

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTOS ACADÊMICOS DE ELETRÔNICA E MECÂNICA
CURSO SUPERIOR DE TECNOLOGIA EM MECATRÔNICA INDUSTRIAL

MARCO VINICIUS DE MELO

**ESTUDO DA APLICABILIDADE DA FERRAMENTA DE CÁLCULO
PARA PROJETO, ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE ELEMENTOS DE
MÁQUINAS KISSsoft™ PARA O DESENVOLVIMENTO DE
TRANSMISSÕES POR ENGRENAGENS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA
2017

MARCO VINICIUS DE MELO

**ESTUDO DA APLICABILIDADE DA FERRAMENTA DE CÁLCULO
PARA PROJETO, ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE ELEMENTOS DE
MÁQUINAS KISSsoft™ PARA O DESENVOLVIMENTO DE
TRANSMISSÕES POR ENGRENAGENS**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação,
apresentado à disciplina de Trabalho de
Diplomação do Curso Superior de Tecnologia em
Mecatrônica Industrial dos Departamento
Acadêmicos de Eletrônica – DAELN e Mecânica –
DAMEC da Universidade Tecnológica Federal do
Paraná, como requisito parcial para obtenção do
título de Tecnólogo.

Orientador: Prof. Walter Luís Mikos, Dr. Eng. Mec.

CURITIBA
2017

TERMO DE APROVAÇÃO

MARCO VINICIUS DE MELO

ESTUDO DA APLICABILIDADE DA FERRAMENTA DE CÁLCULO PARA PROJETO, ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS KISSsoft™ PARA O DESENVOLVIMENTO DE TRANSMISSÕES POR ENGRENAGENS

Este trabalho de conclusão de curso foi apresentado no dia 18 de outubro de 2017, como requisito parcial para obtenção do título de Tecnólogo em Mecatrônica Industrial, outorgado pela Universidade Tecnológica Federal do Paraná. O aluno foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Milton Luiz Polli
Coordenador de Curso
Departamento Acadêmico de Mecânica

Prof. Me. Sérgio Moribe
Responsável pela Atividade de Trabalho de Conclusão de Curso
Departamento Acadêmico de Eletrônica

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Carlos Henrique da Silva
UTFPR

Prof. Ubiradir Mendes Pinto
UTFPR

Prof. Dr. Walter Luís Mikos
Orientador – UTFPR

A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso.

RESUMO

MELO, Marco V. Estudo da Aplicabilidade da Ferramenta de Cálculo para Projeto, Análise e Otimização de Elementos de Máquinas KISSsoft™ para o desenvolvimento de transmissões por engrenagens. 2017. 58 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Curso Superior de Tecnologia em Mecatrônica Industrial) – Departamentos Acadêmicos de Eletrônica e Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2017.

As ferramentas computacionais têm um importante papel na concepção de projetos mecânicos, são utilizadas para criar representações 3D, realizar cálculos complexos e acelerar o processo de otimização desses projetos. Entretanto, as ferramentas de cálculos padronizados de elementos de máquinas não estão totalmente difundidas entre os projetistas e estudantes por falta de familiaridade com esse tipo de recurso. Este estudo analisa o desenvolvimento de um sistema de transmissão por engrenagens por dois métodos, usando a literatura específica para o dimensionamento de cada elemento mecânico e utilizando o *software* para projeto de elementos de máquinas KISSsoft™. Faz uma comparação de todos os resultados obtidos por ambos os métodos, observando principalmente as maiores diferenças quanto a geometria e capacidade de carga dos elementos. O trabalho também apresenta percepções sobre a utilização da ferramenta KISSsoft™ e de seu suplemento KISSsys™, esse usado para gerenciamento de todas as informações do projeto, nos ambientes acadêmico e profissional. Pela forma como foi implementado o sistema de transmissão no *software* e com os resultados obtidos pôde-se perceber que o KISSsoft™ pode funcionar como suporte para o ensino, ampliador de conhecimento e tem aplicação imediata nas universidades e também por profissionais.

Palavras-chave: Elementos de máquina. KISSsoft™. Transmissão por engrenagens.

ABSTRACT

MELO, Marco V. Study on the applicability of the calculation tool for design, analysis and optimization of machine elements KISSsoft™ on the development of gear transmissions. 2017. 58 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Curso Superior de Tecnologia em Mecatrônica Industrial) – Departamentos Acadêmicos de Eletrônica e Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2017.

Computational tools have an important role on the conception of mechanical projects, they are utilized to create 3D representations, calculate complex equations and accelerate the optimization process of such projects. However, standardized calculation programs for machine elements are not yet in a widespread condition among professionals and students for lack of acquaintance with these tools. This study analyses the development of a gear transmission system by two methods, using the specific literature for the dimensioning of each machine element and using the machine elements calculation software KISSsoft™. It compares all the results obtained from both methods, noting mainly the biggest differences on geometry and load capacity of the elements. It also presents perceptions on the utilization of KISSsoft™ and its add-on KISSsys™, this last one responsible for managing all of the project informations, on both academic and professional areas. By the implementation process of the transmission system on the software and the results obtained, it was possible to realize that KISSsoft™ can work as an education assistant, knowledge multiplier and can have an immediate employment on universities and by professionals.

Keywords: Machine elements. KISSsoft™. Gear transmissions.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Fragmento da interface geral dos módulos de dimensionamento do <i>software</i> KISSsoft™	9
Figura 2 - Visão geral do trem de engrenagens com eixo paralelos	14
Figura 3 - Medidas básicas do mecanismo	15
Figura 4 - Interface gráfica para eixos e árvores	16
Figura 5 - Interface para pares de engrenagens	17
Figura 6 - Interface para conexões estriados	18
Figura 7 - Diagrama do sistema final.....	21
Figura 8 - Vista 3D do sistema de transmissão	22
Figura 9 - Tela de configuração de eixos	22
Figura 10 - Tela de configuração de conexões estriadas.....	23
Figura 11 - Tela de configuração de chavetas	24
Figura 12 - Tela de configuração dos dados de entrada do sistema.....	24
Figura 13 - Tela de exportação da geometria final em 3D	28
Figura 14 - Tela com imagem 2D do perfil da engrenagem	29
Figura 15 - Possíveis resultados para exportação	29
Figura 16 - Deslocamento ao longo do “eixo cardan”	30
Figura 17 - Cargas do “eixo cardan”	31
Figura 18 - Tela Dimensionamento Inicial para pares de engrenagens	34
Figura 19 - Tela com os resultados da tela Dimensionamento Inicial	34
Figura 20 - Tela Dimensionamento Fino para pares de engrenagens	35
Figura 21 - Tela com os resultados da tela Dimensionamento Fino.....	36
Figura 22 - Aplicação das cargas no eixo 1 - saída.....	42
Figura 23 - Deslocamento ao longo do eixo 1 - saída.....	42
Figura 24 - Aplicação das cargas no eixo 2 - central.....	49
Figura 25 - Deslocamento ao longo do “eixo 2” - central.....	49
Figura 26 - Aplicação das cargas no “eixo cardan”	52
Figura 27 - Deslocamento ao longo do “eixo cardan”	52

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resultados com maiores diferenças entre os métodos de dimensionamento de engrenagens – “par cardan”.....	26
Tabela 2 - Comparação de resultados para eixo estriado de saída Ø50mm.....	27
Tabela 3 - Comparação de resultados para o eixo cardan.....	31
Tabela 4 - Comparação de resultados para rolamento 5 – fixo de esferas.....	32
Tabela 5 - Comparação de resultados para rolamentos 6 – fixo de esferas.....	32
Tabela 6 - Comparação de resultados para as chavetas do eixo 2 – central.....	33
Tabela 7 - Comparação de resultados para as engrenagens 1 e 2, par bomba.....	43
Tabela 8 - Comparação de resultados para o eixo 1 – saída.....	46
Tabela 9 - Comparação de resultados para a conexão estriada do eixo de saída Ø50mm.....	46
Tabela 10 - Comparação de resultados para o rolamento 1.....	47
Tabela 11 - Comparação de resultados para o rolamento 2.....	47
Tabela 12 - Comparação de resultados para as chavetas do eixo 1 – saída.....	48
Tabela 13 - Comparação de resultados para o eixo 2 – central.....	50
Tabela 14 - Comparação de resultados para o rolamento 3.....	50
Tabela 15 - Comparação de resultados para o rolamento 4.....	51
Tabela 16 - Comparação de resultados para as chavetas do eixo 2 – central.....	51
Tabela 17 - Comparação de resultados para as engrenagens 3 e 4, “par cardan”.....	53
Tabela 18 - Comparação de resultados para o eixo “cardan”.....	56
Tabela 19 - Comparação de resultados para a conexão estriada do eixo “cardan” Ø60.....	56
Tabela 20 - Comparação de resultados para a conexão estriada da engrenagem “z4” Ø100 do eixo “cardan”.....	57
Tabela 21 - Comparação de resultados para o rolamento 5.....	57
Tabela 22 - Comparação de resultados para o rolamento 6.....	58
Tabela 23 - Comparação de resultados para o rolamento 7.....	58

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	9
1.1	DELIMITAÇÃO DO PROBLEMA.....	11
1.2	PROBLEMA.....	11
1.3	JUSTIFICATIVA.....	12
1.4	OBJETIVOS.....	12
1.4.1	Objetivo Geral	12
1.4.2	Objetivos Específicos.....	12
1.5	PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS	13
1.6	ESTRUTURA DO TRABALHO.....	18
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
3	IMPLEMENTAÇÃO NO SISTEMA KISSsys™	20
4	RESULTADOS OBTIDOS, ANÁLISES E COMPARAÇÕES	25
5	OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA	33
6	PERCEPÇÕES SOBRE A FERRAMENTA KISSsoft™	37
7	CONSIDERAÇÕES FINAIS	39
	REFERÊNCIAS.....	40
	APÊNDICE A – DIAGRAMAS E TABELAS DO “EIXO 1”	42
	APÊNDICE B – DIAGRAMAS E TABELAS DO “EIXO 2”	49
	APÊNDICE C – DIAGRAMAS E TABELAS DO “EIXO 3”	52

1 INTRODUÇÃO

No início de um projeto mecânico o projetista tem liberdade para criar conceitos de sistemas de transmissão conforme lhe pareça conveniente, mas as especificações finais dependem de inúmeras decisões, que não se limitam apenas aos resultados matemáticos, tais como aparência, limitações de peso e espaço, técnicas de fabricação e custo final de produção (HALL Jr., 1968). Além das ciências exatas existem outros recursos como a base de dados da *internet* e ferramentas computacionais de projeto que auxiliam o projetista a escolher a melhor alternativa (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Os *softwares* de cálculo de elementos de máquinas são importantes aliados na concepção de projetos, as simulações e cálculos das inúmeras possíveis soluções de um problema de engenharia são executados rapidamente. O *software* de projeto KISSsoft™, objeto desse estudo, possui módulos de cálculo para diversos elementos, com especificações para normas como DIN, ISO, ANSI, entre outras. Na Figura 1 é mostrada a interface principal do *software*.

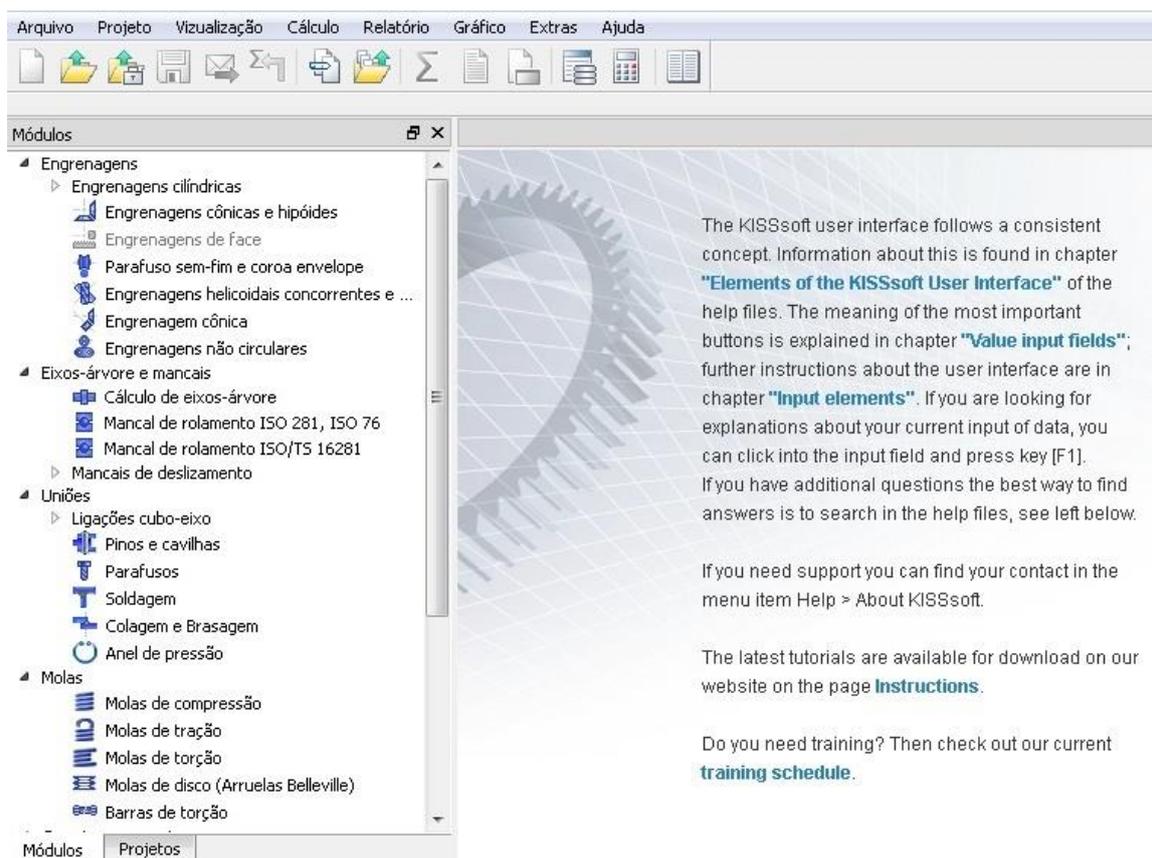


Figura 1 - Fragmento da interface geral dos módulos de dimensionamento do *software* KISSsoft™
 Fonte: Adaptado do *software* KISSsoft™.

Os cálculos computacionais de resistência de materiais eram realizados nos primórdios da aplicação da computação na engenharia por elementos finitos (EF), esse método foi usado para avaliar a rigidez das máquinas responsáveis na fabricação dos módulos do projeto Apollo, por exemplo. Anos depois foram criados métodos normatizados para o cálculo de elementos de máquinas e as empresas frequentemente exigiam a análise mecânica das peças considerando esses métodos, então os programas usados para esse fim deveriam relacionar os formulários e diagramas necessários para os cálculos e mostrar os resultados de forma lógica e organizada (BEERMANN, 2014).

Assim, na década de 80, surgiram os primeiros programas a usar o conceito de elementos de máquinas empregando normas técnicas. Nessa época os programas rodavam sobre o sistema operacional DOS e os dados de entrada dos cálculos eram digitados sequencialmente de forma que se algumas características precisassem ser modificadas ou acrescentadas o processo teria de ser repetido do começo. Os programas atuais usam caixas de diálogo para a entrada dos dados, que podem ser modificados a qualquer momento facilitando a otimização do produto (BEERMANN, 2014).

Ambos os métodos, EF ou cálculos normatizados, são capazes de solucionar problemas mecânicos, porém, os estudos com elementos finitos precisam ser analisados de forma gráfica, enquanto os cálculos normatizados fornecem resultados numéricos mais diretos e organizados (BEERMAN, 2014).

Com o suplemento KISSsys™, responsável pela elaboração de sistemas de transmissão completos, é possível criar o sistema desejado e então iniciar o processo de dimensionamento de todos os elementos relacionados simultaneamente, depois pode-se gerar relatórios e tabelas com os valores obtidos. Além disso, com o sistema já definido, as partes podem ser exportadas para várias extensões CAD. Todas essas funções transformaram os programas de cálculo em sistemas modernos de dimensionamento (BEERMANN, 2014).

Pensando em projeto de máquinas especificamente, pode-se categorizar mecanismos como a união de peças fixas e móveis que produzem movimentos bem definidos. Os conjuntos desses mecanismos formam as máquinas, que podem ter estruturas mecânicas mais simples ou complexas. No meio industrial as máquinas mais comumente utilizadas são as chamadas máquinas operatrizes, que se destinam a operações específicas, entre elas estão fresadoras, tornos, furadeiras, guindastes, entre outros (ALBUQUERQUE, 1980).

Uma das partes vitais de uma máquina são os mecanismos de transmissão, será considerado para esse trabalho o mecanismo de transmissão por engrenagens com eixos

paralelos. De acordo com Erdman *et al.* (2001) os mecanismos de transmissão por engrenagens já eram usados pelos egípcios, gregos e chineses, nos anos anteriores ao início da era cristã, para transformar a força da água em movimento e torque. Atualmente, muitas aplicações de alto nível necessitam de transmissão entre eixos com torque e/ou velocidade angular constantes, máquinas ferramenta, computadores, robôs mecânicos, controles automáticos são alguns exemplos e por isso o projeto e análise de trens de engrenagens é essencial na concepção de um produto (BARTON, 1993).

1.1 DELIMITAÇÃO DO PROBLEMA

O uso de *softwares* de cálculo para projeto de elementos de máquinas ainda não está totalmente difundido entre os projetistas profissionais e estudantes de graduação nas disciplinas de elementos de máquinas. A disseminação desses programas envolve alguns desafios; no contexto industrial: a familiarização dos projetistas com *softwares* dedicados de cálculo de elementos de máquinas e o nível de conhecimento sobre métodos padronizados de cálculo incluídos na literatura específica e nas normas técnicas necessário para emprego eficaz dos recursos do *software*. Para os alunos das disciplinas de elementos de máquinas a complexidade e detalhamento dos projetos desenvolvidos nessa disciplina poderiam ser aumentados, diminuindo o tempo gasto com cálculos repetitivos e concentrando os estudos nas possíveis alternativas de projeto.

1.2 PROBLEMA

Quais as principais dificuldades nas ações dos projetistas e/ou alunos de disciplinas de elementos de máquinas no emprego dos métodos de cálculo implementados no *software* para projeto, análise e otimização de elementos de máquinas KISSsoft™?

1.3 JUSTIFICATIVA

Os procedimentos de cálculo puderam ser melhorados e refinados com o auxílio de métodos computacionais modernos, expandindo o conhecimento geral sobre projetos mecânicos. O KISSsoft™ pode auxiliar usuários que já atuam profissionalmente como projetistas mecânicos ou acadêmicos que pretendem adentrar nesse segmento da engenharia, dispondo de informações detalhadas sobre cada elemento mecânico, sugere valores para as variáveis e coeficientes necessários, e gera relatórios completos sobre o dimensionamento desejado.

O mecanismo a ser explorado nesse trabalho, trem de engrenagens com eixos paralelos, possui vários elementos mecânicos importantes que podem ser usados para a elaboração de outros projetos. A capacidade de associação de elementos de máquinas e mecanismos parece ser o maior proveito da ferramenta KISSsoft™ para engendrar esse e outros mecanismos ainda mais complexos.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo Geral

Avaliar aplicabilidade da Ferramenta de Cálculo para Projeto, Análise e Otimização de Elementos de Máquinas – KISSsoft™ no desenvolvimento de mecanismos de transmissão por engrenagens.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Estudar e comparar os métodos de cálculo sobre eixos-árvore, mancais de rolamento, engrenagens cilíndricas helicoidais, conexões estriadas e chavetas apresentados na literatura específica e o método computacional implementado com a ferramenta KISSsoft™.
- Realizar um estudo de caso sobre um sistema de transmissão (caixa de redução).
- Realizar uma pesquisa qualitativa para avaliar a percepção da ferramenta: estímulos, barreiras, pontos fortes e fracos.

1.5 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

A pesquisa se inicia com o estudo de métodos padronizados de cálculo de elementos de máquinas, considerando as normas técnicas (DIN, ISO) que estão relacionadas com o mecanismo em questão. Os elementos mecânicos, juntamente com seus coeficientes, tabelas e diagramas contidos nas normas citadas anteriormente, serão analisados individualmente e depois será considerado o sistema de transmissão por inteiro para uma análise das reações do conjunto. A ordem da fundamentação teórica do trabalho seguirá o fluxo de um projeto real, considerando a aplicação do mecanismo.

Na sequência será estudado o sistema de dimensionamento KISSsoft™: a interface geral do *software*, os módulos de cálculo e também a ferramenta KISSsys™, responsável pela integração dos elementos mecânicos.

Para essa pesquisa será considerado um sistema de transmissão por engrenagens com eixos paralelos, então será realizado um estudo de caso para esse mecanismo comparando os resultados obtidos no sistema KISSsoft™ com os resultados adquiridos com a literatura especializada.

Neste contexto, a seguir uma representação prévia do mecanismo proposto usando a ferramenta KISSsys™, a árvore com a relação dos elementos mecânicos aparece na esquerda da Figura 2. Na direita um diagrama da conexão desses elementos e no centro uma representação em três dimensões dos eixos, rolamentos e engrenagens.

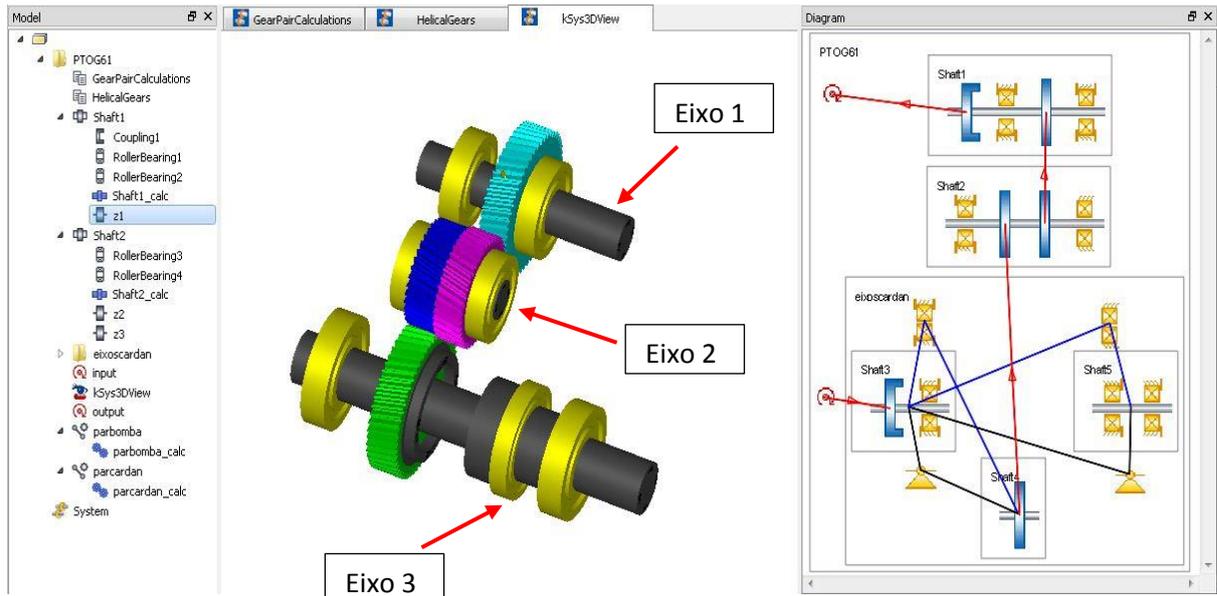


Figura 2 - Visão geral do trem de engrenagens com eixo paralelos
 Fonte: Adaptado do *software KISSsoft™*.

No sistema em questão a velocidade de entrada é aumentada, conseqüentemente o torque no eixo de saída é diminuído. A transmissão é feita por três eixos paralelos com dois pares de engrenagens. O “eixo1” é composto de uma engrenagem cilíndrica helicoidal, uma chaveta, dois rolamentos e um acoplamento para a saída do torque e velocidade. O “eixo2” possui duas engrenagens, naturalmente helicoidais, para fazer a conexão entre os outros eixos e dois rolamentos. O “eixo3” é dividido em dois eixos posicionados axialmente e possui uma engrenagem cilíndrica helicoidal, uma chaveta, cinco rolamentos, uma conexão estriada para unir as partes e outra conexão estriada para a entrada do torque. As dimensões básicas do arranjo do mecanismo são mostradas na Figura 3. A carcaça do sistema de transmissão, entretanto não é dimensionada pela ferramenta KISSsoft™.

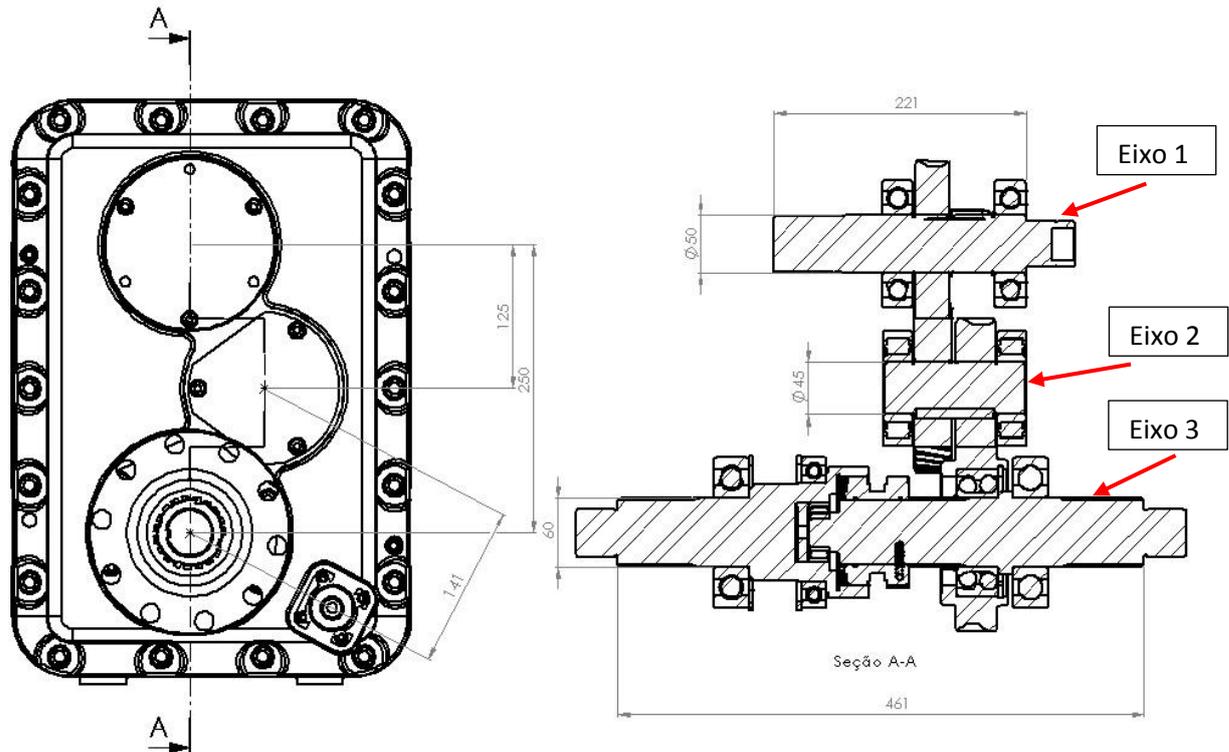


Figura 3 - Medidas básicas do mecanismo
Fonte: Autoria própria.

Alguns dos padrões adotados no mecanismo foram seleccionados por aspectos sabidamente positivos ou por necessidades práticas. O uso de engrenagens cilíndricas helicoidais, por exemplo, reduz o ruído, o atrito e conseqüentemente o desgaste. Os rolamentos rígidos de esferas de carreira única são majoritariamente usados para apoio de cargas radiais, porém a geometria desse tipo de rolamento possibilita o suporte de uma parcela das cargas axiais. A configuração das engrenagens permitiu o uso de chavetas simples do tipo retangular.

Nos parágrafos seguintes os elementos de máquinas relacionados com o mecanismo serão abordados, e para cada um o KISSsoft™ possui módulos específicos de dimensionamento os quais são usados em segundo plano na ferramenta KISSsys™ para realizar os cálculos necessários. Esses módulos também podem ser usados para dimensionar os elementos separadamente.

Dois dos elementos mecânicos mais importantes relacionados a trens de engrenagens são os eixos e árvores, os eixos servem apenas para apoiar polias ou rodas rotativas e suportar cargas, não sujeitos a torção, as árvores por sua vez fazem a movimentação ou transmissão de torque, sendo solicitadas com torção e flexão (NIEMANN, 1971). Pela importância desses elementos, um estudo detalhado sobre os esforços e seus

efeitos sobre eles seria proveitoso (FAIRES, 1971). A Figura 4 mostra a interface gráfica para criação de eixos e árvores do KISSsoft™, cada seção do eixo é criada individualmente e em ordem sequencial da esquerda para a direita.

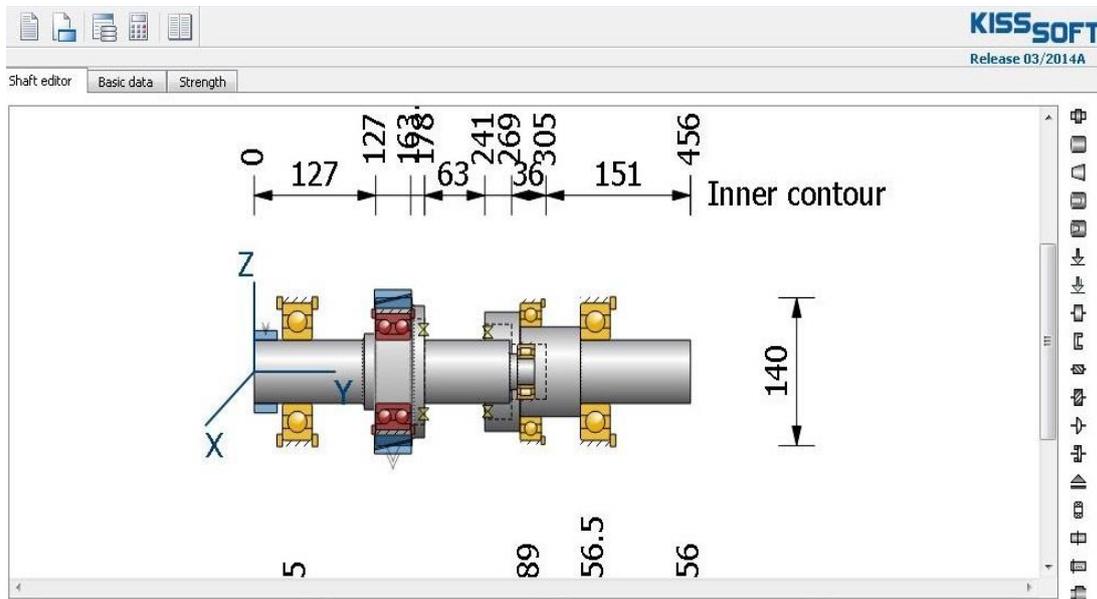


Figura 4 - Interface gráfica para eixos e árvores
Fonte: Adaptado do software KISSsoft™.

Os mancais anti-fricção ou mancais de rolamento comumente conhecidos simplesmente como rolamentos são tipos de mancais que possuem elementos girantes ou rolantes que suportam as cargas aplicadas. Nesse tipo de mancal o atrito estático é muito menor que nos mancais de deslizamento, podem suportar cargas combinadas axial e radial, e o funcionamento dos rolamentos é mais regular que os mancais de deslizamento (NORTON, 2013). Essas características associadas à enorme gama de modelos e dimensões ofertadas pelo mercado fazem dos rolamentos uma boa solução para os mancais usados em máquinas (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Na maioria dos mecanismos e máquinas produzidas atualmente são utilizadas engrenagens para fazer a movimentação de dispositivos rotativos, transferência de torque ou ainda o controle preciso de algum sistema. A geometria e dimensões das engrenagens são bastante padronizadas, o que facilita a inserção dessas peças em caixas de redução ou transmissão com características específicas de velocidade, torque e relação de transmissão (NORTON, 2013). O módulo para dimensionamento de pares de engrenagens com as diversas opções de engrenamento, perfil dos dentes e cargas aplicadas é mostrado na Figura 5.

Dados básicos | Perfil de referência | Tolerâncias | Carga | Fatores

KISSSOFT
Release 03/2014A

Geometria

Módulo normal m_n 1.00000 mm

Ângulo de pressão na seção normal α_n 20.0000 °

dente reto

Ângulo de hélice n...culo de referência β 0.0000 °

Distância entre eixos a 0.0000 mm

Engrenagem 1 Engrenagem 2

Número de dentes z 0 0

Largura do dente b 0.0000 0.0000 mm

Fator de deslocamento de perfil x 0.0000 0.0000

Qualidade (ISO 1328) Q 6 6

Materiais e lubrificação

Engrenagem 1 18CrNiMo7-6, Aço de cementação, endurecido por cementação, ISO 6336-5 Figura 9/10 (MQ), Resistência do núcleo $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm

Engrenagem 2 18CrNiMo7-6, Aço de cementação, endurecido por cementação, ISO 6336-5 Figura 9/10 (MQ), Resistência do núcleo $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm

Lubrificação Óleo: ISO-VG 220

Lubrificação por imersão em óleo

Figura 5 - Interface para pares de engrenagens
Fonte: Adaptado do *software* KISSsoft™.

Uma das formas mais usadas para acoplar as engrenagens e polias aos eixos é através de chavetas, que podem ter formas e tipos de fixação diferentes. A forma de montagem no conjunto de eixos e árvores e o carregamento aplicado a eles definem as chavetas adequadas para cada caso. As mais utilizadas, as quais serão abordadas nesse trabalho, são os tipos planas e quadradas, essas denominações se referem a seção transversal da peça (HALL Jr., 1968). Quando o torque a ser transmitido pelas chavetas é intermitente, reversível ou muito alto para elas suportarem pode-se usar eixos estriados. O eixo estriado ou a seção estriada do eixo é formada por várias chavetas, que juntas suportam carregamentos mais intensos (FAIRES, 1971). O perfil dos dentes das estrias pode ser evolvental ou reto, nos dentes de involuta a resistência na raiz é maior, pois os concentradores de tensão são minimizados. A fabricação dos eixos estriados evolventais é a mesma das engrenagens, logo o ferramental necessário é padronizado (NORTON, 2013). Na Figura 6 a norma DIN 5480 é usada como base para os cálculos de eixos estriados. Na aba “perfil de referência” os coeficientes de modificação do perfil evolvental podem ser modificados de acordo com necessidade do projeto ou os valores padrões são aplicados nos cálculos.

KISSSOFT
Release 03/2014A

Dados básicos Perfil de referência Tolerâncias

Geometria

DIN 5480:1991 (Série prioritária) Eixo Cubo Detalhes...

Módulo normal m_n 1.0000 mm Número de dentes z 0 0

Ângulo de pressão na seção normal α_n 30.0000 ° Largura do dente b 0.0000 0.0000 mm

dente reto Fator de deslocamento de perfil x 0.0000 0.0000

Ângulo de hélice no círculo de referência β 0.0000 ° Qualidade Q 8 9

Resistência

Método de cálculo Apenas geometria Engrenagem de referência Eixo Detalhes...

Fator de aplicação K_A 1.2500 Torque nominal T_n 0.0000 Nm

Força transversal resultante F_Q 0.0000 N

Materiais

Eixo 18CrNiMo7-6, Aço de cementação, endurecido por cementação, ISO 6336-5 Figura 9/10 (MQ), Resistência do núcleo $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm <HRC28

Cubo 18CrNiMo7-6, Aço de cementação, endurecido por cementação, ISO 6336-5 Figura 9/10 (MQ), Resistência do núcleo $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm <HRC28

Figura 6 - Interface para conexões estriados
Fonte: Adaptado do *software* KISSsoft™.

1.6 ESTRUTURA DO TRABALHO

O capítulo 2, fundamentação teórica, expõe sucintamente quais foram as referências utilizadas para realizar o dimensionamento dos elementos mecânicos, engrenagens, eixos-árvore, rolamentos, conexões estriadas e chavetas.

É mostrado no capítulo 3 a implementação no suplemento KISSsys™ do mesmo sistema de transmissão calculado usando os referenciais apresentados na fundamentação teórica.

Os principais resultados obtidos em ambos os métodos de dimensionamento são apresentados, comparados e analisados no capítulo 4.

No capítulo 5 é mostrada uma proposta de otimização para alguns elementos, mostrando também a diferença de resultados entre os dois métodos de dimensionamento.

A seção contendo: conclusão, percepções sobre a ferramenta KISSsoft™ e possíveis desdobramentos, capítulo 6, resume as principais ideias apresentados ao longo do trabalho.

Os apêndices encerram o trabalho comparando todos os resultados obtidos de todos os elementos mecânicos e também apresenta um modelo de questionário, em português e inglês, para avaliação do *software*.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Observando a aplicação e o arranjo físico do mecanismo pode-se dizer que os eixos estão em um estado de tensão multiaxial complexo. Norton (2013, p. 486) expõe o conteúdo sobre projeto de eixos com flexão variada e torção variada e apresenta uma equação de projeto que relaciona as tensões de Von Mises com o diagrama modificado de Goodman. A partir dessa equação pode-se determinar o diâmetro do eixo nos pontos de interesse.

Para o dimensionamento das engrenagens serão considerados dois critérios: tensão de contato (*Contact Stress*) e tensão de flexão (*Bending Stress*). As normas DIN 3990 partes 1,2 e 5 consideram a capacidade de carga em relação à pressão; a capacidade de carga em relação a flexão é apresentada pelas normas DIN 3990 partes 1,3 e 5.

A aplicação das fórmulas, tabelas e coeficientes provenientes das normas seguirá o método de dimensionamento de engrenagens apresentado por Mazzo (2013, p. 474), que se inicia com a definição das características básicas, funcionais e geométricas, do mecanismo, prossegue para a determinação dos esforços atuantes nas engrenagens e completa com o cálculo das tensões de contato e flexão.

A união das engrenagens nas árvores será feita por chavetas retangulares. Hall Jr. (1968, p. 230) descreve as reações nesse tipo de chaveta e apresenta algumas equações para seu dimensionamento baseando tanto na resistência à compressão quanto ao cisalhamento, considerando as forças atuantes na chaveta como tangentes à árvore.

Existem dimensões padronizadas para chavetas comerciais em diversas normas técnicas, uma delas é a DIN 6885 que recomenda valores baseados no diâmetro do eixo. Ainda assim, é necessário se certificar que a chaveta suporta o carregamento usando os dois métodos mencionados acima.

As conexões estriadas serão fundamentadas na norma DIN 5480 parte 1. Essa norma contém o formulário necessário para a definição do perfil dos dentes, do acabamento e qualidade, e também faz recomendações em relação aos módulos e tolerâncias preferenciais.

Todos os mancais usados nesse estudo de caso são mancais de rolamento. Com os valores das reações definidos para cada rolamento e o torque transmitido nos eixos, é possível determinar os mancais adequados para o mecanismo. Iniciando com o cálculo da “vida nominal” de projeto para os rolamentos (SHIGLEY *et al.*, 2005, p.540), esse valor é necessário

para definir a “capacidade de carga básica”, usualmente denominada C_{10} , considerando também um fator de aplicação adequado (SHIGLEY *et al*, 2005, p 543).

Quando o rolamento está sob o efeito de cargas radiais apenas, a capacidade de catálogo é suficiente para o seu dimensionamento, mas se um carregamento combinado radial e axial estiver presente, precisa-se da capacidade de carga equivalente, a qual produz numericamente o mesmo dano do carregamento combinado. Para determinar esse valor é necessária a capacidade estática de carga ou apenas capacidade de carga, quando esse valor não é fornecido no catálogo ele pode ser encontrado associando o número de esferas, diâmetro das esferas e um coeficiente tabelado; para rolamentos de rolos cilíndricos: número de rolos, diâmetros dos rolos e coeficiente da mesma tabela (SHIGLEY *et al*, 2005, p. 546).

Para carregamentos combinados radial e axialmente existem algumas recomendações da American Bearing Manufacturers Association (ABMA) relacionando: a componente axial com a carga estática nominal e um valor de referência tabulado. Shigley *et al* (2005, p. 544) apresenta um método iterativo para encontrar essa carga equivalente. Então pode-se usar essa carga para determinar a vida do rolamento, esse resultado pode ser obtido comparando os valores nominais de capacidade de carga, velocidade nominal e vida nominal do catálogo com valores desejados (SHIGLEY *et al*, 2005, p.540).

A lubrificação dos rolamentos é extremamente importante, a principal função é criar uma fina camada de lubrificante entre os elementos girantes e as pistas, sem essa camada o atrito entre esses elementos seria muito alto podendo gerar riscos severos na direção de rolamento (Eschmann *et al*, 1985). Outras funções são dissipar e distribuir igualmente o calor, gerado no funcionamento, entre as partes do rolamento, e também proteger as superfícies do rolamento contra corrosão (SHIGLEY *et al*, 2005).

3 IMPLEMENTAÇÃO NO SISTEMA KISSsys™

A configuração final do sistema de transmissão foi levemente alterada, o eixo denominado “eixo cardan” foi diminuído e possui agora três rolamentos, uma engrenagem e o acoplamento de entrada do torque do sistema. Os outros dois eixos se mantiveram iguais. O diagrama funcional do sistema final está representado Figura 7.

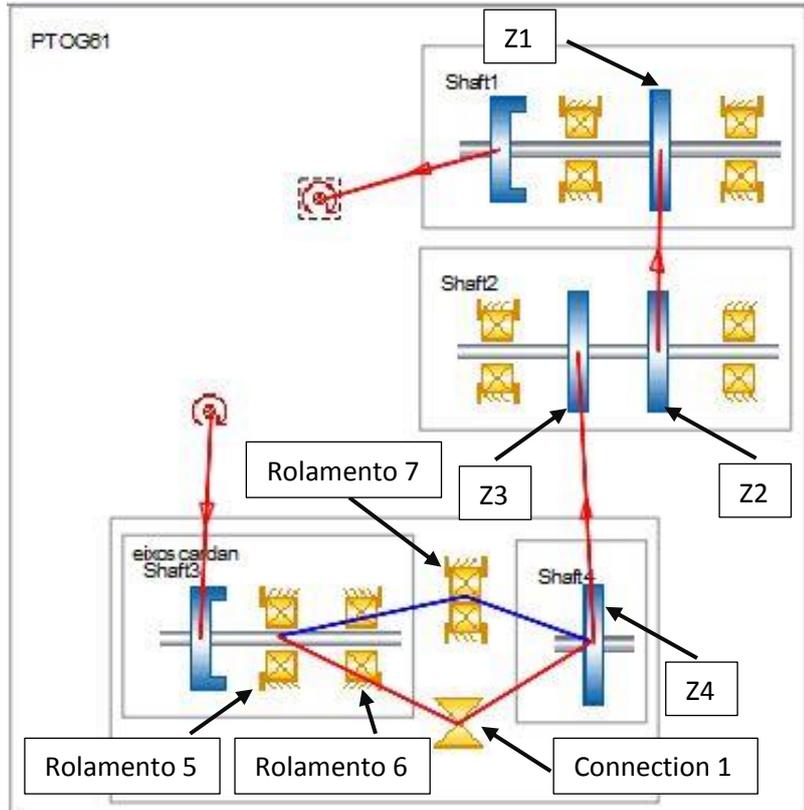


Figura 7 - Diagrama do sistema final
 Fonte: Adaptado do *software* KISSsoft™.

Para comparar os resultados dos elementos envolvidos, todo o sistema foi modelado usando o KISSsys™ usando os mesmos valores e medidas que haviam sido usados para o dimensionamento pelo método tradicional. Em relação as etapas para criação do sistema no *software* algumas observações devem ser feitas, em “eixos cardan” (observar Figura 7) foi preciso criar dois eixos posicionados coaxialmente, um apenas para a engrenagem “z4” e outro para os elementos restantes. O *software* segrega entre eixos simples, quando é composto de apenas um elemento que forma o eixo e coaxiais, quando o eixo é composto por partes unidas por rolamentos ou acoplamentos. O rolamento 7 (“connectionRollerBearing1”) foi usado para união das partes do “eixo cardan”, os outros dois (“rolamento 5” e “rolamento 6”) são os apoios desse eixo; e um acoplamento (“Connection1”) para a transferência de torque entre os eixos ditos coaxiais, nesse acoplamento o deslocamento no eixo Y, ou longitudinal, foi deixado como “livre” para que a força axial fosse transmitida para todos os rolamentos. A Figura 8 mostra uma tela com a vista 3D do conjunto final e seus elementos.

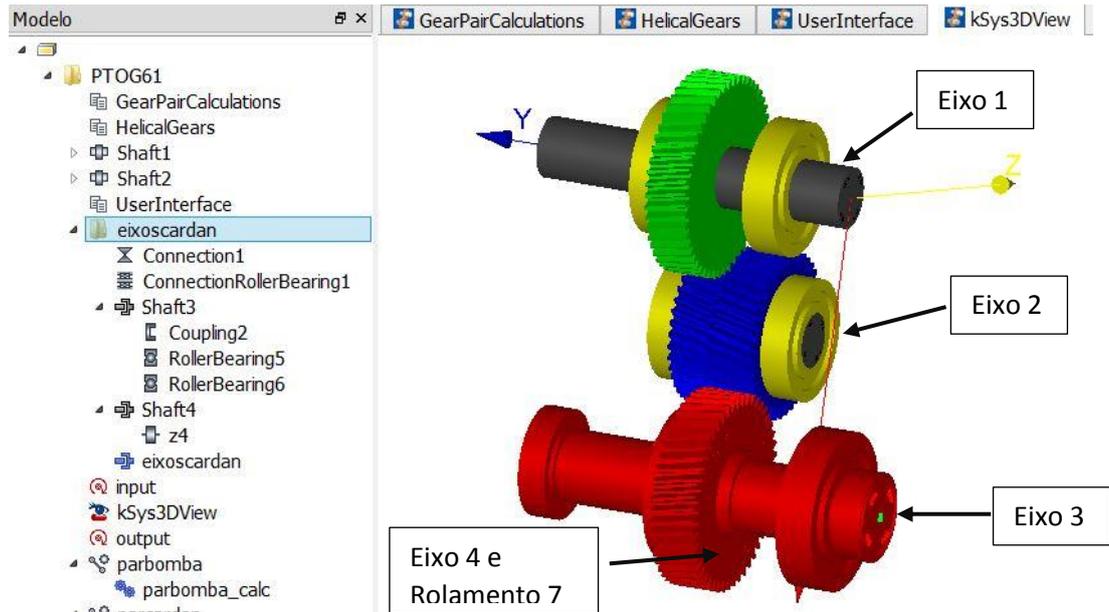


Figura 8 - Vista 3D do sistema de transmissão
Fonte: Adaptado do *software* KISSsoft™.

Nos eixos seguintes a inserção dos elementos no KISSsys™ foi praticamente a mesma, a geometria do eixo foi definida e depois acrescentados os outros elementos nas posições desejadas. O dimensionamento dos eixos e mancais de rolamento são calculados simultaneamente no *software*, nesse passo são definidos o material dos eixos, velocidade de rotação, seções de interesse e tipo dos rolamentos. A Figura 9 mostra a tela de configuração de eixos e seus elementos. Para esse eixo a velocidade de entrada era 2100 rpm, o torque de entrada no acoplamento, 542 Nm. O material havia sido definido como AISI 4340. Para os rolamentos foram usadas as mesmas medidas, modelos e marcas dos rolamentos selecionados pelo método tradicional.

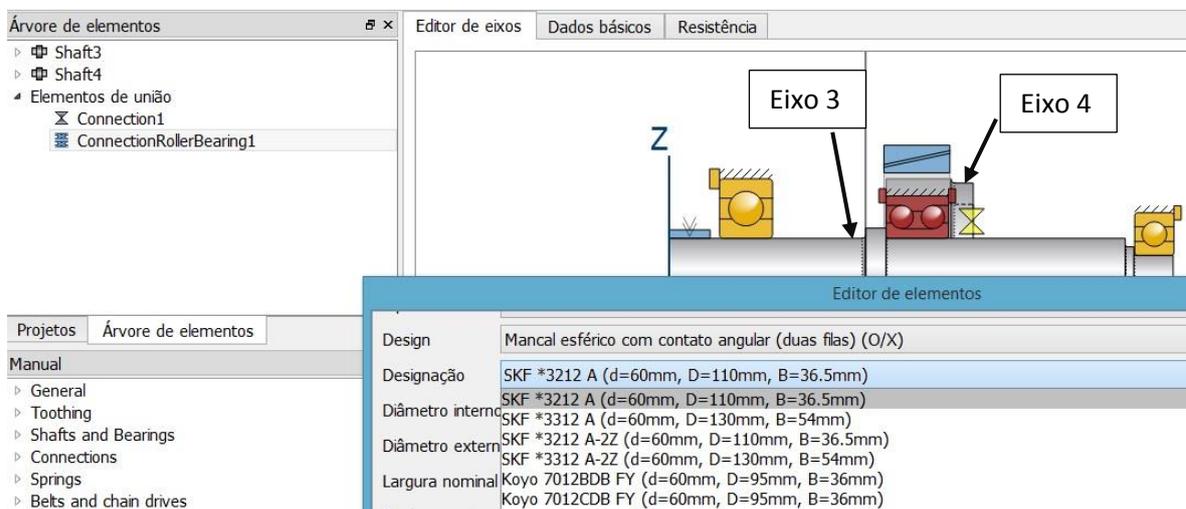


Figura 9 - Tela de configuração de eixos
Fonte: Adaptado do *software* KISSsoft™.

Para os acoplamentos de estrias evolventais o *software* propõe para cada norma (DIN, ANSI) todos os possíveis valores de diâmetros, módulos, números de dentes e perfis de referência. Para esse elemento, entretanto foram escolhidos os mesmos valores usados no dimensionamento tradicional, como mostra a Figura 10. O diâmetro nominal de 50mm era necessário por questões de espaço na carcaça; o número de dentes ficou definido em 24 porque o acoplamento no qual esse eixo seria conectado possuía a mesma quantidade de dentes; o valor de módulo compatível com esse diâmetro e quantidade de dentes de acordo com a norma é 2. Devido as características de funcionamento, impactos moderados, do motor de entrada e saída, o fator de aplicação ficou definido como 1,35. O material do eixo e do cubo haviam sido definidos como AISI 4340 (EN 34CrNiMo6) devido a conhecida compatibilidade desse material com tratamentos térmicos.

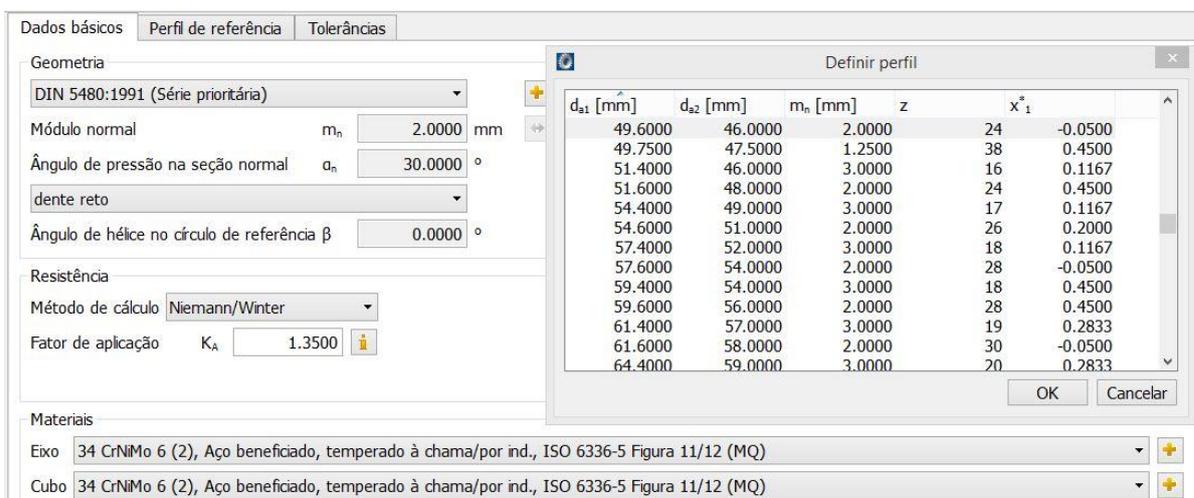


Figura 10 - Tela de configuração de conexões estriadas
Fonte: Adaptado do *software* KISSsoft™.

A entrada dos dados para o cálculo das chavetas no *software* foi feita também de acordo com valores pré-existent. De acordo com a norma utilizada, DIN 6885, a largura e altura da chaveta correspondente com o diâmetro, 50, seria 14mm e 9mm, respectivamente. O comprimento da chaveta já havia sido dimensionado pelo método tradicional como 64mm. O fator de aplicação de 1,35 é referente as características de funcionamento dos motores de entrada e saída. A Figura 11 mostra as caixas para a entrada de valores e as opções habilitadas pelo *software*.

Dados de funcionamento		Evolução da carga	
Torque nominal	T_n	495.0000	Nm
Torque máximo	T_{max}	668.2500	Nm
Torque de atrito	T_R	0.0000	Nm
Fator de aplicação	K_A	1.3500	

Geometria		Mostrar/definir dados da chavetapassfeder	
Norma	DIN 6885.1:1968 Standard	Largura da chaveta	b 14.0000 mm
Diâmetro do eixo	d 50.0000 mm	Altura da chaveta	h 9.0000 mm
Diâmetro externo maior do cubo	D_2 120.0000 mm	Chanfro na chaveta	r 0.5000 mm
Diâmetro externo menor do cubo	D_1 80.0000 mm	Profundidade da ranhura do eixo	t_1 5.5000 mm
Comprimento de chaveta eixo	l_{ch} 64.0000 mm	Profundidade de ranhura de cubo	t_2 3.8000 mm
Comprimento de chaveta cubo	l_{ch} 64.0000 mm		

Materiais	
Eixo	34 CrNiMo 6 (2), Aço beneficiado, temperado à chama/por ind.
Cubo	34 CrNiMo 6 (2), Aço beneficiado, temperado à chama/por ind.
Chaveta	C45 (1), Aço beneficiado, sem liga, beneficiado

Figura 11 - Tela de configuração de chavetas
Fonte: Adaptado do *software* KISSsoft™.

Na etapa de configuração dos acoplamentos de entrada e saída do sistema, Figura 12, são definidos a velocidade de entrada e torque. O torque de entrada era 542 Nm e a velocidade era 2100 rpm. Com a cinemática definida, as reações e vidas úteis de todos os elementos puderam ser calculados automaticamente no KISSsoft™.

Modelo		Calculations		HelicalGears		UserInterface		kSys3DView	
Shaft1_calc									
Shaft2									
RollerBearing3									
RollerBearing4									
Shaft2_calc									
z2									
z3									
UserInterface									
eixoscardan									
Connection1									
ConnectionRollerBearing1									
Shaft3									
Coupling2									
RollerBearing5									
RollerBearing6									
Shaft4									
z4									
eixoscardan									
input									
kSys3DView									
output									

Select element for input	
Element:	^..eixoscardan.Shaft3.Coupling2
Speed constrained:	Yes
Speed:	2100.0000 1/min
Torque constrained:	Yes
Power/Torque input:	Torque driving / Input
Torque:	542.0000 Nm
Power:	119.1920 kW
OK Cancelar	

Figura 12 - Tela de configuração dos dados de entrada do sistema
Fonte: Adaptado do *software* KISSsoft™.

4 RESULTADOS OBTIDOS, ANÁLISES E COMPARAÇÕES

As planilhas com todos os resultados de cada elemento se encontram nos apêndices A, B e C, a seguir apenas os resultados mais importantes e/ou com as maiores diferenças de valores serão mostrados neste capítulo.

O sistema de transmissão completo tinha as seguintes condições iniciais: o motor de entrada era à combustão (caminhão) de 162 cv de potência fornecendo 542 Nm de torque à 2100 rpm, acoplado à caixa de transferência pelo eixo *cardan*. O eixo de saída da caixa de transferência é acoplado a uma bomba hidráulica, na qual a rotação ideal de funcionamento é 2500rpm e o torque de saída ficou definido como 460 Nm para garantir que o torque máximo suportado pela bomba não fosse ultrapassado. A escolha por um conjunto com 4 engrenagens divididas em três eixos foi feita por questões de espaço. Para as engrenagens as dimensões tinham algumas limitações devido à disposição dos eixos e ao tamanho da carcaça, a engrenagem de entrada podia ter no máximo 170mm de diâmetro e no máximo 40mm de largura; deveriam ser helicoidais para diminuir a rumorosidade. A relação de transmissão total para atender a todas as características é de 1,1. Além dessas características a vida útil requerida era de 20.000 horas.

Para a realização do dimensionamento pelo método apresentado na literatura foi usado para o *software* Excel para gerenciar todas as equações e resultados relativos a cada elemento mecânico, dessa forma se tinha o controle das informações do projeto. Para as engrenagens, especificamente, foi necessário além das equações apresentadas na literatura a utilização de dois métodos numéricos, método da bissecção e de Newton-Raphson, o primeiro para determinar o diâmetro útil de cabeça das engrenagens e o segundo para determinar ângulo de pressão axial (usado para determinar o diâmetro de cabeça final).

Os resultados finais alcançados com a metodologia tradicional de dimensionamento de engrenagens foram obtidos seguindo o método apresentado por Mazzo, das páginas 474 à 650. Para as engrenagens 3 e 4 (“par cardan”) os dados de entrada para o perfil dos dentes foram os mesmos usados no método tradicional, por exemplo o módulo normal igual a 3, o número de dentes era 43 e 50 para as engrenagens 3 e 4, respectivamente, além de todas as informações sobre torque, velocidade de rotação e potência. Os resultados mostrados na Tabela 1 mostram que o *software* foi mais conservativos em geral, por exemplo a potência máxima admissível pelo critério de flexão (PFP) ficou 9% menor quando calculado pelo *software*, por esse motivo o coeficiente de segurança à flexão (SF) ficou sensivelmente maior quando calculado pelo KISSsoft™. Os resultados das características geométricas ficaram em sua maioria próximos, mas um fator importante ficou 11% menor pelo *software*, o grau de

recobrimento total ($\epsilon\tau$). Outras diferenças consideráveis foram vistas na espessura circular normal, 15%, e na folga no pé do dente, 21%. Nem um método está necessariamente errado, porém a diferença é significativa. Três fatores de influência estão mostrados abaixo, carga de face ($KH\beta$), correção de tensão (YS) e forma do flanco (ZH), esses valores não tem uma influência imediata na capacidade de carga das engrenagens, mas a diferença entre os resultados também é considerável, 12%, 16% e 89% respectivamente. Naturalmente qualquer um dos valores considerados na planilha não têm isoladamente uma influência impactante nas capacidades de torque e potência admissíveis.

O KISSsoft™ faz uma abordagem bastante abrangente sobre lubrificação, calculando as possíveis mudanças dimensionais das engrenagens provocadas pela variação de temperatura, a temperatura de gripagem (*scuffing*), e capacidade de carga para micropites (*micropitting*), características essas que não foram realizadas pelo método tradicional

Tabela 1 – Resultados com maiores diferenças entre os métodos de dimensionamento de engrenagens – valores para as engrenagens do “par cardan”

CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
1 Número de dentes	z	qtde	50	-	43	50	-	43
2 Relação de transmissão	u	-	-	0,860	-	-	0,860	-
3 Módulo normal	mn	mm	-	3,000	-	-	3,000	-
4 Ângulo de hélice sobre d e direção β	gms			12° 0' 0"			12° 0' 0"	
5 Diâmetro de cabeça superior	das	mm	162,830	-	141,128	158,971	-	134,807
6 Diâmetro de pé superior	dfs	mm	139,372	-	117,670	145,652	-	121,468
7 Grau de recobrimento total	$\epsilon\tau$	-	-	2,810	-	-	2,494	-
CARACTERÍSTICA DE AJUSTE			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
8 Espessura circular normal inf.	Sni	mm	5,213	-	5,187	4,453	-	3,472
9 Folga no pé do dente inf.	Csi	mm	0,730	-	0,730	0,884	-	0,883
FATORES DE INFLUÊNCIA			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
10 Carga de face para pressão	$KH\beta$	-	-	1,310	-	-	1,158	-
11 Correção de tensão	YS	-	1,880	-	1,870	2,190	-	1,730
12 Forma do flanco	ZH	-	-	1,367	-	-	2,579	-
CAPACIDADE PELO CRITÉRIO DE FLEXÃO			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
13 Potência máxima admissível	PFP	cv	357	-	363	325	-	341
14 Torque máximo admissível	TFP	Nm	1193	-	1046	1069	-	965
CAPACIDADE PELO CRITÉRIO DE PRESSÃO			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
15 Potência máx. admis. s/ pites	PHP	cv	698	-	691	549	-	538
16 Torque máx. admis. s/ pites	THP	Nm	2334	-	1989	2005	-	1724

Fonte: Autoria própria.

Para os acoplamentos com estrias evolventais foi usada a norma DIN 5480 partes 1 à 14 para a definição da geometria e as equações propostas por Niemann (1971, p. 69) para os cálculos de resistência. A comparação dos resultados mais relevantes da conexão estriada de 50mm (conexão do eixo de saída) de ambas as metodologias de dimensionamento será mostrada na Tabela 2; para as outras duas conexões estriadas de 60 e 100mm de diâmetro, as diferenças nos resultados foram proporcionalmente iguais. Para todas as conexões estriadas foram usados os mesmos dados de entrada, no exemplo da Tabela 2, o número de dentes, o módulo normal, o ângulo de pressão são os mesmos, além das variáveis externas como potência e torque. A pequena diferença nos diâmetros de pé se deu por conta de uma sugestão de ordem prática mostrada na cláusula 7.1 da norma, a qual o *software* não considera a princípio. Quanto ao torque admissível, os dois métodos ficaram bastante parecidos, o resultado do KISSsoft™ foi levemente mais conservativo.

Diferentemente do método tradicional o *software* traz o cálculo de resistência das estrias juntamente com a definição da geometria, ao passo que no método tradicional foram necessárias duas fontes diferentes, norma DIN 5480 para a definição da geometria e a literatura apresentada por Niemann (1971, p. 69) para os cálculos de resistência.

Tabela 2 – Comparação de resultados para eixo estriado de saída Ø50mm

CUBO DIN 5480 - N50 x 2 x 24 x 10H					EIXO DIN 5480 - W50 x 2 x 24 x 9f				
Característica	not.	unid.	cubo				eixo		
			tradicional	KISSsoft			tradicional	KISSsoft	
1 Número de dentes	z	qtde	24	24			24	24	
2 Módulo	m	mm	2,0	2			2,0	2	
3 Ângulo de pressão	α	°	30° 0' 0"	0° 0' 0"			30° 0' 0"	0° 0' 0"	
4 Diâmetro de formação de pé	dFf2	mm	49,670 mín.	49,470		Diâmetro de formação de pé	dFf1	45,930 máx.	45,820
5 Diâmetro de cabeça	da2	mm	46,000 H11	46,000		Diâmetro de pé	df1	45,200 -0,28	45,400
6 folga normal efetiva máx.jn			0,068	0,073		folga normal efetiva máx.jn		0,068	0,073
7 Diâmetro da esfeça de medição	DM2	mm	3,500	3,500		Diâmetro da esfeça de medição	DM1	3,750	3,750
8 Distância entre esferas de medição máx. real	M2max	mm	42,820	42,819		Distância entre esferas de medição máx. real	M1max	53,475	53,441
9 Torque máx. de	Tmax	Nm	17583,8	17570,0					

Fonte: Autoria própria.

Depois de analisados os resultados e realizados ajustes nas engrenagens e nas conexões estriadas evolventais, é possível exportar a geometria dos dentes em modelo 3D, mostrada na Figuras 13, e em modelo 2D, Figura 14. As engrenagens mostradas nessas figuras são correspondentes as engrenagens 3 e 4. A Figura 15 mostra outras opções de exportação como diagrama de perfil das engrenagens e diagramas dos flancos para as extensões mais comuns de programas CAD, essa capacidade é um dos benefícios do *software*.

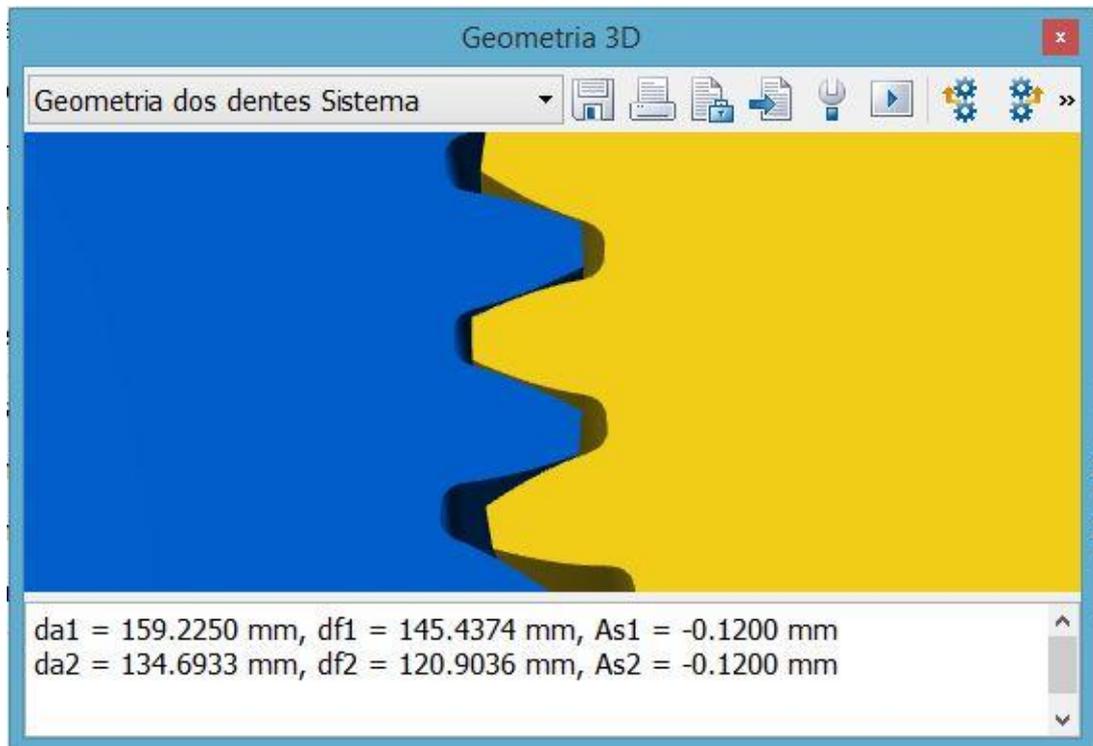


Figura 13 - Tela de exportação da geometria final em 3D
Fonte: Adaptado do *software* KISSsoft™.

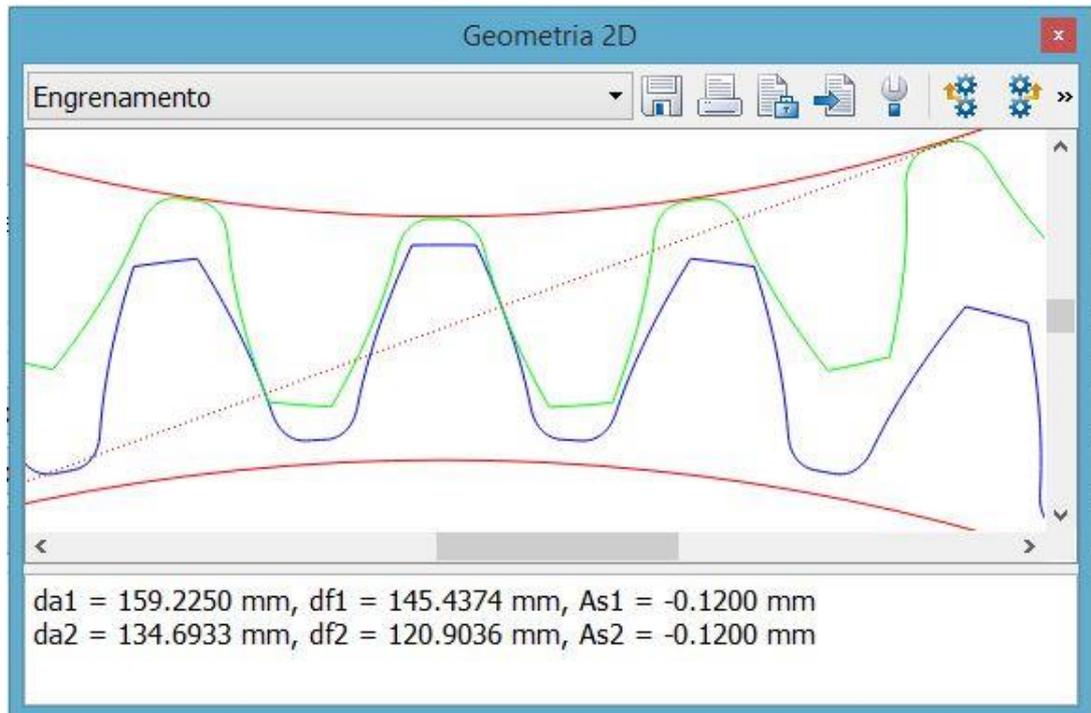


Figura 14 - Tela com imagem 2D do perfil da engrenagem
Fonte: Adaptado do *software* KISSsoft™.

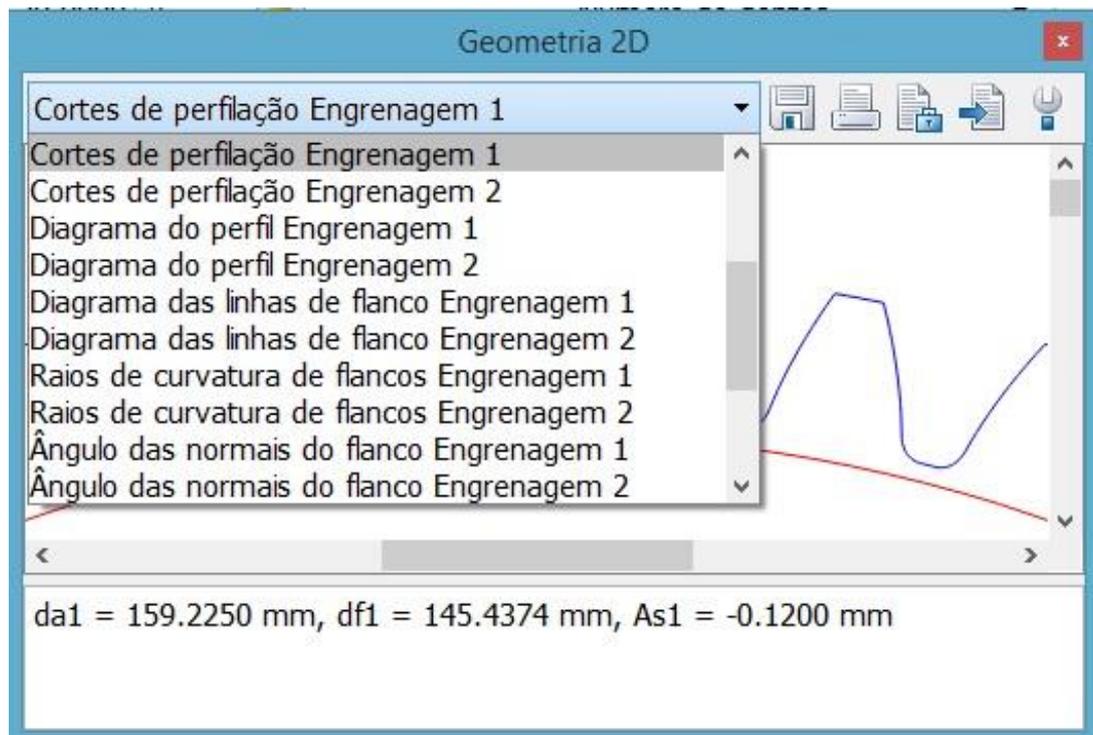


Figura 15 - Possíveis resultados para exportação
Fonte: Adaptado do *software* KISSsoft™.

De acordo com a equação derivada do método ASME apresentada por Norton, os pontos críticos dos eixos foram avaliados considerando os fatores de concentração adequados para cada região dos eixos. Na tabela 3 estão relacionados os principais resultados inerentes ao eixo “cardan” provenientes dos dois métodos. Nesse eixo a região considerada crítica está mostrada na Figura 16 e possui 60mm de diâmetro, o material utilizado nos dois métodos de dimensionamento foi o AISI 4340. Os resultados das reações de apoio nos rolamentos foram de 6%, 2% e 5% para os rolamentos 7, 5 e 6, respectivamente. O resultado da tensão de cisalhamento ficou 3% menor quando calculado pelo *software*. O ângulo de torção pelo método tradicional foi 18% maior.

Para dimensionamento de eixos o KISSsoft™ gera alguns gráficos bastante úteis, por exemplo gráficos de deslocamento (Figura 16), de utilização percentual (segurança contra fadiga), cargas presentes no eixo (Figura 17) e frequências naturais.

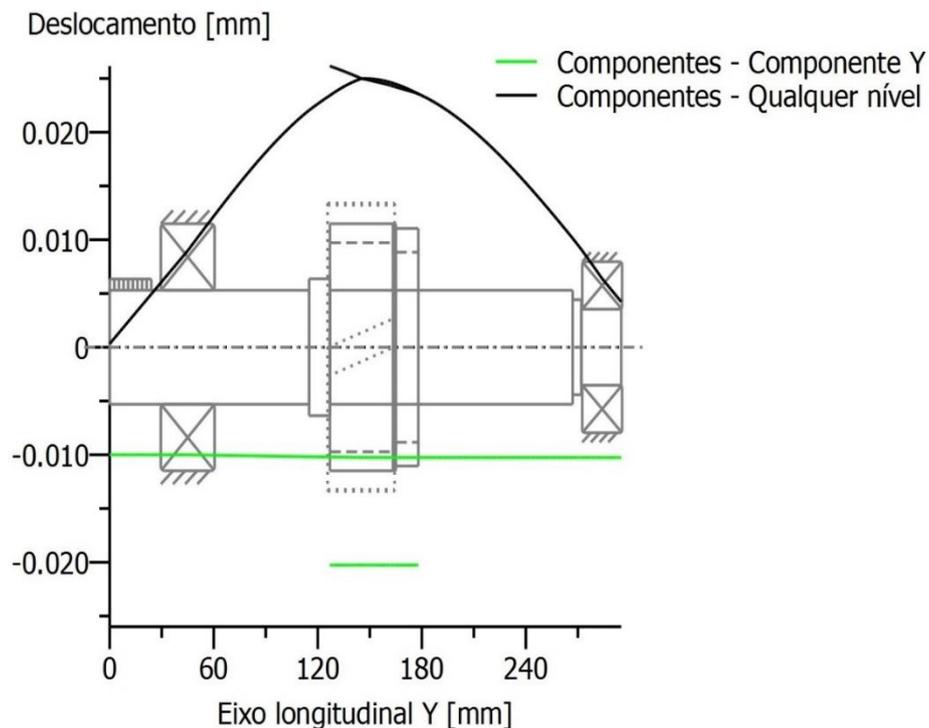


Figura 16 - Deslocamento ao longo do “eixo cardan”
Fonte: Adaptado do *software* KISSsoft™.

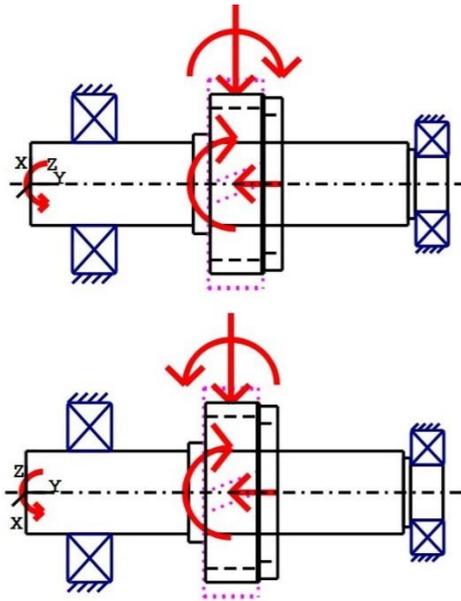


Figura 17 - Cargas do “eixo cardan”
 Fonte: Adaptado do *software KISSsoft™*.

Tabela 3 – Comparação de resultados para o eixo cardan

Eixo "cardan" - seção 60mm			tradicional	KISSsoft
Características	not.	unid.	valor	valor
1 Comprimento	h	mm	295	295
2 Torque aplicado	T	Nm	542	542
3 Velocidade	v	rpm	2100	2100
Cargas				
Engrenagem z4				
4 Carga combinada	Fr4	N	8053,259	7542,255
Reação nos apoios				
5 Rolamento 7	R7	N	9673,000	10220,000
6 Rolamento 5	R5	N	4711,157	4606,000
7 Rolamento 6	R6	N	3221,304	3068,000
8 Tensão cisalhamento máxima	Sl	N/mm ²	132,667	128,062
9 Torção	ts	°	0,060	0,049

Fonte: Autoria própria.

As capacidade de carga, reações e vida útil dos rolamentos do “eixo cardan” serão mostradas nas Tabelas 4 e 5. Para todos os rolamentos foram usadas as mesmas informações quanto à modelo, dimensões e marca nos dois métodos de dimensionamento. A vida útil requerida para todos os rolamentos era de 20.000 horas. Os resultados ficaram em sua maioria bem parecidos, a maior diferença foi na vida útil do “rolamento 5”, 17% menor pelo *software*. No “rolamento 6” o programa calculou uma vida útil 13% menor. Os outros rolamentos tiveram diferenças menores e se encontram no apêndice do trabalho.

Na seção de rolamentos o KISSsoft™ gerou resultados para potência dissipada, deslocamento e inclinação dos rolamentos, itens que não foram realizados pelo método tradicional de dimensionamento.

Tabela 4 - Comparação de resultados para rolamento 5 – fixo de esferas

Rolamento 5 - fixo de esferas 6312 - 60*130*31				
Características	not.	unid.	tradicional	KISSsoft
			valor	valor
Classificação da carga dinâmica	C10	---	81900	81900
Carga axial	Fy	N	0,000	0,000
Carga radial equivalente	Fe	N	4320,000	4606,000
Vida útil	Lnh	horas	54079	44617

Fonte: Autoria própria.

Tabela 5 – Comparação de resultados para rolamentos 6 – fixo de esferas

Rolamento 6 - fixo de esferas 6308 - 40*90*23				
Características	not.	unid.	tradicional	KISSsoft
			valor	valor
Classificação da carga dinâmica	C10	---	40700	40700
Carga axial	Fy	N	0,000	0,000
Carga radial equivalente	Fe	N	3200,000	3068,000
Vida útil	Lnh	horas	16329	18521

Fonte: Autoria própria.

Para as chavetas as diferenças nos resultados, apresentados na Tabela 6, foram pequenas, a maior está no torque máximo transmissível do “eixo 2” ou eixo central, aproximadamente 5%. Quanto ao esforço de cisalhamento do mesmo eixo a diferença foi de

4%. Em todas as chavetas foram usadas para ambos os métodos de dimensionamento as mesmas características relativas as dimensões e ao material. Os resultados das chavetas do “eixo 1” ou de saída se encontram no apêndice.

Tabela 6 - Comparação de resultados para as chavetas do eixo 2 - central

CHAVETAS EIXO 45mm - "eixo 2"					
Características	not.	unid.	tradicional	KISSsoft	
			valor	valor	
quantidade de chavetas	---	---	2	2	
largura	b	mm	14	14	
altura	h	mm	9	9	
diâmetro do eixo	d	mm	45	45	
comprimento de apoio	ltr	mm	35	35	
Torque máximo transmissível	Ts	Nm	2397,744	2284,702	
Esforço de cisalhamento	τ	N/mm ²	76,75	73,49	

Fonte: Autoria própria.

5 OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA

Depois do sistema definido e calculado foram realizadas simulações para a otimização de alguns elementos mecânicos utilizando o KISSsoft™.

Existem algumas opções para o dimensionamento inicial automático das engrenagens, se por exemplo ainda não está definido a distância entre eixos, ou o módulo ou ainda o número de dentes, o *software* calcula as melhores opções. Pode-se fixar alguns dos dados de entrada e variar outros para se encontrar a melhor opção. A Figura 18 mostra a tela de Dimensionamento Inicial, nesse exemplo os dados de entrada foram ângulo de hélice, razão de transmissão máxima e mínima, número máximo e mínimo de dentes da engrenagem 1 e relação entre largura da roda e módulo normal. Apenas com esses dados de entrada o *software* calculou 51 possíveis soluções das quais uma ficou parecida em alguns aspectos com as engrenagens do “par cardan”, como distância entre eixos (a), módulo normal (m_n), diâmetros das engrenagens (da_1 e da_2), grau de recobrimento total dos dentes (ϵ_γ) e coeficientes de segurança contra flexão (SF) e pressão (SH). A Figura 19 mostra alguns desses resultados, ressaltando os valores para os coeficientes de segurança.

Dimensionamento inicial

Condições Resultados

Ângulo de hélice n...culo de referência β 12.0000 °

Razão de condução axial 0.0000

Distância entre eixos a 0.0000 mm

Razão de transmis...nal/desvio em +/-% i, i_t 1.5000 2.0000

Eliminar razões de transmissão com número inteiro

		Mínimo	Máximo	
Número de dentes engrenagem 1	z_1	40	50	<input type="checkbox"/>
Relação entre larg...te e módulo normal	b/m_n	6.0000	20.0000	<input checked="" type="radio"/>
Relação entre lar...ncia engrenagem 1	b/d_1	0.0000	1.6000	<input type="radio"/>
Relação entre largu...stância entre eixos	b/a	0.0000	0.7000	<input type="radio"/>

Transferir Apagar Calcular Fechar

Figura 18 - Tela Dimensionamento Inicial para pares de engrenagens
Fonte: Adaptado do software KISSsoft™.

Dimensionamento inicial

Condições Resultados

i	b/d_1	b/m_n	b/a	$SF_{smallest}$	$SH_{smallest}$	SB	SInt
1.500	0.318	13.001	0.253	1.400	1.003	4.918	3.
1.500	0.117	6.001	0.093	1.400	1.074	5.982	3.
1.500	0.489	20.000	0.389	1.400	1.013	5.170	3.
1.500	0.147	6.001	0.117	1.400	1.000	4.490	3.
1.500	0.391	20.000	0.311	1.400	1.138	7.086	3.
1.500	0.319	13.037	0.253	1.400	1.005	4.959	3.
1.475	0.434	17.733	0.348	1.408	1.055	5.020	3.
1.500	0.399	16.300	0.320	1.417	1.018	4.320	3.
1.525	0.408	16.679	0.328	1.524	1.006	3.914	3.
1.489	0.370	17.800	0.299	1.395	1.098	5.509	3.
1.511	0.348	16.737	0.281	1.405	1.053	4.767	3.
1.512	0.453	19.008	0.351	1.375	1.105	6.988	3.
1.476	0.414	17.788	0.328	1.386	1.117	6.403	3.
1.500	0.386	16.565	0.306	1.395	1.097	5.633	3.
1.524	0.359	15.397	0.284	1.405	1.063	4.887	3.
1.488	0.322	14.145	0.261	1.403	1.014	4.257	3.
1.475	0.337	13.353	0.250	1.355	1.003	3.150	3.

Transferir Apagar Calcular Fechar

Figura 19 - Tela com os resultados da tela Dimensionamento Inicial
Fonte: Adaptado do software KISSsoft™.

Outra forma para o dimensionamento das engrenagens seria usando a tela de Dimensionamento Fino, Figura 20, a qual possui mais opções de entrada e alguns valores podem ser fixados, dessa maneira pode-se procurar por tendências e padrões nos possíveis resultados. Fazendo uma comparação com as engrenagens do “par cardan”, o módulo normal (m_n) foi delimitado entre 2 e 3,5, o ângulo de pressão (α_n), ângulo de hélice (β) e distância entre centros (a) foram definidos como 20°, 12° e 141mm, respectivamente. Os valores para os diâmetros das engrenagens (d) foram delimitados com os intervalos mostrados na Figura 20. Os valores para o número de dentes (z) foram deixados livres, assim como os valores para fator de deslocamento de perfil (x). A largura dos dentes foi definida em 36mm. Com esses dados de entrada o *software* calculou 58 possíveis resultados, alguns são mostrados na Figura 21, ressaltando o valor de grau de recobrimento total.

	Mínimo	Máximo	Passo
Módulo normal	2.0000	3.5000	0.5000
Ângulo de pressão na seção normal	20.0000	20.0000	0.0000
Ângulo de hélice no círculo de referência	12.0000	12.0000	0.0000
Distância entre eixos	141.0000	141.0000	0.0000
Faixa do fator de deslocamento de perfil	-0.6000	1.0000	

	Engrenagem 1	Engrenagem 2
Diâmetro do círculo de adendo máximo	120	180
Diâmetro do círculo do pé mínimo	100	160
Fixar número de dentes	0	0
Fixar fator de deslocamento de perfil	0.0000	0.0000
Largura do dente	36.0000	36.0000

Figura 20 - Tela Dimensionamento Fino para pares de engrenagens
 Fonte: Adaptado do *software* KISSsoft™.

h* _{ap1}	h* _{ap2}	d _{a1} [mm]	d _{a2} [mm]	ε _α	ε _β	ε _γ	i	α _{wt} [°]	SF _{smallest}
1.000	1.000	117.521	174.236	1.595	0.953	0.953	2.548	1.489	17.943
1.000	1.000	118.021	173.736	1.592	0.953	0.953	2.545	1.489	17.943
1.000	1.000	118.521	173.236	1.585	0.953	0.953	2.538	1.489	17.943
1.000	1.000	119.813	173.212	1.171	0.794	0.794	1.965	1.472	24.880
1.000	1.000	117.688	175.875	1.295	0.794	0.794	2.090	1.500	23.453
1.000	1.000	118.288	175.275	1.294	0.794	0.794	2.088	1.500	23.453
1.000	1.000	118.888	174.675	1.290	0.794	0.794	2.084	1.500	23.453
1.000	1.000	116.696	177.198	1.405	0.794	0.794	2.199	1.528	21.940
1.000	1.000	117.296	176.598	1.402	0.794	0.794	2.197	1.528	21.940
1.000	1.000	117.896	175.998	1.397	0.794	0.794	2.192	1.528	21.940
1.000	1.000	118.639	175.361	1.503	0.794	0.794	2.297	1.486	20.319
1.000	1.000	119.239	174.761	1.500	0.794	0.794	2.294	1.486	20.319
1.000	1.000	119.839	174.161	1.495	0.794	0.794	2.289	1.486	20.319
1.000	1.000	117.438	176.424	1.588	0.794	0.794	2.382	1.514	18.565
1.000	1.000	118.038	175.824	1.584	0.794	0.794	2.378	1.514	18.565
1.000	1.000	118.638	175.224	1.576	0.794	0.794	2.370	1.514	18.565
1.000	1.000	119.072	174.388	1.659	0.794	0.794	2.454	1.474	16.633
1.000	1.000	119.672	173.788	1.655	0.794	0.794	2.449	1.474	16.633
1.000	1.000	119.288	176.200	1.294	0.681	0.681	1.975	1.484	23.697
1.000	1.000	119.988	175.500	1.293	0.681	0.681	1.973	1.484	23.697
1.000	1.000	118.159	177.734	1.413	0.681	0.681	2.094	1.516	21.940
1.000	1.000	118.859	177.034	1.411	0.681	0.681	2.091	1.516	21.940
1.000	1.000	119.559	176.334	1.405	0.681	0.681	2.086	1.516	21.940
1.000	1.000	119.012	176.745	1.617	0.681	0.681	2.297	1.500	17.943
1.000	1.000	119.712	176.045	1.612	0.681	0.681	2.292	1.500	17.943

Figura 21 - Tela com os resultados da tela Dimensionamento Fino
 Fonte: Adaptado do *software* KISSsoft™.

Uma das possíveis melhorias seria na largura dos dentes, atualmente com 36mm, eles poderiam ter 31mm (14% menor) pelo método tradicional, sem ter seu coeficiente de segurança menor que o mínimo estabelecido. Pelo *software* a largura das engrenagens poderia ser de 32,5mm, novamente o KISSsoft™ foi mais conservador.

A otimização para os outros elementos, chavetas, rolamentos e conexões estriadas é manual, precisa-se ajustar os dados de entrada (comprimento, largura, modelo e etc.) e rodar o módulo de cálculo do programa até se atingir o ponto desejado.

Para o eixo 1 (Ø50mm), por exemplo, a quantidade de chavetas que era 2 unidades poderia ser diminuída para 1 unidade, o coeficiente de segurança ficaria em 1,68 quando calculado pela KISSsoft™ e 1,79 pelo método tradicional.

A vida útil dos rolamentos “1” (210.153 horas) e “5” (54.079 horas) ficou bem acima da necessidade do projeto (20.000 horas) e poderiam ser reduzidas drasticamente.

6 PERCEPÇÕES SOBRE A FERRAMENTA KISSsoft™

Estímulos

Aspectos pedagógicos:

Proporciona o *feedback* imediato, auxiliando na compreensão do erro e ampliando o conhecimento proveniente da literatura. Facilita também o trabalho cooperativo.

É indicado que o início da utilização da ferramenta em sala de aula seja depois que o aluno tenha criado um conhecimento sólido sobre o elemento mecânico em questão, porém elementos simples podem ser elaborados com facilidade ainda sem um conhecimento prévio avançado pois as caixas para entrada de dados são autoexplicativas.

As licenças para estudantes são gratuitas mediante contrato da universidade com os desenvolvedores do *software*.

Aspectos técnicos:

A interface é simples e direta.

Excelente para otimização de sistemas mecânicos, devido a facilidade de modificação dos dados de entrada. Os resultados são calculados em segundos diminuindo o tempo com cálculos repetitivos.

Conversão entre as unidades de medida métrica e imperial a qualquer momento.

Equivalência de materiais entre as diferentes normas técnicas.

Barreiras

A tradução não é total e há um certo embaraço quanto a tradução de termos técnicos, visto que por vezes autores diferentes usam nomenclaturas diferentes para a mesma variável, entretanto é possível alterar as línguas de entrada a qualquer momento.

Pontos fortes

Gerenciamento de todas as informações do projeto em uma única ferramenta. O *software* apresenta essas informações de forma organizada e padronizada.

O *software* apresenta ajuda na forma de manuais e exemplos práticos bastante próximos da realidade.

O suporte técnico feito por *e-mail* é satisfatório, nas vezes que precisei a resposta chegou no dia seguinte, por motivo de fuso horário (o escritório fica na Suíça).

Pontos Fracos

Os treinamentos ofertados são ministrados apenas na Europa e Estados Unidos.

7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Conforme os resultados apresentados, os valores para a geometria das engrenagens ficaram muito próximos, porém os valores para capacidades de carga e torques máximos ficaram diferentes, sendo o KISSsoft™ em geral mais conservativo. Para os outros elementos mecânicos, eixos, rolamentos, conexões estriadas e chavetas as diferenças foram bem pequenas. Nenhum dos métodos está errado, ficando o projetista ou aluno responsável por decidir quais valores ou parâmetros são mais apropriados.

Além do sistema de transmissão apresentado, qualquer outro sistema mecânico poderia se beneficiar grandemente com a utilização do *software*, visto que ele compreende também módulos para cálculo de geometria e resistência para vários outros elementos como engrenagens (hipoides, cônicas, não circulares, etc.), sincronizadores, mancais hidrodinâmicos, embreagens de fricção, molas, correntes, correias e elementos conectores na maioria das normas e diretivas vigentes no mercado. Ainda possui opção para cálculo de pressão hertziana (pressão de contato entre os dentes das engrenagens) e de curva de Wöhler (gráfico sobre resistência à fadiga *versus* vida esperada).

A maior diferença entre os dois métodos está na capacidade de gerenciamento das informações de projeto. Nesse projeto tivemos 756 variáveis numéricas diferentes (1311 considerando todos os elementos), divididas em 248 equações (539 no total). Foram necessárias 19 normas técnicas contendo 30 tabelas ao todo. Além de dois métodos numéricos para o cálculo de alguns diâmetros das engrenagens, método da bissecção e Newton-Raphson. A facilidade de gerenciamento de todos os elementos e parâmetros de projeto no suplemento KISSsys™ possibilita um processo de desenvolvimento extremamente padronizado e compreensível.

Então percebe-se pelos recursos apresentados pelo *software*, a abrangência dos cálculos, a possibilidade de exportação de desenhos, a criação de relatórios completos, as opções para otimização, que o KISSsoft™ é uma poderosa ferramenta para o desenvolvimento total de projetos por profissionais da área e também para utilização em universidades como suporte para o ensino e ampliadora de conhecimento.

Pela experiência pessoal que tive com o *software*, considero que ele pode ser facilmente empregado em universidades nas disciplinas de projetos de máquinas, é um grande facilitador para o dimensionamento de elementos de máquina e na concepção de transmissões mecânicas completas.

REFERÊNCIAS

ALBUQUERQUE, Olavo A. L. Pires e. **Elementos de máquinas**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1980.

BARTON, Lyndon O. **Mechanism analysis**: simplified graphical and analytical techniques 2nd edition. Nova Iorque: M. Dekker, 1993.

BEERMANN, Stefan. **30 years of calculation programs in mechanical engineering (an european review)**. Gear Technology, Estados Unidos, p. 42-47, jun. 2014 Disponível em: <http://www.kisssoft.ch/english/downloads/pdf/article_kisssoft_30_years_software.pdf>. Acesso em: 26 out. 2015.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 3990**: Calculation of load capacity of cylindrical gears. Berlim, 1987

_____. **DIN 5480**: splined connections with involute splines based on reference diameters. Berlim, 2006

_____. **DIN 6885**: Drive type fastenings without taper action. Parallel keys, keyways, deep pattern. Berlim, 1968

ERDMAN, Arthur G.; SANDOR, George N.; KOTA, Sridhar. **Mechanism design**: analysis and synthesis 4th edition. Nova Jersey: Prentice Hall, 2001.

ESCHMANN, Paul; HASBARGEN, Ludwig; WEIGAND, Karl. **Ball and roller bearings**: theory, design and application 2nd edition. Chichester: John Wiley & Sons, 1985.

FAIRES, Virgil M. **Elementos orgânicos de máquinas 2ª edição**. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico, 1971.

HALL JR., Allen S. **Elementos orgânicos de máquinas**. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico, 1968.

MAZZO, Norberto. **Engrenagens cilíndricas**: da concepção à fabricação. São Paulo: Blucher, 2013.

NIEMANN, Gustav. **Elementos de máquinas vol. 2**. São Paulo: Blucher, 1971.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas**: uma abordagem integrada 4ª edição. Porto Alegre: Bookman, 2013.

SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de engenharia mecânica 7ª edição**. Porto Alegre: Bookman, 2005.

APÊNDICE A – Diagramas e tabelas do “eixo 1”

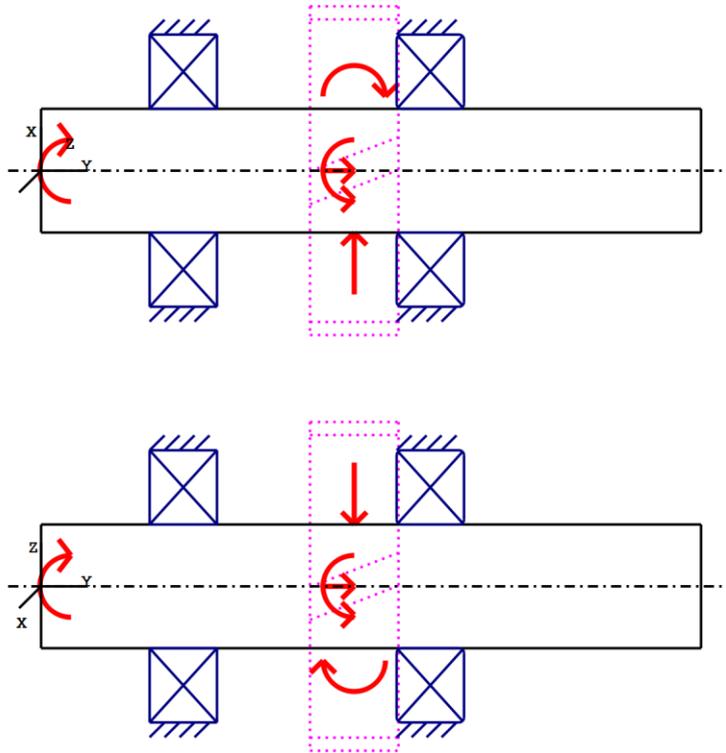


Figura 22 - Aplicação das cargas no eixo 1 - saída
 Autoria: Adaptado do software KISSsoft™.

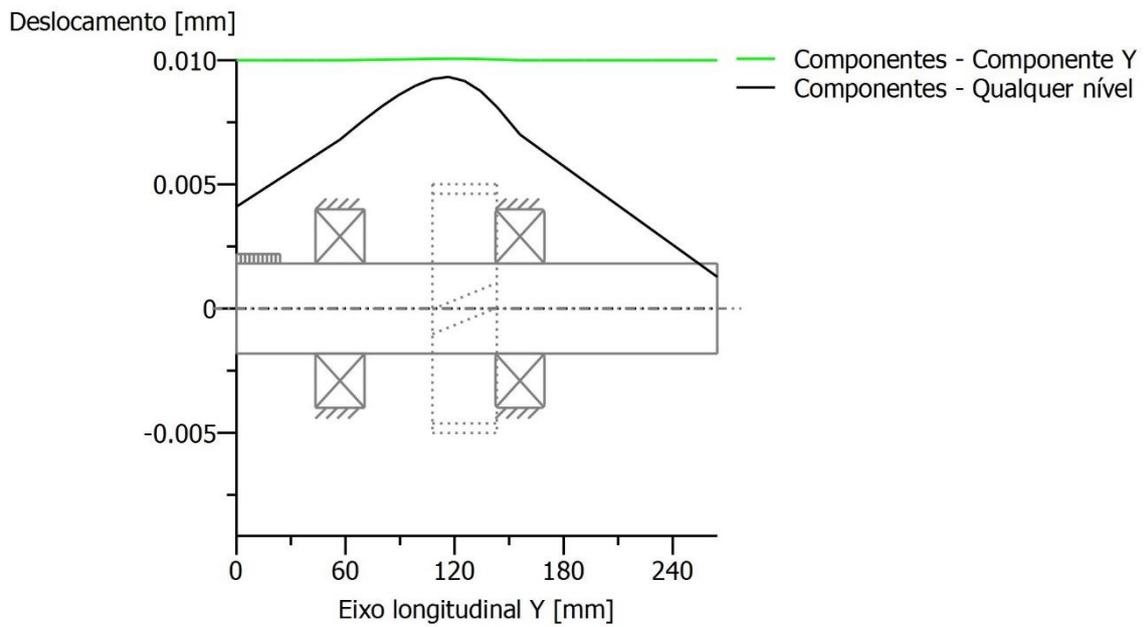


Figura 23 - Deslocamento ao longo do eixo 1 - saída
 Autoria: Adaptado do software KISSsoft™.

Tabela 7 – Comparação de resultados para as engrenagens 1 e 2, par bomba

(continua)

			tradicional			KISSsoft™		
1 MONTAGEM E FORÇAS	not.	unid.	valor			valor		
Força tangencial no plano de rotação (sob Ft)	N		6430			6594		
Força tang. no plano normal sobre a linha F	N		7148			7175		
Força radial	Frd	N	2790			2454		
Força axial	Fax	N	1396			1402		
2 CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Número de dentes	z	qtde	46	-	44	46	-	44
Relação de transmissão	u	-	-	0,956	-	-	0,957	-
Módulo normal	mn	mm	-	3,000	-	-	3,000	-
Ângulo de perfil normal	α	gms	-	20° 0' 0"	-	-	20° 0' 0"	-
Ângulo de pressão transversal	α_{wt}	gms	-	23° 27' 12"	-	-	23° 27' 11"	-
Ângulo de hélice sobre d e direção	β	gms	-	12° 0' 0"	-	-	12° 0' 0"	-
Diâmetro de referência	d	mm	141,083	-	134,949	141,083	-	134,949
Diâmetro de referência deslocado	dv	mm	140,847	-	134,782	-	-	-
Diâmetro de base	db	mm	132,226	-	126,477	132,226	-	126,477
Diâmetro primitivo	dw	mm	144,133	-	137,867	144,133	-	137,867
Diâmetro de cabeça superior	das	mm	149,430	-	143,287	153,218	-	140,345
Diâmetro de cabeça inferior	dai	mm	149,388	-	143,246	153,208	-	140,335
Diâmetro de pé superior	dfs	mm	137,213	-	131,070	139,893	-	127,02
Diâmetro de pé inferior	dfi	mm	136,948	-	130,805	139,756	-	126,883
Extensão de contato	bc	mm	-	36,000	-	-	36,000	-
Fator de deslocamento do perfil	x	-	-0,039	-	-0,028	1,095	-	-0,028
Abaulamento (crowning) inf.	c β i	μ m	9	-	0	5,5	-	0
Grau de recobrimento de perfil	$\epsilon\alpha$	-	-	1,440	-	-	1,440	-
Grau de recobrimento de hélice	$\epsilon\beta$	-	-	0,794	-	-	0,782	-
Grau de recobrimento total	$\epsilon\tau$	-	-	2,234	-	-	2,222	-
Ângulo do chanfro de cabeça	φ_{na}	gms	58° 27' 37"	-	58° 34' 16"	58° 30' 0"	-	58° 34' 21"
Comprimento do chanfro	Ca	mm	0,316	-	0,320	-	-	-
Distância entre centros	a	mm	-	141,000	-	-	141,000	-
Tolerância para dist. entre centros	Aa	mm	-	js7	-	-	js7	-
3 ACABAMENTO SUPERFICIAL			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Rugosidade média dos flancos	Rz	μ m	-	-	6	-	-	8
Rugosidade do pé do dente	Rzf	μ m	30	-	30	20	-	20
4 CARACTERÍSTICAS DE AJUSTE			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Afastam. na espes. circular normal	Asne	mm	0,054	-	0,054	0,095	-	0,095
Tolerância p/ espes. circ. normal	Tsn	mm	0,076	-	0,076	-	-	-
Espessura circular normal sup.	Sns	mm	4,572	-	4,598	7,009	-	4,556
Espessura circular normal inf.	Sni	mm	4,551	-	4,576	6,959	-	4,506
Espessura de cabeça sem chanfro	Sna	mm	1,101	-	1,113	1,726	-	2,528

Tabela 7 – Comparação de resultados para as engrenagens 1 e 2, par bomba

(continua)

Dimensão W sobre k dentes sup.	Wks	mm	51,807	-	51,693	70,640	-	50,532
Dimensão W sobre k dentes inf.	Wki	mm	51,768	-	51,654	70,593	-	50,486
Número k de dentes	k	qtde	6	-	6	8	-	6
Folga no pé do dente sup.	Css	mm	0,923	-	0,923	0,529	-	0,529
Folga no pé do dente inf.	Csi	mm	0,730	-	0,730	-	-	-
jogo entre flancos de serviço sup.	jns	mm	-	0,311	-	-	0,294	-
Jogo entre flancos de serviço inf.	jni	mm	-	0,172	-	-	0,166	-
Erro de cruzamento dos eixos máx.	fSc	mm	-	0,02	-	-	-	-
5 DESVIOS MÁXIMOS (MICROGEOMETRIA μm)								
			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Desvio de forma no perfil evolvente	ff		8,0	-	8,0	8,0	-	8,0
Desvio angular no perfil evolvente	FH α		6,0	-	6,0	6,0	-	6,0
Desvio total no perfil evolvente	Ff		10,0	-	10,0	10,0	-	10,0
Desvio de passo individual	fp		8,0	-	8,0	8,0	-	8,0
Desvio de passagem base normal	fpe		8,0	-	8,0	8,0	-	8,0
Erro de divisão entre 2 dentes consec.	fu		10,0	-	10,0	10,0	-	10,0
Erro de passo total	Fp		32,0	-	32,0	32,0	-	32,0
Desvio de passo sobre 1/8 de volta	Fpz/8		20,0	-	20,0	20,0	-	20,0
Desvio de concentricidade	Fr		22,0	-	22,0	22,0	-	22,0
Varição das espessuras dos dentes	Rs		13,0	-	13,0	13,0	-	13,0
Desvio total na linha dos flancos	F β		7,6	-	7,6	7,6	-	7,6
Desvio angular na linha dos flancos	fH β		9,0	-	9,0	9,0	-	9,0
Desvio de trabalho composto radial	Fi''		28,0	-	28,0	28,0	-	28,0
Erro de salro radial	fi''		10,0	-	10,0	10,0	-	10,0
Desvio de trabalho composta tang.	Fi'		34,0	-	34,0	34,0	-	34,0
Erro de trabalho tangencial	fi'		13,0	-	13,0	13,0	-	13,0
6 FATORES DE INFLUÊNCIA								
			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Dinâmica	KV	-	-	1,232	-	-	1,232	-
Carga transversal para pressão	KH α	-	-	1,091	-	-	1,091	-
Carga de face para pressão	KH β	-	-	1,806	-	-	1,071	-
Carga transversal para flexão	KF α	-	-	1,091	-	-	1,091	-
Carga de face para flexão	KF β	-	-	1,638	-	-	1,058	-
Forma do dente	YF	-	1,153	-	1,133	1,690	-	1,230
Correção de tensão	YS	-	1,880	-	1,870	1,940	-	2,560
Sensibilidade	Y δ relT	-	0,987	-	0,987	0,987	-	0,987
Condição superficial do pé	YRrelT	-	0,928	-	0,928	0,928	-	0,928
Tamanho do dente ref. A flexão	YX	-	1,000	-	1,000	1,000	-	1,000
Vida útil de flexão	YNT	-	0,899	-	0,898	0,871	-	0,870
Ângulo de hélice ref. a flexão	Y β	-	-	0,921	-	-	0,921	-
Forma do flanco	ZH	-	-	1,347	-	-	2,269	-
Recobrimento do perfil	Z ϵ	-	-	0,853	-	-	0,904	-
Elasticidade	ZE	$\sqrt{N/mm^2}$	-	189,812	-	-	189,812	-
Ângulo de hélice ref. A pressão	Z β	-	-	1,011	-	-	1,011	-
Lubrificação	ZL	-	-	0,981	-	-	1,020	-
Velocidade	ZV	-	-	1,018	-	-	0,986	-
Rugosidade dos flancos	ZR	-	-	0,955	-	-	0,955	-
Dureza superficial	ZW	-	-	1,000	-	-	1	-
Tamanho do dente ref. A pressão	YX	-	1,000	-	1,000	1,000	-	1,000
Engrenamento indiv. Da roda menor	ZB	-	-	1,000	-	-	1,000	-
Engrenamento indiv. Da roda maior	ZD	-	-	1,000	-	-	1,000	-
Vida útil de pressão sem pites	ZNT	-	0,926	-	0,925	0,883	-	0,883

Tabela 7 – Comparação de resultados para as engrenagens 1 e 2, par bomba

(conclusão)

7 VIDAS ÚTEIS			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Mínima requerida	VR	h	-	20000	-	-	20000	-
Flexão (fadiga, fadiga)	VF	h	1,0E+06	-	1,0E+06	1,0E+06	-	1,0E+06
Pressão sem pites	VH	h	1,0E+06	-	1,0E+06	1,0E+06	-	1,0E+06
8 MATERIAIS E TRATAMENTOS			tradicional			KISSsoft™		
Material da roda motora			Aço DIN 34CrNiMo6			Aço DIN 34CrNiMo6		
Material da caixa			Alumínio fundido			Alumínio fundido		
Tratamento térmico da roda motora			Têmpera por indução			Têmpera por indução		
9 DINÂMICA			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Veloc. De deslizamento na cabeça	vg	m/s	2,806	-	2,857	1,558	-	1,627
Velocidade periférica (sobre o dw)	Vt	m/s	-	18,414	-	-	18,430	-
Rotação no maior torque	n	RPM	2440	-	2551	2442	-	2553
Rotação para ressonância crítica	NE	RPM	6179	-	-	5182	-	-
Coefficiente de ressonância [n/NE]	N	-	0,395	-	-	0,471	-	-
Zona de ressonância			subcrítica					
10 CAPACIDADE PELO CRITÉRIO DE FLEXÃO			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Potência máxima de regime	P	cv	161	-	160	161,7	-	161
Potência máxima admissível	PFP	cv	244	-	249	261	-	232
Torque máximo de regime	T	Nm	463	-	442	466	-	445
Torque máximo admissível	TFP	Nm	702	-	686	635	-	630
11 CAPACIDADE PELO CRITÉRIO DE PRESSÃO			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Potência máx. de regime	P	cv	161	-	160	161,7	-	161
Potência máx. admis. s/ pites	PHP	cv	370	-	369	311	-	309
Torque máx. de regime	T	Nm	463	-	442	466	-	445
Torque máx. admis. s/ pites	THP	Nm	1065	-	1016	927	-	877
12 TENSÕES DE FLEXÃO			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Tensão fletora efetiva	σ_F	N/mm ²	683	-	667	625	-	633
Tensão fletora admissível	σ_{FP}	N/mm ²	708	-	708	659	-	656
13 PRESSÃO DE HERTZ			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Tensão efetiva de contato	σ_H	N/mm ²	732	-	732	653	-	653
Tensão adm. de contato s/ pites	σ_{HP}	N/mm ²	1121	-	1119	1018	-	1018

Fonte: Autoria própria.

Tabela 8 – Comparação de resultados para o eixo 1 – saída

Eixo "saída" - seção 50mm				
Características	not.	unid.	tradicional	KISSsoft
			valor	valor
Comprimento	h	mm	265	265
Potência aplicada	P	cv	162	162
Toque aplicado	T	Nm	442	444,96
Velocidade	n	rpm	2551	2552,85
Material	---	---	AISI 4340	AISI 4340
Torção	ts	°	0,04	0,06
Cargas				
Engreagem z1				
Carga combinada X e Z	Fr1	N	7009,310	7036,274
Carga axial	Fy1	N	1396,339	1401,711
Reação nos apoios				
Rolamento 2	R2	N	5133,875	5037,946
Rolamento 1	R1	N	1875,435	1998,328
Momento fletor máximo	Mfmax	Nmm	94202,640	96624,630
Tensão cisalhamento máxima	Sl	N/mm ²	168,894	170,801

Fonte: Autoria própria.

Tabela 9 – Comparação de resultados para a conexão estriada do eixo de saída Ø50mm

(continua)

CUBO DIN 5480 - N50 x 2 x 24 x 10H					EIXO DIN 5480 - W50 x 2 x 24 x 9f				
Característica	not.	unid.	cubo		eixo	tradicional	KISSsoft	tradicional	KISSsoft
			tradicional	KISSsoft					
Número de dentes	z	qtde	24	24		24	24	24	24
Módulo	m	mm	2,0	2,0		2,0	2,0	2,0	2,0
Ângulo de pressão	α	°	30° 0' 0"	30° 0' 0"		30° 0' 0"	30° 0' 0"	30° 0' 0"	30° 0' 0"
Diâmetro de pé	df2	mm	50,400 +0,38	50,000	Diâmetro de cabeça	da1	49,600 h11	49,600	49,600
Diâmetro de formação de pé	dFf2	mm	49,670 mín.	49,470	Diâmetro de formação de pé	dFf1	45,930 máx.	45,820	45,820
Diâmetro de cabeça	da2	mm	46,000 H11	46,000	Diâmetro de pé	df1	45,200 -0,28	45,400	45,400

Tabela 9 – Comparação de resultados para a conexão estriada do eixo de saída Ø50mm

(conclusão)

Espaço real máx.	emax	mm	3,126	3,126	espessura efetiva máx.	svmax	3,048	2,978
Espaço de referência real mín.	emin	mm	3,063	3,063	espessura de referência real máx.	smax	3,022	2,933
Espaço efetivo mín.	evmin	mm	3,026	3,026	espessura real mín.	smin	2,977	2,978
folga normal efetiva máx.	jn		0,029	0,073	folga normal efetiva máx.	jn	0,029	0,073
Diâmetro da esfeça de medição	DM2	mm	3,500	3,500	Diâmetro da esfeça de medição	DM1	3,750	3,7500
Distância entre esferas de medição máx. real	M2max	mm	42,820	42,819	Distância entre esferas de medição máx. real	M1max	53,475	53,441
Distância entre esferas de medição mín. real	M2minRε	mm	42,705	42,695	Distância entre esferas de medição mín. real	M1minRε	53,390	53,370

Fonte: Autoria própria.

Tabela 10 – Comparação de resultados para o rolamento 1

Rolamento 1 - fixo de esferas 6310 - 50*110*27

Características	not.	unid.	tradicional	KISSsoft
			valor	valor
Classificação da carga dinâmica	C10	---	65000	65000
Carga axial	Fy	N	402,769	432,000
Carga radial equivalente	Fe	N	2043,844	2113,600
Vida útil	Lnh	horas	210153	195777

Fonte: Autoria própria.

Tabela 11 – Comparação de resultados para o rolamento 2

Rolamento 2 - fixo de esferas 6310 - 50*110*27

Características	not.	unid.	tradicional	KISSsoft
			valor	valor
Classificação da carga dinâmica	C10	---	65000	65000
Carga axial	Fy	N	993,570	970,000
Carga estática equivalente	Fe	N	5133,875	5363,000
Vida útil	Lnh	horas	13260	11624

Fonte: Autoria própria.

Tabela 12 – Comparação de resultados para as chavetas do eixo 1 – saída

CHAVETAS EIXO 50mm - "eixo 1"				
Características	not.	unid.	tradicional	KISSsoft
			valor	valor
quantidade de chavetas	---	---	2	2
largura	b	mm	14	14
altura	h	mm	9	9
diâmetro do eixo	d	mm	50	50
comprimento de apoio	ltr	mm	30	30
Torque máximo transmissível	Ts	Nm	2367,870	2422,806
Esforço de cisalhamento	τ	N/mm ²	72,15	73,67

Fonte: Autoria própria.

APÊNDICE B – Diagramas e tabelas do “eixo 2”

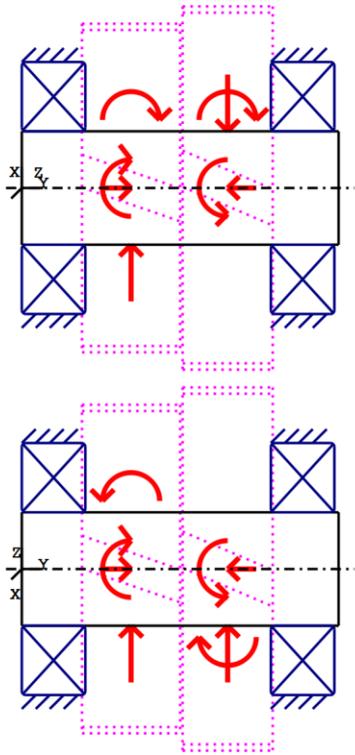


Figura 24 - Aplicação das cargas no eixo 2 - central
Fonte: Adaptado do *software KISSsoft™*.

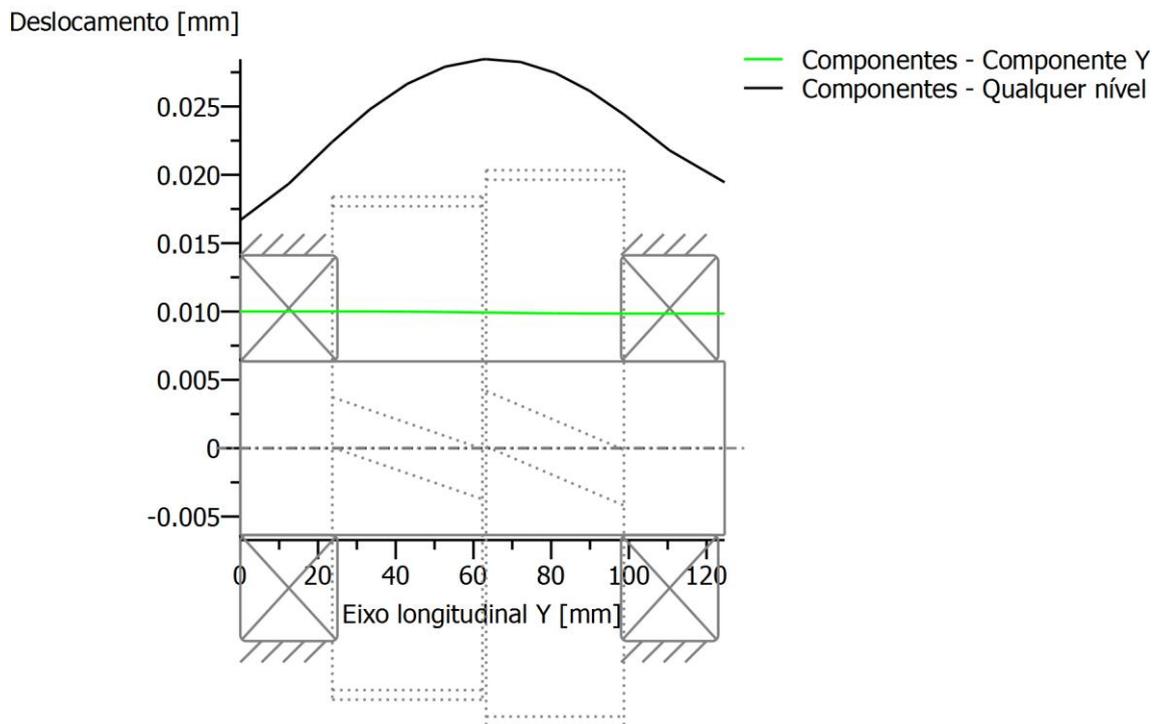


Figura 25 - Deslocamento ao longo do “eixo 2” - central
Fonte: Adaptado do *software KISSsoft™*.

Tabela 13 – Comparação de resultados para o eixo 2 – central

Eixo "central" - seção 45mm					
Características	not.	unid.	tradicional	KISSsoft	
			valor	valor	
Comprimento	h	mm	125	125	
Potência aplicada	P	cv	162	161,84	
Toque aplicado	T	Nm	463	465,65	
Velocidade		rpm	2440	2441,86	
Material	---	---	AISI 4340	AISI 4340	
Torção	ts	°	0,04	0,032	
Cargas					
Engrenagem z2					
Carga combinada X e Y	Fr2	N	7673,436	7542,255	
Carga axial	Fy2	N	-1396,389	-1403,114	
Engrenagem z3					
Carga combinada X e Y	Fr3	N	7673,436	7534,713	
Carga axial	Fy3	N	1396,339	1501,006	
Reação nos apoios					
Rolamento 3	R3		7460,223	7654,000	
Rolamento 4	R4		7446,223	7422,000	
Momento fletor máximo	Mfmax	Nmm	223576,490	236828,260	
Tensão cisalhamento máxima	SI	N/mm ²	342,684	355,785	

Fonte: Autoria própria.

Tabela 14 – Comparação de resultados para o rolamento 3

Rolamento 3 - de roletes NJ 309 - 45*100*25					
Características	not.	unid.	tradicional	KISSsoft	
			valor	valor	
Classificação da carga dinâmica	C10	---	112000	112000	
Carga axial	Fy	N	0,050	98,000	
Carga estática equivalente	Fe	N	7460,223	7654,000	
Vida útil	Lnh	horas	23113	21814	

Fonte: Autoria própria.

Tabela 15 – Comparação de resultados para o rolamento 4

Rolamento 4 - de roletes NJ 309 - 45*100*25				
Características	not.	unid.	tradicional	KISSsoft
			valor	valor
Classificação da carga dinâmica	C10	---	112000	112000
Carga axial	Fy	N	0,000	0,000
Carga radial equivalente	Fe	N	7673,436	7422,000
Vida útil	Lnh	horas	21239	23534

Fonte: Autoria própria.

Tabela 16 – Comparação de resultados para as chavetas do eixo 2 – central

CHAVETAS EIXO 45mm - "eixo 2"				
Características	not.	unid.	tradicional	KISSsoft
			valor	valor
quantidade de chavetas	---	---	2	2
largura	b	mm	14	14
altura	h	mm	9	9
diâmetro do eixo	d	mm	45	45
comprimento de apoio	ltr	mm	35	35
Torque máximo transmissível	Ts	Nm	2397,744	2284,702
Esforço de cisalhamento	τ	N/mm ²	76,75	73,49

Fonte: Autoria própria.

APÊNDICE C – Diagramas e tabelas do “eixo 3”

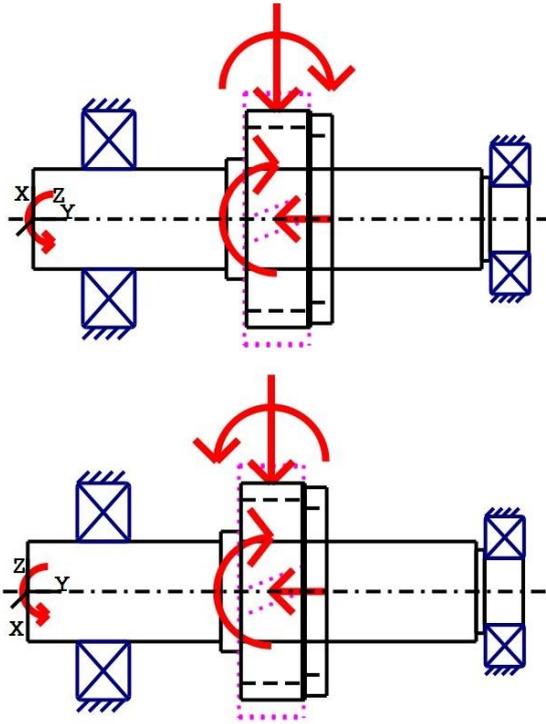


Figura 26 - Aplicação das cargas no “eixo cardan”
 Fonte: Adaptado do software KISSsoft™.

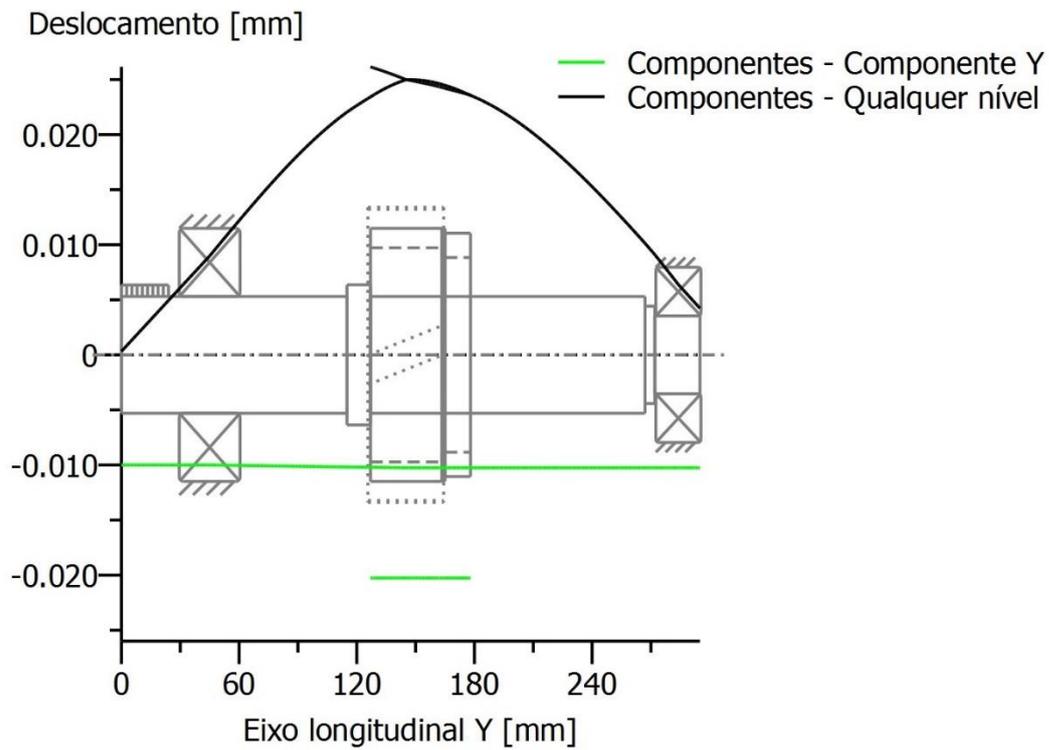


Figura 27 - Deslocamento ao longo do “eixo cardan”
 Fonte: Adaptado do software KISSsoft™.

Tabela 17 – Comparação de resultados para as engrenagens 3 e 4, par cardan

(continua)

			tradicional			KISSsoft™		
1 MONTAGEM E FORÇAS	not.	unid.	valor			valor		
Força tangencial no plano de rotação (sob Ft)		N	7147			7061		
Força tang. no plano normal sobre a linha F		N	7687			7682		
Força radial	Frd	N	2400			2627		
Força axial	Fax	N	1502			1501		
2 CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Número de dentes	z	qtde	50	-	43	50	-	43
Relação de transmissão	u	-	-	0,861	-	-	0,860	-
Módulo normal	mn	mm	-	3,000	-	-	3,000	-
Ângulo de perfil normal	α	gms	-	20° 0' 0"	-	-	20° 0' 0"	-
Ângulo de pressão transversal	α_{wt}	gms	-	18° 33' 53"	-	-	18° 33' 54"	-
Ângulo de hélice sobre d e direção	β	gms	-	12° 0' 0"	-	-	12° 0' 0"	-
Diâmetro de referência	d	mm	153,351	-	131,882	153,351	-	131,882
Diâmetro de referência deslocado	dv	mm	154,935	-	133,393	-	-	-
Diâmetro de base	db	mm	143,724	-	123,602	143,724	-	123,602
Diâmetro primitivo	dw	mm	151,613	-	130,387	151,613	-	130,387
Diâmetro de cabeça superior	das	mm	162,830	-	141,128	158,971	-	134,807
Diâmetro de cabeça inferior	dai	mm	162,787	-	141,087	158,971	-	134,807
Diâmetro de pé superior	dfs	mm	139,372	-	117,670	145,652	-	121,468
Diâmetro de pé inferior	dfi	mm	139,107	-	117,405	-	-	-
Extensão de contato	bc	mm	-	36,000	-	-	36,000	-
Fator de deslocamento do perfil	x	-	0,264	-	0,252	-0,033	-	-0,483
Abaulamento (crowning) inf.	c β i	μ m	9	-	9	7	-	0
Grau de recobrimento de perfil	$\epsilon\alpha$	-	-	2,015	-	-	1,700	-
Grau de recobrimento de hélice	$\epsilon\beta$	-	-	0,794	-	-	0,794	-
Grau de recobrimento total	$\epsilon\tau$	-	-	2,810	-	-	2,494	-
Ângulo do chanfro de cabeça	φ_{na}	gms	58° 34' 21"	-	58° 54' 36"	58° 34' 19"	-	58° 30' 0"
Comprimento do chanfro	Ca	mm	0,364	-	0,371	0,362	-	0,360
Distância entre centros	a	mm	-	141,000	-	-	141,000	-
Tolerância para dist. entre centros	Aa	mm	-	js7	-	-	js7	-
3 ACABAMENTO SUPERFICIAL			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Rugosidade média dos flancos	Rz	μ m	-	6	-	-	6	-
Rugosidade do pé do dente	Rzf	μ m	30	-	30	30	-	30
4 CARACTERÍSTICA DE AJUSTE			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Afastam. na espes. circular normal	Asne	mm	0,054	-	0,054	0,095	-	0,095
Tolerância p/ espes. circ. normal	Tsn	mm	0,076	-	0,076	-	-	-
Espessura circular normal sup.	Sns	mm	5,235	-	5,208	4,583	-	3,602
Espessura circular normal inf.	Sni	mm	5,213	-	5,187	4,453	-	3,472

Tabela 17 – Comparação de resultados para as engrenagens 3 e 4, par cardan

(continua)

Espessura de cabeça sem chanfro	Sna	mm	1,265	-	1,278	2,415	-	2,551	
Dimensão W sobre k dentes sup.	Wks	mm	59,777	-	50,662	59,683	-	40,735	
Dimensão W sobre k dentes inf.	Wki	mm	59,736	-	50,624	59,561	-	40,613	
Número k de dentes	k	qtde	7	-	6	7	-	5	
Folga no pé do dente sup.	Css	mm	0,923	-	0,924	0,924	-	0,923	
Folga no pé do dente inf.	Csi	mm	0,730	-	0,730	0,884	-	0,883	
jogo entre flancos de serviço sup.	jns	mm	-	0,347	-	-	0,358	-	
Jogo entre flancos de serviço inf.	jni	mm	-	0,09	-	-	0,092	-	
Erro de cruzamento dos eixos máx.	fSc	mm	-	0,02	-	-	-	-	
5 DESVIOS MÁXIMOS (MICROGEOMETRIA μm)									
				tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida	
Desvio de forma no perfil evolvente	ff		8,0		8,0	8,0		8,0	
Desvio angular no perfil evolvente	FH α		6,0		6,0	6,0		6,0	
Desvio total no perfil evolvente	Ff		10,0		10,0	10,0		10,0	
Desvio de passo individual	fp		8,0		8,0	8,0		8,0	
Desvio de passo base normal	fpe		8,0		8,0	8,0		8,0	
Erro de divisão entre 2 dentes consec.	fu		10,0		10,0	10,0		10,0	
Erro de passo total	Fp		32,0		32,0	32,0		32,0	
Desvio de passo sobre 1/8 de volta	Fpz/8		20,0		20,0	20,0		20,0	
Desvio de concentricidade	Fr		22,0		22,0	22,0		22,0	
Varição das espessuras dos dentes	Rs		13,0		13,0	13,0		13,0	
Desvio total na linha dos flancos	F β		7,6		7,6	7,6		7,6	
Desvio angular na linha dos flancos	fH β		9,0		9,0	9,0		9,0	
Desvio de trabalho composto radial	Fi''		28,0		28,0	28,0		28,0	
Erro de salro radial	fi''		10,0		10,0	10,0		10,0	
Desvio de traalho composta tang.	Fi'		34,0		34,0	34,0		34,0	
Erro de snalto tangencial	fi'		13,0		13,0	13,0		13,0	
6 FATORES DE INFLUÊNCIA									
				tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida	
Dinâmica	KV	-	-	1,104	-	-	1,019	-	
Carga transversal para pressão	KH α	-	-	1,027	-	-	1,102	-	
Carga de face para pressão	KH β	-	-	1,310	-	-	1,158	-	
Carga tranversal para flexão	KF α	-	-	1,027	-	-	1,102	-	
Carga de face para flexão	KF β	-	-	1,208	-	-	1,127	-	
Forma do dente	YF	-	1,153	-	1,133	1,200	-	1,620	
Correção de tensão	YS	-	1,880	-	1,870	2,190	-	1,730	
Sensibilidade	Y δ relT	-	0,987	-	0,987	0,987	-	0,987	
Condição superficial do pé	YRrelT	-	0,928	-	0,928	0,928	-	0,928	
Tamanho do dente ref. A flexão	YX	-	1,000	-	1,000	1,000	-	1,000	
Vida útil de flexão	YNT	-	0,874	-	0,871	1,000	-	1,000	
Ângulo de hélice ref. a flexão	Y β	-	-	0,921	-	-	0,921	-	
Forma do flanco	ZH	-	-	1,367	-	-	2,579	-	
Recobrimento do perfil	Z ϵ	-	-	0,728	-	-	0,791	-	
Elasticidade	ZE	$\sqrt{N/mm^2}$	-	189,8	-	-	189,8	-	
Ângulo de hélice ref. A pressão	Z β	-	-	1,011	-	-	0,989	-	
Lubrificação	ZL	-	-	0,981	-	-	1,020	-	
Velocidade	ZV	-	-	1,015	-	-	0,986	-	

Tabela 17 – Comparação de resultados para as engrenagens 3 e 4, par cardan

(conclusão)

Rugosidade dos flancos	ZR	-	-	0,949	-	-	0,959	-
Dureza superficial	ZW	-	-	1,000	-	-	1,000	-
Tamanho do dente ref. A pressão	YX	-	1,000	-	1,000	1,000	-	1,000
Engrenamento indiv. Da roda menor	ZB	-	-	1,000	-	-	1,000	-
Engrenamento indiv. Da roda maior	ZD	-	-	1,000	-	-	1,000	-
Vida útil de pressão sem pites	ZNT	-	0,887	-	0,883	1	-	1
7 VIDAS ÚTEIS			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Mínima requerida	VR	h	-	20000	-	-	20000	-
Flexão (fadiga, fadiga)	VF	h	1,0E+06	-	1,0E+06	1,0E+06	-	1,0E+06
Pressão sem pites	VH	h	1,0E+06	-	1,0E+06	1,0E+06	-	1,0E+06
8 MATERIAIS E TRATAMENTOS			tradicional			KISSsoft™		
Material da roda motora			Aço DIN 34CrNiMo6			Aço DIN 34CrNiMo6		
Material da caixa			Alumínio fundido			Alumínio fundido		
Tratamento térmico da roda motora			Têmpera por indução			Têmpera por indução		
9 DINÂMICA			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Veloc. De deslizamento na cabeça	vg	m/s	6,421	-	6,022	5,242	-	5,015
Velocidade periférica (sobre o dw)	Vt	m/s	-	16,671	-	-	16,670	-
Rotação no maior torque	n	RPM	2100	-	2440	2100	-	2442
Rotação para ressonância crítica	NE	RPM	4034	-	-	5182	-	-
Coefficiente de ressonância [n/NE]	N	-	0,521	-	-	0,493	-	-
Zona de ressonância			subcrítica					
10 CAPACIDADE PELO CRITÉRIO DE FLEXÃO			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Potência máxima de regime	P	cv	162	-	161	162	-	161,7
Potência máxima admissível	PFP	cv	357	-	363	325	-	341
Torque máximo de regime	T	Nm	542	-	465	542	-	466
Torque máximo admissível	TFP	Nm	1193	-	1046	1069	-	965
11 CAPACIDADE PELO CRITÉRIO DE PRESSÃO			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Potência máx. de regime	P	cv	162	-	161	162	-	161,7
Potência máx. admis. s/ pites	PHP	cv	698	-	691	549	-	538
Torque máx. de regime	T	Nm	542	-	465	542	-	466
Torque máx. admis. s/ pites	THP	Nm	2334	-	1989	2005	-	1724
12 TENSÕES DE FLEXÃO			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Tensão fletora efetiva	σ_F	N/mm ²	539	-	527	448	-	432
Tensão fletora admissível	σ_{FP}	N/mm ²	688	-	686	604	-	604
13 PRESSÃO DE HERTZ			tradicional			KISSsoft™		
Característica	not.	unid.	motora	comum	movida	motora	comum	movida
Tensão efetiva de contato	σ_H	N/mm ²	515	-	515	588	-	588
Tensão adm. de contato s/ pites	σ_{HP}	N/mm ²	1064	-	1059	1115	-	1115

Fonte: Autoria própria.

Tabela 18 – Comparação de resultados para o eixo “cardan”

Eixo "cardan" - seção 60mm				
Características	not.	unid.	tradicional	KISSsoft
			valor	valor
Comprimento	h	mm	295	295
Potência aplicada	P	cv	162	162
Torque aplicado	T	Nm	542	542
Velocidade	v	rpm	2100	2100
Material	---	---	AISI 4340	AISI 4340
Torção	ts	°	0,060	0,049
Cargas				
Engrenagem z4				
Carga combinada X e Y	Fr4	N	8053,259	7542,255
Reação nos apoios				
Rolamento 7	R7	N	9673,000	10220,000
Rolamento 5	R5	N	4711,157	4606,000
Rolamento 6	R6	N	3221,304	3068,000
Momento fletor máximo	Mfmax		117759,658	113899,834
Tensão cisalhamento máxima	Sl	N/mm ²	132,667	128,062

Fonte: Autoria própria.

Tabela 19 – Comparação de resultados para a conexão estriada do eixo cardan Ø60

(continua)

CUBO DIN 5480 - N60 x 2 x 28 x 9H					EIXO DIN 5480 - W60 x 2 x 28 x 9f				
Característica	not.	unid.	cubo				eixo		
			tradicional	KISSsoft			tradicional	KISSsoft	
Número de dentes	z	qtde	28	28			28	28	
Módulo	m	mm	2,0	2,0			2,0	2,0	
Ângulo de pressão	α	°	30° 0' 0"	30° 0' 0"			30° 0' 0"	30° 0' 0"	
Diâmetro de pé	df2	mm	60,600 +0,38	60,192	Diâmetro de cabeça	da1	59,600 h11	59,600	
Diâmetro de formação de pé	dFf2	mm	59,670 mín.	59,792	Diâmetro de formação de pé	dFf1	55,930 máx.	55,629	
Diâmetro de cabeça	da2	mm	56,000 H11	56,000	Diâmetro de pé	df1	55,200 -0,28		
Diâmetro de pé	df2	mm	60,600 +0,38	60,192	Diâmetro de cabeça	da1	59,600 h11	59,600	
Diâmetro de formação de pé	dFf2	mm	59,670 mín.	59,792	Diâmetro de formação de pé	dFf1	55,930 máx.	55,629	
Diâmetro de cabeça	da2	mm	56,000 H11	56,000	Diâmetro de pé	df1	55,200 -0,28		

Tabela 19 – Comparação de resultados para a conexão estriada do eixo cardan Ø60

(conclusão)

Diâmetro da esfeça de medição	DM2	mm	3,750	3,750	Diâmetro da esfeça de medição	DM1	4,250	4,250
Distância entre esferas de medição máx. real	M2max	mm	64,560	64,576	Distância entre esferas de medição máx. real	M1max	52,191	52,185
Distância entre esferas de medição mín. real	M2minRe	mm	64,495	64,504	Distância entre esferas de medição mín. real	M1minRe	52,057	52,062

Fonte: Autoria própria.

Tabela 20 – Comparação de resultados para a conexão estriada da engrenagem “z4” Ø100 do eixo cardan

CUBO DIN 5480 - N100 x 2,5 x 38 x 9H					EIXO DIN 5480 - W100 x 2,5 x 38 x 9f				
Característica	not.	unid.	cubo		eixo	not.	unid.	eixo	
			tradicional	KISSsoft				tradicional	KISSsoft
Número de dentes	z	qtde	38	38				38	38
Módulo	m	mm	2,5	2,5				2,5	2,5
Ângulo de pressão	α	°	30° 0' 0"	30° 0' 0"				30° 0' 0"	30° 0' 0"
Diâmetro de pé	df2	mm	100,750 +0,38	100,000	Diâmetro de cabeça	da1	99,500 h11	99,500	99,500
Diâmetro de formação de pé	dFf2	mm	99,570 mín.	99,689	Diâmetro de formação de pé	dFf1	94,930 máx.	94,558	94,558
Diâmetro de cabeça	da2	mm	95,000 H11	95,000	Diâmetro de pé	df1	94,000 -0,28	94,250	94,250
Espaço real máx.	emax	mm	5,306	5,338	espessura efetiva máx.	svmax	5,214	5,201	5,201
Espaço de referência real mín.	emin	mm	5,256	5,267	espessura de referência real máx.	smax	5,184	5,171	5,171
Espaço efetivo mín.	evmin	mm	5,226	5,226	espessura real mín.	smin	5,134	5,121	5,121
folga normal efetiva máx.	jn		0,022	0,083	folga normal efetiva máx.	jn	0,022	0,083	0,083
Diâmetro da esfeça de medição	DM2	mm	5,000	5,000	Diâmetro da esfeça de medição	DM1	5,000	5,000	5,000
Distância entre esferas de medição máx. real	M2max	mm	89,220	89,236	Distância entre esferas de medição máx. real	M1max	104,983	104,995	104,995
Distância entre esferas de medição mín. real	M2minRe	mm	89,101	89,110	Distância entre esferas de medição mín. real	M1minRe	104,902	104,919	104,919

Fonte: Autoria própria.

Tabela 21 – Comparação de resultados para o rolamento 5

Rolamento 5 - fixo de esferas 6312 - 60*130*31				
Características	not.	unid.	tradicional	KISSsoft
			valor	valor
Classificação da carga dinâmica	C10	---	81900	81900
Carga axial	Fy	N	0,000	0,000
Carga radial equivalente	Fe	N	4320,000	4606,000
Vida útil	Ln	horas	54079	44617

Fonte: Autoria própria.

Tabela 22 – Comparação de resultados para o rolamento 6

Rolamento 6 - fixo de esferas 6308 - 40*90*23				
Características	not.	unid.	tradicional	KISSsoft
			valor	valor
Classificação da carga dinâmica	C10	---	40700	40700
Carga axial	Fy	N	0,000	0,000
Carga radial equivalente	Fe	N	3200,000	3068,000
Vida útil	Ln _h	horas	16329	18521

Fonte: Autoria própria.

Tabela 23 – Comparação de resultados para o rolamento 7

Rolamento 7 - de contato angular 3212 - 60*110*36,5				
Características	not.	unid.	tradicional	KISSsoft
			valor	valor
Classificação da carga dinâmica	C10	---	58500	58500
Carga axial	Fy	N	1501,945	1503,000
Carga radial equivalente	Fe	N	9673,000	10220,000
Vida útil	Ln _h	horas	>1000000	>1000000

Fonte: Autoria própria.