação, como temperatura de trabalho, velocidade, torque ou potência transmitida,

tipo de lubrificação e lubrificante utilizado. O programa permite ainda a definição de parâmetros não avaliados pelo método empregado na disciplina, como a presença de impurezas no óleo, a variação do ângulo de contato entre o eixo e o mancal e variações de geometria nos componentes de acordo com a temperatura de trabalho. O método de cálculo selecionado para o dimensionamento dos eixos foi conforme a norma DIN 743:2012.

Para todos os componentes aplicáveis, o programa dispõe de uma base de dados de materiais para seleção. Porém materiais comerciais comuns não são sempre encontrados na lista. Nessas situações é possível entrar com os dados do material desejado, conferindo grande versatilidade de materiais ao programa.

O cálculo da vida útil dos mancais de rolamento é feito juntamente com os cálculos dos eixos. O programa possui uma extensa lista de rolamentos e mancais para escolha, baseados nos catálogos dos principais fabricantes mundiais como SKF, NSK, Koyo e Timken. Os cálculos relativos aos mancais incluem a vida útil e os esforços causados nos próprios mancais e nos eixos.

### **3.3.3 Chavetas**

O cálculo da resistência das chavetas é realizado pelo método da norma DIN 6892 e requer parâmetros como torque nominal e máximo aplicados no eixo, fator de aplicação, materiais da chaveta, do eixo e do cubo, assim como geometria do eixo e da chaveta.

## **3.4 Modelagem e Otimização do Sistema Redutor no complemento KISSsys**

Após a criação dos componentes separadamente no KISSsoft, vem a etapa de construção do sistema completo no KISSsys. Os arquivos de cálculo gerados pela etapa anterior no KISSsoft serão carregados no complemento, juntamente com informações adicionais sobre posição dos eixos, transmissões de potência e eficiência de transmissões. No KISSsys é possível construir uma interface interativa para alteração dos principais dados de entrada e otimização do sistema. O complemento também pode oferecer sugestões de geometrias ótimas para cada componente, quando analisado o sistema como um todo.

### **3.5 Verificação da integração entre KISSsoft e SolidWorks**

Nesta etapa também foi verificada de que forma ocorre a integração entre o programa KISSsoft e os outros programas de CAD citados anteriormente, especificamente o SolidWorks.

### **3.6 Desenvolvimento do material de consulta**

Ao longo de todo o processo de modelagem dos componentes foi desenvolvido um material de consulta com o “passo-a-passo” da modelagem. Esse material é disponibilizado como um apêndice deste trabalho, e também estará disponível para os professores fornecerem aos estudantes que tiverem interesse em ter um primeiro contato com o KISSsoft.

### **3.7 Comparação entre a metodologia tradicional e a resolução no programa**

Após a modelagem e otimização do sistema, e de posse dos resultados obtidos tanto com a metodologia tradicional quanto com o auxílio do programa, será possível realizar uma comparação quantitativa e qualitativa dos resultados. Espera-se que o programa torne o processo de modelagem mais simples, rápido e menos iterativo que a metodologia tradicional, além de fornecer resultados mais precisos e com maior qualidade técnica (menor peso, menores dimensões, maior resistência). Para esta comparação foi feita uma comparação quantitativa dos Coeficientes de Segurança obtidos e uma avaliação qualitativa do trabalho dispendido em cada método.

### **3.8 Análise do programa como ferramenta de consolidação de aprendizagem**

Também após a modelagem, foi feita uma análise qualitativa do uso do programa como ferramenta de consolidação de conhecimentos. Devido à grande quantidade de informações que o programa requer, sobre as quais é preciso buscar conhecimento, além das entregas interessantes que ele pode disponibilizar, como gráficos e modelos 3D, esperava-se que fossem proporcionadas ao estudante experiências concretas e a experimentação ativa que propiciem o fechamento do ciclo de aprendizagem e a consolidação dos conhecimentos adquiridos ao longo do curso.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 Componentes modelados no KISSsoft

A seguir serão apresentados os resultados obtidos na modelagem dos componentes individuais no KISSsoft. Os resultados foram comparados com os resultados obtidos no projeto inicial utilizando os Coeficientes de Segurança, no caso dos eixos, chavetas e engrenagens e a vida esperada, no caso dos mancais.

#### 4.1.1 Eixos

As figuras abaixo (Figura 8, Figura 9, Figura 10 e Figura 11) mostram as representações dos eixos modelados no KISSsoft. Cada elemento é inserido separadamente, desde os cilindros que formam o eixo até detalhes da geometria como os raios de arredondamento e ranhuras de chaveta. Mancais devem ser selecionados a partir da biblioteca do próprio programa, neste caso foram utilizados os da marca SKF. As engrenagens podem ser definidas inserindo seus parâmetros na configuração do elemento ou pode ser selecionada a opção de carregar informações a partir do arquivo de engrenagens correspondente. Nesse caso foi escolhida a opção de carregar as informações do arquivo.

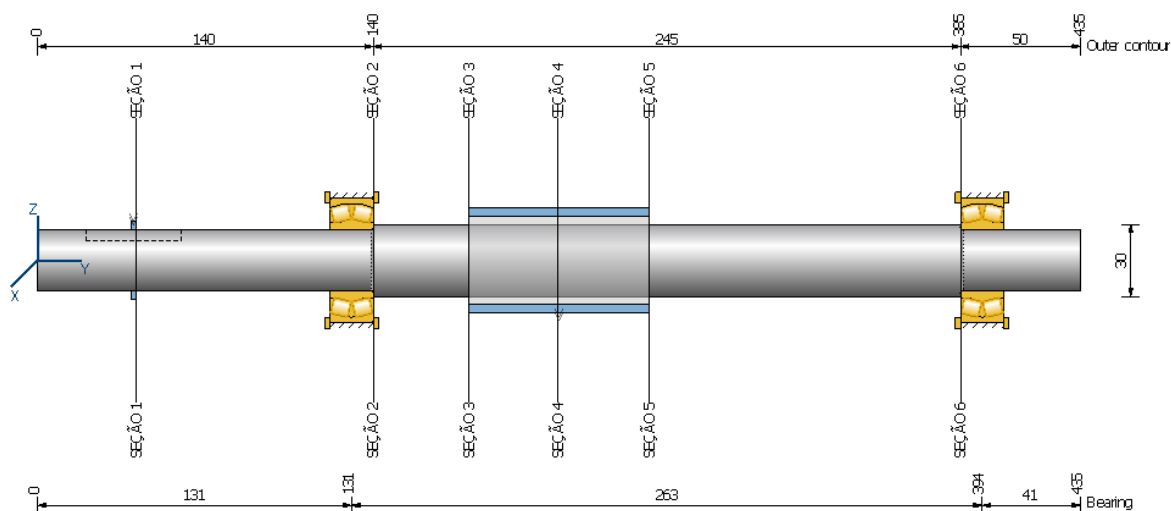


Figura 8 - Eixo 1 modelado no KISSsoft

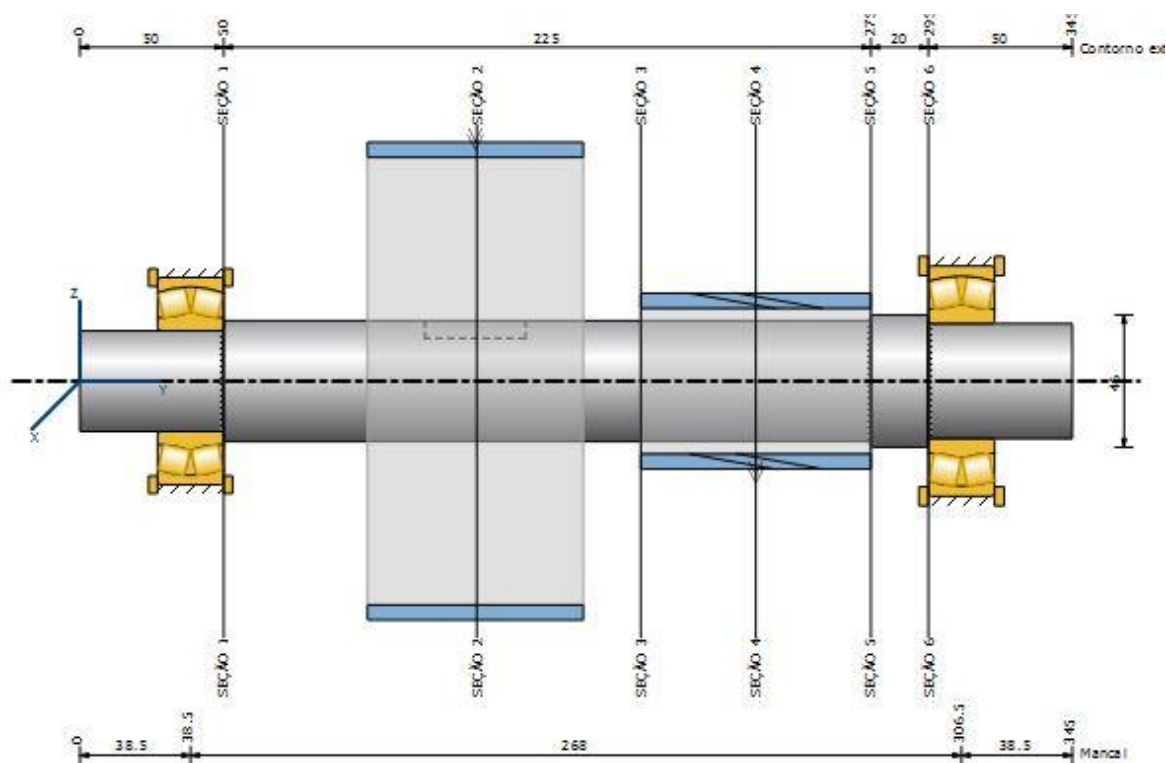


Figura 9 - Eixo 2 modelado no KISSsoft

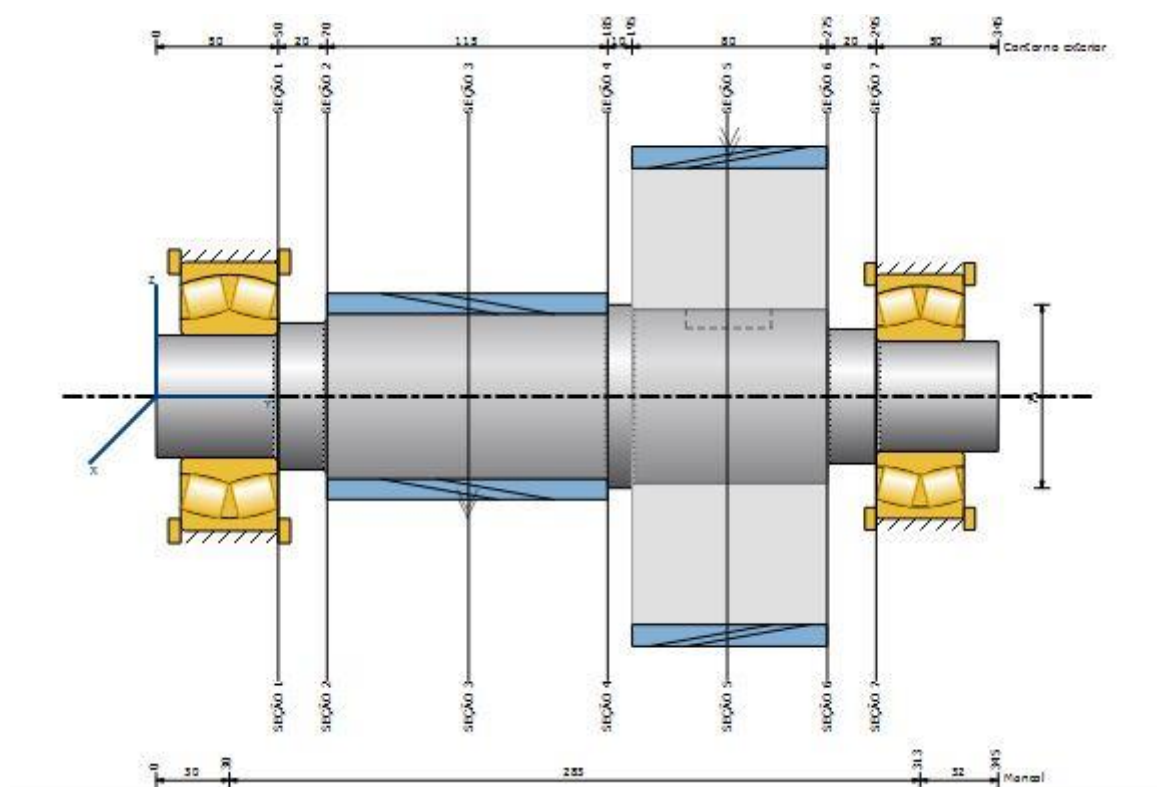


Figura 10 - Eixo 3 modelado no KISSsoft



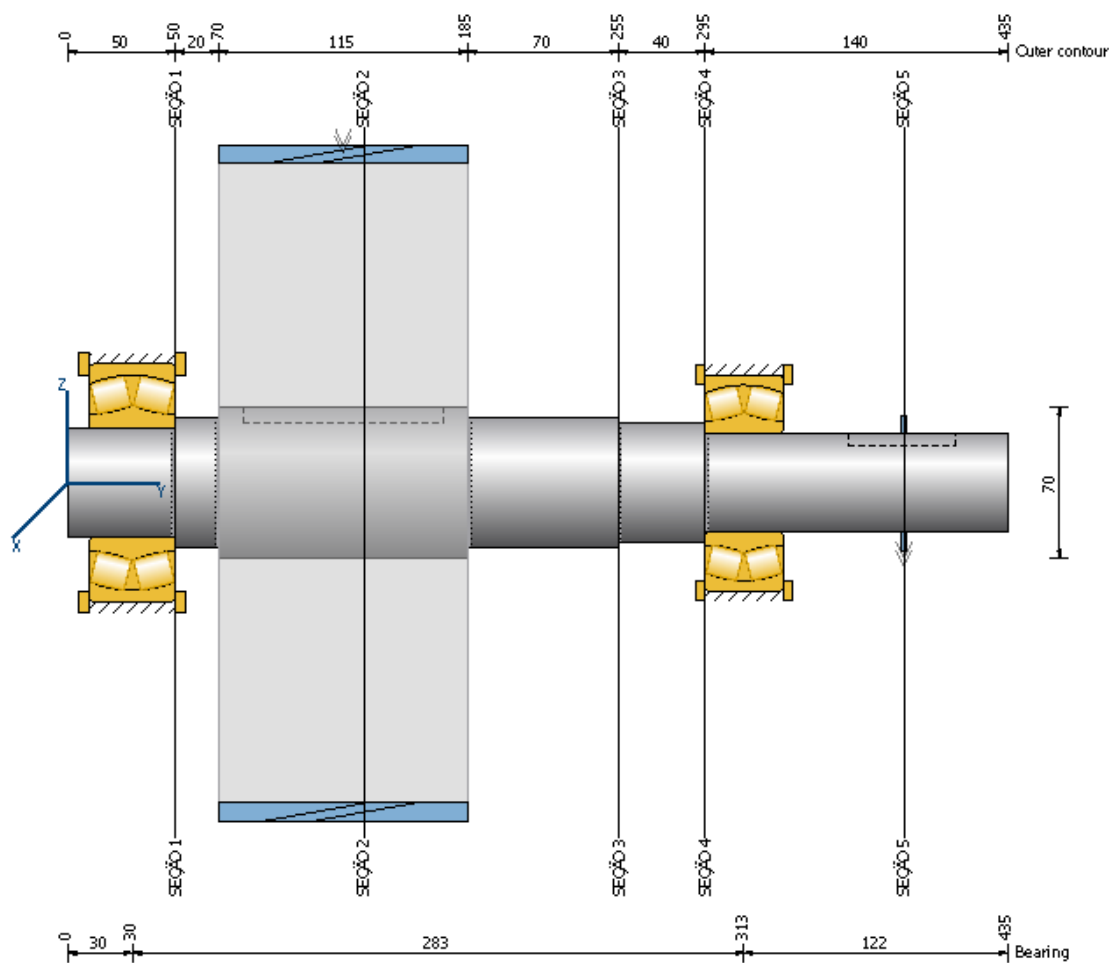


Figura 11 - Eixo 4 modelado no KISSsoft

Um breve resumo dos resultados gerais obtidos no KISSsoft é mostrado no Quadro 10:

Quadro 10 - Resultados gerais obtidos para os Eixos

	Eixo 1	Eixo 2	Eixo 3	Eixo 4
<b>Deflexão máxima [<math>\mu\text{m}</math>]</b>	186,69	71,92	106,22	106,8
<b>Tensão equivalente máxima [<math>\text{N}/\text{mm}^2</math>]</b>	101,74	86,99	69,44	414,23
<b><math>N_f</math> mínimo (fadiga)</b>	3,86	4,34	3,12	6,4
<b><math>N_f</math> mínimo (estático)</b>	6,24	7,53	8,93	1,16

As seções transversais mostradas como linhas verticais nas figuras acima foram adicionadas nas mesmas posições em que foram calculados os diâmetros do

projeto inicial. Os resultados das seções e a comparação com os resultados obtidos no projeto da disciplina são mostrados no Quadro 11.

	Eixo 1		Eixo 2		Eixo 3		Eixo 4	
	Projeto	KISSsoft	Projeto	KISSsoft	Projeto	KISSsoft	Projeto	KISSsoft
<b>SEÇÃO 1</b>	4,34	9,69	4,21	26,38	2,95	4,59	2,88	3,81
<b>SEÇÃO 2</b>	2,80	7,44	2,01	4,38	2,62	3,75	2,41	5,55
<b>SEÇÃO 3</b>	2,08	5,58	2,02	5,26	2,01	5,64	2,00	2,16
<b>SEÇÃO 4</b>	2,06	3,86	2,03	4,75	2,42	3,12	1,99	1,42
<b>SEÇÃO 5</b>	2,12	4,13	2,53	4,34	2,01	6,59	2,13	1,45
<b>SEÇÃO 6</b>	3,89	20,8	3,19	9,56	2,21	8,37	2,16	1,29
<b>SEÇÃO 7</b>					2,67	11,56	2,18	1,16

Quadro 11 - Coeficientes de Segurança para Fadiga para cada seção transversal dos Eixos

Os resultados dos eixos 1 e 2 destacados acima apresentaram maior diferença entre o resultado de projeto e o do KISSsoft. Nesses casos, isso se deve à padronização necessária do diâmetro devido ao processo de seleção do rolamento. Isso será observado com facilidade nas figuras a seguir.

Os resultados do eixo 4 serão discutidos mais adiante. Serão mostrados os gráficos e diagramas que levaram a esse resultado e será apresentada uma possível explicação.

De acordo com os resultados calculados, mostrados acima, e com o Coeficiente de Segurança alvo para o cálculo igual a 2, o KISSsoft tem uma função “Dimensionamento de geometria para força”, em que mostra o diâmetro mínimo necessário para que se atinja o coeficiente de segurança. As figuras abaixo (Figura 12, Figura 13, Figura 14 e Figura 15) mostram esses resultados. A linha verde representa o diâmetro mínimo que cada eixo poderia ter com os esforços a que são submetidos, ou seja, o diâmetro ótimo de cada eixo em cada ponto. Claro que essa solução deve servir para análise e não necessariamente como solução definitiva, uma vez que eixos escalonados são muito mais usuais do que eixos arredondados.

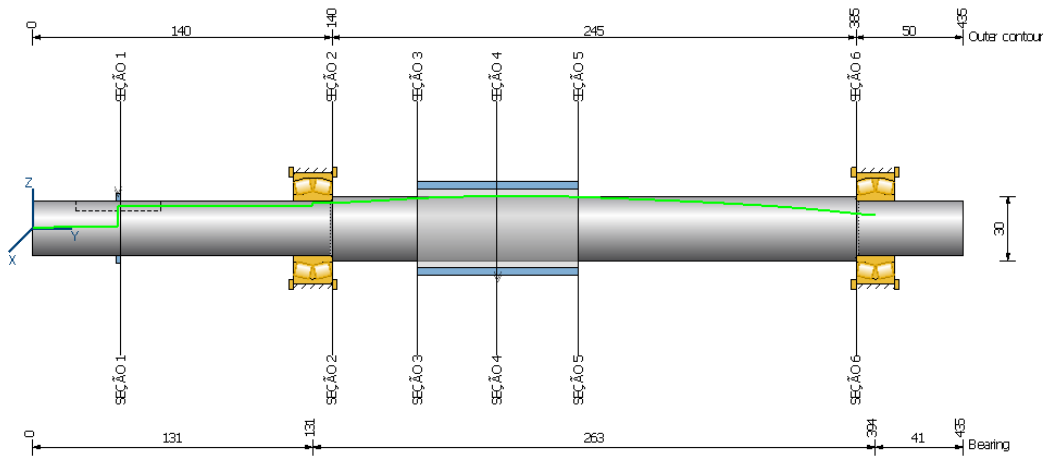


Figura 12 - Eixo 1 com linha de sugestão do diâmetro ótimo

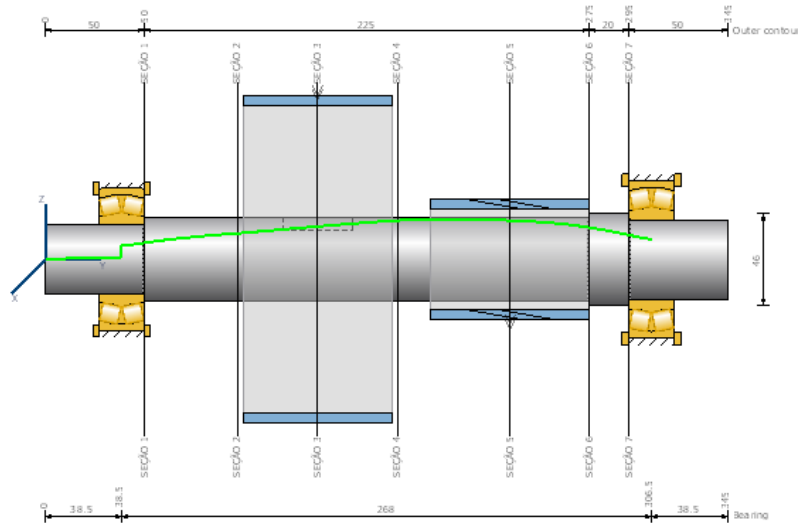


Figura 13 - Eixo 2 com linha de sugestão do diâmetro ótimo

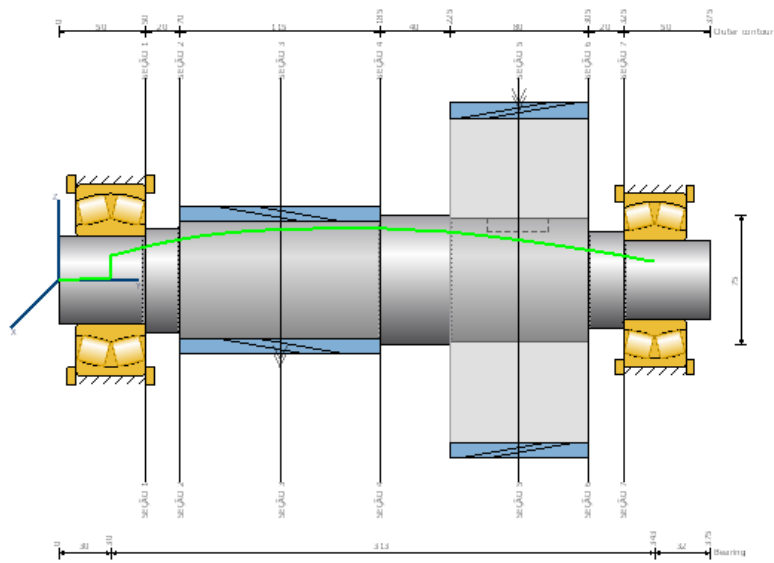


Figura 14 - Eixo 3 com linha de sugestão do diâmetro ótimo

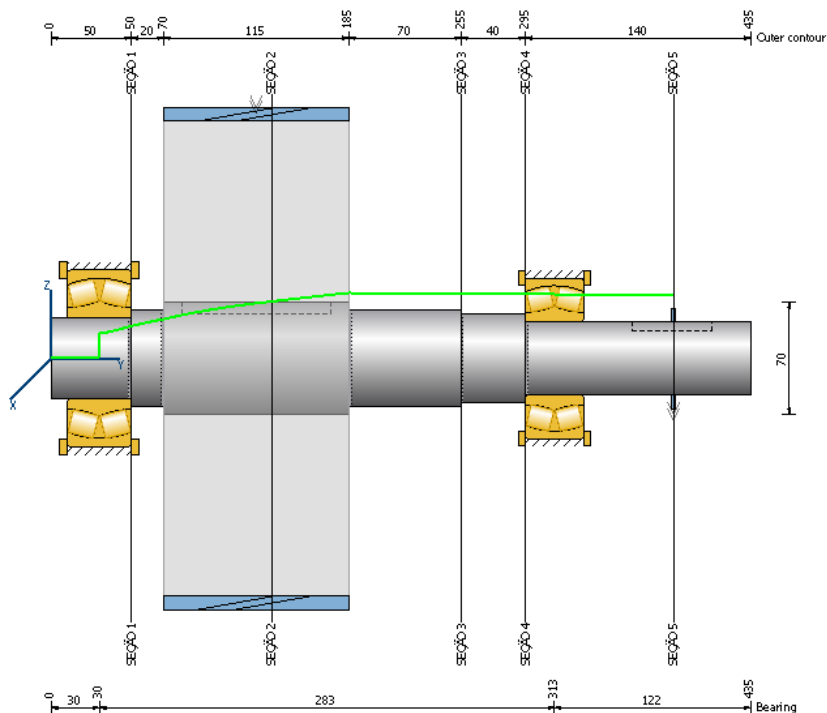


Figura 15 – Eixo 4 com linha de sugestão do diâmetro ótimo

Observe que o resultado do eixo 4 foi o único que se mostrou insuficiente em relação ao calculado inicialmente no projeto. Então foram utilizados os recursos disponibilizados pelo KISSsoft para tentar verificar se os dados foram inseridos corretamente. Primeiro foi verificado o diagrama de aplicações de carga, como mostra a Figura 16.

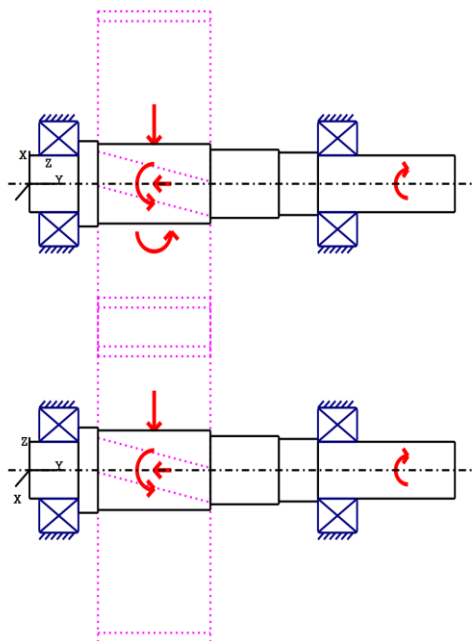


Figura 16 - Diagrama de Aplicações de Carga nos planos X-Y e Y-Z do Eixo 4

Esse diagrama mostrou-se correto de acordo com as informações de direção e sentido das forças. Em seguida, foi verificado o diagrama de torques, mostrado na Figura 17, e o diagrama de força cortante no plano de maior força resultante (inclinado a  $26,38^\circ$ ), mostrado na Figura 18.

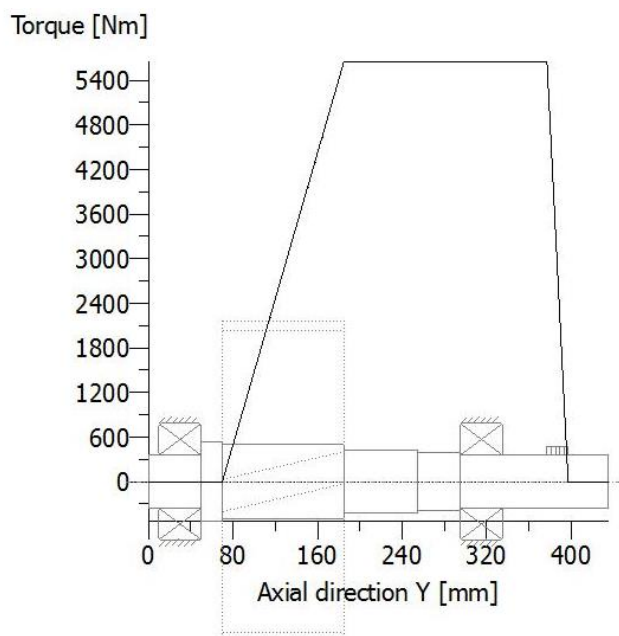


Figura 17 - Diagrama de torque do eixo 4

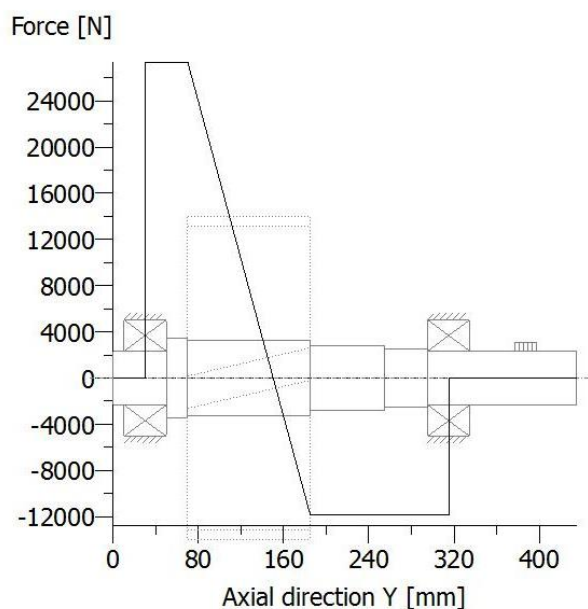


Figura 18 - Diagrama de Forças do Eixo 4

A análise desses diagramas mostrou que os dados foram inseridos no programa apropriadamente, uma vez que estavam de acordo com o esperado e previsto no projeto inicial. Dessa forma, o programa permitiu a visualização de um provável equívoco que passou despercebido no projeto da disciplina.

Todos esses diagramas e vários outros (Deslocamentos, tensões, momento fletor, entre outros) são resultados que o KISSsoft oferece. Um exemplo de relatório completo gerado pelo KISSsoft do dimensionamento do eixo 1 está disponível no Apêndice B.

#### 4.1.2 Engrenagens

Os coeficientes de segurança para esforços de flexão na raiz dos dentes e de tensões de contato para todos os estágios de redução por engrenagens foram calculados e estão apresentados no Quadro 12. Vale ressaltar que no projeto inicial não se optou por um coeficiente de segurança alvo, buscando-se apenas ficar acima de 1.

	Engrenagem	1	2	3	4	5	6
Flexão	<b>KISSsoft</b>	<b>1,083</b>	<b>1,128</b>	<b>1,097</b>	<b>1,275</b>	<b>0,867</b>	<b>1,000</b>
	Projeto	1,263	1,334	1,237	1,484	1,009	1,223
	Diferença	14%	15%	11%	14%	14%	18%
Contato	<b>KISSsoft</b>	<b>1,014</b>	<b>1,046</b>	<b>1,055</b>	<b>1,086</b>	<b>0,981</b>	<b>1,013</b>
	Projeto	1,002	1,068	1,169	1,238	1,078	1,149
	Diferença	-1%	2%	10%	12%	9%	12%

Quadro 12 - Comparação dos Coeficientes de segurança das Engrenagens

Os resultados do KISSsoft se mostraram mais conservadores do que os calculados no projeto. Isso pode ser devido ao fato de o programa levar em consideração uma quantidade maior de fatores, como mencionado anteriormente.

Na comparação dos esforços de flexão na raiz do dente, todos os resultados ficaram na mesma faixa, entre 10 e 20%, mostrando consistência entre os métodos de cálculo.

Na comparação dos esforços de contato, a diferença foi muito pequena para as engrenagens de dentes retos (engrenagens 1 e 2), mostrando uma diferença de até 2% para mais ou menos. No resultado destacado, embora seja o único em que o

programa se mostrou menos conservador do que o cálculo realizado, a diferença não chegou a ser significativa. Nas engrenagens de dentes helicoidais novamente as diferenças ficaram próximas dos 10%. Para melhor visualização dos resultados obtidos foram elaborados os gráficos da Figura 19.

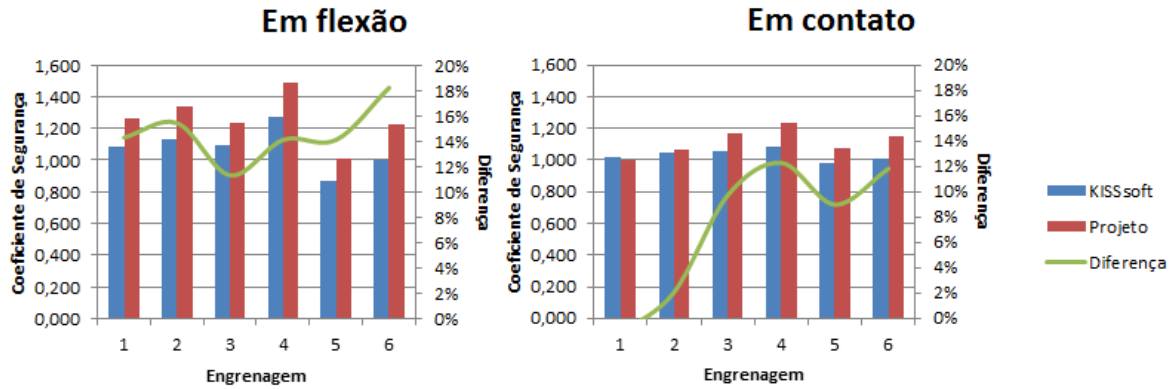


Figura 19 - Comparação dos coeficientes de segurança das engrenagens

Observa-se na Figura 19 que a diferença percentual para as análises no contato das engrenagens é maior nos estágios finais de redução, possivelmente pois estes estágios estão sujeitos a cargas muito maiores. Já em relação à flexão esta diferença é mais estável.

**4.1.3 Rolamentos**

Os rolamentos foram comparados em função da vida útil calculada no projeto e aquela calculada pelo programa. Foram selecionados rolamentos auto compensadores de rolos, conforme o projeto inicial. Os resultados estão resumidos no Quadro 13.

	Eixo 1		Eixo 2		Eixo 3		Eixo 4	
	Entrada	Saída	Entrada	Saída	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Rotação do eixo [rpm]	1750		437,5		125		31,25	
Código do rolamento	22205CJ	22205CJ	22207CJ	22208CJ	22310CJ	22309CJ	22310CJ	2309CJ
Vida esperada projeto L <sub>10</sub> [h]	139.447	1.479.843	45.852	22.049	29.055	25.531	22.824	24.383
Vida esperada KISSsoft L <sub>nm</sub> [h]	199.348	> 1 milhão	> 1 milhão	90.128	39.933	829.142	191.627	> 1 milhão

Quadro 13 - Comparação dos resultados dos Rolamentos

O resultado para os rolamentos se mostrou consideravelmente diferente entre a vida calculada no projeto e a do programa, sendo o cálculo do projeto significativamente mais conservador. Um fator que pode ser de grande relevância para explicar essa diferença é o método de cálculo dos fabricantes, uma vez que o projeto utilizou o catálogo do fabricante Timken, conforme mencionado anteriormente, e os rolamentos selecionados no programa foram do fabricante SKF, pois o fabricante Timken não existe na base de dados do KISSsoft.

#### 4.1.4 Chavetas

As chavetas foram dimensionadas conforme método da norma DIN 6885. Os resultados do KISSsoft são apresentados no Quadro 14.

	<b>Eng. 2</b>	<b>Eng. 4</b>	<b>Eng. 6</b>
<b>Material SAE/AISI</b>	1020	1020	1045
<b>L [mm]</b>	34,26	41,13	92,90
<b>N<sub>f</sub> projeto</b>	2,50	2,50	2,50
<b>N<sub>f</sub> KISSsoft</b>	2,87	2,79	2,64

**Quadro 14 – Comparação dos resultados das Chavetas**

Os resultados das chavetas se mostraram bastante próximos do calculado originalmente no projeto, o que pode ser devido à simplicidade do cálculo. Pequenas variações podem ser devidas a diferenças nas propriedades dos materiais selecionados, por exemplo.

#### 4.2 Sistema modelado no KISSsys

A modelagem do sistema no KISSsys se mostrou mais complicada do que a modelagem no KISSsoft, como será comentado mais adiante.

Inicialmente é montado o modelo esquemático do sistema, inserindo cada componente, entradas e saídas e relações entre os componentes. No sistema mostrado na Figura 20 também foram inseridas perdas devido à eficiência dos mancais e dos engrenamentos, representadas pelas setas vermelhas direcionadas para cima. Os discos azuis representam engrenagens, e as setas vermelhas finas representam transferência de potência. Essa primeira parte é apenas conceitual e ainda não é necessário associar valores às variáveis.



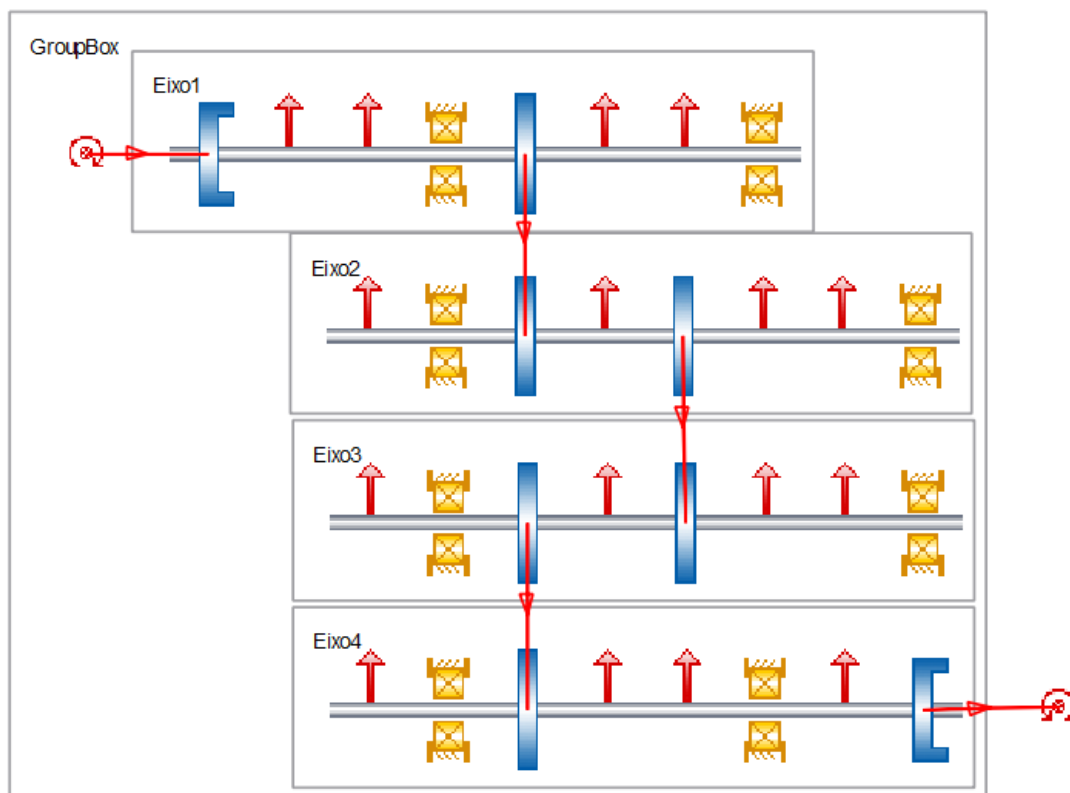


Figura 20 - Diagrama do sistema modelado no KISSsys

Tendo o diagrama esquemático, são associados os valores aos componentes, importados do KISSsoft, e pode ser inserida também uma carcaça. Uma visualização 3D do sistema está apresentada na Figura 21.

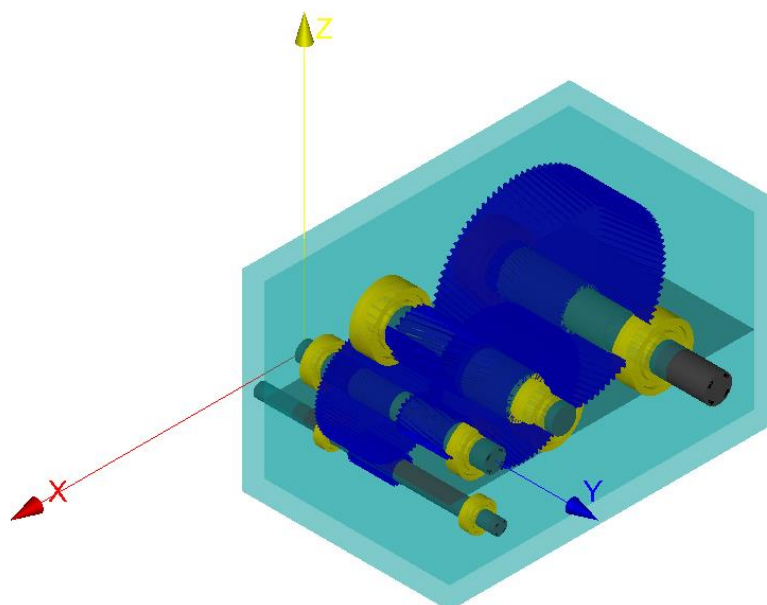


Figura 21 - Visualização 3D do sistema modelado no KISSsys

Em seguida o usuário pode criar uma tabela para análise das principais variáveis do sistema. A tabela criada neste caso foi bastante simplificada e é mostrada na Figura 22. Os valores inseridos em vermelho podem ser alterados, e os em preto são calculados. Observe que é possível fazer alterações em todo o sistema a partir de uma única tabela, o que pode ser muito útil durante o dimensionamento.

KINEMATIC	Speed [rpm]	Torque [Nm]	Power [kW]				
Input	1750	100.95	18.5				
Output	-31.25	5653.2	17.851				
					s1-s2	s2-s3	s3-s4
i tot	56			Efficiency	0.98891	0.98759	0.98802
Efficiency	0.96494						
RESULTS	Gear 1	Gear 2	Gear 3	Gear 4	Gear 5	Gear 6	
Nf, b	1.0831	1.1285	1.0968	1.2753	0.86709	0.99588	
Nf, c	1.0136	1.0465	1.0549	1.0857	0.98079	1.0126	

Figura 22 - Tabela de entrada e visualização de dados no KISSsys

A tabela resume os principais dados de entrada e saída do redutor, coeficientes de segurança das engrenagens e eficiência dos engrenamentos. É possível verificar facilmente a influência dos parâmetros de entrada no dimensionamento. Por exemplo, note na Figura 23 como a alteração da potência de entrada de 18,5 para 12 kW eleva os coeficientes de segurança das engrenagens.

KINEMATIC	Speed [rpm]	Torque [Nm]	Power [kW]				
Input	1750	65.481	12				
Output	-31.25	3457.4	11.579				
					s1-s2	s2-s3	s3-s4
i tot	56			Efficiency	0.98891	0.98759	0.98802
Efficiency	0.96494						
RESULTS	Gear 1	Gear 2	Gear 3	Gear 4	Gear 5	Gear 6	
Nf, b	1.6811	1.7515	1.7342	2.0164	1.3933	1.6003	
Nf, c	1.2628	1.3037	1.3264	1.3652	1.2433	1.2836	

Figura 23 - Tabela de entrada e visualização de dados no KISSsys, alterando o valor da potência de entrada

O KISSsys é um complemento extremamente versátil e possui diversas outras funcionalidades e possibilidades, porém elas não serão tratadas neste trabalho.

#### **4.3 Material de consulta**

Durante o desenvolvimento do trabalho, as etapas foram descritas e imagens foram compiladas para a criação do material de consulta, disponível no Apêndice A.

As etapas mostradas no material são:

1. Modelagem de Eixos no KISSsoft
2. Modelagem de Engrenagens no KISSsoft
3. Montagem do Sistema no KISSsys

#### **4.4 Comparação entre metodologias**

As metodologias foram comparadas quantitativamente quanto à confiabilidade, através da análise dos coeficientes de segurança. Os resultados foram mostrados acima, retratando que o programa, especialmente no módulo das engrenagens, analisa mais fatores e chega a coeficientes de segurança mais baixos, criando um projeto mais robusto do que o cálculo da maneira tradicional. Essa diferença pode ser creditada ao elevado número de simplificações que foram realizadas no cálculo inicial e que o programa leva em consideração, como por exemplo a correção do diâmetro do cubo da engrenagem, que não foi corrigido no projeto inicial pois demandaria refazer todo o projeto.

Também foram comparados de maneira qualitativa a facilidade e o tempo dispendido nos dois métodos. O programa KISSsoft mostrou-se extremamente simples de se trabalhar, com sua interface intuitiva e de fácil aprendizado. Com poucas horas prévias de experiência é possível modelar todos os eixos e engrenagens em menos de 4 horas. Esse número é incomparavelmente inferior ao tempo dispendido no projeto da disciplina, desenvolvido ao longo de todo o semestre em equipe de 06 pessoas. Após o dimensionamento é possível exportar a geometria para um arquivo de CAD genérico em formato STEP (formato padrão da norma ISO 10303 para intercâmbio de dados de produto), compatível com a maioria dos programas de CAD comerciais.

Por sua vez, o complemento KISSsys, para modelagem e otimização do sistema completo, se mostrou muito mais complexo. Nele é possível executar rotinas personalizadas e controlar o sistema com uma grande variedade de possibilidades. Para permitir esta variabilidade a complexidade do programa é elevada, de forma que bem foram necessárias cerca de 12 horas de trabalho para realizar a montagem do sistema completo e manipulação das variáveis.

Um fator complicador do KISSsys é que o programa apresenta mais erros do que o KISSsoft, e esses erros são mais difíceis de ser compreendidos e corrigidos. Por exemplo, no KISSsoft eram informados erros devido à variáveis inconsistentes, valores muito acima ou muito abaixo dos padrões de determinado cálculo. Já no KISSsys aparecem muitos erros do próprio programa, *bugs*. Ao tentar associar o arquivo de cálculo do KISSsoft ao componente correspondente no KISSsys, por exemplo, o valor simplesmente desaparece do campo que devia ser preenchido, assim que é apertado o botão de inserir o valor. O procedimento seguido foi exatamente conforme informado no manual, porém só funcionou depois de várias tentativas, sem que tenha sido possível identificar o fator que impedia o funcionamento nem o que fez o procedimento funcionar. Este tipo de problema ocorreu em diversas situações, atrapalhando o desempenho no programa.

Outro fator é que o KISSsys apresenta uma interface menos visual e de nível mais baixo, mais próximo à programação do que à interface gráfica do programa base. A seguir estão as interfaces que mostram as variáveis relativas a um eixo. A Figura 25 corresponde ao KISSsys e a Figura 24 ao KISSsoft.

Shaft editor		Basic data	Strength	Campbell diagram
Geometry				
Position of shaft axis in space		horizontal		
Strength				
Number of eigenfrequencies	i	4		
Number of buckling cases	j	0		
Speed	n	1750.0000	1/min	+
Direction of rotation		counterclockwise		
Temperature of housing	T <sub>c</sub>	20.0000	°C	
Reference point housing	y <sub>s</sub>	0.0000	mm	
Lubricant temperature	T <sub>s</sub>	70.0000	°C	
Environment				
Housing material		M 1045 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened		
Lubricant		Oil: ISO-VG 460		
Impurity		Oil lubrication without filtration, ISO 4406 -/13/10		

Figura 24 - Parte da interface do KISSsoft com informações sobre um eixo

Properties	
Variables	Functions
<ul style="list-style-type: none"> <li>R GVectorZ</li> <li>R HaenSRmin</li> <li>R HaenSRpmin</li> <li>R HousingTemp</li> <li>L Impurity</li> <li>L includeSubElementsInShaftCalculation</li> <li>S innerGeometry</li> <li>R LageCalc</li> <li>R length</li> <li>R LubTemp</li> <li>R mass</li> <li>L material</li> <li>R n</li> <li>S Name</li> <li>R nB</li> <li>R nF</li> <li>L Oil</li> <li>R OilLevel</li> <li>S outerGeometry</li> <li>R RDA</li> <li>R RDB</li> <li>R RDC</li> <li>R RDD</li> <li>R RDE</li> <li>R RDF</li> <li>R RDG</li> <li>R RDH</li> <li>R RDI</li> <li>R RDJ</li> <li>R RefTemp</li> <li>R ReqBearingLife</li> </ul>	
Type	Real
Name	n
Reference	
Value	1750
Path	_O.GroupBox.Eixo1.Eixo1.n
<input type="checkbox"/> KISSsoft -> KISSsys <input checked="" type="checkbox"/> KISSsys -> KISSsoft	
Expression	
<pre># IF LEN(shaft)&gt;0 THEN   RETURN abs(shaft.OBJ_GetMember("speed")); ELSE   RETURN 0; ENDIF</pre>	

Figura 25 - Parte da interface do KISSsys com informações sobre um eixo

Observe que a interface do KISSsoft é explicativa e interativa, sem expor informações de que o usuário não necessita e com todas as principais variáveis acessíveis a um clique. Existem variáveis que podem ser selecionadas a partir de menus e outras que basta digitar. Já na interface do KISSsys as variáveis são tratadas como variáveis computacionais cruas, sendo possível alterar o tipo de variável, a expressão que a define, o caminho onde ela está localizada, entre outros.

Dessa forma, o KISSsys é uma ferramenta mais versátil, uma vez que ele permite maior manipulação das variáveis e programação de rotinas. Porém ele exige maior conhecimento tanto do programa em si quanto de linguagem de programação (dependendo do tipo de resultado que o usuário procura), enquanto o KISSsoft é menos versátil porém muito mais intuitivo e descomplicado de aprender.

## 5 CONCLUSÃO

A consolidação da aprendizagem com a utilização de um programa comercial mostrou-se uma alternativa válida e com bons resultados. Com o programa foi possível ver a confirmação de conceitos aprendidos e entender outros que talvez não tenham sido tão bem assimilados. A possibilidade de experimentar, alterar variáveis e verificar o impacto dessas alterações nos resultados do dimensionamento foram interessantes e esclarecedoras.

Além disso, como o programa utiliza uma variedade de conceitos e variáveis mais extensa do que aqueles aprendidos em sala de aula, o estudante é forçado a buscar novos conhecimentos, prática que é excelente para a formação do profissional.

O fato de o programa utilizado ser comercial e não especificamente para fins didáticos possui características muito boas e outras nem tanto. Por um lado, é possível conhecer e buscar compreender quais são as necessidades e condições do projeto de máquinas na indústria de fato, proporcionando ao estudante uma visão mais clara da área de atuação do projetista. Por outro lado, o próprio programa, a seção de ajuda e o manual do mesmo nem sempre são claros quanto ao procedimento de cálculo adotado, de forma que a compreensão completa das diferenças entre os valores calculados no projeto e no programa não pode ser efetivada.

Uma recomendação deixada para um trabalho futuro é realizar um projeto KISSsoft desde sua concepção inicial, partindo apenas dos requisitos de projeto e utilizando as ferramentas de dimensionamento. Como já se tinha um projeto dimensionado, o programa foi utilizado mais para a verificação do que para o dimensionamento propriamente dito. Dessa forma, a funcionalidade de otimização que o programa possui não foi utilizada amplamente, o que pode vir a ser um estudo interessante.

## REFERÊNCIAS

BRASIL. RESOLUÇÃO CNE/CES 11, DE 11 DE MARÇO DE 2002. **Ministério da Educação**, 11 março 2002. Disponível em: <[http://portal.mec.gov.br/index.php?option=com\\_content&view=article&id=13192%3Aresolucao-ces-2002&catid=323%3Aorgaos-vinculados&Itemid=866](http://portal.mec.gov.br/index.php?option=com_content&view=article&id=13192%3Aresolucao-ces-2002&catid=323%3Aorgaos-vinculados&Itemid=866)>. Acesso em: 13 janeiro 2015.

CANCIGLIERI JUNIOR, Osiris; PACHOLOK, Mariano. **Recursos computacionais oferecendo suporte ao ensino de engenharia mecânica**. Da Vinci, Curitiba, 1, janeiro 2004. 127-134.

DUDLEY, Darle W. **Handbook of practical gear design**. New York: McGraw-Hill, v. 1, 1984.

FERREIRA, Oscar M. D. C.; SILVA JUNIOR, Plínio D. D. **Recursos audiovisuais no processo ensino-aprendizagem**. São Paulo: E.P.U., 1986.

FISCHER, Martin; KUNZ, John. **Impact of information technology on facility engineering**. Leadership and Management in Engineering, Florida, 3, 2003. 100-103.

KISSOFT AG. **KISSsoft & KISSsys Gear Design Software**. KADKRAFT SYSTEMS Innovate Simply, 2014. Disponível em: <<http://www.kadkraft.com/images/201-KISSsoft-Brochure-2014.pdf>>. Acesso em: Abril 2015.

KISSOFT AG. **KISSsoft Release 03/2014 User Manual**. KISSsoft AG. Bubikon, p. 1134. 2014.

KISSOFT AG. **Products: KISSsoft**. KISSOFT Calculation Programs for Machine Design, 2014. Disponível em: <<http://www.kisssoft.ch/english/products/kisssoft.php>>. Acesso em: 9 outubro 2014.

KISSOFT AG. **Schools/Students**. KISSsoft Calculation Programs for Machine Design, 2014. Disponível em: <[http://www.kisssoft.ch/english/prices/education\\_prices.php](http://www.kisssoft.ch/english/prices/education_prices.php)>. Acesso em: 9 outubro 2014.



KOLB, David. A. **Learning style inventory**: Technical manual. Boston, MA: McBer, 1976.

NORTON, Robert. L. **Projeto de Máquinas, uma abordagem integrada**. 4ª. ed. Porto Alegre: RS: Bookman, 2013.

RODRIGUES, Leude. P.; MOURA, Lucilene. S.; TESTA, Edimárcio. **O tradicional e o moderno quanto à didática no ensino superior**. Revista Científica do ITPAC, Araguaína, v. 4, n. 3, Julho 2011. ISSN ISSN 1983-6708.

SHIGLEY, Joseph. E. **Elementos de maquinas**. Rio de Janeiro: LTC- Livros Técnicos e Científicos, 1984.

SKF. **SKF: Rolamentos, unidades e mancais**. SKF Brasil, 2014. Disponível em: <<http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/index.html>>. Acesso em: 9 outubro 2014.

THE TIMKEN COMPANY. **Timken Ball Bearings Catalog**. The Timken Company. [S.l.], p. 217. 2011.

TUDOSE, L. et al. **Automated optimal design of a two-stage helical gear reducer**. Structural and Multidisciplinary Optimization, 42, 2010. 429-435.

## APÊNDICE A – PROCEDIMENTOS NO KISSOFT

### A.1 Modelagem de Pares engrenados

Inicialmente, será mostrada a modelagem de um par de engrenagens cilíndricas. Assim poderemos utilizar os dados deste cálculo na etapa de dimensionamento de eixos. Para isso, devem ser conhecidos os seguintes parâmetros:

- Módulo, ângulo de pressão e número de dentes das engrenagens;
- Ângulo de hélice (se for o caso);
- Coeficiente de correção do adendo (x);
- Largura;
- Material das engrenagens;
- Potência ou torque;
- Velocidade.

Outras informações também podem ser utilizadas, porém apenas com essas já é possível realizar a modelagem.

1. Abra o KISSsoft. Na aba módulos, expanda a opção Engrenagens cilíndricas e dê duplo clique sobre a opção “Par de engrenagens”. (Ou *Cylindrical gear pair*).

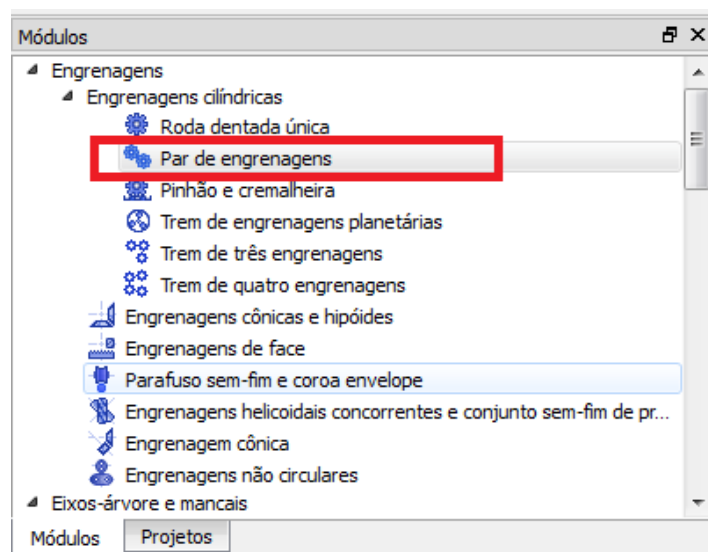


Figura A.1—1 – Passo 1: Cálculo de par de engrenagens cilíndricas

- Primeiramente devem ser selecionados quais cálculos serão realizados. Clique em Cálculo → Carga. Neste projeto serão apenas utilizadas as abas básicas e a de Carga (ou *Rating*), mas as outras podem ser utilizadas conforme a necessidade.

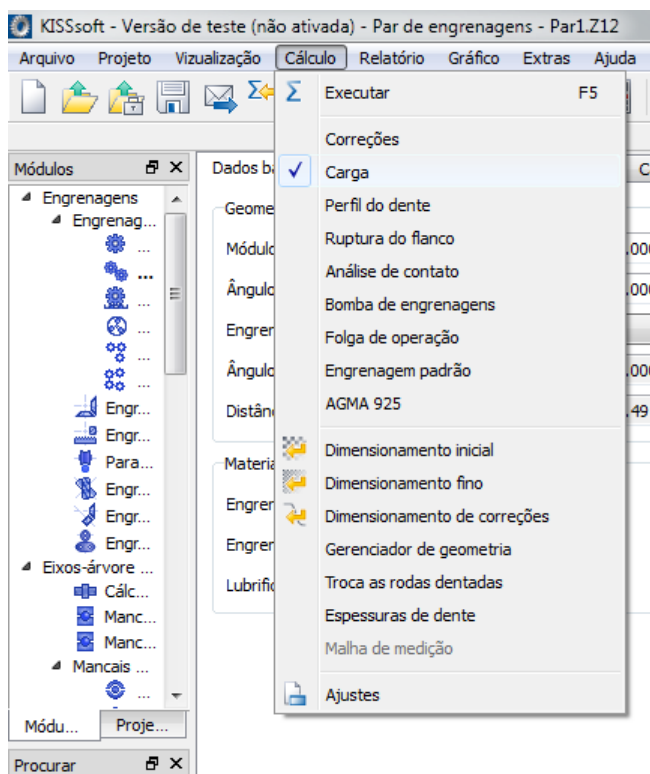


Figura A.1—2 - Passo 2: Selecionar etapas de cálculo

- A página inicial, chamada Dados básicos é apresentada. Nesta página podem ser inseridos todos os dados conhecidos. As informações que eventualmente não se tenha pode-se deixar conforme está, pois o programa recomenda valores usuais para as variáveis.

Dados básicos	Perfil de referência	Tolerâncias	Carga	Fatores
<b>Geometria</b>				
Módulo normal	$m_n$	2.0000 mm		
Ângulo de pressão na seção normal	$\alpha_n$	20.0000 °		
Engrenagem 1		dente reto		
Ângulo de hélice no círculo de referência	$\beta$	0.0000 °		
Distância entre eixos	$a$	100.4911 mm		
			Engrenagem 1	Engrenagem 2
			Número de dentes	$z$
			Largura do dente	$b$
			Fator de deslocamento de perfil	$x^*$
			Qualidade (ANSI 2000)	$Q$
<b>Materiais e lubrificação</b>				
Engrenagem 1	Steel, Grade 1, HRC50, Type A(AGMA), Aço beneficiado, temperado à chama/por ind., AGMA2001: with Type A hardness pattern (flanc and foot hardened)			
Engrenagem 2	Steel, Grade 1, HRC50, Type A(AGMA), Aço beneficiado, temperado à chama/por ind., AGMA2001: with Type A hardness pattern (flanc and foot hardened)			
Lubrificação	Óleo: ISO-VG 460			Lubrificação com imersão em óleo

Figura A.1—3 - Passo 3: Dados básicos

4. Em seguida, clique na aba Perfil de referência. Nessa aba desse ser selecionado o tipo de perfil das engrenagens. Neste caso foi selecionado o padrão JIS, (pois este possui as proporções usuais de adendo e dedendo), sem fazer outras modificações, igual para as duas engrenagens.

Dados básicos Perfil de referência Tolerâncias Carga Fatores

Engrenagem 1

Perfil de referência roda dentada Entrada do fator

1.25 / 0.25 / 1.0 JIS

Apenas acabamento

Fator altura de dedendo	$h^*_{FP}$	1.2500
Fator do raio do pé	$\rho^*_{FP}$	0.2500
Fator altura de adendo	$h^*_{AP}$	1.0000
Coeficiente de altura de protuberância	$h^*_{PPF}$	0.0000
Ângulo de protuberância	$\alpha_{PPF}$	0.0000 °
Fator de altura da forma da cabeça	$h^*_{FAP}$	0.0000
Ângulo de flanco de semi-topping	$\alpha_{KP}$	0.0000 °
<input type="checkbox"/> Ferramenta topping		
Alteração da altura de adendo	$k^*_{m_n}$	-0.0090 mm

Figura A.1—4 - Passo 4: Perfil de referência de engrenagem

5. Não serão feitas alterações na aba de Tolerâncias nem de Fatores, deixando todos os valores conforme estão. Na aba Carga serão adicionadas as informações relativas ao carregamento e cálculo do coeficiente de segurança das engrenagens. O método de cálculo selecionado é o da norma AGMA 2001-B88. Nesta aplicação a engrenagem motriz é a engrenagem 1 que gira em sentido horário (flanco de trabalho é o flanco direito).

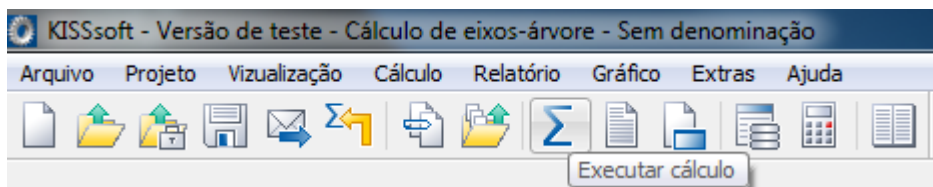
Dados básicos Perfil de referência Tolerâncias Carga Fatores

Resistência

Método de cálculo	AGMA 2001-B88	Engrenagem de referência	Engrenagem
Método de cálculo da ruptura do flanco	Sem cálculo	Potência	P 18.5000 kW
Engrenagem motriz	Engrenagem 1	Torque	$T_1$ 100.9497 Nm
flanco de trabalho engrenagem 1	flanco direito	Velocidade	$n_1$ 1750.0000 1/min
Sentido de rotação engrenagem 1	sentido horário	Vida útil requerida	H 20000.0000 h
		Overload factor	$K_0$ 1.2500

Figura A.1—5 - Passo 5: Informações sobre o carregamento

6. Clique no botão “Executar cálculo”. Algumas notificações poderão surgir. Elas aparecerão novamente no relatório.



**Figura A.1—6 - Passo 6: Execução do cálculo**

7. Os coeficientes de segurança de flexão na raiz do dente e de contato aparecem na aba “Resultados”. Diversos gráficos, imagens e a visualização 3D podem ser visualizados clicando-se na opção “Gráficos” e selecionando o desejado. Para gerar o relatório completo clique em “Gerar relatório”, ao lado do botão “Executar cálculo”. É possível exportar a geometria 3D no formato STEP em Gráfico → Exportação 3D.
8. Observe que o cálculo das engrenagens foi feito com a menor quantidade possível de informações. Na Figura A.1—2 é possível ver todos os outros cálculos que o programa pode realizar e em todas as abas existiam diversas informações que poderiam ter sido modificadas.

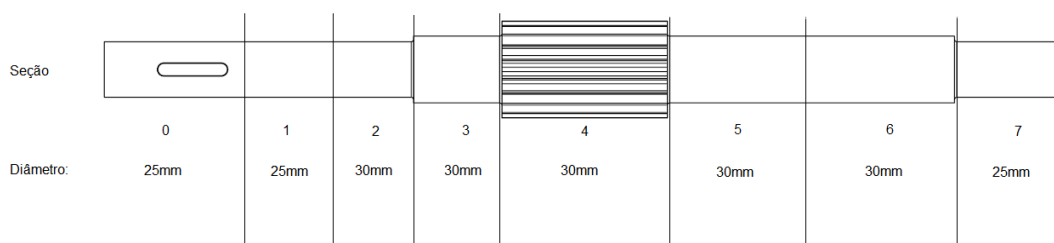
## A.2 Modelagem de Eixos

Agora vamos realizar a montagem do eixo. Para modelagem de um eixo no KISSsoft alguns parâmetros devem ser conhecidos:

- Geometria do eixo;
- Localização e intensidade das cargas;
- Material do eixo;
- Especificação dos mancais.

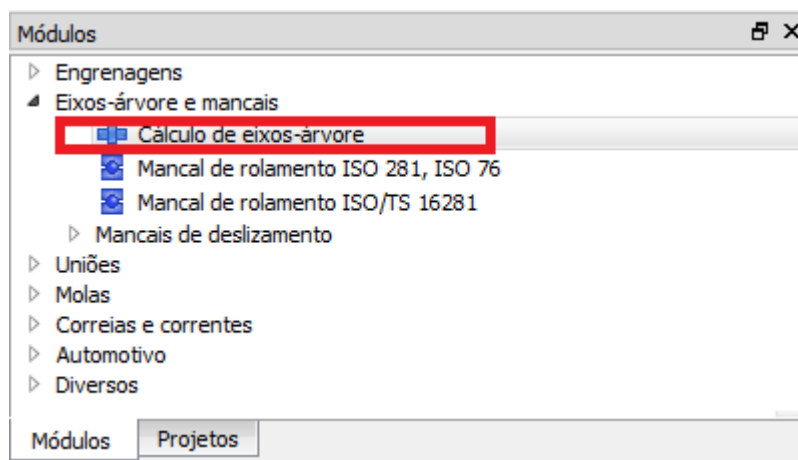
Tendo essas informações, pode-se dar início à modelagem.

O eixo a ser modelado neste módulo é mostrado na Figura A.2—1:



**Figura A.2—1 - Geometria do eixo a ser modelado**

1. Abra o KISSsoft. Na aba módulos, expanda a opção Eixos-árvore e mancais e dê duplo clique sobre a opção “Cálculo de eixos-árvore”. (Ou *Shaft calculation*).



**Figura A.2—2 - Passo 1: Cálculo de eixos-árvore**

- Selecione a aba “Árvore de elementos”. Já existe um eixo definido nesta árvore. Agora o que temos de fazer é inserir a geometria do eixo. Clique com o botão direito em “Contorno exterior” → Adicionar → Cilindro.

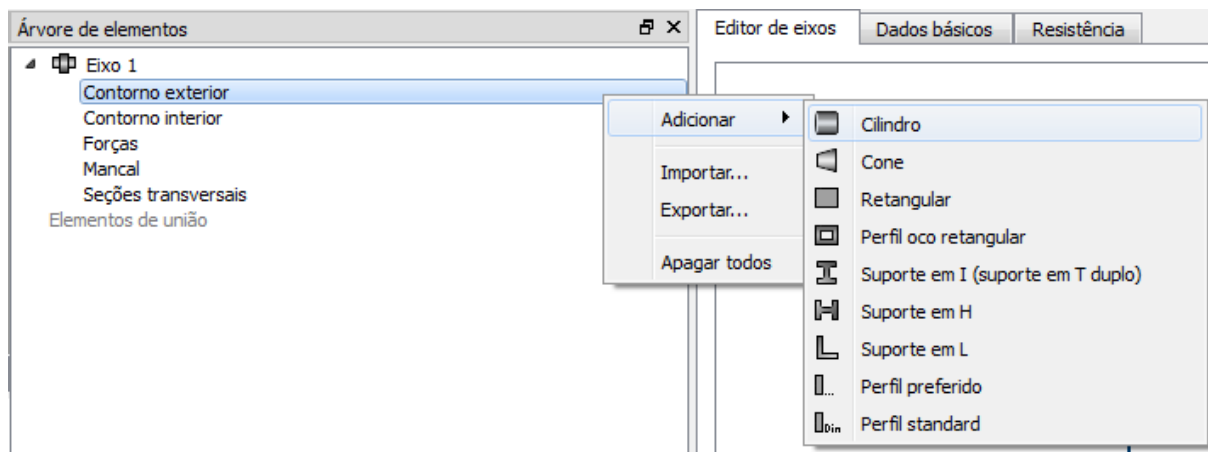


Figura A.2—3 - Passo 2: Inserir geometria

- O KISSsoft criou um cilindro na origem do eixo. Agora edite as informações conforme a geometria desejada. Neste caso o comprimento  $l=50\text{mm}$  e o diâmetro  $d=25\text{mm}$ .

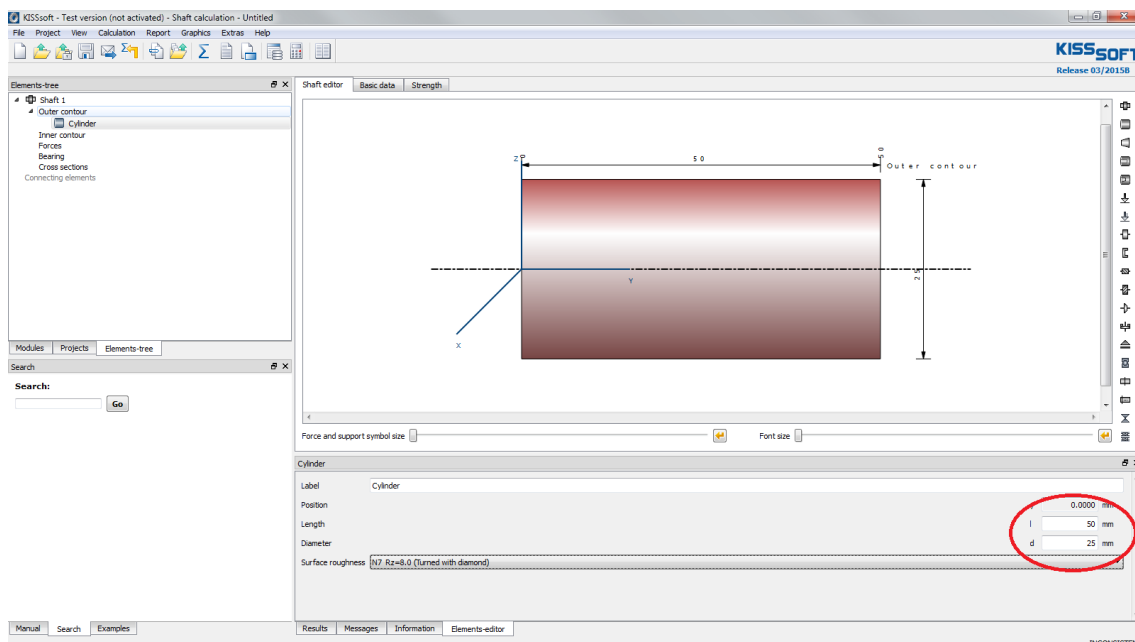
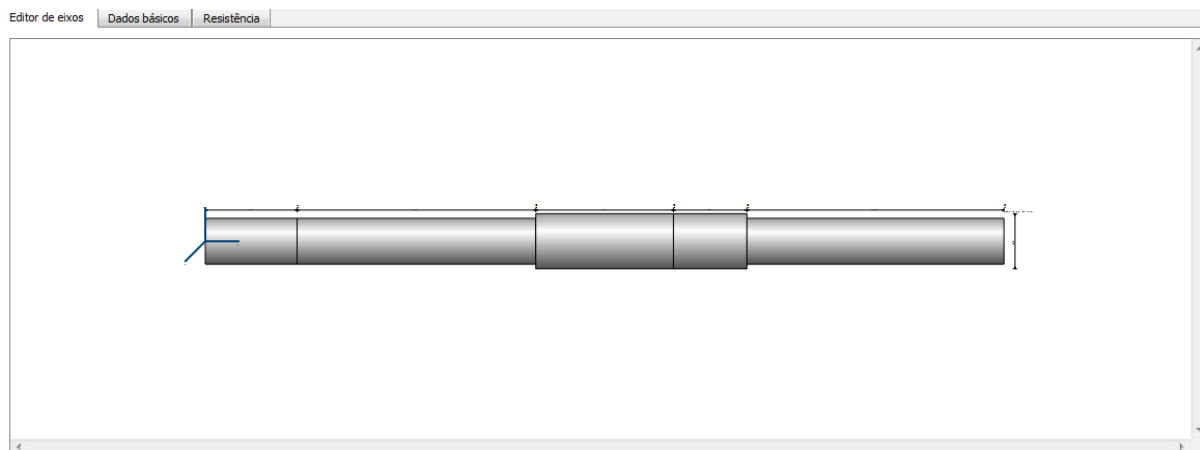


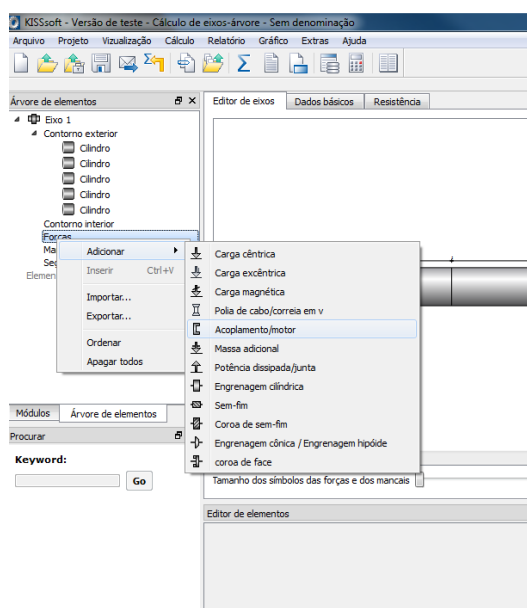
Figura A.2—4 - Passo 3: Inserir dimensões

4. Faça o mesmo para todas as seções cilíndricas do eixo. Note que na árvore de elementos cada seção está representada separadamente. É possível nomear cada seção para melhor visualização.



**Figura A.2—5 - Passo 4: Finalizar geometria do eixo**

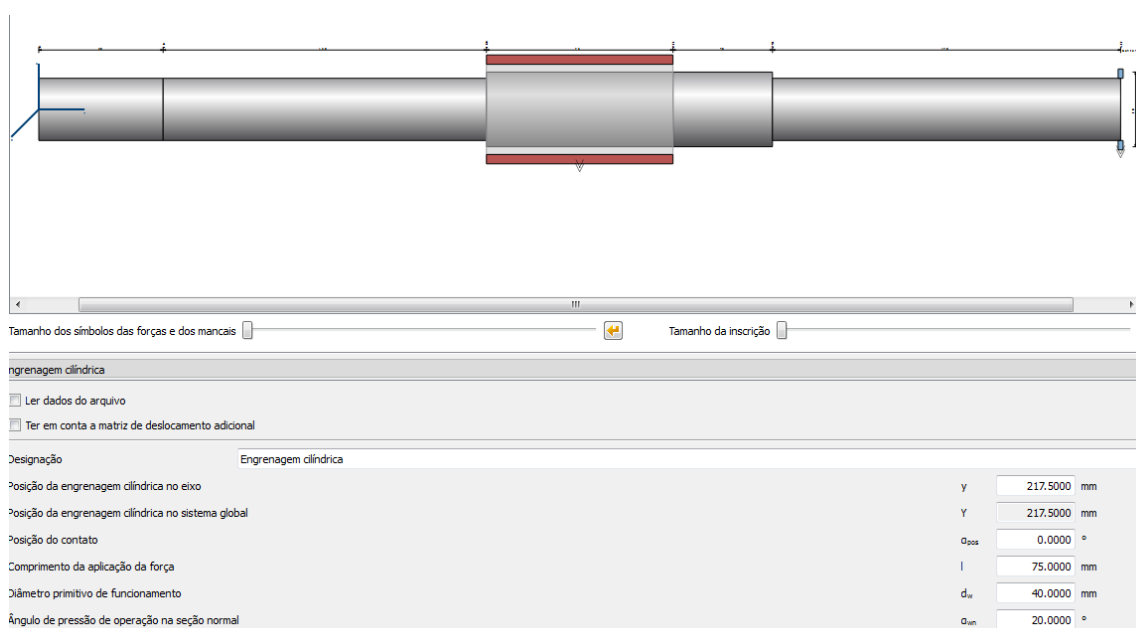
5. Adicione a entrada de torque através de um acoplamento/motor. Clique com o botão direito sobre “Forças” e selecione “Acoplamento/motor”. Insira as informações necessárias. Neste caso o centro de aplicação da força no eixo foi  $y=435\text{mm}$ . A potência a ser transmitida é de  $P=18,5\text{ kW}$ . Selecione a direção “acionado (entrada)”. As outras informações deixe inalteradas, caso não tenha mais informações.



**Figura A.2—6 - Passo 5: Inserir Acoplamento**

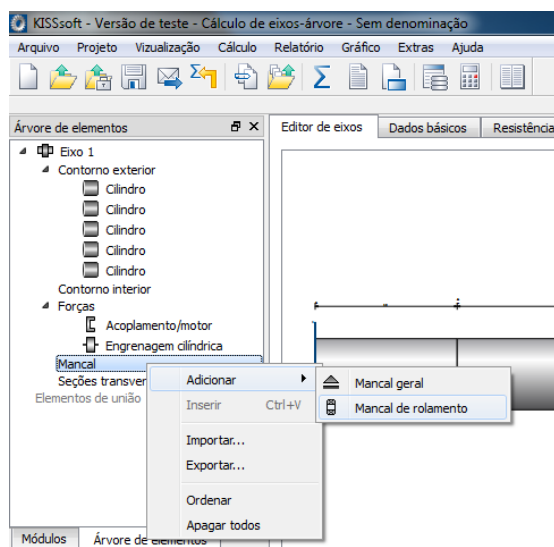


6. Agora adicione a saída do eixo, por uma engrenagem cilíndrica de dentes retos. Clique com o botão direito sobre “Forças” e selecione “Engrenagem Cilíndrica”. A posição da engrenagem é  $y=217,50\text{mm}$ , o comprimento da aplicação da força é  $l=75\text{mm}$ , o diâmetro primitivo de funcionamento é  $d_w=40\text{mm}$  e o ângulo de pressão é  $\alpha_{wn}=20^\circ$ . Neste caso selecione o toque  $T=93,9842\text{Nm}$  e a direção “acionante (saída)”.
7. Obs.: Se você tiver feito a modelagem das engrenagens antes basta selecionar a opção “Ler dados do arquivo” (“*Read data from file*”) e escolher qual das engrenagens você está colocando.



**Figura A.2—7 - Passo 6: Inserir engrenagem**

8. O próximo passo é a adição do mancal. Clique com o botão direito sobre “Mancais” e adicione um “Mancal de rolamento”. Para esta aplicação, o mancal selecionado tem design “Rolamento de rolos oscilante” e designação “SKF\*2205E”. A posição no eixo é  $y=41\text{mm}$ . Caso não tenha mais informações, deixe os outros campos inalterados.



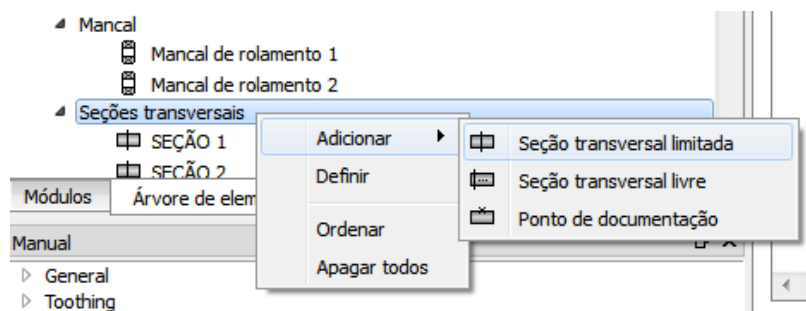
**Figura A.2—8 - Passo 7: Inserir mancal**

9. Faça o mesmo para o segundo mancal de rolamento. A posição é  $y=304\text{mm}$ .

Mancal de rolamento	
Designação	Mancal de rolamento
Posição no eixo	y 304.0000 mm
Posição no sistema global	Y 304.0000 mm
Tipo de mancal	Mancal fixo em ambos os lados <->
Design	Rolamento de rolos oscilante
Designação	SKF *22209E (d=25mm, D=52mm, B=18mm)

**Figura A.2—9 - Passo 8: Segundo mancal**

10. Para que se tenha o coeficiente de segurança de uma determinada seção, é necessário adicionar uma “Seção transversal”. Clique com o botão direito no item “Seções transversais” → “Adicionar” → “Seção transversal limitada”. Selecione o local sobre o qual deseja ter informações e renomeie a seção para melhor visualização.



**Figura A.2—10 - Passo 9: Seções transversais**

11. Para adicionar raios e ranhuras de chaveta, clique com o botão direito sobre o cilindro no qual quer adicionar o item → Adicionar → Selecione a opção desejada.

12. Agora é preciso inserir os chamados “Dados básicos”. Clique na aba correspondente e adicione as informações necessárias. Veja as informações desta aplicação na imagem abaixo:

Geometria	
Posição do eixo no espaço	horizontal
Ângulo $\beta$	0.0000 °
Resistência	
Número de frequências naturais $i$	0
Número de casos de flambagem $j$	0
Velocidade $n$	1750.0000 1/min
Sentido de rotação	sentido horário
Temperatura de referência $T_R$	115.0000 °C
Temperatura da carcaça $T_C$	20.0000 °C
Temperatura do lubrificante $T_B$	70.0000 °C
Espectros de carga	Não considerar espectros de carga N° 1
Engrenagens	Considerar engrenagens como massa e rigidez
Mancal de rolamento	Vida útil do mancal de rolamento em conformidade com a norma ISO /TR 16281
Zona de tolerância	Valor médio
<input checked="" type="checkbox"/> Modificação da vida útil de acordo com a norma ISO 281 <input checked="" type="checkbox"/> Considerar a força do peso <input type="checkbox"/> Considerar o efeito giroscópico	
Ambiente	
Material da carcaça	Entrada própria
Lubrificante	Óleo: ISO-VG 460
Impurezas	Lubrificação com óleo sem filtragem, ISO 4406 -/13/10

**Figura A.2—11 - Passo 11: Dados básicos**

13. Para que o programa efetue o cálculo da resistência, clique na aba correspondente e adicione as informações necessárias, conforme imagem abaixo:

**Editor de eixos** | **Dados básicos** | **Resistência**

**Cálculo**

Método de cálculo: DIN 743:2012

Tipo de cálculo: Resistente à fadiga

Vida útil requerida: H 20000.0000 h

Caso de esforço: Caso 1 (tensão média constante  $\sigma_m$ )

Segurança nominal, cálculo estático:  $S_{min, estác}$  1.5000

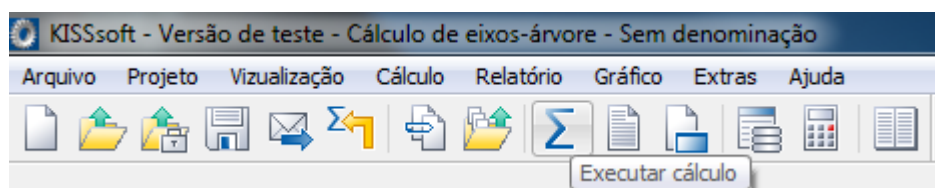
Segurança nominal, cálculo resistência:  $S_{min, resque}$  1.5000

**Dados gerais**

	Flexão	Torção	Tração/pressão	Força transversal
Tensão	Alternado	Pulsante	Pulsante	Alternado
Relação tensão mínima - tensão máxima	-1.0000	0.0000	0.0000	-1.0000
Fator de carga, cálculo estático	1.7000	1.7000	1.7000	1.7000
Fator de carga, cálculo resistência	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000

**Figura A.2—12 - Passo 12: Dados de resistência**

14. Finalmente, pode-se efetuar o cálculo do eixo. Clique no botão “Executar cálculo”. Algumas notificações poderão surgir. Elas aparecerão novamente no relatório.



**Figura A.2—13 - Passo 13: Execução do cálculo**

15. Os resultados principais aparecem na aba “Resultados”. Diversos gráficos podem ser visualizados clicando-se na opção “Gráficos” e selecionando o desejado. Para gerar o relatório completo com todas as informações do cálculo e alguns gráficos clique em “Gerar relatório”, ao lado do botão “Executar cálculo”. O relatório é editável e pode ser exportado em diversos formatos.

## APÊNDICE B – RELATÓRIO DE CÁLCULO DE EIXO GERADO PELO

### KISSSOFT

—KISSsoft Release 03/2014 F—

KISSsoft evaluation

Arquivo

Nome : Eixo 1  
Modificado por: Larissa Data: 30.01.2015 Hora: 18:40:40

**Nota importante: Surgiram avisos durante o cálculo:**

1-> Eixo 'Eixo 1':  
A soma dos torques não é zero.  
 $\Delta T = -6.966 \text{ Nm}$

2-> Cálculo de resistência:  
A segurança nominal contra fadiga é inferior ao valor mínimo!

**Cálculo de veios, eixos e suportes**

Dados de entrada

Designação	Eixo 1
Desenho	
Posição de partida	0.000
Comprimento	435.000
Velocidade	1750.00
Sentido de rotação: dos ponteiros do relógio	

Material	AISI 4340
Módulo de elasticidade	206000.000
Número de Poisson nu	0.300
Peso específico	7850.000
Coeficiente de dilatação térmica	11.500
Temperatura	20.000
Peso do eixo	1.871
Momento de inércia de massa (kg*mm <sup>2</sup> )	269.273
Momento de inércia GD2	0.011
(Observação: Peso válido para o eixo sem ter em conta as engrenagens)	

Posição na câmara	0.000
Engrenagens consideradas como massas e rigidez	
Deformações por cisalhamento são tidas em conta	
Fator de correção de cisalhamento	1.100
A rigidez dos mancais de rolamento é determinada a partir da geometria interna dos mancais	
Material da carcaça	C45 (1)
Coeficiente de dilatação térmica	11.500
Temperatura da carcaça	20.000
Temperatura de referência	115.000

**DEFINIÇÃO DO EIXO (Eixo 1)**

**Contorno externo**

Cilindro (Cilindro)			0.000mm ...	50.000mm
Diâmetro	[d]	25.0000		
Comprimento	[l]	50.0000		
Rugosidade	[Rz]	8.0000		

Cilindro (Cilindro)			50.000mm ...	180.000mm
Diâmetro	[d]	25.0000		
Comprimento	[l]	130.0000		
Rugosidade	[Rz]	8.0000		

Raio direita (Raio à esquerda)  
r=0.50 (mm), Rz=8.0

Cilindro (Cilindro)			180.000mm ...	255.000mm
Diâmetro	[d]	30.0000		
Comprimento	[l]	75.0000		
Rugosidade	[Rz]	8.0000		

Cilindro (Cilindro)			255.000mm ...	295.000mm
Diâmetro	[d]	30.0000		
Comprimento	[l]	40.0000		
Rugosidade	[Rz]	8.0000		

Cilindro (Cilindro)			295.000mm ...	435.000mm
Diâmetro	[d]	25.0000		
Comprimento	[l]	140.0000		
Rugosidade	[Rz]	8.0000		

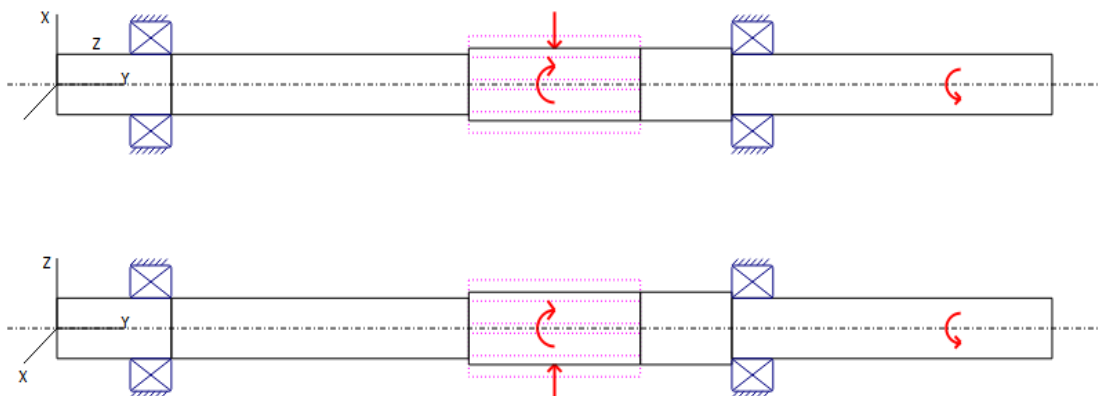
Raio esquerda (Raio à direita)  
r=0.50 (mm), Rz=8.0

Ranhura da chaveta (Ranhura da chaveta) 375.000mm ... 415.000mm  
l=40.00 (mm), Rz=8.0

**Forças**

Acoplamento/motor (Acoplamento/motor)		y= 395.000mm
Diâmetro efetivo		0.0000
Fator força radial		0.0000
Direção da força radial		0.0000
Fator força axial		0.0000
Comprimento da aplicação da força		0.0000
Potência		18.5000 acionado (entrada)
Torque		100.9497
Força axial		0.0000
Força transversal X		0.0000
Força transversal Z		0.0000
Momento fletor X		0.0000
Momento fletor Z		0.0000
Massas		0.0000

Engrenagem cilíndrica (Engrenagem cilíndrica)		y= 217.500mm
Diâmetro primitivo de funcionamento		40.0000
Dente reto		
Ângulo de pressão	Ângulo de pressão de operação na seção normal	20.0000
Posição do contato		0.0000
Comprimento da aplicação da força		75.0000
Potência		17.2235 acionante (saída)
Torque		-93.9842
Força axial		0.0000
Força transversal X		-1710.3726
Força transversal Z		4699.2100
Momento fletor X		-0.0000
Momento fletor Z		0.0000



**Mancal**

Rolamento de rolos oscilante SKF \*22205E (Mancal de rolamento 1) 41.000mm

Mancal fixo

$d = 25.000$  (mm),  $D = 52.000$  (mm),  $b = 18.000$  (mm),  $r = 1.000$  (mm)

$C = 49.000$  (kN),  $C_0 = 44.000$  (kN),  $C_u = 4.750$  (kN)

$C_{theo} = 48.984$  (kN),  $C_{0theo} = 43.991$  (kN)

Cálculo com geometria interna do mancal aproximada (\*)

$Z = 8$ ,  $D_{pw} = 39.640$  (mm),  $D_w = 9.420$  (mm)

$L_{we} = 8.868$  (mm)

$d_i = 30.476$  (mm),  $d_o = 48.835$  (mm),  $r_i = 25.095$  (mm),  $r_o = 25.095$  (mm)

$P_d = 0.033$  (mm)

Zona de tolerância	Valor médio
Tolerância	DIN 620:1988 PN
Tolerância do eixo	k6, 25.008 mm (min = 25.002 mm ,max = 25.015 mm)
Tolerância do cubo	H7, 52.015 mm (min = 52.000 mm ,max = 52.030 mm)
Alteração da folga do mancal por: $n = 0$ (1/min)	
Conexão por interferência	-5.81 $\mu\text{m}$
Temperatura	0.00 $\mu\text{m}$
Alteração total da folga	-5.81 $\mu\text{m}$ , $n_i = 1750$ (1/min), $n_o = 0$ (1/min)
Folga do mancal	DIN 620:1988 C0 (32.50 $\mu\text{m}$ )
Folga do mancal de funcionamento	32.50 $\mu\text{m} + (-5.81 \mu\text{m}) = 26.69 \mu\text{m}$

Rolamento de rolos oscilante SKF \*22205E (Mancal de rolamento 2) 304.000mm

Mancal fixo

$d = 25.000$  (mm),  $D = 52.000$  (mm),  $b = 18.000$  (mm),  $r = 1.000$  (mm)

$C = 49.000$  (kN),  $C_0 = 44.000$  (kN),  $C_u = 4.750$  (kN)

$C_{theo} = 48.984$  (kN),  $C_{0theo} = 43.991$  (kN)

Cálculo com geometria interna do mancal aproximada (\*)

$Z = 8$ ,  $D_{pw} = 39.640$  (mm),  $D_w = 9.420$  (mm)

$L_{we} = 8.868$  (mm)

$d_i = 30.476$  (mm),  $d_o = 48.835$  (mm),  $r_i = 25.095$  (mm),  $r_o = 25.095$  (mm)

$P_d = 0.033$  (mm)

Zona de tolerância	Valor médio
Tolerância	DIN 620:1988 PN
Tolerância do eixo	k6, 25.008 mm (min = 25.002 mm ,max = 25.015 mm)
Tolerância do cubo	H7, 52.015 mm (min = 52.000 mm ,max = 52.030 mm)
Alteração da folga do mancal por: $n = 0$ (1/min)	
Conexão por interferência	-5.81 $\mu\text{m}$
Temperatura	0.00 $\mu\text{m}$
Alteração total da folga	-5.81 $\mu\text{m}$ , $n_i = 1750$ (1/min), $n_o = 0$ (1/min)
Folga do mancal	DIN 620:1988 C0 (32.50 $\mu\text{m}$ )
Folga do mancal de funcionamento	32.50 $\mu\text{m} + (-5.81 \mu\text{m}) = 26.69 \mu\text{m}$



**RESULTADOS**

**Eixo**

Deflexão máxima	0.271 (Eixo 1pos= 435.000)
Centro de massa	
Eixo 1 (mm)	219.584
Soma da carga axial	
Eixo 1 (N)	0.000
Torção sob torque	
Eixo 1 (°)	0.262

---

**Mancal**

Probabilidade de falha	[n]	10.00	%
Folga axial	[uA]	10.00	µm
Lubrificante	Óleo: ISO-VG 460		
Lubrificante com aditivos, cujo efeito foi avaliado em mancais de rolamento.			
Lubrificação de óleo sem filtragem, ISO4406 -/13/10			
Lubrificante - Temperatura de funcionamento	[TB]	70.00	°C
Valor-limite para fator aISO	[αISOmax]	50.00	
Nível do óleo	[hoil]	0.00	mm
Lubrificação por imersão em óleo			

Duração do mancal de rolamento em conformidade com a norma ISO/TS 16281:2008

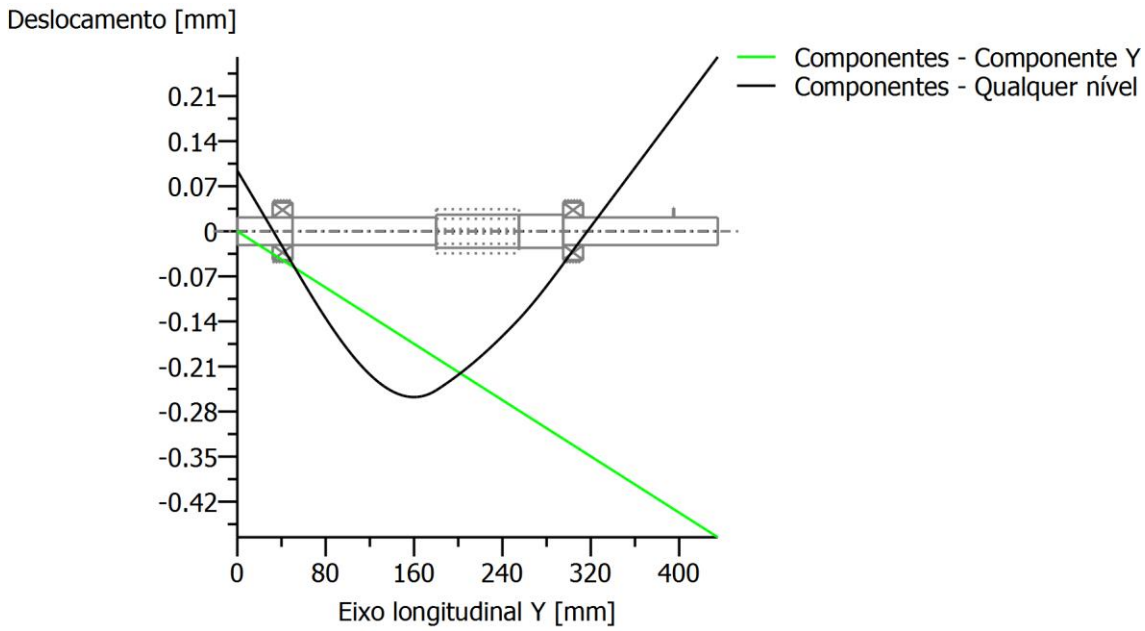
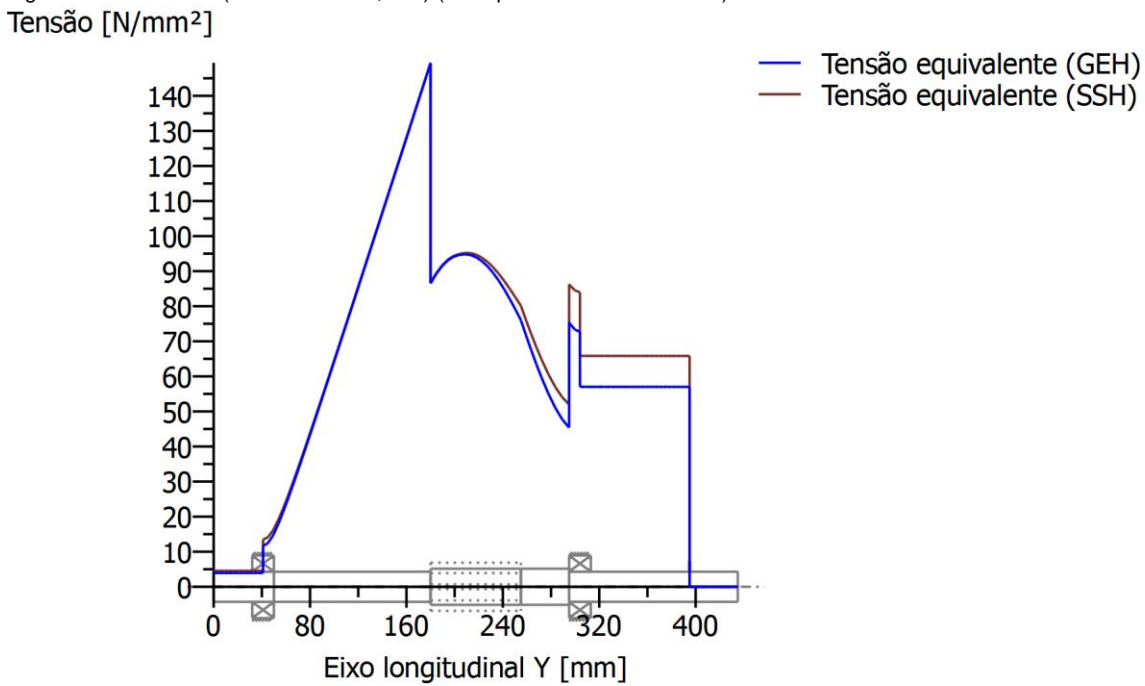


Figura: Deslocamento (linhas de flexão, etc.) (Qualquernível 290.2430805 °)



GEH(von Mises):  $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2} / 2$   
 SSH(Tresca):  $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2} / 2$

Figura: Tensão equivalente

**Cálculo de resistência em conformidade com**

DIN 743:2012

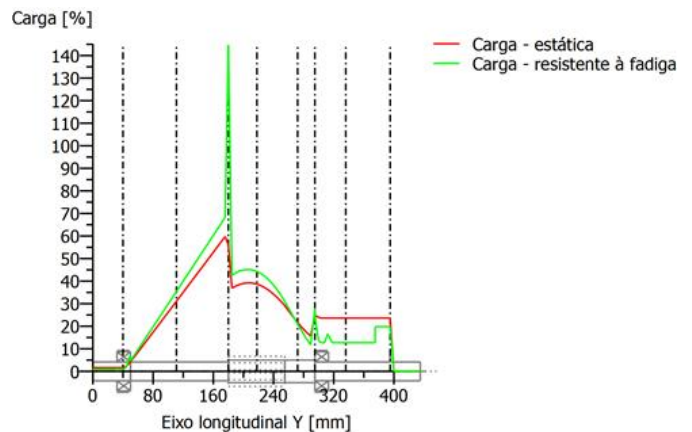
Figura: Resistência

**Detalhes de cálculo:**

Designação Eixo 1  
Comprimento [l]  
Velocidade [n]

**Resumo**

Material AISI 4340  
Tipo de material Aço beneficiado  
Tratamento do material com liga, beneficiado  
Tratamento de superfícies Nenhum



Cálculo da resistência à fadiga e da resistência estática

Cálculo para caso de esforço 1 (sig.mv = const)

Seção transversal	Posição (coor Y)	
SEÇÃO 1	40.00	Conexão por interferência
SEÇÃO 2	111.00	Eixo liso
SEÇÃO 3	180.00	Ressalto do eixo
SEÇÃO 4	218.00	Eixo liso
SEÇÃO 5	272.00	Eixo liso
SEÇÃO 6	295.00	Ressalto do eixo
SEÇÃO 7	336.00	Eixo liso
SEÇÃO 8	395.00	Chaveta

Resultados:

Seção transversal	Kfb	Kfsig	K2d	SD	SS
SEÇÃO 1	1.88	1.00	0.92	132.13	92.08
SEÇÃO 2	1.00	0.88	0.92	4.23	4.83
SEÇÃO 3	2.19	0.88	0.92	1.03	2.68
SEÇÃO 4	1.00	0.88	0.91	3.39	3.88
SEÇÃO 5	1.00	0.88	0.91	7.15	6.93
SEÇÃO 6	2.19	0.88	0.92	5.37	6.06
SEÇÃO 7	1.00	0.88	0.92	11.80	6.35
SEÇÃO 8	2.71	1.00	0.92	7.57	6.35

Seguranças nominais: 1.50 1.50

Abreviaturas:

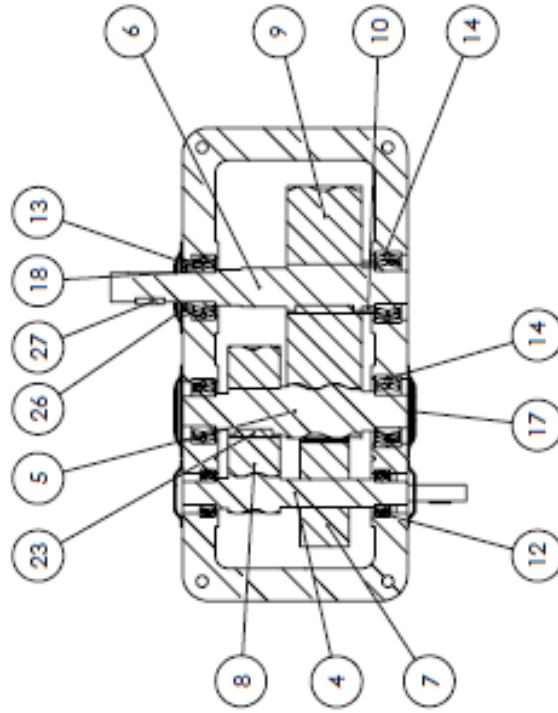
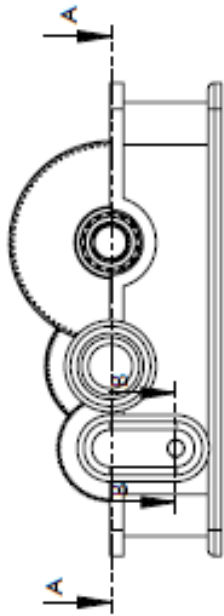
- Kfb: Fator de entalhe flexão
- Kfsig: Fator de superfície
- K2d: fator dimensional flexão
- SD: Segurança resistência à fadiga
- SS: Segurança limite de elasticidade

Os requisitos colocados à verificação de segurança do eixo são:

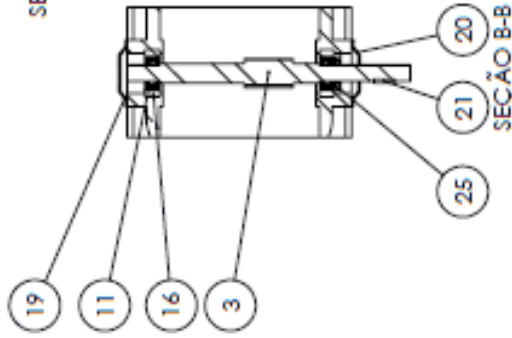
cumprido [ ] não cumprido [x]

Engenheiro responsável pelo cálculo:..... Data:..... Visto:.....

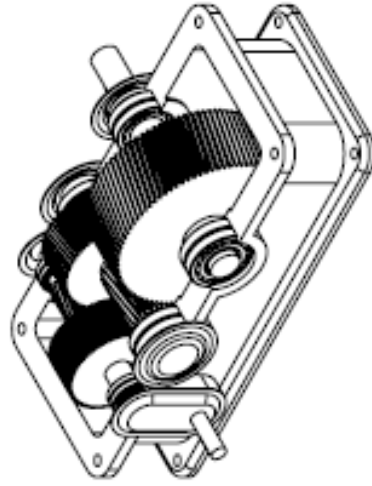
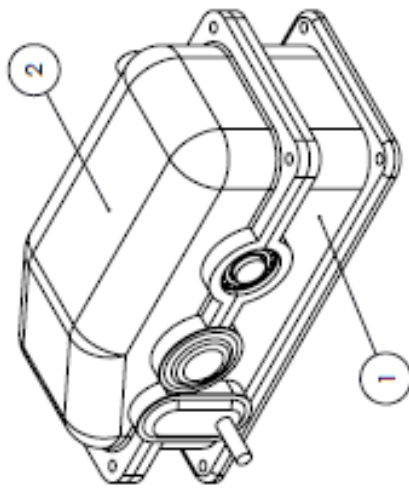
**APÊNDICE C – PROJETO DE REDUTOR DE TRÊS ESTÁGIOS  
DESENVOLVIDO NA DISCIPLINA DE ELEMENTOS DE  
MÁQUINAS 2**



SEÇÃO A-A



SEÇÃO B-B



27	Chaveta Paralela 14 x 8 x 45 DIN 6885	1
26	Redutor 45X85X10 HM55 V	1
25	Redutor 25x45x10 HM55 V	1
24	Chaveta Paralela A20 x 12 x 90 DIN 6885	1
23	Chaveta Paralela A20 x 12 x 96 DIN 6885	1
22	Chaveta Paralela A12 x 8 x 96 DIN 6885	1
21	Chaveta Paralela A6 x 8 x 32 DIN 6885	1
20	Tempa_f	1
19	Tempa_l	1
18	Tempa_70f	1
17	Tempa_70	3
16	Empedor	2
15	Breço	2
14	Roleamento 22310 E	2
13	Roleamento 22309 E	2
12	Roleamento 22207 E	2
11	Roleamento 22205 E	2
10	Bucha 1	1
9	Engrenagem 8	1
8	Engrenagem 4	1
7	Engrenagem 2	1
6	Eixo 4	1
5	Eixo 3	1
4	Eixo 2	1
3	Eixo 1	1
2	Tempa	1
1	Chave	1
PEÇA Nº		
	DENOMINAÇÃO	QUANT.

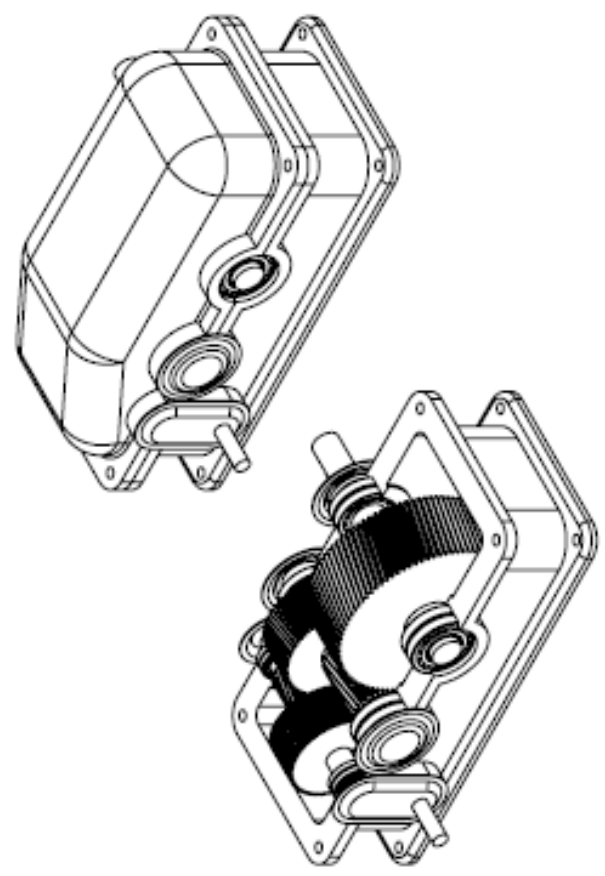
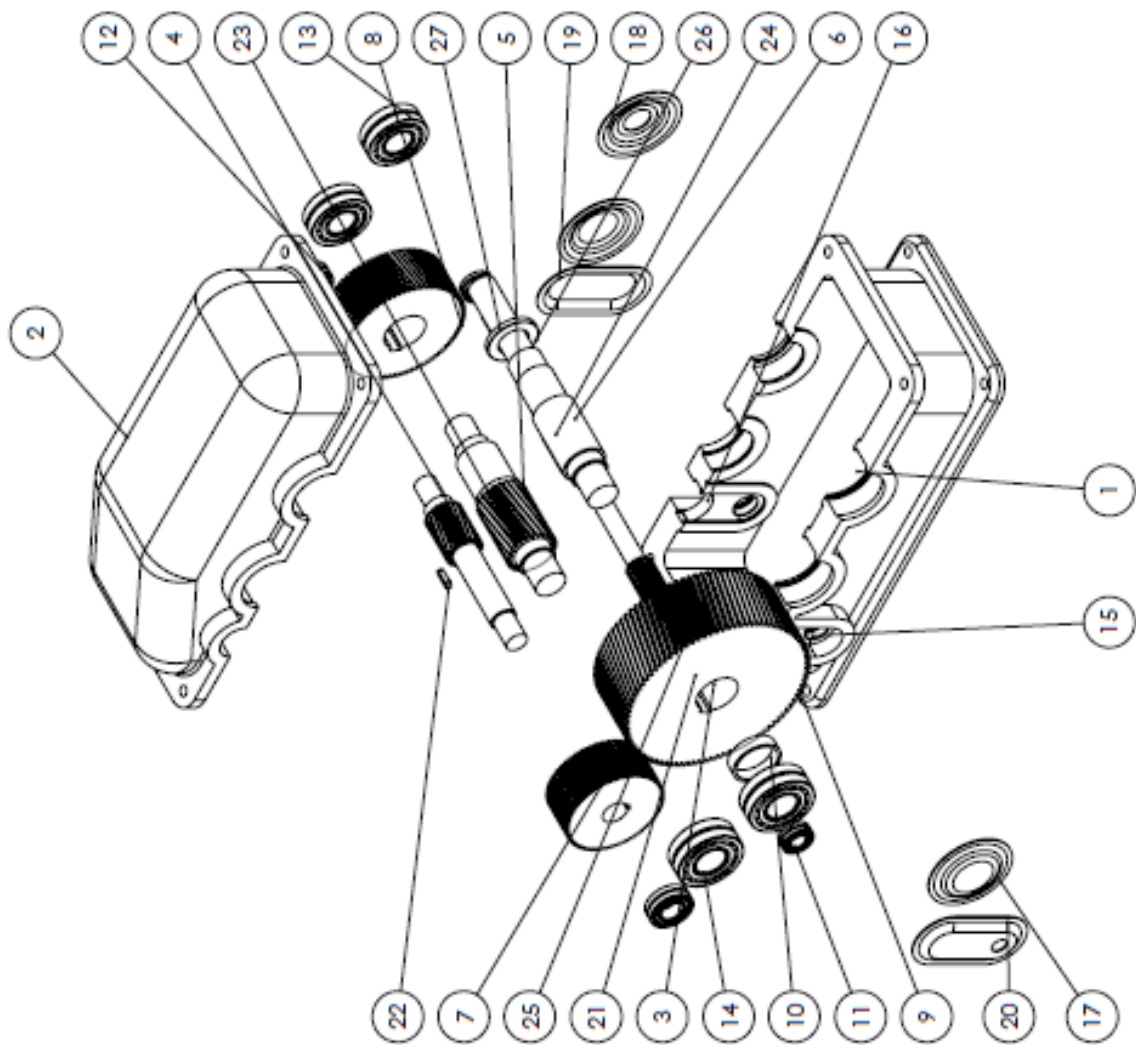
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

Projeto de Redutor de 3 Estágios  
Equipe D

UTPR

UNIDADE	mm	DES. Nº
ALUNO Nº	Equipe D	DATA
PROF.	Equipe D	NOME
ESCALA	1:8	VISTO
APROVADO		





27	Chaveita Paralela 14 x 8 x 45 DIN 6885	1	
26	Retentor 45x85x10 HMBS V	1	
25	Retentor 25x52x10 HMBS V	1	
24	Chaveita Paralela A20 x 12 x 90 DIN 6885	1	
23	Chaveita Paralela A20 x 12 x 96 DIN 6885	1	
22	Chaveita Paralela A12 x 8 x 38 DIN 6885	1	
21	Chaveita Paralela A6 x 6 x 32 DIN 6885	1	
20	Tempa_J	1	
19	Tempa_J08	1	
18	Tempa_J08	1	
17	Tempa_J0	3	
16	Supporto	2	
15	Skopo	2	
14	Rolamento 22310 E	2	
13	Rolamento 22309 E	2	
12	Rolamento 22207 E	2	
11	Rolamento 22205 E	2	
10	Sucha 1	1	
9	Engrenagem 6	1	
8	Engrenagem 4	1	
7	Engrenagem 2	1	
6	Eixo 4	1	
5	Eixo 3	1	
4	Eixo 2	1	
3	Eixo 1	1	
2	Tempa	1	
1	Calos	1	
<b>Nº DO ITEM</b>		<b>Nº DA PEÇA</b>	<b>QTD.</b>
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ			
Projeto de Redutor de 3 Estágios			
Equipe D			
UNIFPR		ESCALA 1:8	APPROVADO
UNIFPR		ESCALA 1:8	VISTO
UNIFPR		ESCALA 1:8	Nome
UNIFPR		ESCALA 1:8	DATA
UNIFPR		ESCALA 1:8	Des-14