



DIMENSIONAMENTO DE UMA CAIXA DE VELOCIDADE DE DUPLA EMBRAIAGEM PARA UM VEÍCULO ELÉTRICO.

BRUNO APARECIDO SOBRINHO

outubro de 2023

DIMENSIONAMENTO DE UMA CAIXA DE VELOCIDADES DE DUPLA EMBRAIAGEM PARA UM VEÍCULO ELÉTRICO.

Bruno Aparecido Sobrinho

2023

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica

isen

P.PORTO

DIMENSIONAMENTO DE UMA CAIXA DE VELOCIDADES DE DUPLA EMBRAIAGEM PARA UM VEÍCULO ELÉTRICO.

Bruno Aparecido Sobrinho

1210196

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Doutor Ramiro Carneiro Martins.

2023

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica

isen

P.PORTO

JÚRI

Presidente

Doutora Elza Maria Morais Fonseca

Professora Coordenadora, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Doutor Ramiro Carneiro Martins

Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Arguente

Doutor Carlos Miguel Da Costa Gomes Fernandes

Professor Auxiliar, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

AGRADECIMENTOS

Agradeço profundamente a Deus e aos orixás por sua inestimável benevolência ao longo desta jornada. Suas divinas forças têm sido um farol a guiar meus passos a cada instante, proporcionando-me a serenidade necessária para encontrar o caminho correto, mesmo quando as sombras da incerteza pairavam.

Minha gratidão à minha irmã, cujo apoio e encorajamento incansáveis me permitiram dar início a esta nova fase de minha vida acadêmica. Sem sua presença e incentivo constante, nada disso teria sido possível.

Ao professor Ramiro, pela sua sabedoria e dedicação incansável à concretização deste estudo. Sua orientação foi fundamental para o desenvolvimento deste trabalho, e sou imensamente grato por sua contribuição valiosa.

Minha eterna gratidão a todos aqueles que, de alguma forma, contribuíram para este trabalho e para o meu crescimento acadêmico.

A você pelo tempo dedicado à apreciação desse trabalho.

Obrigado por fazerem parte desta conquista.

RESUMO

O propósito desse trabalho é realizar o dimensionamento de uma caixa de velocidades para um veículo elétrico. Tendo em conta que as eficiências dos motores elétricos são relativamente altas, há ainda um regime de trabalho em que os motores elétricos não são eficientes, portanto, torna-se necessário o uso de uma caixa de velocidades para otimizar o uso dos motores elétricos. É importante conhecer quais os tipos de veículo elétrico que existem atualmente no mercado, pois, cada tipo de veículo tem características diferentes e conseqüentemente pode-se utilizar caixas de velocidades diferentes. Para esse trabalho foi proposto que a caixa de velocidades de dupla embraiagem, que será destinada apenas para veículos 100% elétrico que resulta em um equipamento mais compacto e simplista. O primeiro passo para o dimensionamento é definir quais as condições de operação em que o veículo será utilizado, podendo ser desde um veículo citadino que atenderá as condições urbanas até um veículo off Road que se destina a utilização em estradas com elevado aclave. A transmissão será destinada a veículo de categoria citadino no qual será utilizado um motor elétrico com potência máxima de 81 kW. A caixa de velocidades possuirá duas relações de transmissão, em que cada relação irá atuar em determinadas condições de operação do veículo. A primeira relação terá como característica alto binário, ou seja, será utilizada em condições de operação severa do veículo e a segunda relação será destinada para obtenção de velocidade. Essa etapa é de suma importância pois é a transmissão que será responsável em elevar e atingir o binário necessário para o automóvel poder deslocar-se. Para realizar o dimensionamento, é recomendado utilizar um software específico que aplique as especificações das normas existentes para cada componente da transmissão. Para isso será utilizado o software KISSsoft® que é um programa de cálculo modular para dimensionamento, otimização e cálculo de verificação de elementos da máquina em conformidade com as normas internacionais. Ao seguir os procedimentos de cálculo descrito em normas, garante-se a fiabilidade e durabilidade do equipamento. A montagem dos elementos dimensionados é uma forma de validar o funcionamento em conjunto de todos os elementos constituintes da caixa de velocidades.

PALAVRAS-CHAVE

Veículo elétrico; Caixa de velocidades; Transmissão; Indústria automotiva.

ABSTRACT

The purpose of this work is to design a gearbox for an electric vehicle. Considering that electric motors are relatively efficient, there is still a range of operating conditions where electric motors are not efficient. Therefore, the use of a gearbox becomes necessary to optimize the use of electric motors. It is important to be familiar with the types of electric vehicles currently available in the market, because, each type of vehicle has different characteristics, and consequently, different types of gearboxes may be used. For this study, it was proposed to use a dual-clutch transmission, which will be designed exclusively for 100% electric vehicles, resulting in a more compact and simplified equipment. The first step in the design process is to determine the operating conditions under which the vehicle will be used, whether it is a city car designed for urban conditions or an off-road vehicle intended for use on steep terrain. The transmission will be intended for city category vehicles in which an electric motor with a maximum power of 81 kW will be used. The gearbox will have two transmission ratios, with each ratio acting under certain operating conditions of the vehicle. The first ratio will be characterized by high torque, that is, it will be used in severe vehicle operating conditions and the second ratio will be used to obtain speed. This step is crucial because the transmission will be responsible for providing part of the power needed for the vehicle to move. To perform the design, it is recommended to use specific software. The advantage of using this type of software is that it incorporates the specifications of existing standards for each component of the transmission. In this case, the KISSsoft® software will be used, which is a modular calculation program for sizing, optimizing, and verifying machine components in accordance with international standards. By following the calculation procedures described in the standards, the reliability and durability of the equipment ensured. The assembly of the designed components is a way to validate the functioning of all the constituent elements of the gearbox when working together.

KEYWORDS

Electric vehicle; Gear box; Transmission; Automotive industry

ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS.....	VII
ÍNDICE DE TABELAS.....	IX
LISTAS DE SIGLAS E SÍMBOLOS	XI
1. INTRODUÇÃO.....	14
1.1. Contextualização	14
1.2. Objetivo	14
1.3. Estrutura do trabalho	14
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	16
2.1. Tipos de veículos elétricos.....	16
2.1.1. Veículos elétricos híbrido.....	16
2.1.2. Veículo híbrido elétrico plugin.....	17
2.1.3. Veículos elétricos a bateria.....	18
2.1.4. Veículo a hidrogênio.....	19
2.2. Motores Elétricos	19
2.2.1. Motor de corrente contínua.....	20
2.2.2. Motor de corrente contínua sem escovas.....	21
2.2.3. Motor de corrente alternada.....	21
2.2.4. Motor de magnetismo permanente.....	22
2.3. Caixas de Velocidade	22
2.3.1. Transmissão Manual.....	24
2.3.2. Transmissão Sequencial.....	25
2.3.3. Transmissão de Dupla Embraiagem	25
2.3.4. Transmissão Continuamente Variável.....	26
2.4. Otimização de Engrenagens.....	27
2.5. Diferenciais	28
3. CARACTERIZAÇÃO DO PROJETO	31
3.1. Veículo	31
3.1.1. Primeira Condição	32
3.1.2. Segunda Condição	33
3.2. Motor.....	33
3.3. Caixa de velocidade	33
3.3.1. Relação de transmissão i_1	34
3.3.2. Relação de transmissão i_2	34
4. DIMENSIONAMENTO	37
4.1. Materiais.....	39
4.2. Engrenagens.....	40
4.3. Veios	44

4.3.1. Veio de entrada	44
4.3.2. Veio intermediário.....	49
4.4. Rolamentos	51
4.5. Lubrificação	52
4.6. Resultados.....	52
4.6.1. Solução i1	52
4.6.2. Solução i2	56
5. MONTAGEM	61
6. CONCLUSÃO.....	68
6.1. Trabalhos futuros	68
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	69
ANEXO A.....	71
ANEXO B.....	73
ANEXO C.....	75
ANEXO D.....	77
ANEXO E	79
ANEXO F	81
ANEXO G.....	95
ANEXO H.....	109
ANEXO I	127
ANEXO J.....	143
ANEXO K.....	165

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Esquematização HEV [2].....	16
Figura 2 – Esquematização PHEV [2].....	17
Figura 3 – Esquematização BEV [2].....	18
Figura 4 – Esquematização FCEV [2].	19
Figura 5 – Componentes principais de um motor elétrico [3].....	20
Figura 6 – Componentes principais de um MCC [5].....	20
Figura 7 – Powertrain distribuído[10].....	23
Figura 8 – Powertrain a) centralizado motor único e b) motor duplo [10].....	24
Figura 9 – Componentes de uma transmissão [13].....	25
Figura 10 – Esquematização DCT [13].....	26
Figura 11 – Elementos de uma transmissão CVT [14].....	27
Figura 12 – Variações de comprimento em função das razões de contato [15].	28
Figura 13 – Componentes de um diferencial [17].	29
Figura 14 – Diagrama de corpo livre [13].....	32
Figura 15 – Faixa de operação motor para i_1	34
Figura 16 – Faixa de operação motor para i_2	35
Figura 17 – Montagem a) veio de entrada b) veio de saída.....	37
Figura 18 – Vista interior da caixa de velocidades a) veio intermediário.....	38
Figura 19 – Relação de transmissão a) i_1 b) i_2 c) i_d	38
Figura 20 – Veio de entrada a) pinhão.....	39
Figura 21 – Veio intermediário a) coroa b) pinhão.....	39
Figura 22 – Desenho técnico engrenagens.....	43
Figura 23 – Veio de entrada. a) veio A. b) veio B.....	44
Figura 24 – Nomenclatura dos parâmetros geométricos [20].	45
Figura 25 – Desenho técnico veio A.....	47
Figura 26 - Desenho técnico veio B.....	48
Figura 27 – Veio intermediário.....	49
Figura 28 – Desenho técnico veio intermediário.....	50
Figura 29 – Tensão equivalente de von Mises no veio de entrada (i_1).....	53
Figura 30 – Tensão de flexão veio de entrada (i_1).....	54
Figura 31 – Tensão equivalente de von Mises no veio intermediário (i_1).....	55
Figura 32 – Tensão de flexão veio intermediário (i_1).....	55
Figura 33 – Veio de entrada secções críticas.....	56
Figura 34 – Tensão equivalente de von Mises no veio A (i_2).	57
Figura 35 – Tensão equivalente de von Mises no veio B (i_2).	57
Figura 36 – Tensão de flexão veio A (i_1).....	58
Figura 37 – Tensão de flexão veio B (i_2).....	58
Figura 38 – Tensão equivalente de von Mises no veio intermediário (i_2).....	59
Figura 39 – Tensão de flexão veio intermediário (i_2).....	59
Figura 40 – Montagem rolamento veio A.....	61
Figura 41 – Montagem do rolamento no mancal.....	61
Figura 42 – Montagem veio intermediário -a) espaçador b) ombro.....	62

Figura 43 – Montagem do rolamento cónico	62
Figura 44 – Montagem do rolamento segundo veio	63
Figura 45 – Montagem do rolamento interno.....	63
Figura 46 – Montagem do segundo veio.....	64
Figura 47 – Ajuste do veio intermediário.....	64
Figura 48 – Tampa de acesso.....	65
Figura 49 – Ponto de acesso para o óleo lubrificante.....	65
Figura 50 – Nível de óleo.....	66
Figura 51 – Desenho técnico montagem	67

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Especificações técnicas dos atuais motores para BEV	21
Tabela 2 - Tabela de eficiência de um motor genérico [10]	22
Tabela 3 – Tabela resumo parâmetros de funcionamento	32
Tabela 4 – Propriedades mecânica	40
Tabela 5 – Parâmetros geométricos das engrenagens	41
Tabela 6 – Parâmetros para as forças das engrenagens	41
Tabela 7 – Parâmetros geométricos das estrias	45
Tabela 8 – Parâmetros de dimensionamento rolamentos.....	51
Tabela 9 – Propriedades dos rolamentos.....	52
Tabela 10 – Detalhamento secção A (i1).....	53
Tabela 11 – Detalhamento secção A e B (i1)	54
Tabela 12 – Tempo de vida rolamentos (i1).....	55
Tabela 13 – Resumo secção A e B.....	56
Tabela 14 – Resumo da secção A (i2).....	58
Tabela 15 – Tempo de vida rolamentos (i2).....	59

LISTAS DE SIGLAS E SÍMBOLOS

Lista de Siglas

ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
P.Porto	Instituto Politécnico do Porto
CAD	<i>Computer-Aided Design</i>
EV	<i>Electric Vehicle</i>
HEV	<i>Hybrid electric vehicle</i>
KERS	<i>Kinetic Energy Recovery System</i>
PHEV	<i>Plug-in hybrid electric vehicle</i>
BEV	<i>Battery electric vehicle</i>
FCEV	<i>Fuel cell electric vehicle</i>
MCC	Motores de Corrente Contínua
MCA	Motores de Corrente Alternada
BLDC	<i>Permanent Magnet Brushless DC Motor</i>
f.e.m	Força eletromotriz
PMSM	<i>Permanent Magnet Synchronous Motor</i>
MT	<i>Manual transmission</i>
AMT	<i>Automated Manual Transmission</i>
DCT	<i>Dual Clutch Transmission</i>
CVT	<i>Continuously Variable Transmissions</i>
rpm	Rotação por minuto
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>

Lista de Símbolos

ϵ_{α}	Razão de condução	
ϵ_{β}	Razão de sobreposição de contato	
F_w	Resistência aerodinâmica	N
F_t	Resistência ao atrito	N
F_{rf}	Resistência a rolagem	N
m_v	Massa do veículo	kg
\varnothing_p	Diâmetro do pneu	m
m_p	Massa de cada passageiro	kg
V	Velocidade do veículo	km/h
V_w	Velocidade do ar	km/h
ρ	Densidade do ar	kg/m ³
A_f	Área frontal do veículo	m ²

C_d	Coeficiente aerodinâmico	
α	Inclinação de rampa	°
f_r	Coeficiente de resistência a rolagem	
F_{tra}	Força trativa	N
g	Gravidade	m/s ²
i_1	Relação de transmissão 1	
T_m	Torque do motor	Nm
i_d	Relação do diferencial	
i_2	Relação de transmissão 2	
σ_{max}	Tensão máxima	MPa
σ_{ced}	Tensão de cedência	MPa
E	Modulo de Young	GPa
ν	Coeficiente de Poisson	
K_A	Fator de aplicação de carga	
m_n	Modulo normalizado	mm
F_a	Força axial	N
a	Distância entre eixos	mm
α_n	Ângulo de pressão	°
β	Ângulo de hélice	°
b	Largura do dente	mm
z	Número de dentes	
i	Relação de transmissão	
x_i	Fator de correção de dentado	
d_a	Diâmetro de cabeça	mm
d	Diâmetro de referência	mm
d_f	Diâmetro de pé	mm
η	Eficiência	
H	Altura do dente	mm
n	Rotação por minuto	min ⁻¹
F_r	Força radial	N
SH	Fator de segurança do flanco	
SF	Fator de segurança do pé do dente	
S_f	Coeficiente de segurança à fadiga	
S_s	Coeficiente de segurança estático	
SB	Coeficiente de segurança à gripagem	
$S\lambda [A]$	Coeficiente de segurança ao <i>micropitting</i>	
D	Diâmetro exterior	mm
C_{0r}	Carga estática	kN
C_u	Carga limite de fadiga	kN

C_r	Carga dinâmica	kN
Y_0	Fator de carga axial estática	
Y_1	Fator de carga axial dinâmica	

1. INTRODUÇÃO

1.1. Contextualização

Embora o carro elétrico seja um assunto atual do nosso século, a sua história precede a todos nós. É difícil definir com precisão o ano em que foi inventado o primeiro carro elétrico, mas costuma-se tomar o ano de 1886 como o marco da invenção desse tipo de veículo. No ano de 1912, o carro elétrico tinha tudo para vencer a disputa de mercado com o carro a gasolina, por ser o mais silencioso, prático e limpo, entretanto em 1920 a indústria petrolífera conseguiu baratear o custo de produção da gasolina e assim alavancando a popularização dos veículos a combustão.

Hoje, o carro elétrico está voltando à disputa. Com a ameaça do aquecimento global e legislações ambientais exigentes ao redor do mundo, a tecnologia está no alvo das fabricantes automotivas.

A venda deste tipo de veículos tem vindo a aumentar, tanto para particulares como para empresas. Em 2021, a venda de veículos elétricos aumentou 69% em Portugal em relação ao ano anterior. Nos dois primeiros meses de 2022 a venda de veículos elétricos cresceu 73,8% face ao período homólogo.

O aumento da oferta de modelos, a maior autonomia e a expansão da rede de carregamento são algumas das razões que explicam a consistência destes crescimentos. Visando reduzir o consumo de energia, e consequentemente aumentando a autonomia dos veículos, torna-se necessário utilizar uma caixa de velocidades para otimizar o funcionamento do motor elétrico.

1.2. Objetivo

Projetar uma caixa de velocidades com embraiagem dupla dedicada a veículo elétrico. A caixa de câmbio será destinada a um veículo cuja utilização será predominantemente em vias urbanas. As engrenagens e rolamentos utilizados nesse projeto deverão atender aos padrões excepcionalmente altos de durabilidade. A vida útil de 20.000 horas, ou vida infinita, é uma meta ambiciosa, uma vez que os veículos elétricos são projetados para operar por longos períodos sem a necessidade de substituição ou manutenção desses componentes. Em quesitos de eficiência, as engrenagens deverão ser capazes de transmitir o movimento de modo que haja pouca perda de potência. Além da eficiência e durabilidade, o conforto do condutor e dos passageiros é um fator a ser considerado. Logo, a redução de ruído na transmissão deve ser garantida de modo que a experiência do utilizador seja excepcional. O equipamento será dimensionado respeitando as normas internacionais dedicadas a cada componente que o constitui, portanto, o *software* de análise KISSsoft® será utilizado com o objetivo de dimensionar, avaliar o desempenho esperado e identificar possíveis melhorias do projeto.

1.3. Estrutura do trabalho

O presente documento foi dividido em 6 capítulos que são:

Capítulo 1 – Introdução, onde é apresentada uma contextualização dos veículos elétricos. Serão também expostos os objetivos e estrutura do trabalho.

Capítulo 2 – Revisão bibliográfica sobre os principais tipos de veículos elétricos, o tipo de motores de acionamento que usam, bem como os tipos de caixas de velocidades usadas para transmitir o movimento às rodas. São também analisados os principais componentes que possam afetar diretamente na constituição de uma caixa de velocidade.

Capítulo 3 – Caracterização do projeto, onde será definida as condições de operação do veículo como velocidade máxima, número de passageiros transportados e capacidade de carga máxima transportada. Apresentação das características técnicas do veículo como a sua motorização, o número de velocidades, as relações de transmissão e as características de acionamento da mesma.

Capítulo 4 – Dimensionamento dos componentes como engrenagens, veios e rolamentos, de modo iterativo bem como a definição dos parâmetros aceitáveis para caracterizar o dimensionamento ideal de cada componente.

Capítulo 5 – Modelagem dos componentes dimensionados no capítulo 4, em ambiente *CAD 3D*. Montagem dos componentes bem como análises de possíveis interferências entre os componentes.

Capítulo 6 – Conclusão e sugestão para trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Tipos de veículos elétricos.

Atualmente há diversas configurações de veículos elétricos, em inglês *electric vehicles* (EVs), no que se refere a tipos de motores, quantidade de motores, fonte de carregamento, caixa de transmissão entre outros. A seguir serão apresentados algumas dessas configurações que são destinadas a EVs.

2.1.1. Veículos elétricos híbrido.

Presentes no mercado há mais de uma década, os veículos híbridos, que também são conhecidos pelo nome em inglês *Hybrid electric vehicles* (HEVs), combinam o uso de um motor a combustão e um motor elétrico. O motor elétrico dá suporte ao motor a combustão em determinadas situações de condução, por exemplo em uma rua com elevador acive, elevada aceleração ou quando o veículo está com sobre carga. Nesse tipo de veículo, a bateria que fornece energia ao motor elétrico não pode ser carregada a rede. Seu carregamento é feito durante a frenagem do carro através de um sistema regenerativo chamado de *Kinetic Energy Recovery System* (KERS) [1].

De uma forma bem simplista, KERS transforma a energia cinética em energia elétrica. Esse sistema transfere a energia do movimento, proveniente da rotação do eixo das rodas, para um gerador e assim finalmente obtendo a energia elétrica.

HEVs tendem a ser menos poluentes pois consomem menos combustível e quanto mais sofisticado é o sistema híbrido maior será o potencial para reduzir emissões [1].

A Figura 1 representa uma configuração típica de um HEV.

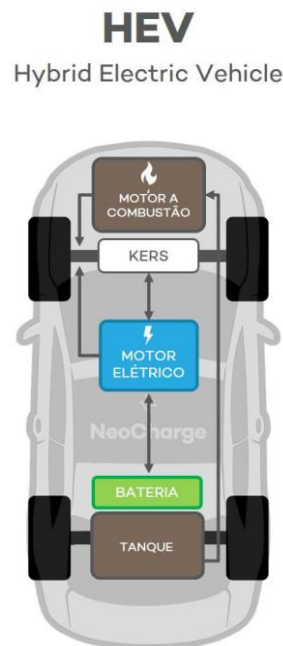


Figura 1 – Esquematização HEV [2].

Há vários modelos, tipos e configuração diferentes de HEVs, desde micro-HEVs até totalmente HEV. No caso do micro-HEVs, o modo de economia de combustível dá-se através de KERS e somente o motor elétrico não é apto para de propulsar o veículo. Já os carros totalmente HEVs, o motor elétrico pode fornecer tração ao veículo de forma independente, isso faz com que o veículo possa cruzar pequenos trajetos em moto totalmente elétrico. Existe também duas configurações de HEVs: paralelos e série. Um carro híbrido paralelo dispõe do motor a combustão e o motor elétrico trabalhando em conjunto para fornecer força trativa ao veículo. Para a configuração em série, também conhecida como divisão de potência, os motores trabalham de forma independente. Podendo ser 100 % elétrico, 100% a combustão ou qualquer valor intermediário entre ambos os sistemas, como por exemplo 30% motor elétrico e 70% a combustão [1].

2.1.2. Veículo híbrido elétrico plugin.

Os carros híbridos *plug-in*, habitualmente chamados de *Plug-in hybrid electric vehicles* (PHEVs), são similares aos HEVs, pois, são movidos por um motor elétrico e um motor de combustão interna, projetado para trabalhar em conjunto ou separadamente. O que distingue um PHEV de um HEV é que em um PHEV a bateria pode ser carregada a rede.

O PHEVs tem uma autonomia menor comparada com o modelo totalmente elétrico, isso porque as baterias de alimentação dos motores tendem a ser menores. As baterias utilizadas em PHEV foram projetadas para viagens de curta distância ou para percurso feito em cidade. Relativamente ao fator poluição, quando os veículos híbridos são operados no modo combustão, podem elevar os níveis de emissão de gases, pois, ao adicionar o peso das baterias eleva o consumo de combustível [1].

A Figura 2 ilustra a esquematização de um veículo PHEV.

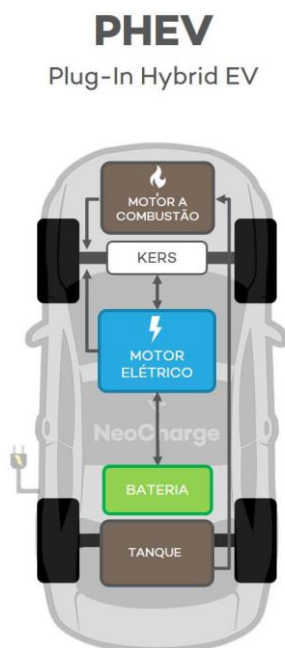


Figura 2 – Esquematização PHEV [2].

2.1.3. Veículos elétricos a bateria.

Os veículos totalmente elétricos, são conhecidos como *Battery electric vehicles* (BEVs), são movidos unicamente por um motor elétrico, utilizando a eletricidade armazenada em uma bateria de bordo. A bateria desse tipo de carro é carregada frequentemente, normalmente conectando o veículo a uma estação de carregamento ligado à rede elétrica. BEVs têm a maior eficiência energética de todos os modelos veículos da categoria veículos eletrificados, pois, tipicamente são capazes de aproveitar cerca de 80% da energia elétrica, armazenada na bateria, em energia de movimento. Um dos fatores que contribui para que o veículo tenha elevada autonomia é que o motor elétrico possui elevada eficiência e a frenagem regenerativa presente nesses veículos fornece ainda mais ganhos de eficiência. KERS ajudam a manter a bateria em um veículo elétrico carregado, convertendo em eletricidade grande parte da energia que normalmente seria perdido como calor através de uma frenagem tradicional. Uma grande desvantagem desse tipo de veículo, quando comparado com os veículos tradicionais, é normalmente precisam muito tempo para recarregar as baterias. Os BEVs possuem grandes baterias para maximizar o armazenamento de energia e permitir que tenha mais autonomia. Por serem excessivamente grandes, as baterias geralmente custam mais do que as que são usados em híbridos. No entanto, os custos da bateria por quilowatt-hora tendem a ser mais baratos para veículos totalmente elétrico. Não há emissões de gases poluente quanto conduz um veículo elétrico a bateria. O maior benefício para o meio ambiente ocorre quando BEV são alimentados por eletricidade de fontes renováveis como barragem, energia eólica, painel solares entre outros. No entanto, há menos emissões mesmo quando a eletricidade vem da mistura média de energia renováveis com combustíveis fósseis, com é usado atualmente na Europa [1].

A Figura 3 ilustra um modelo BEV.

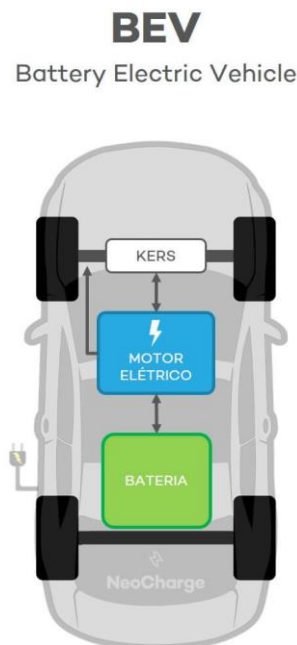


Figura 3 – Esquemática BEV [2].

2.1.4. Veículo a hidrogênio.

Os veículos a hidrogênio, ou *Fuel cell electric vehicles* (FCEVs), também são totalmente movidos por eletricidade. Neste caso, a energia elétrica não é armazenada em uma bateria, mas em vez disso é fornecido por uma célula de combustível que usa hidrogênio de um tanque combinado com oxigênio do ar atmosférico. As principais vantagens de FCEVs comparado com os BEVs são de uma autonomia de condução mais longa e o reabastecimento é feito mais rapidamente, semelhante aos de um veículo convencional. Por causa do tamanho atual e peso das células de combustível, FCEVs são mais adequados para veículos de médios a grande porte e destinado a percorrer longas distâncias [1].

A Figura 4 ilustra a esquematização de um veículo do tipo FCEV.

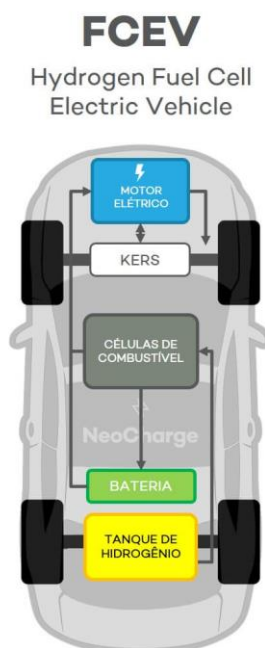


Figura 4 – Esquematização FCEV [2].

2.2. Motores Elétricos

De uma forma geral, motores elétricos são dispositivos que transformam a energia elétrica em energia mecânica e assim, gerando um movimento de rotação. Esse movimento de rotação é gerado através da interação dos campos eletromagnéticos existentes entre o rotor e o estator. O motor elétrico é constituído basicamente por 3 componentes principais: rotor, estator e eixo de transmissão. A Figura 5 ilustra esses componentes.

O estator é um componente fixo do motor. Nele há bobinas de fio de cobre que irão conduzir a corrente elétrica gerando assim um campo magnético.

O rotor é um componente móvel dentro do motor elétrico (estator). No interior do rotor há eletroímã, ou íman permanentes, e os campos magnéticos desses ímanes irão interagir com o campo magnético das bobinas que constituem o estator. Dentro do estator há ainda o eixo de rotação e é esse componente que irá transmitir o movimento de rotação diretamente ao mecanismo ou ainda, como é o caso dos veículos, poderá ser acoplado uma caixa de velocidade.

Aqui serão abordados apenas os principais tipos de motores elétricos usados em EV.

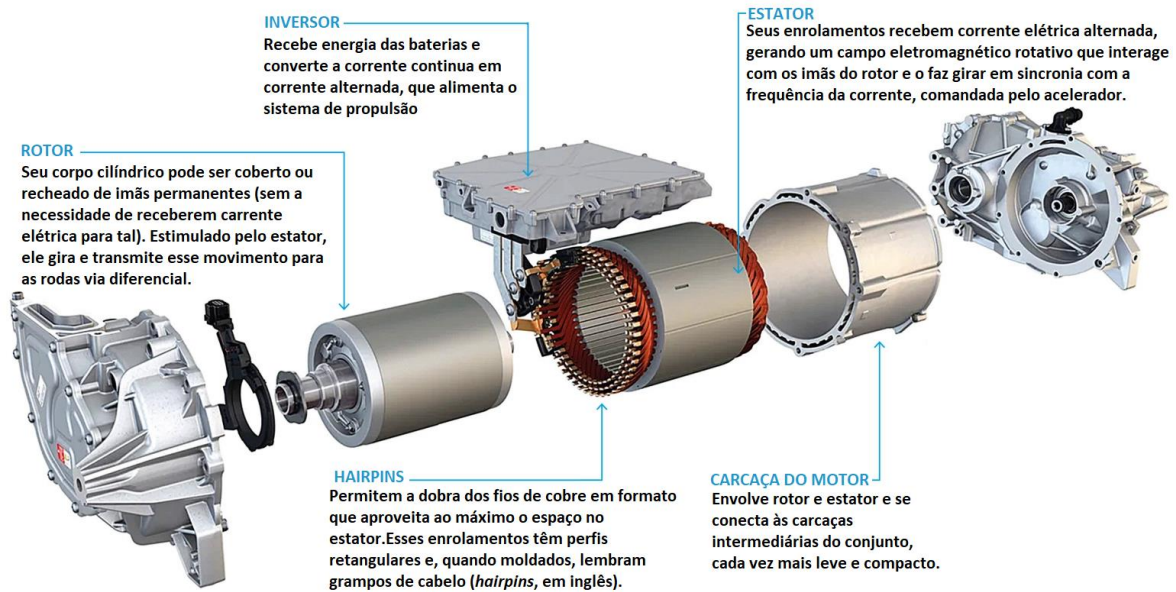


Figura 5 – Componentes principais de um motor elétrico [3].

2.2.1. Motor de corrente contínua.

Motor de corrente contínua (MCC) é usado como motor de tração em veículos elétricos desde o final do século XIX, devido a sua forma simplista de poder controlar sua velocidade. Devido a baixa eficiência, grande peso e pouca fiabilidade devido a escovas e comutadores, fizeram com que os MCC não fossem o mais adequado para veículos elétricos de alta velocidade [4].

Escovas é de uma forma geral, o componente responsável pela transmissão da corrente elétrica do estator para o rotor. A Figura 6 ilustra os componentes deste tipo de motor.

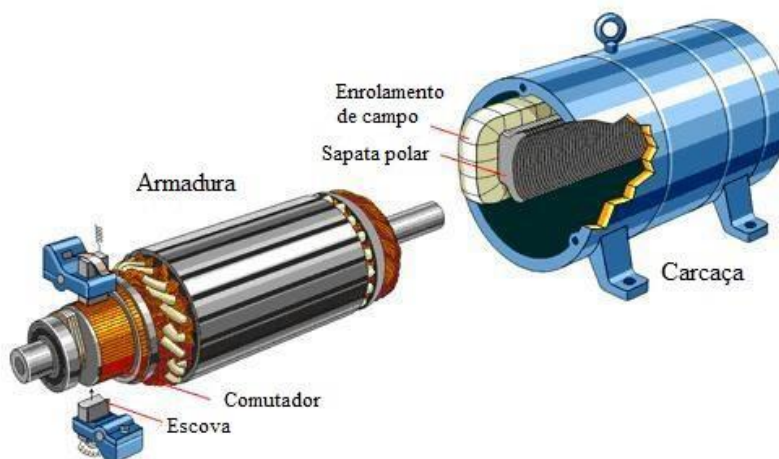


Figura 6 – Componentes principais de um MCC [5].

Relativamente aos custos, MCC têm custos mais elevados do que motor de corrente alternada (MCA). Como o próprio nome sugere, a fonte de alimentação para esse motor é uma fonte de corrente contínua, ou um dispositivo capaz de converter a corrente alternada em corrente

contínua. Estes motores são usados em casos específicos onde a velocidade ajustável e alta precisão são exigidas, ou seja, em aplicações cujos requisitos superam os custos mais elevados [6] e são também usados em veículos elétricos de baixa velocidade, como por exemplo carretas para movimentação de cargas logísticas dentro de plantas empresariais [4].

2.2.2. Motor de corrente contínua sem escovas.

Neste tipo de motor, o rotor não é feito por enrolamentos como nos outros tipos de motores, mas é feito por ímanes permanentes. A corrente elétrica fornecida ao motor, é proveniente de um inversor que recebe corrente contínua e transforma-a em corrente alternada ao estator. *Permanent Magnet Brushless DC Motor* é mais eficiente que os motores de indução pois não há perda de cobre no rotor. Devido ao enfraquecimento de seu campo magnético, a faixa de potência constante é limitada e o torque decresce à medida que a velocidade aumenta. Esse efeito ocorre devido a força eletromotriz de retorno gerada nos enrolamentos do estator. As vantagens desse motor são: leveza, menor volume, melhor dissipação de calor e fiabilidade [7].

2.2.3. Motor de corrente alternada.

Com o princípio de funcionamento semelhante ao MCC, MCA difere-se de um MCC pelo facto de já ser alimentado por uma corrente alternada.

MCA trifásico com um magnetismo permanente é a principal escolha para maioria dos fabricantes de EV. Isso por causa de sua eficiência, tamanho e facilidade de controlar sua velocidade bem como suas características de torque [8].

Após um breve levantamento dos modelos atuais de EV verificou-se de fato a utilização desse tipo de motor. A Tabela 1 a seguir mostra um resumo e algumas características dos veículos das marcas: Dacia (Anexo A); Honda (Anexo B); Hyundai (Anexo C); Kia (Anexo D) e Volkswagen (Anexo E).

Tabela 1 - Especificações técnicas dos atuais motores para BEV

Marca	Modelo	Tipo de Motor	Potencia (KW)	Binário (N)	Aceleração (m/s ²)
Dacia	SPRING	Síncrono permanente íman	33	125	3,05
Honda	Honda e	DC Brushless	100	315	3,09
Hyundai	IONIQ 5	Síncrono permanente íman	160	350	3,75
Kia	e-SOUL	Síncrono permanente íman	204	395	3,52
Volkswagen	ID.3	Magnetismo Permanente	150	310	3,81

2.2.4. Motor de magnetismo permanente.

Permanent Magnet Synchronous Motor (PMSM) possui enrolamento trifásico e íman permanentes em seu estator. Os ímanes podem ser montados na superfície do estator ou embutidos. Os que são embutidos tem maior destaque pois apresentam alto torque de relutância, alta eficiência, alto fator de potência, baixo calor, estrutura simples e baixo ruído e são livres de manutenção, devido à estrutura totalmente fechada. Com o avanço do controle eletrônico de potência, esta configuração de íman tornou-se dominante no motor de tração [4].

2.3. Caixas de Velocidade

Para realizar uma conversão ideal do torque disponível do motor em força de tração do veículo, através de uma ampla gama de velocidades, torna-se necessário implantar uma transmissão automotiva. Uma caixa de velocidade deve fornecer de forma equilibrada ao veículo uma relação de transmissão, promovendo a alteração da aceleração e servir também para melhorar o consumo de combustível. A fiabilidade e a vida útil das caixas de velocidades devem igualmente ser tidas em conta[9].

O desenvolvimento de uma transmissão veicular está relacionado com o tipo de veículo, sua unidade de potência e seu uso pretendido[9].

A ideia de incorporar a transmissão multi-velocidade ao EV é para aumentar a eficiência operacional, mantendo o motor trabalhando em sua região operacional ótima e para garantir a condução e conforto em várias condições de condução semelhantes às dos veículos com motor de combustão interna convencionais. Inserindo multi-engrenagens em EV o powertrain contribui para desempenhos dinâmicos e econômicos dos EVs [10].

O conceito de transmissão multivelocidade em EV é relativamente novo. A pesquisa sobre EVs foi dominada por demandas de tecnologia de motor de tração eficiente, bateria e densidade de energia, duração do carregamento, infraestrutura, etc. Embora a tecnologia de transmissão multivelocidade ainda não esteja presente nos atuais EVs disponíveis comercialmente no mercado, os pesquisadores estão tentando explorar como esse tipo do sistema de transmissão pode contribuir para aumentar a desempenho de VE [10].

Gradativamente as fabricantes estão adotando transmissão com uma única velocidade isso porque reduz o custo, o tamanho da caixa e a perda de energia devido ao peso adicional ao trem de força. No entanto, com o sistema de transmissão de velocidade única, o desempenho do trem de força fica condicionado ao desempenho do motor elétrico, que não é igual em todas as faixas de velocidade [10], [11].

A Tabela 2 mostra a eficiência de um dado motor elétrico para diferentes faixas de rotação e torque.

Tabela 2 - Tabela de eficiência de um motor genérico [10]

Rotação do motor [rpm]	Torque [Nm]										
	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250	260
400	65,0	68,0	67,0	65,0	63,0	62,0	61,0	60,0	67,5	55,0	50,0
1000	80,0	84,5	86,0	85,5	83,5	83,0	82,0	82,0	81,5	81,0	80,5

continuação tabela 2

2000	82,0	88,5	89,4	89,9	89,5	89,2	88,8	88,7	87,5	86,5	86,2
3000	85,0	90,0	91,4	91,9	91,6	92,3	91,5	91,5	91,2	91,0	91,0
4000	86,0	91,0	91,8	92,6	93,1	93,0	-	-	-	-	-
5000	88,0	92,3	93,2	93,7	93,8	-	-	-	-	-	-
6000	79,5	87,0	91,0	91,3	-	-	-	-	-	-	-
7000	74,0	86,0	89,0	90,0	-	-	-	-	-	-	-
8000	73,0	80,0	87,0	-	-	-	-	-	-	-	-
8500	72,0	79,0	86,0	-	-	-	-	-	-	-	-

Em EVs, a transmissão é diretamente acoplada no motor elétrico para transferir o torque do motor e amplificá-lo para as rodas do veículo. O trem de força pode ser classificado como acionamento distribuído e acionamento centralizado com base na localização do motor de tração em EVs [10]. A Figura 7 e a Figura 8 representam a esquematização do acionamento distribuído e centralizado respectivamente.

Há alguns tipos de transmissões que são empregados no sistema de acionamento centralizado. Uma delas é a transmissão de velocidade única ou de acionamento direto, em que a transmissão é acoplada diretamente ao motor de tração para transferir o torque do motor para o veículo rodas e é esse tipo de acionamento que é mais comum em EV [10].

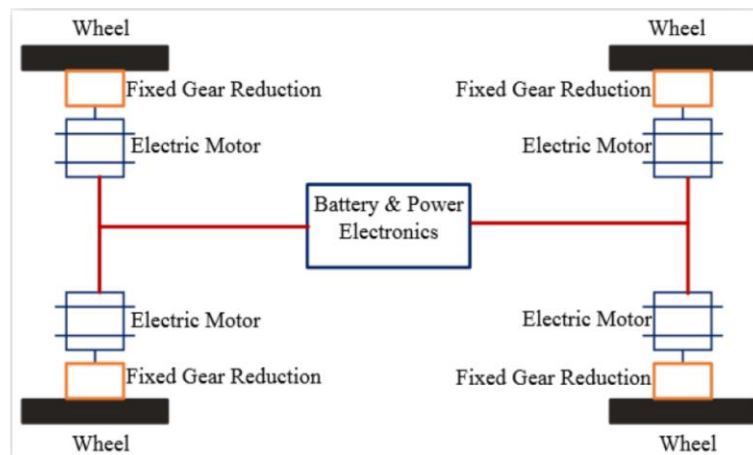


Figura 7 – Powertrain distribuído[10]

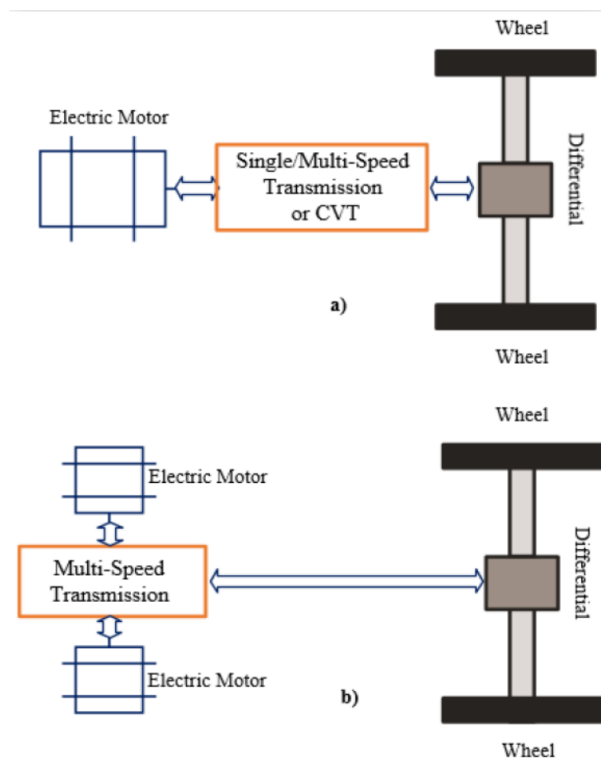


Figura 8 – Powertrain a) centralizado motor único e b) motor duplo [10]

Atualmente nos veículos de passageiros tradicionais, utilizam-se dois tipos de caixa de velocidade: a escalonada e a continuamente variável. Pertencentes ao grupo das caixas escalonadas, podemos ainda encontrar diversos modelos como: transmissão manual, transmissão manual automatizada, dupla embraiagem e automática. Esses modelos de transmissão utilizam engrenagem em sua composição.

2.3.1. Transmissão Manual

A transmissão manual, em inglês *manual transmission* (MT), está presente em muitos mercados entre eles a Europa com a maior parcela. Tanto as engrenagens envolventes quanto o acionamento da embraiagem são feitos manualmente pelo condutor. Transmissões manuais vêm com diferentes números de relações de transmissão. Dependendo da configuração do *powertrain*, diferentes tipos de layouts e números de eixos são usados na sua composição. Baixo custo e boa eficiência são as características que os compradores desse veículo apreciam nesse tipo de transmissão [12].

MT consiste em uma embraiagem, uma caixa de câmbio, uma transmissão final e um eixo de transmissão, como mostrado na Figura 9. A caixa de câmbio oferece várias relações de marcha variando de três a cinco para carros de passageiros muito mais para veículos pesados movidos a gasolina ou motores a diesel [13].

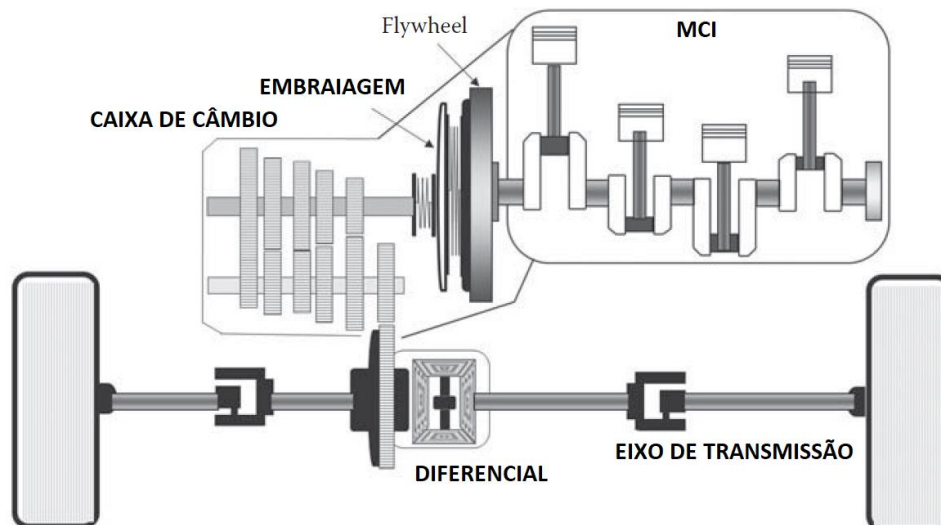


Figura 9 – Componentes de uma transmissão [13]

A velocidade máxima que o veículo pode atingir, é imposta pela relação de transmissão mais alta da caixa de velocidade. Oposto a isso temos a menor relação de transmissão que oferece mais força trativa ao veículo. As relações entre essas duas situações devem ser combinadas de tal forma que seja fornecida tração-velocidade o mais próximo do ideal para operação do veículo. Exemplificando, a caixa de velocidade deve ser projetada de tal forma que suas relações de transmissões façam com que o motor trabalhe sempre na zona de maior eficiência [13].

2.3.2. Transmissão Sequencial.

A transmissão manual sequencial, em inglês *Automated Manual Transmission (AMT)*, emprega sistema servo, controlados por computador, para alterar automaticamente as relações de transmissão das caixas de câmbio sincronizadas.

Para trocar de marcha, são necessárias embraiagens para interromper o fluxo de potência entre o motor e a caixa de câmbio. Portanto, uma AMT consiste em embraiagens de fricção, caixa de câmbio (semelhantes às transmissões manuais), servomecanismo de mudança de marcha e uma unidade de controle de transmissão. AMT trabalham em modo totalmente automático, econômico ou esportivo. Geralmente têm melhor desempenho na troca de marchas e economia de combustível do que as caixas de câmbio manuais com a conveniência das transmissões automáticas [13].

2.3.3. Transmissão de Dupla Embraiagem

As transmissões de dupla embraiagem já estavam sendo desenvolvidas desde a década de 1940. A intenção era equipar veículos comerciais e pesados com tecnologia que proporcionasse uma condução sem interrupção de energia na mudança de marcha. A produção em série dessa transmissão não foi iniciada. Somente na década de 1980, a Porsche e a Audi retomaram esse conceito de transmissão e desenvolveu uma transmissão de dupla embraiagem para carros de corrida [14].

Transmissão de dupla embraiagem, conhecida também como *Dual Clutch Transmissions* (DCT), funciona semelhante as AMT. A diferença está na embraiagem que aqui tem o princípio de transmissão por dupla embraiagem e é baseado na ideia de duas subcaixas de câmbio independentes, cada uma conectada ao motor por meio de sua própria embraiagem. Uma subcaixa contém as marchas ímpares (1, 3, 5...) e a outra as marchas pares (2, 4, 6...) [13], [14]. A Figura 10 ilustra a esquematização desse tipo de transmissão.

Há dois tipos de embraiagem utilizada nesse tipo de transmissão: húmida ou seca. Nas embraiagens húmidas é necessário um sistema hidráulico para acionar a embraiagem e simultaneamente resfriá-la. Ambas as embraiagens geram perdas por atrito, mas a embraiagem seca gera mais perdas. Para vencer a inercia do sistema hidráulico é necessário uma relação de transmissão mais baixa inicialmente fazendo com que eleve o torque. É por esse motivo que muitas vezes há uma relação de transmissão a mais nas caixas de velocidade [14].

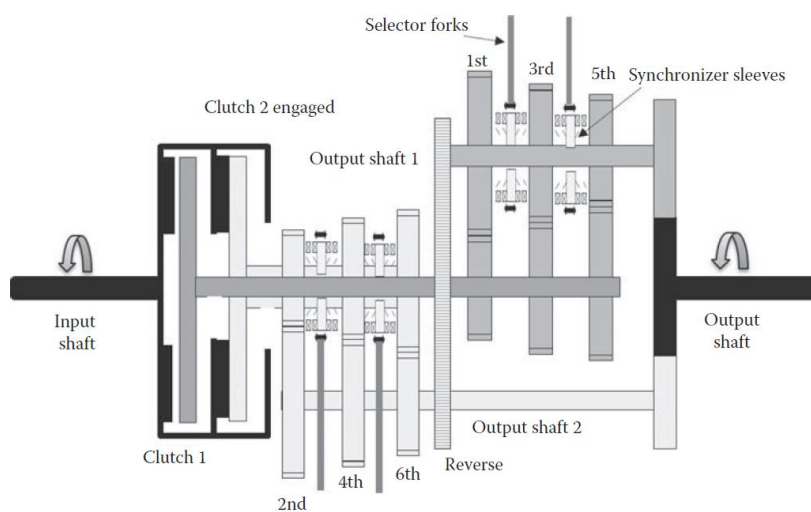


Figura 10 – Esquematização DCT [13].

Tendo como vantagem e ao mesmo tempo desvantagem, em uma DCT seca, é que há uma perda de torque por arrasto mínimo para a embraiagem. A desvantagem é que o calor gerado pelo atrito não será dissipado pelo óleo, como acontece com as embraiagens húmidas. Seja embraiagens seca ou húmida, em termos de capacidade de torque, operam em aproximadamente 300 Nm. Para motores com torque relativamente baixo, as fabricantes optam por embraiagem a seco, já para torque elevados, embraiagem húmida [14].

2.3.4. Transmissão Continuamente Variável.

Uma transmissão continuamente variável, também conhecida como *Continuously Variable Transmissions* (CVT), tem uma relação de transmissão única, mas que pode variar continuamente dentro de uma determinada faixa, proporcionando assim, um número infinito de relação de transmissão. A continuamente variável, permite transmitir qualquer velocidade e torque do motor em qualquer velocidade e torque para a roda. Portanto, é possível atingir um perfil de torque-velocidade ideal obtendo assim uma faixa de potência constante. O CVT é comumente usado em automóveis de passageiros. Utilizando-se de um conjunto de polia e correia, uma das polias é conectada ao eixo do motor, enquanto o outro está conectado ao eixo de saída e uma correia une

as duas polias. A distância entre metade das duas meias polias pode ser variada, variando assim o diâmetro efetivo no qual a correia esta em contato [13].

A Figura 11 ilustra o funcionamento CVT. Ao considerar a polia superior conectada ao eixo do motor temos: a) uma relação de transmissão baixa visto que o afastamento das polias tende a aumentar diminuindo assim o diâmetro. Em b) uma relação de transmissão alta pois a polia superior tende a unir aumentando seu diâmetro.

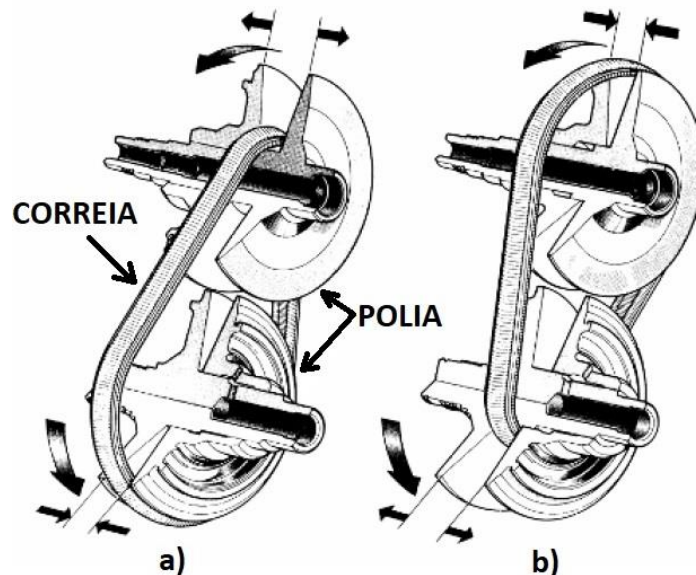


Figura 11 – Elementos de uma transmissão CVT [14].

Uma das desvantagens dessa transmissão era afetada pelo limitado contato adesivo correia-polia. O design foi aprimorado com cintas metálicas que proporcionam maior solidez e melhor contato [13].

2.4. Otimização de Engrenagens

Um dos fatores que pode contribuir para o aumento da vida útil, é realizar o dimensionamento adequado das engrenagens. De acordo com [15], durante o engrenamento, ocorrem variações na rigidez das engrenagens, causando vibração e ruído. Existem diversas maneiras de se reduzir a vibração, e uma delas é através da razão de condução das engrenagens. Marques [16] desenvolveu um modelo matemático que descreve a variação da rigidez de um par de engrenagens através da variação do comprimento total da linha de engrenamento nos vários dentes em contato. Logo, ao minimizar as variações do comprimento total da linha de engrenamento, diminui-se a variação da rigidez do engrenamento e conseqüentemente as forças dinâmicas no contacto entre os dentes da engrenagem. A Figura 12 ilustra as variações do comprimento de contato em função das razões de contato ϵ_α e ϵ_β

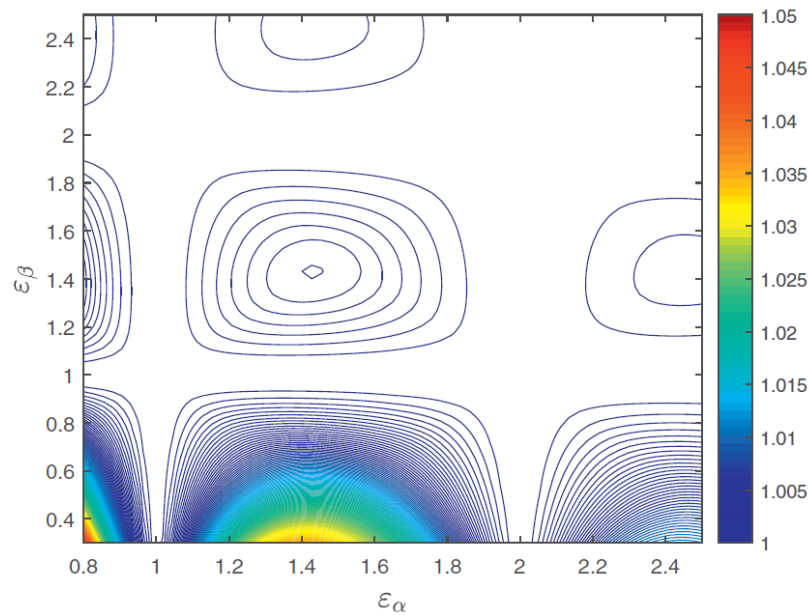


Figura 12 – Variações de comprimento em função das razões de contato [15].

Certo afirmar que, variações de comprimento são nulas quando ε_α e/ou ε_β possuir um valor igual a um número inteiro positivo [15].

Através de um algoritmo desenvolvido por [15], foi possível otimizar um par de engrenagens, de modo iterativo, em função de ε_α e ε_β . Como resultado obtiveram dois tipos de engrenagens que sendo uma classificada como robusta e outra como eficiente. Nas engrenagens robustas, o ângulo de hélice das engrenagens são maiores e isso permite haver maior densidade de potencia na transmissão. Os coeficientes de segurança para o flanco e para o pé do dente dessas engrenagens são maiores. Em contrapartida, nas engrenagens robustas a perda de potência é maior. Para as engrenagens eficientes ocorre o oposto das engrenagens robustas pois, os ângulos de hélice são menores, os coeficientes de segurança e as perdas de potência são menores. Quando analisada a rigidez de cada uma delas, a engrenagens robusta possui maior valor de rigidez e menor variação ao longo do engrenamento. Ao comparar as variações de rigidez das engrenagens, as engrenagens eficientes têm uma pequena desvantagem pois as mesmas apresentam pequenas variações em sua rigidez ao longo do engrenamento.

2.5. Diferenciais

Diferenciais são dispositivos usados para compensar a velocidade e/ou distribuir o torque nas rodas do veículo. A força de tração deve ser distribuída uniformemente para ambas as rodas, com um diferencial central. Outra distribuição também pode ser desejada, devido a requisitos de dinâmica ou de direção, ou ainda devido à configuração do veículo com diferentes tamanhos de roda no eixo dianteiro e traseiro. O torque de entrada é dividido de acordo com os rácio dos conjuntos de engrenagens nos eixos de saída. Com a mesma relação de transmissão, a distribuição de torque é feita igualmente em ambas as rodas [12].

A Figura 13 ilustra os componentes de um diferencial.

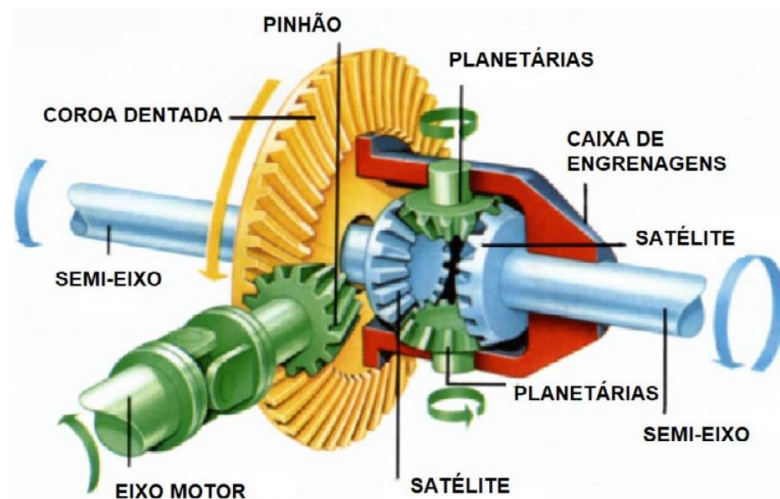


Figura 13 – Componentes de um diferencial [17].

O torque proveniente da transmissão, aciona o eixo motor que junto a ele tem um pinhão que por sua vez aciona a coroa. Ao acionar a coroa, a mesma aciona o semi-eixo que está acoplado a ela, e através das planetárias transfere o torque ao outro semi-eixo.

Dependendo da configuração do trem de força, os diferenciais são integrados em transmissões ou são projetados como acionamentos de eixo [12].

Quando as forças de atrito de uma das rodas motrizes são diferentes, as forças propulsivas transmitidas à superfície da estrada para ambas as rodas motrizes dependem da menor força de atrito das duas [14]. Em outras palavras isso quer dizer que quando uma roda está a patinar não exerce força de atrito para movimentar o veículo e somente a roda que esta aderente ao solo transmite o torque, mas esse torque não será suficiente para movimentar o veículo. Para solucionar esse problema foram criadas algumas soluções do tipo:

- Bloqueio do diferencial, que pode ser feito manualmente ou automaticamente por meios mecânicos, magnéticos, pneumáticos ou hidráulicos, e bloqueia qualquer ação compensadora bloqueando 100% a unidade diferencial. A utilização desse sistema de controle de tração é, adequado quando há tração inadequada para uma roda ou um eixo, e esse bloqueio deve ser automático e temporário [14].
- Usando diferenciais autoblocantes, que são diferenciais com ação compensadora. Isso permite que eles transmitam torque à roda ou eixo, mesmo quando a outra roda ou eixo está girando devido à falta de aderência [14].
- Usando freios diferenciais ativados externamente. Esses sistemas geralmente são controlados por processador e ativados hidráulicamente ou eletromecanicamente, e a intensidade de travamento pode variar dentro de uma ampla faixa, geralmente de 0 a 100%, devido as condições de condução, normalmente sendo destravado ou apenas levemente travado.
- Por combinações das soluções acima [14].

3. CARACTERIZAÇÃO DO PROJETO

A idealização do projeto consiste em dimensionar uma caixa de velocidades de dupla embraiagem para veículo elétrico. A caixa será implementada em automóveis destinados a circulação dentro da cidade, os cidadãos. O projeto deverá ter como premissa: fiabilidade, eficiência, baixo custo e que seja compacta. Portanto, algumas das tecnologias aqui utilizada, será de conhecimento universal e bastante difundida na área automotiva e industrial. Antes de iniciar o dimensionamento é necessário ter alguns dados iniciais como: condições de operação do veículo, regime de trabalho do motor elétrico e materiais disponíveis para fabricação das peças.

3.1. Veículo

Como ponto inicial do desenvolvimento do projeto, foi definido algumas condições de operação do veículo. Na primeira condição o automóvel, deverá ser capaz de transportar no máximo 5 pessoas de aproximadamente 90 kg, atingir a velocidade máxima de 40 km/h e superar um aclive de 17°.

Para a segunda condição, o veículo deverá transportar 5 pessoas, obter a velocidade máxima de 140 km/h e superar um aclive de 2°. Em ambas as condições, foram sobrestimados todos os parâmetros a fim de o veículo ter força trativa suficiente para superar as condições, severas, de operação.

Conforme [13], a força trativa necessária para deslocar o veículo deve ser maior que as forças resistivas do veículo. As forças resistivas são: aerodinâmica (F_w), ao atrito (F_t) e a rolagem (F_{rf}, F_{rd}).

Os valores dessas forças estão condicionados a alguns fatores, por exemplo, a força de resistência a rolagem depende principalmente das propriedades viscoelásticas dos compostos da borracha utilizados na fabricação dos pneus. Ao rolar o pneu ele acaba por deformar-se devido a carga exercida sobre ele e torna-se plano ao entrar em contato com o chão [18]. Quanto maior essa deformação, maior será a área de contato entre pneu e o chão e maior será a o coeficiente a rolagem desse veículo. Outro fator que contribui para o aumento do coeficiente é a pressão de insuflamento dos pneus. De acordo com o estudo realizado por [19] ao aumentar a pressão dos pneus de uma bicicleta de 150kPa para 600kPa houve uma redução de 50% no coeficiente a rolagem e de 150kPa para 1200kPa uma redução de 62%. A força de resistência aerodinâmica, ou arrasto aerodinâmico, depende essencialmente da velocidade do veículo e de sua área frontal. De uma maneira simplista o arrasto aerodinâmico surge sempre que um objeto se desloca sob um fluido. Os parâmetros de velocidade e área frontal, são difíceis de ser modificados em um automóvel, mas é possível minimizar o arrasto com um terceiro parâmetro, a geometria. Dependendo da geometria, um objeto pode escoar mais facilmente através de um fluido diminuindo assim o arrasto.

A Figura 14 ilustra a atuação das forças e na Tabela 3 o resumo dos parâmetros e características técnicas do veículo.

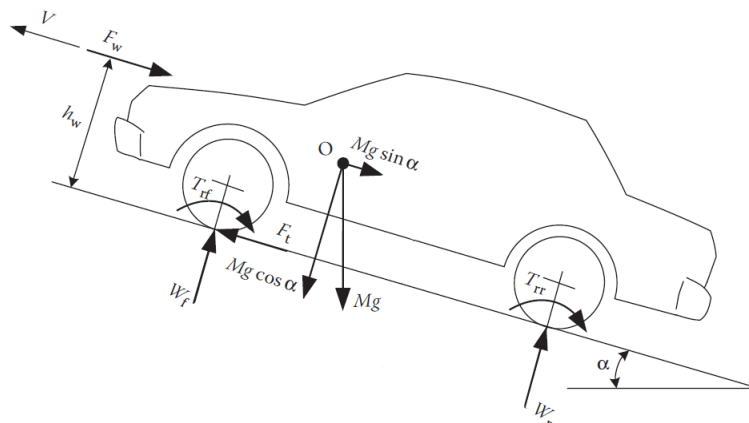


Figura 14 – Diagrama de corpo livre [13].

Tabela 3 – Tabela resumo parâmetros de funcionamento

	Primeira condição	Segunda condição
m_v (kg)	1700	1700
Número de passageiros	5	5
ϕ_p (m)	0,66	0,66
m_p (kg)	90	90
V (km/h)	40	140
V_w (km/h)	20	20
ρ (kg/m ³)	1,27	1,27
A_f (m ²)	2	2
C_d	0,2	0,2
α (°)	17	2
f_r	0,015	0,015
F_w (N)	70,56	501,73
F_t (N)	6166,56	736,08
F_{rf} (N)	302,55	316,18
F_{tra} (N)	6539,66	1553,99

3.1.1. Primeira Condição

Para obter as forças resistivas, é necessário ter algumas informações técnicas que variam para cada modelo de veículo. Portanto, utilizou-se valores médios para cada variável das equações.

Através da equação (3.1.1.1) é possível determinar a resistência aerodinâmica.

$$F_w = \frac{1}{2} \rho A_f C_d \left(\frac{V}{3,6} - \frac{V_w}{3,6} \right)^2 \quad (3.1.1.1)$$

Onde, ρ , é a densidade do ar, A_f , corresponde a área frontal do veículo, C_d , coeficiente aerodinâmico, V , velocidade do veículo e V_w , velocidade do ar. Quanto a velocidade do ar, deve-se ter atenção quanto ao sentido do vento. Ventos em sentido oposto ao sentido do veículo, deve-se adicionar a velocidade negativa a equação e positiva para mesmo sentido. Assumindo o valor de 1,2 para ρ , A_f igual a 2, C_d igual a 0,2 [13], 40 para V e 20 para V_w , obtém-se um valor final de 70,56 (N).

Com a equação (3.1.1.2) determina-se a resistência ao atrito.

$$F_t = \left(m_v + \sum_{i=1}^5 m_p \right) g \sin \alpha \quad (3.1.1.2)$$

Onde, m_v , representa a massa do veículo, m_p , massa dos passageiros, g , gravidade e α angulo de inclinação da rampa. Assumindo os valores de 1700, 90, 9,81 e 17 para m_v , m_p , g , α , respectivamente obtém-se um resultado de 6166,56 (N).

Para determinar a resistência ao rolamento, utiliza-se a equação (3.1.1.3).

$$F_{rf} = \left(m_v + \sum_{i=1}^5 m_p \right) g f_r \cos \alpha \quad (3.1.1.3)$$

Onde f_r é o coeficiente de resistência a rolagem. Assumindo o valor de 1700, 90, 9,81, 0,015 e 17 para m_v , m_p , g , f_r , α , respectivamente obtém-se um resultado de 302,55 (N).

Portanto a força trativa necessária para essa condição, representam a somatória das forças apresentada cujo valor é de 6539,66 (N).

3.1.2. Segunda Condição

Utilizando novamente as equações (3.1.1.1), (3.1.1.2) e (3.1.1.3) para obter F_w , F_t e F_{rf} respetivamente para a segunda condição. Nesta condição, será utilizado um valor de 140 para V e 2 para α , obtendo assim os valores de 501,73 (N) para F_w , 736,08 (N) para F_t e 316,18 (N) para F_{rf} .

Somando novamente as forças para essa condição de operação, obtém-se o valor final de 1533,99 (N).

3.2. Motor

Outro aspecto importante é conhecer as características de acionamento da caixa de velocidade, como binário, potência e eficiência. Logo, utilizou-se os dados da Tabela 2 como referência para caracterizar o acionamento. Optou-se também por utilizar apenas as faixas de rotação e torque com eficiência acima de 90%.

3.3. Caixa de velocidade

Para a caixa de velocidades, optou-se em ter duas relações de transmissão, uma para cada condição de operação do veículo. Por consequência, a dupla embraiagem ficará responsável pelo acionamento de cada uma das relações de transmissão. Cada relação de transmissão está condicionada a cada uma das condições de operação do veículo mencionada no capítulo 3.1. Para determinar as relações de transmissão é necessário ter os valores de rotação e torque no veio de entrada da caixa e os valores de torque e rotação que deseja-se obter na saída da caixa. No caso de uma transmissão automotiva esses valores correspondem a motorização e as forças resistivas respectivamente.

3.3.1. Relação de transmissão i_1

A relação de transmissão i_1 será responsável pela primeira condição de operação do automóvel e também por superar a inércia do veículo. Nesse caso a programação na mecatrónica será responsável por identificar qual a relação de transmissão que será utilizada e realizar a mudança de forma automática. Como a condição de operação 1 necessita de mais força para operar o veículo, foi selecionado uma faixa de operação do motor em que tivesse alto torque, alta eficiência e que a rotação não fosse tão elevada. Então, optou-se por utilizar 150 Nm e 4000 rpm. A Figura 15 representa a faixa de operação do motor para a relação de transmissão i_1 .

		Potência do motor (kW)					81,68					
		Potência consumida (kW)					62,83					
Torque Rotação		25	50	75	100	125	150	175	200	225	250	260
	400		65,0	68,0	67,0	65,0	63,0	62,0	61,0	60,0	67,5	55,0
1000		80,0	84,5	86,0	85,5	83,5	83,0	82,5	82,0	81,5	81,0	80,5
2000		82,0	88,5	89,4	89,9	89,5	89,2	88,8	88,7	87,5	86,5	86,2
3000		85,0	90,0	91,4	91,9	91,6	92,3	92,2	91,5	91,2	91,0	91,0
4000		86,0	91,0	91,8	92,6	93,1	93,0	92,6				
5000		88,0	92,3	93,2	93,7	93,8						
6000		79,5	87,0	91,0	91,0							
7000		74,0	86,0	89,0	90,0							
8000		73,0	80,0	87,0								
8500		72,0	79,0	86,0								

Figura 15 – Faixa de operação motor para i_1

Portanto, para determinar i_1 utiliza-se a equação (3.3.1.1).

$$F_{tra} = T_m i_1 i_d \frac{\phi_p}{2} \quad (3.3.1.1)$$

Em que F_{tra} é a força trativa desejada, T_m , torque do motor, i_d , relação de transmissão do diferencial. Para o diferencial utilizou-se um valor 3,86 que corresponde um valor utilizado na indústria automotiva. Por último ϕ_p , que representa o diâmetro exterior do pneu. Nos veículos elétricos, é comum utilizar jantes de 16" ou superior, portanto, o pneu selecionado foi o modelo 205/55 R17 que possui um diâmetro exterior de aproximadamente 0,66 m. Com isso obtém-se um valor de 3,7 para i_1 .

3.3.2. Relação de transmissão i_2

Utilizando as condições de operação 2 e novamente a equação (3.3.1.1) pode-se obter a relação de transmissão i_2 . Nessa etapa foi utilizado a faixa de 100 Nm e 5000 rpm. A Figura 16 representa a faixa de operação do motor para a relação de transmissão i_2 . Substituindo os valores na equação (3.3.1.1) obtém-se o valor de 1,3 para i_2 .

		Potência do motor (kW)				81,68						
		Potência consumida (kW)				52,36						
Torque	Rotação	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250	260
		400	65,0	68,0	67,0	65,0	63,0	62,0	61,0	60,0	67,5	55,0
1000	80,0	84,5	86,0	85,5	83,5	83,0	82,5	82,0	81,5	81,0	80,5	
2000	82,0	88,5	89,4	89,9	89,5	89,2	88,8	88,7	87,5	86,5	86,2	
3000	85,0	90,0	91,4	91,9	91,6	92,3	92,2	91,5	91,2	91,0	91,0	
4000	86,0	91,0	91,8	92,6	93,1	93,0	92,6					
5000	88,0	92,3	93,2	93,7	93,8							
6000	79,5	87,0	91,0	91,0								
7000	74,0	86,0	89,0	90,0								
8000	73,0	80,0	87,0									
8500	72,0	79,0	86,0									

Figura 16 – Faixa de operação motor para i_2

4. DIMENSIONAMENTO

Após a definição de algumas premissas para o projeto, a etapa seguinte foi de dimensionamento de engrenagens, dimensionamento de veios, seleção de rolamentos e seleção de lubrificante. Para realizar o dimensionamento foi utilizado o *software Kisssoft*. Esse *software* realiza o dimensionamento conforme as normas existentes para cada componente e dispõe de um banco de dados com informações técnicas de matérias, óleo lubrificante, rolamentos, processos de fabrico entre outros. Ao realizar os cálculos, o *software* também calcula outras soluções realizando pequenas alterações nas variáveis de projeto definidas pelo usuário e isso torna a ferramenta dinâmica e iterativa. Portanto, os resultados aqui apresentados serão apenas a solução final resultante de todas essas iterações.

Da Figura 17 à Figura 19 ilustram a montagem do equipamento. No capítulo 5 será abordado com detalhes as etapas de montagem.

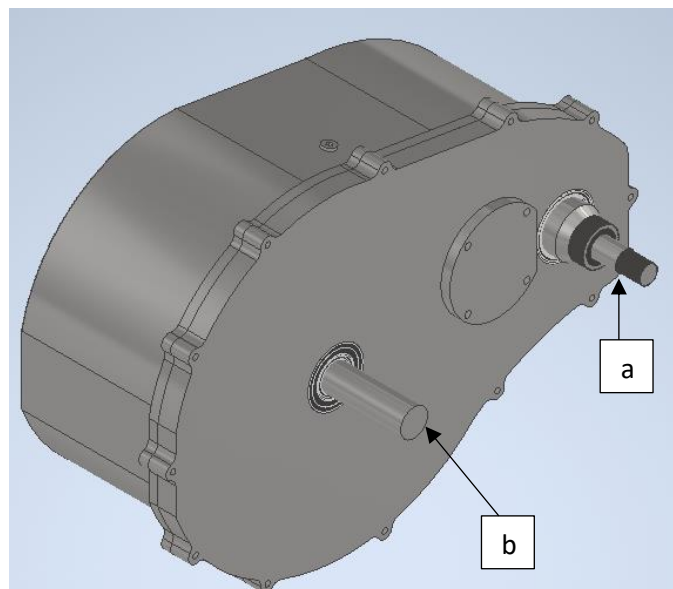


Figura 17 – Montagem a) veio de entrada b) veio de saída

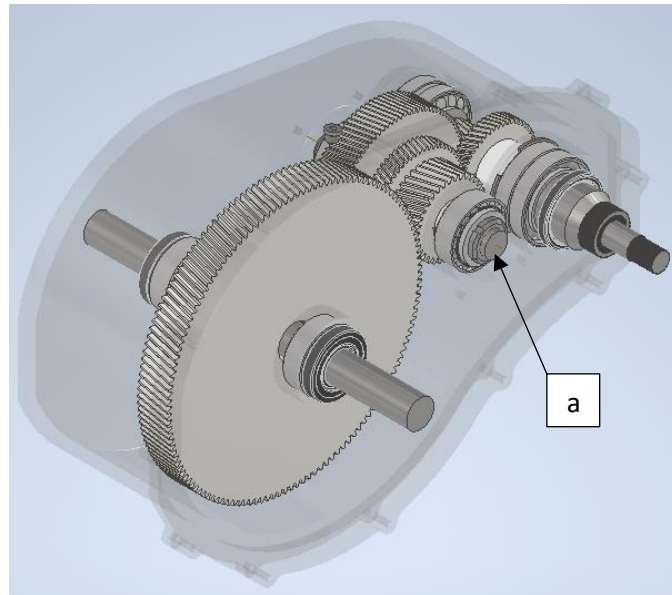


Figura 18 – Vista interior da caixa de velocidades a) veio intermediário

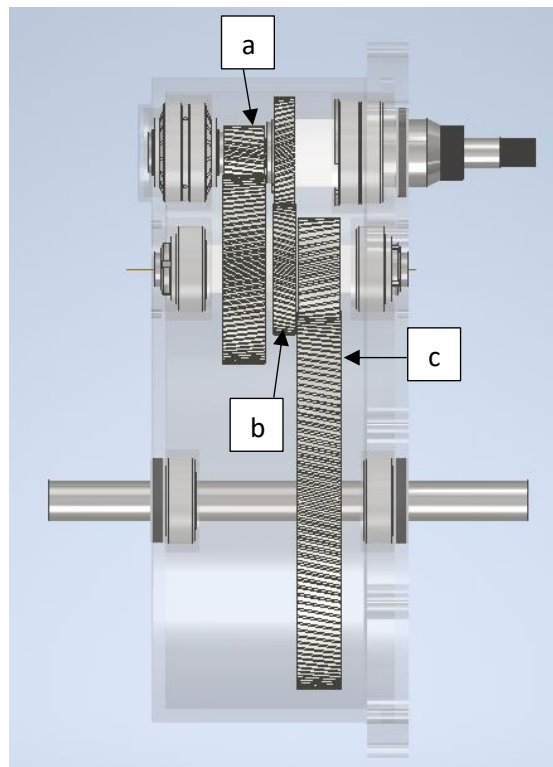


Figura 19 – Relação de transmissão a) i_1 b) i_2 c) i_d

Na Figura 20 é apresentado o veio de entrada. Nele será adicionada os pinhões da relação de transmissão i_1 e i_2 . O pinhão localizado a esquerda da imagem representa o pinhão da relação i_1 e o pinhão localizado a direita o pinhão de i_2 .

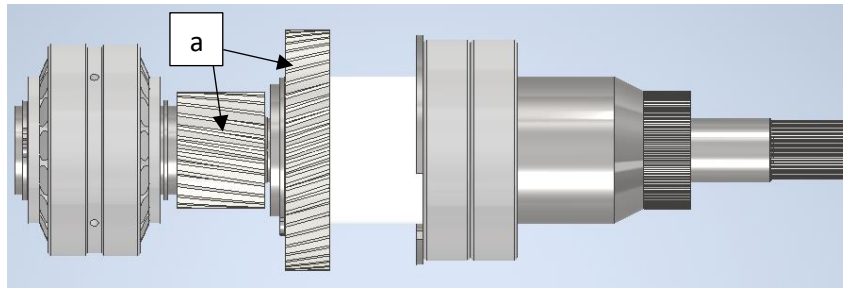


Figura 20 – Veio de entrada a) pinhão

Na Figura 21 tem-se o veio intermediário, que serão adicionados as coroas de cada relação de transmissão e o pinhão de i_d . As coroas estão montadas nas respectivas posição de seus pinhões e localizado a direita o pinhão de i_d .

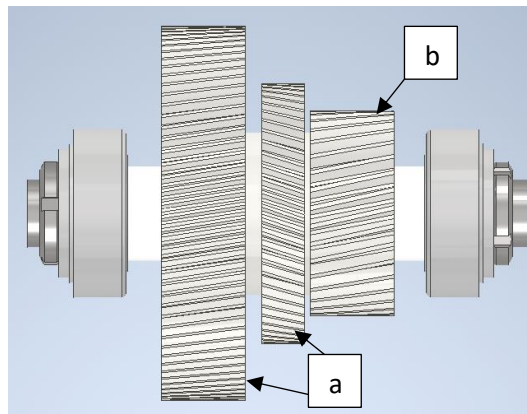


Figura 21 – Veio intermediário a) coroa b) pinhão

4.1. Materiais

Os materiais utilizados para o dimensionamento de engrenagem e veios deverão ser em aço especialmente destinado para cada aplicação. No caso das engrenagens, por exemplo, o material deverá ter elevada resistência mecânica e permitir uma dureza superficial muito alta de modo a minimizar a massa das engrenagens e maximizar a densidade de potência, garantindo uma elevada resistência ao desgaste. Selecionar o aço adequado, também garante a durabilidade e a confiabilidade do sistema de transmissão do veículo elétrico.

Após uma consulta a um dos fabricantes de aço nacional, foi selecionado o aço 18CrNiMo7-6 para o fabrico das engrenagens e o aço 31CrMo12 que será utilizado para o fabrico dos veios. Ambos os aços selecionados possuem excelentes propriedades mecânicas permitindo aumentar a densidade de potência da transmissão.

O aço 18CrNiMo7-6 é um material amplamente utilizado em aplicações que exigem alta resistência mecânica, tenacidade e resistência ao desgaste. Ele pertence a categoria dos aços ligados, que significa que contém alguns elementos de liga em sua composição química para melhorar suas propriedades. Os elementos são: cromo, níquel e molibdênio. Este aço permite o endurecimento superficial por cementação. O aço 31CrMo12 é similar ao 18CrNiMo7-6, isto é, também pertence a classe dos aços ligados e possui cromo e molibdênio em sua composição, no entanto é mais indicado para o endurecimento por nitruração.

Na Tabela 4 são apresentadas as propriedades mecânica de ambos os materiais.

Tabela 4 – Propriedades mecânica

	σ_{max} (MPa)	σ_{ced} (Mpa)	E (GPa)	ν	Dureza
18CrNiMo7-6	1200	850	206	0,3	61 (HRC)
31CrMo12	1030	835	206	0,3	800 (HV)

4.2. Engrenagens

Iniciando a utilização do *software*, a primeira etapa dessa fase é selecionar a norma que será adotada para a realização dos cálculos, que neste trabalho foi a norma DIN 3990 part 41. Essa norma é destinada a caixas de velocidades para automóveis.

Cada relação de transmissão foi dimensionada de forma individual, portanto, foram adicionados valores de rotação, torque, e relação de transmissão definidos no capítulo 3.3.1 e 3.3.2 para cada relação de transmissão. Para i_1 obteve-se 4000 rpm, 150 Nm de torque e 3,7 como relação de transmissão e para i_2 5000rpm, 100Nm e 1,3 para relação de transmissão e 20000 horas de vidas para ambas as engrenagens. Foi considerado também uma faixa do rácio entre a largura do dente e o modulo de 12 até 20. Os demais parâmetros que podem caracterizar uma engrenagem como, número de dentes, distancia entre centros e até mesmo a relação de transmissão ficam sendo variáveis do processo iterativo do software.

O passo seguinte foi ajustar o fator de aplicação de carga K_A , que varia de acordo com o método de cálculo. A norma DIN 3990 part 41 recomenda um fator de carga mínimo para o dente e outro para o flanco em função do número de relação de transmissão que terá a caixa de velocidade. O fator utilizado foi de 0,8.

O modulo da engrenagem m_n é outro ponto a ser ajustado. A norma DIN 780 part 1 determina normalização dos valores do modulo para engrenagem. Os valores normalizados aceitáveis para esse trabalho foi de 1, 1,5 e 2. Com os módulos inferiores a 1, não foi possível obter os coeficientes de segurança mínimo das engrenagens e os módulos maiores que 2 implicavam em uma engrenagem de diâmetro excessivo.

Os fatores de segurança do pé do dente (SF) e do flanco (SH) é outro aspeto a ser verificado. De acordo com, as normas DIN e ISO não é especificado os valores dos fatores de cada parâmetro. Entretanto, o *Kisssoft* dispõe uma tabela de recomendação para utilizar em função de m_n [6]. Os fatores de segurança mínimo para o dimensionamento à fadiga no pé do dente e para o dimensionamento à pressão superficial no flanco do dente são de 1,4 e 1,0, respetivamente quando $m_n \geq 2$.

Optou-se por utilizar engrenagens helicoidais para minimizar os níveis de ruído. Conforme visto no capítulo 2.3, para garantir o menor nível de ruído é importante garantir o valor de ε_β e/ou ε_α , próximo de um número inteiro. Ao utilizar engrenagens helicoidais é gerada uma força axial (F_a) que posteriormente é transferida aos rolamentos. Deve-se ter atenção ao valor do angulo de hélice β que faz aumentar o valor dessa força.

Com as condições descritas e os valores definidos, foi possível obter o dimensionamento das engrenagens para i_1 e i_2 . As Tabela 5 e Tabela 6, mostram o resumo dos dados das engrenagens. Todos os parâmetros podem ser consultados no Anexo F para as engrenagens de i_1 e no Anexo G para as engrenagens de i_2 .

Tabela 5 – Parâmetros geométricos das engrenagens

	Pinhão i1	Coroa i1	Pinhão i2	Coroa i2
a (mm)	86		86	
m_n (mm)	1,5		1,5	
α_n (°)	20		20	
β (°)	9,05		18,32	
b (mm)	30	31	15	16
z	24	88	50	60
i	3,66		1,2	
ε_β	1,001		1,001	
ε_α	1,536		1,723	
x	0,3976	0,2545	-0,4257	-0,1553
d_a (mm)	40,573	137,353	80,661	97,273
d (mm)	36,454	133,664	79,004	94,805
d_f (mm)	33,897	130,677	73,977	90,589
H (mm)	3,338		3,342	

Tabela 6 – Parâmetros para as forças das engrenagens

	Pinhão i1	Coroa i1	Pinhão i2	Coroa i2
n (rpm)	4000	1090,9	5000	4166,7
Torque (Nm)	150	550	100	120
F_a (N)	1310,8		838,2	
F_r (N)	3033,1		970,6	
η (%)	99,33		99,62	
SH	1,15	1,15	1,66	1,66
SF	1,59	1,50	2,4	2,67
SB	1,09		9,31	
Sλ [A]	6,59		3,11	

A Figura 22 representa o desenho técnico das engrenagens dimensionada

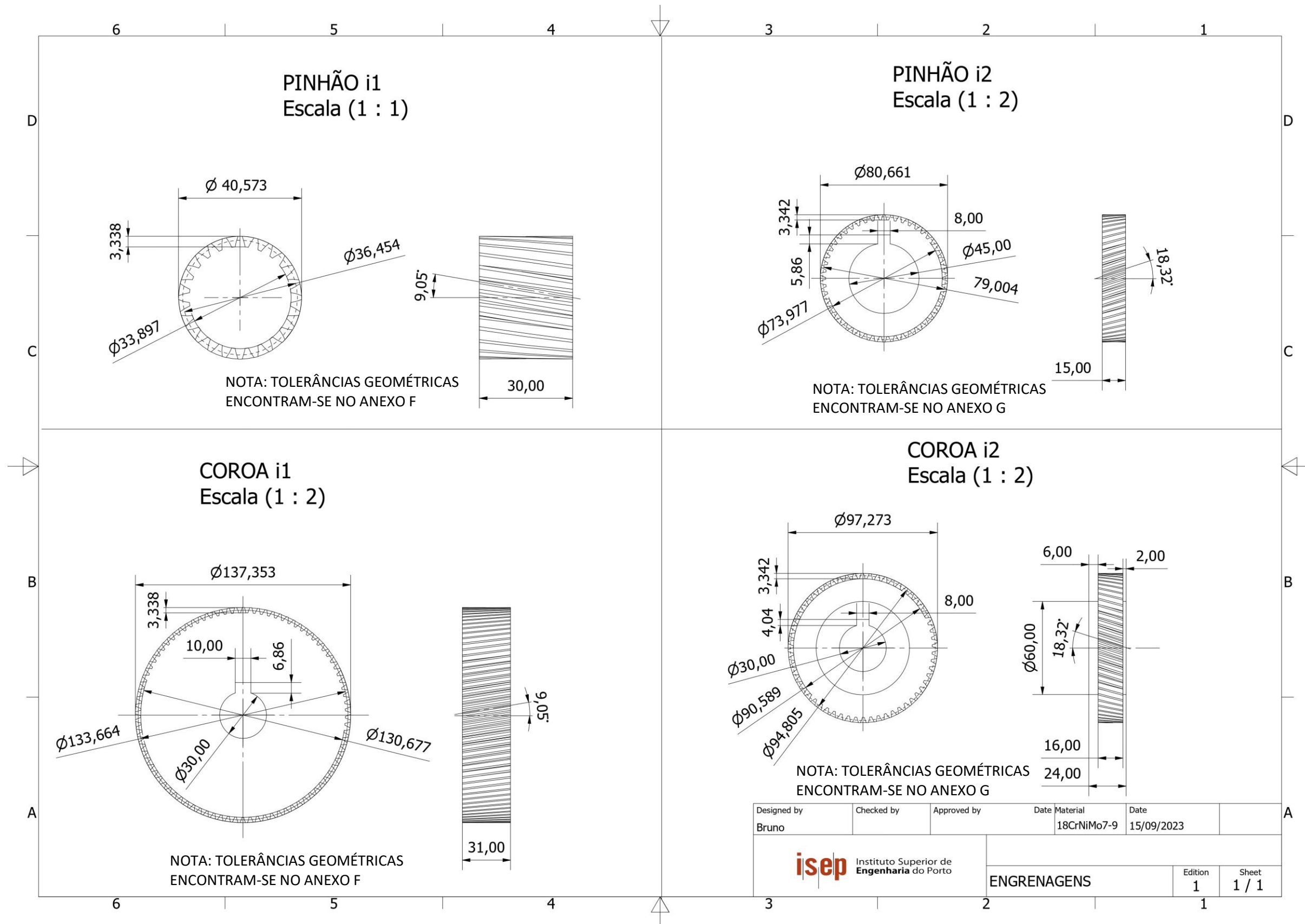


Figura 22 – Desenho técnico engrenagens

4.3. Veios

Nesta etapa os veios de entrada e intermediário foram dimensionados de forma independente através do *software Kisssoft*. Através do módulo de dimensionamento de veios é possível realizar o seccionamento dos rolamentos, enquanto para as chavetas é recomendado utilizar o módulo específico de dimensionamento. A metodologia para esse dimensionamento deu-se através da norma DIN 473.

4.3.1. Veio de entrada

O veio de entrada é constituído por dois veios. O primeiro veio, chamado de veio A, é inserido dentro do segundo veio oco, chamado de veio B. A Figura 23 ilustra a montagem final do veio de entrada.

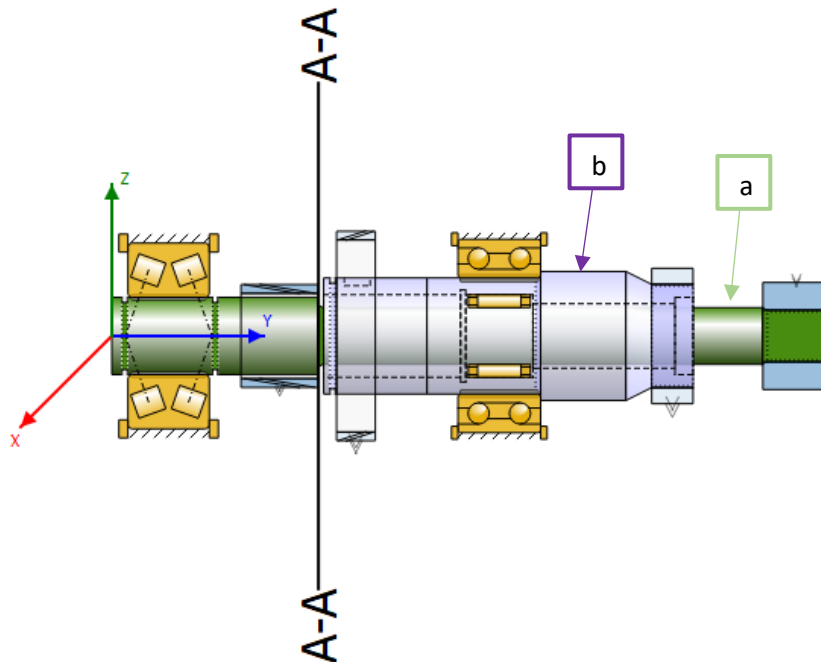


Figura 23 – Veio de entrada. a) veio A. b) veio B.

O passo seguinte foi adicionar as cargas que o veio deveria suportar em i_1 e i_2 . Então, utilizou o ficheiro criado pelo dimensionamento da engrenagem que foram desenvolvidas no capítulo 4.2. Dessa forma, é garantido que todos os parâmetros necessário fossem adicionados ao dimensionamento do veio como rotação, força axial e força radial.

O pinhão de i_1 , foi talhado no veio A, sendo assim usado o aço 18CrNiMo6, mesmo material utilizado para as demais engrenagens, para construir o veio-pinhão. Isso se deve ao fato de não ter sido possível utilizar chaveta para transmitir o movimento da engrenagem ao veio.

Também foram utilizadas pontas de veio estriadas para ambos os veios para fazer a ligação com a embraiagem. Portanto, é preciso selecionar qual embraiagem será utilizada no sistema de transmissão e identificar qual estria deveria ser utilizada. Para esse trabalho foi selecionada uma embraiagem LuK RepSet 2CT 602 0002 00 que é uma embraiagem típica utilizada em veículos citadinos. Entretanto não foi possível determinar as dimensões e norma dessas estrias utilizada

nesse modelo de embraiagem. As estrias utilizadas neste projeto foram selecionadas recorrendo à norma DIN 5480.

A Tabela 7 resume os parâmetros geométricos principais das estrias de ambos os veios e a Figura 24 indica sua nomenclatura.

Tabela 7 – Parâmetros geométricos das estrias

	Veio A	Veio B
m_n	0,5	0,5
z	38	78
α	30	30
p	1,57	1,57
x	0,45	0,45
h_{ap}	0,225	0,225
h_{fp}	0,275	0,275
h_p	0,5	0,5
ρ_{fp}	0,08	0,08
d_{f1}	18,9	38,9
d_b	20	40
d_{a1}	19,9	39,9
S_1	1,305	1,305

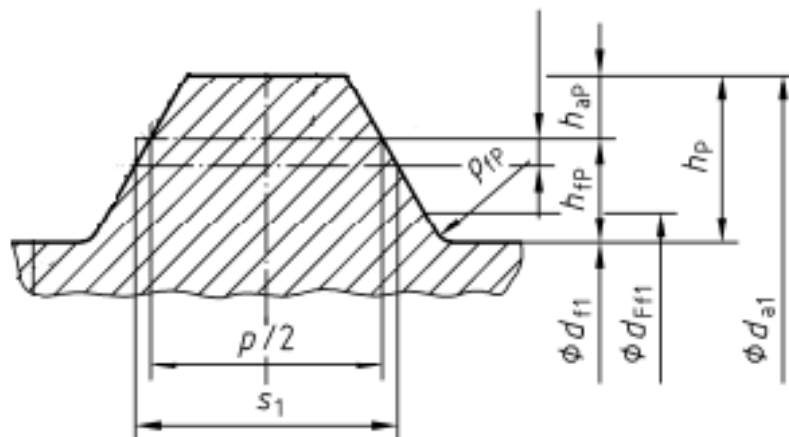


Figura 24 – Nomenclatura dos parâmetros geométricos [20].

Juntamente com as estrias foi adicionado o acoplamento que servem como força de acionamento do veio. Esse acoplamento representa a embraiagem em funcionamento.

Foram adicionadas as cavidades para anéis elásticos, anéis de vedação e rolamento de agulhas que servirá como elemento de ligação entre o veio A e o veio B. É importante ter atenção a todos esses detalhes, pois qualquer pormenor que não for adicionado ao veio pode comprometer sua vida útil.

A Figura 25 e Figura 26 representam o desenho técnico dos veios A e B respectivamente.

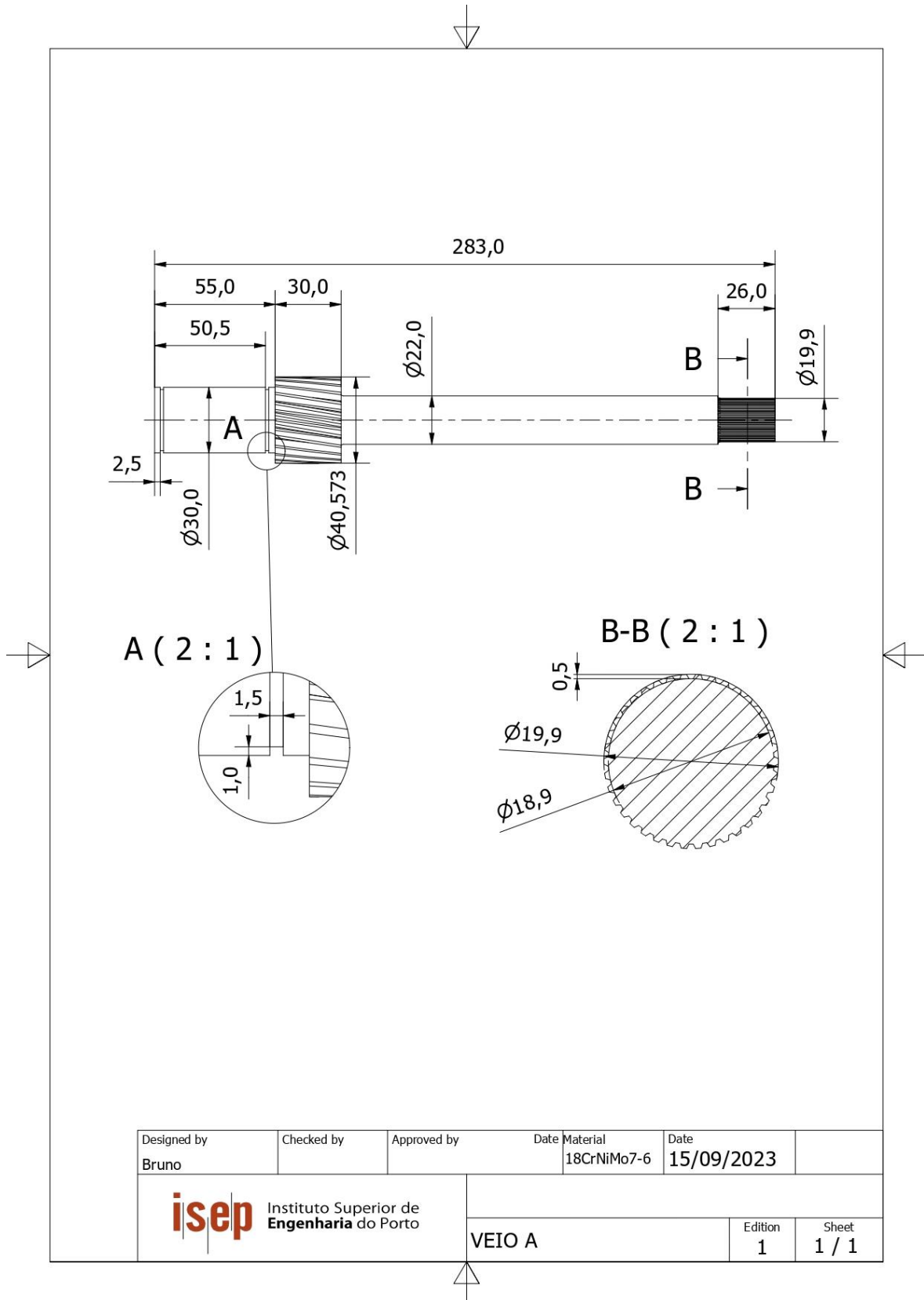


Figura 25 – Desenho técnico veio A

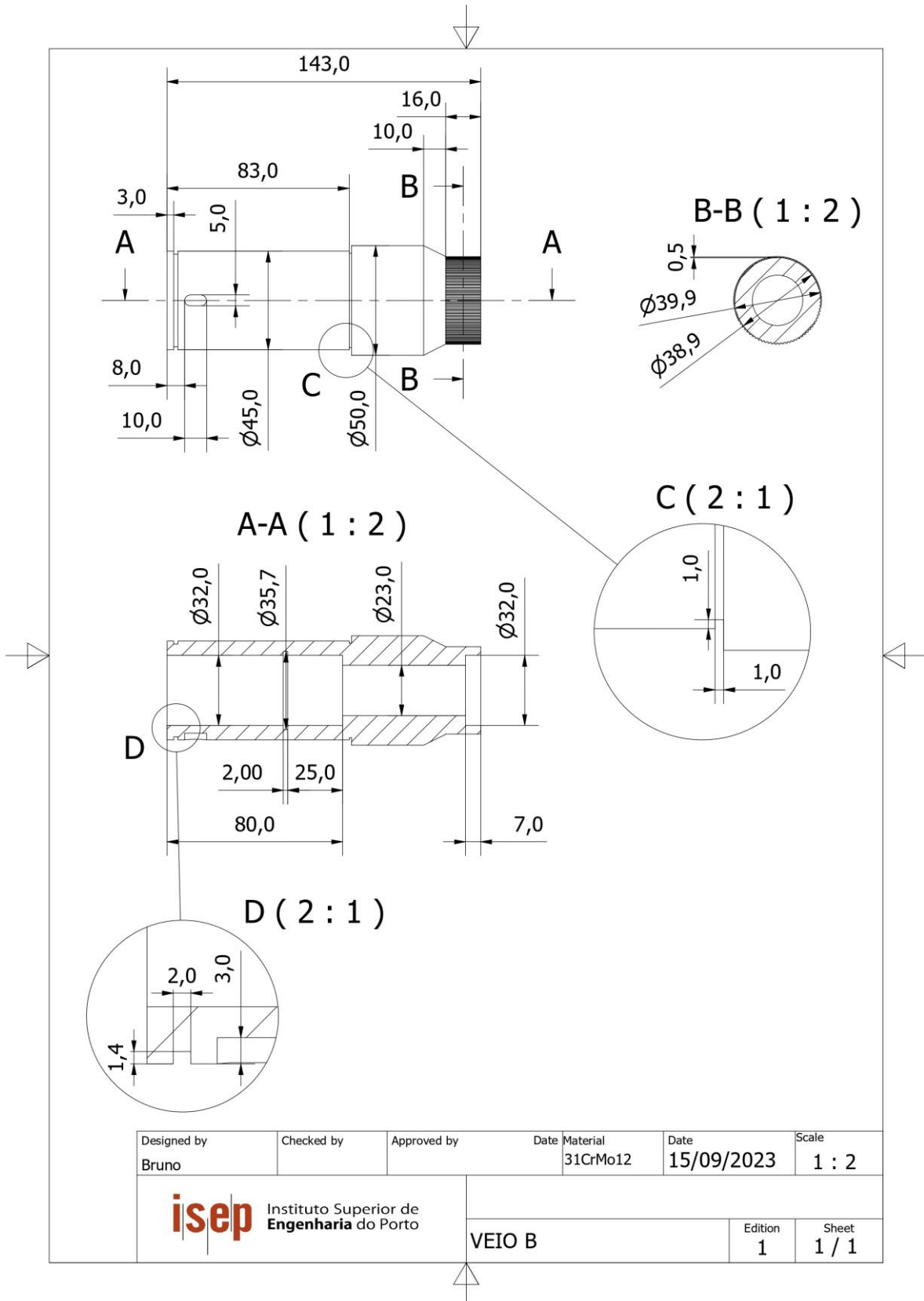


Figura 26 - Desenho técnico veio B

4.3.2. Veio intermediário

O veio intermediário ficará a cargo de receber o torque proveniente de ambas as relações de transmissão e depois transmiti-lo ao diferencial.

A Figura 27 representa a montagem final do veio intermediário

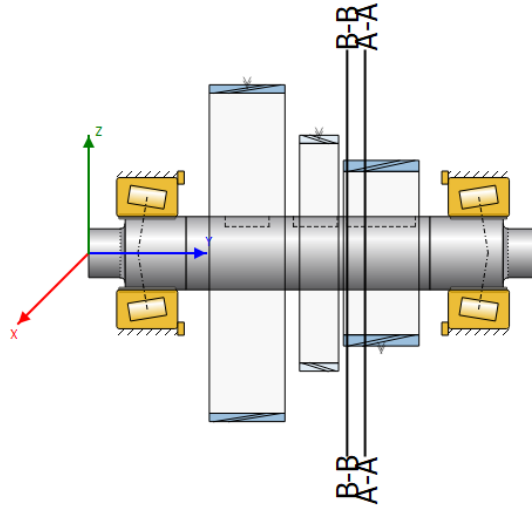


Figura 27 – Veio intermediário

Seguindo a mesma sequência de montagem do veio de entrada, foi constituído o veio intermediário. As adições das forças devem ser posicionadas da mesma forma que o veio de entrada, uma vez que ambas irão trabalhar em conjunto.

Nas extremidades do veio foi realizada uma rosca para aplicar a pré-carga ao rolamento. A Figura 28 representa o desenho técnico deste veio.

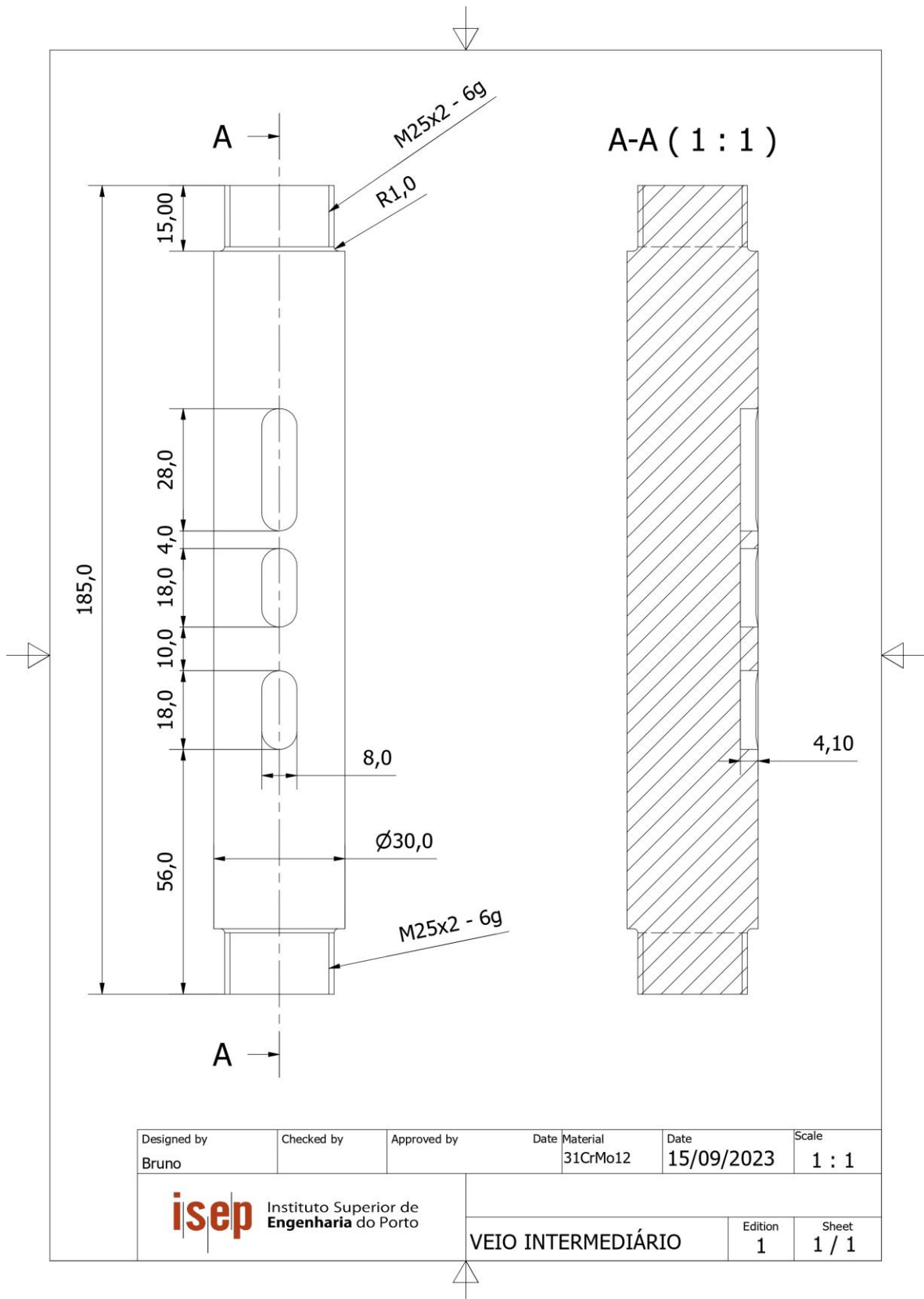


Figura 28 – Desenho técnico veio intermediário

4.4. Rolamentos

O método de selecionamento de rolamentos, foi um processo em que foi difícil obter os resultados desejados. Para os rolamentos, era esperado que houvesse 20000 h de vida, em outros termos, vida infinita. Esse valor só poderia ser obtido com rolamentos de grandes dimensões, e isso não era permitido pois uma das premissas do projeto é que a caixa de velocidades fosse compacta. Devido as condições severas de funcionamento, e mesmo possuindo um grande banco de dados disponível no software, não houve muitas opções de rolamentos aptos para selecionar.

Após diversas iterações, para o veio de entrada, foram selecionados três rolamentos: um para o veio A, um para o veio B e um para ligação entre os dois veios. O rolamento para o veio A é um rolamento de duas carreiras de rolos cônicos com designação: Koyo 46T30306DJR/31.5. Para o veio B selecionou-se um rolamento de duas carreiras de esferas de contato angular com designação Koyo 7009BDB. O elemento de conexão deu-se por um rolamento de agulhas com designação INA K22x32x24/0-7.

Diferente do veio de entrada, o veio intermediário será montado em dois rolamentos. Foi selecionado o modelo Koyo 33206JR que será utilizado nas duas extremidades. O rolamento 33206JR é um do tipo cônico de rolos. Esse rolamento necessita de uma pré-carga durante sua instalação. De acordo com [21] um rolamento de rolos cônicos pode acomodar cargas radiais e axiais simultaneamente. Ao aplicar uma carga radial, o rolamento produz uma carga axial interna que deve ser acomodada por um segundo rolamento voltado para o lado oposto à direção em que o primeiro rolamento foi montado. Há diversos métodos de aplicação de pré-carga e uma delas é o método do momento de fricção. Este método é comum em grandes linhas de produção porque é rápido e económico. Como existe uma relação entre a pré-carga do rolamento e o momento de atrito nos rolamentos, é possível interromper o ajuste quando um momento de atrito correspondente à pré-carga desejada for atingido. Isto pode ser feito se o momento de atrito for monitorado continuamente durante o ajuste da pré-carga.

A Tabela 8 mostra os parâmetros em que cada rolamento em que foi dimensionado e a Tabela 9 as propriedades de cada um dos rolamentos.

Tabela 8 – Parâmetros de dimensionamento rolamentos

	Rolamento	Fa(N)	Fr (N)	n	Lubrificação
Veio A	Koyo 46T30306DJR/31.5	1311	5753	4000	LEG 4 75 W 90
	INA K22x32x24/0-7	-	3016	4000	
Veio B	Koyo 7009BDB	838	1450	5000	
Veio Intermediário	Koyo 33206JR	4041	4021	1090	
	Esquerdo				
	Koyo 33206JR	2483	9594	1090	
	Direito				

Tabela 9 – Propriedades dos rolamentos

	d (mm)	D (mm)	b (mm)	n (rpm)	C_{0r} (kN)	C_u (kN)	C_r (kN)	Y0	Y1
Koyo 46T30306DJR/31.5	30	72	31.5	5400	110	7,7	109	-	-
INA K22x32x24/0-7	22	32	24	18100	40	5	34	-	-
Koyo 7009BDB	45	75	32	8000	32	1,75	40,6	-	-
Koyo 33206JR	30	62	25	8700	79,4	11,6	83,1	0,97	1,76

4.5. Lubrificação

Em condições normais de operação, a temperatura do óleo na caixa de cambio de veículos comerciais varia de 60°C até 90°C. Os lubrificantes atuais consistem de um óleo base e aditivos para lhe melhorar as propriedades física, químicas e reológicas. Existem óleos de diferentes bases para a lubrificação de caixas de velocidade, embora o mais habitual na industria automóvel seja o uso de óleos de base PAO (Polyalphaolefin). A resistência das engrenagens à gripagem e micropitting, podem ser evitadas usando pacotes de aditivos específicos para esse fim e aumentando a espessura específica de filme, através do aumento da viscosidade, que conseqüentemente também eleva a capacidade de amortecimento e as perdas de carga diminuem. Se a viscosidade de o óleo lubrificante for muito grande, também há efeitos negativos, como o aumento das perdas por atrito e, portanto, as temperaturas podem se tornar muito grandes. Menor viscosidade melhora fluidez em baixas temperaturas, o comportamento de libertação de bolhas de ar e capacidade de resfriamento [14].

Para garantir que não haja gripagem e *micropitting* é necessário garantir uma espessura mínima de filme lubrificante entre os contatos. Além disso, o óleo selecionado deveria ser compatível com o diferencial, que resulta em um óleo altamente aditivado para operar em condições severa.

O óleo selecionado foi o Klübersynth LEG 4 75 W 90 (API GL-5). Os coeficientes de segurança apresentados na Tabela 5 e Tabela 6 já contemplam a utilização deste óleo. Garantindo assim a espessura mínima de filme.

4.6. Resultados

Os resultados apresentados nesse capítulo, corresponde a solução integrada do dimensionamento dos veios, rolamentos, óleo lubrificante, chaveta e vedantes. O capítulo será dividido em duas seções: uma para i_1 e outra para i_2 .

4.6.1. Solução i_1

Para garantir um dimensionamento ideal dos veios, foram considerados os seguintes parâmetros: coeficiente de segurança à fadiga, coeficiente ao dimensionamento estático e a tensão equivalente de von Mises. O *software Kisssoft* sugere um valor de 1,2 coeficiente de fadiga e estático.

Os materiais do veio de entrada, que é constituído pelo veio A e B, possui uma tensão de cedência do material de 750 MPa e 785 MPa respectivamente e foi observado uma tensão máxima de 274,54 MPa. Conforme apresentado na Figura 23, há uma secção crítica nessa condição de funcionamento denominada de secção A. Esta secção crítica corresponde a secção onde se encontra os maiores valores de tensão equivalente e por consequência os menores valores do coeficiente de segurança. Esta secção corresponde ao primeiro veio. A Tabela 10 mostra os valores na secção A. O detalhamento completo do veio de entrada e intermediário porá ser consultado no Anexo H e Anexo I respectivamente.

Tabela 10 – Detalhamento secção A (i1)

	Veio A	Veio B
S_f	1,61	-
S_s	1,92	-
$\sigma_{von Mises}$ (MPa)	274,52	-

A Figura 29 e Figura 30 mostram a distribuição de tensões equivalente de von Mises e tensão de flexão respectivamente ao longo de todo o veio de entrada.

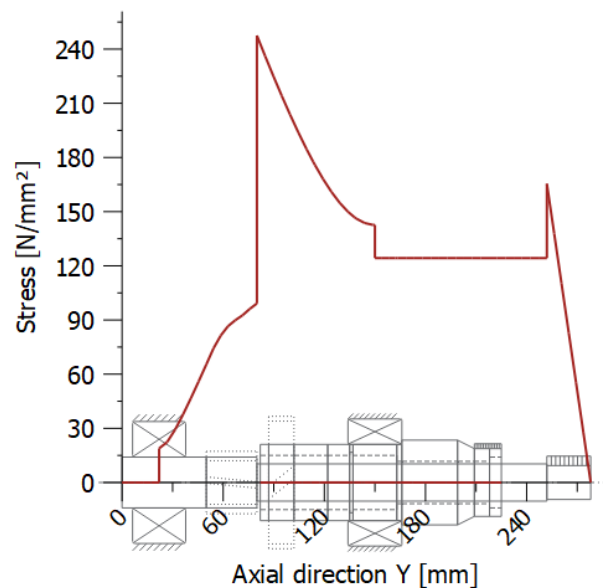


Figura 29 – Tensão equivalente de von Mises no veio de entrada (i1)

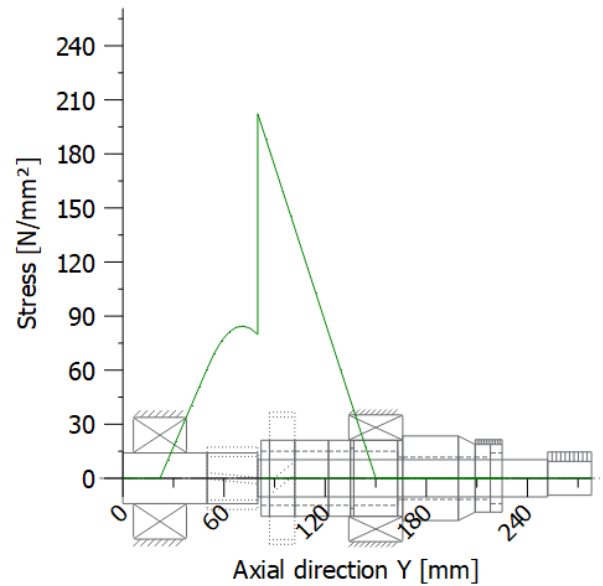


Figura 30 – Tensão de flexão veio de entrada (i1)

Conforme pode ser observado, o veio B não sofre grandes alterações visto que o mesmo encontra-se apenas em rotação livre quando o primeiro veio está acionado.

Para o veio intermediário, foram adotados os mesmos parâmetros utilizados nos veios A e B como valores satisfatórios para o dimensionamento. Conforme visto na Figura 27, o veio intermediário apresenta duas seções críticas. Ambas as seções estão relacionadas com entalhe para a chaveta. A Tabela 11 mostra o resumo dos parâmetros obtidos no veio intermediário.

Tabela 11 – Detalhamento seção A e B (i1)

	Seção A	Seção B
S_f	1,29	1,32
S_s	1,32	2,29
$\sigma_{von\ mises}$ (MPa)	231,53	

As Figuras 31 e 32 mostram os valores de tensão equivalente de von Mises e tensão de flexão ao longo do veio intermediário.

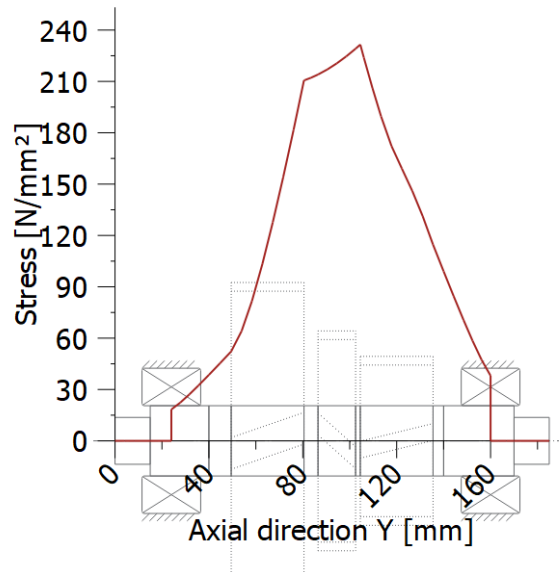


Figura 31 – Tensão equivalente de von Mises no veio intermediário (i1)

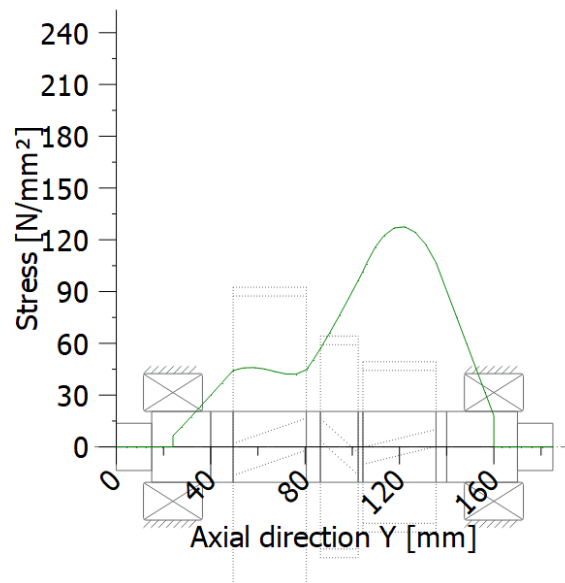


Figura 32 – Tensão de flexão veio intermediário (i1)

Para os rolamentos o parâmetro aceitável para um excelente dimensionamento foi com base na expectativa de horas de vida dos rolamentos. A Tabela 12 mostra os valores das horas de vidas atingidas nos rolamentos do veio de entrada e intermediário.

Tabela 12 – Tempo de vida rolamentos (i1)

	Horas de vidas (L10)
KOYO 46T30306DJR	42686
KOYO 7009BDB	30292
INA K22X32X24/0-7	20288
KOYO 33206JR	21660
KOYO 33206JR	20403

4.6.2. Solução i2

Os mesmos parâmetros de dimensionamento ótimo que foram adotados no veio de entrada, foram considerados para dimensionar o veio intermediário. Diferente do que ocorre na relação i_1 com o veio de entrada, na relação i_2 o veio A, que gira livremente, é afetado durante sua utilização de i_2 . A Figura 31 ilustra a secção crítica causada pelo acionamento de i_2 . A secção A esta relacionada ao veio B e a secção B. para o veio A.

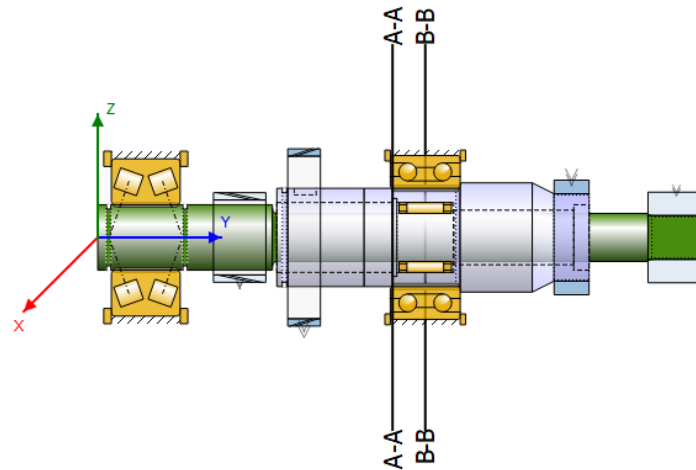


Figura 33 – Veio de entrada secções críticas.

A Tabela 13 mostra os coeficientes de segurança a fadiga e estático em cada secção além da tensão equivalente máxima. As Figura 34 e Figura 35 representam a distribuição dessa tensão equivalente ao longo de todo o veio. Os dados completos podem ser consultados no Anexo J Anexo K para o veio de entrada e para o veio intermediário respectivamente.

Tabela 13 – Resumo secção A e B

	Secção A	Secção B
S_f	1,69	6,22
S_s	2,99	16,10
$\sigma_{von Mises}$ (MPa)	157,40	

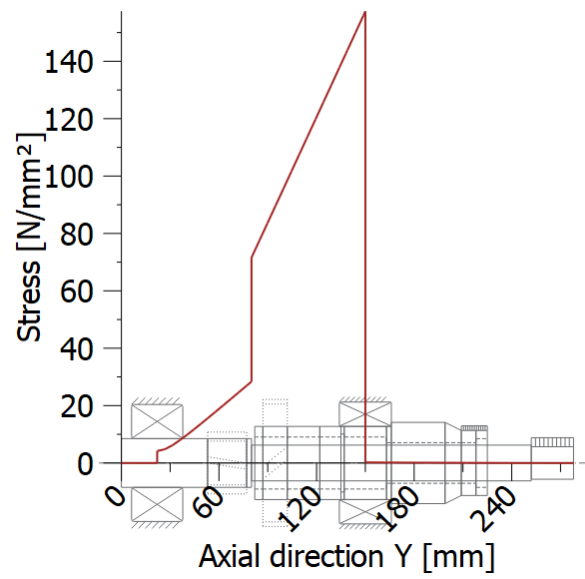


Figura 34 – Tensão equivalente de von Mises no veio A (i2).

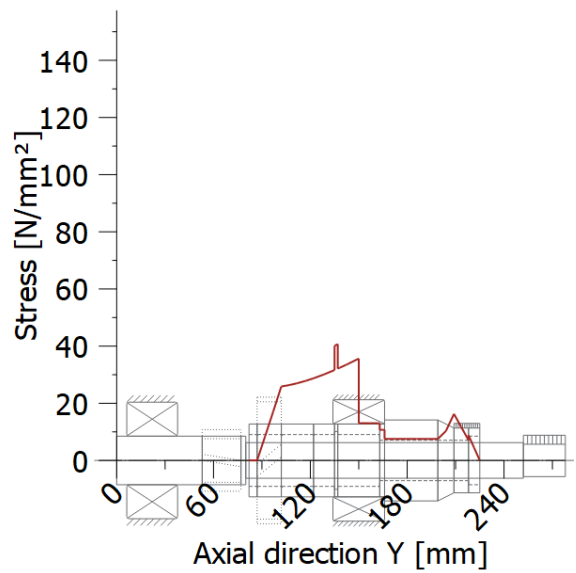


Figura 35 – Tensão equivalente de von Mises no veio B (i2).

As Figura 36 e Figura 37 mostram a distribuição de tensão de flexão ao longo do veio A e B respectivamente.

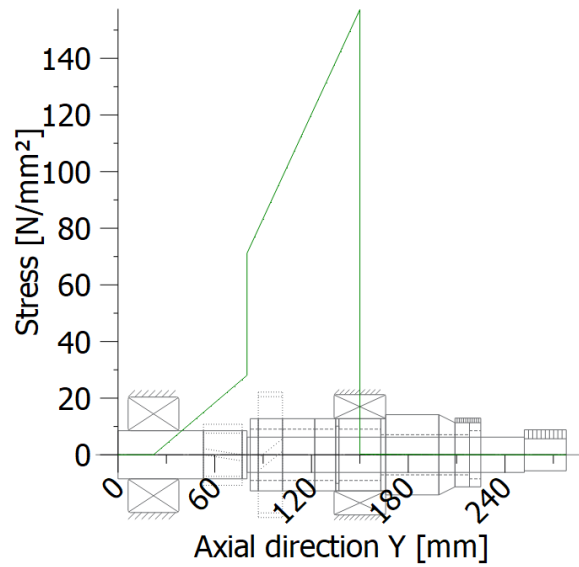


Figura 36 – Tensão de flexão veio A (i1)

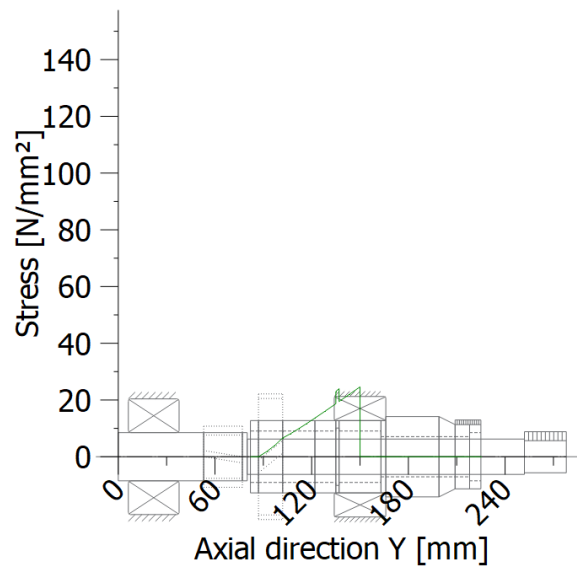


Figura 37 – Tensão de flexão veio B (i2)

No veio intermediário foi detetado apenas uma secção crítica. A Tabela 14 mostra os valores dos coeficientes de segurança bem com a tensão máxima equivalente. As Figura 38 e Figura 39 mostram a distribuição da tensão equivalente e flexão respectivamente ao longo do veio.

Tabela 14 – Resumo da secção A (i2)

Secção A	
S_f	5,80
S_s	10,31
$\sigma_{von\ mises}$ (MPa)	53,82

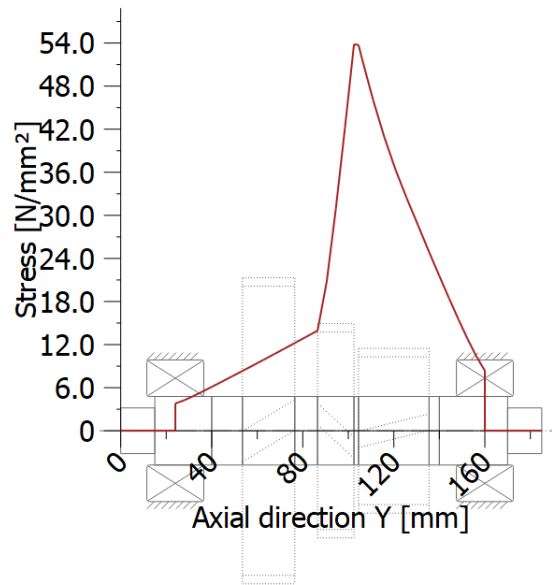


Figura 38 – Tensão equivalente de von Mises no veio intermediário (i_2)

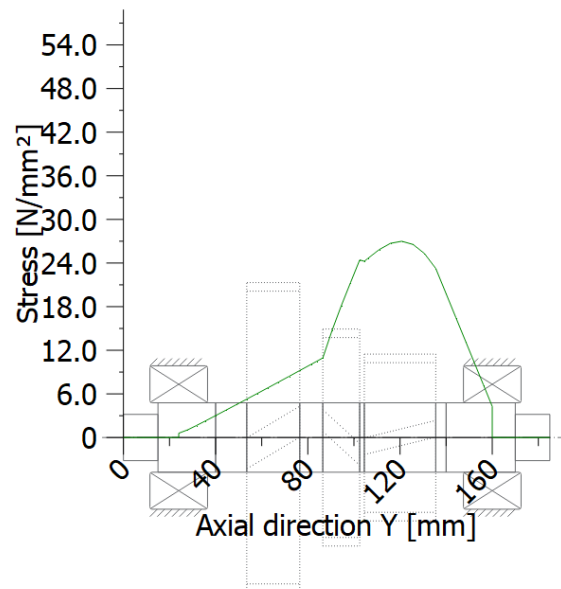


Figura 39 – Tensão de flexão veio intermediário (i_2)

Na Tabela 15 tem a vida útil de cada rolamento para a solução i_2 .

Tabela 15 – Tempo de vida rolamentos (i_2)

	Horas de vidas (L10)
KOYO 46T30306DJR	>1000000
KOYO 7009BDB	31958
INA K22X32X24/0-7	88591
KOYO 33206JR	115817
KOYO 33206JR	9090511

5. MONTAGEM

Como mencionado anteriormente, a etapa de montagem valida o correto funcionamento de todos os elementos. A primeira etapa é realizar a montagem do rolamento no primeiro veio juntamente com anel elástico. Na sequência, deve-se adicionar o rolamento montado ao seu respectivo mancal, que corresponde a metade esquerda da caixa de velocidades e depois adiciona o anel elástico ao mancal. A Figura 40 e Figura 41 ilustram o resultado desta montagem.

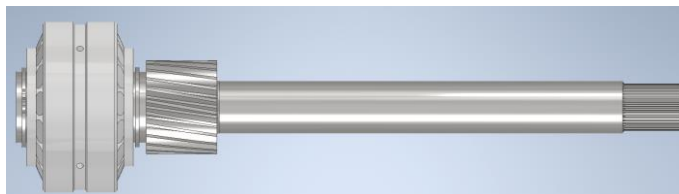


Figura 40 – Montagem rolamento veio A

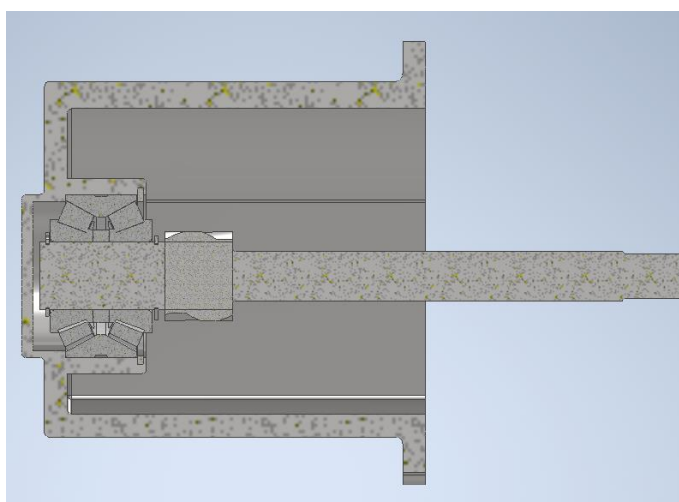


Figura 41 – Montagem do rolamento no mancal

Na sequência foi realizado a montagem do veio intermediário. Nota-se que foi necessário a utilização de espaçadores para realizar a montagem. Excepcionalmente para a coroa de i_2 , os espaçadores serão integrados a coroa. A Figura 42 ilustra o resultado da montagem.

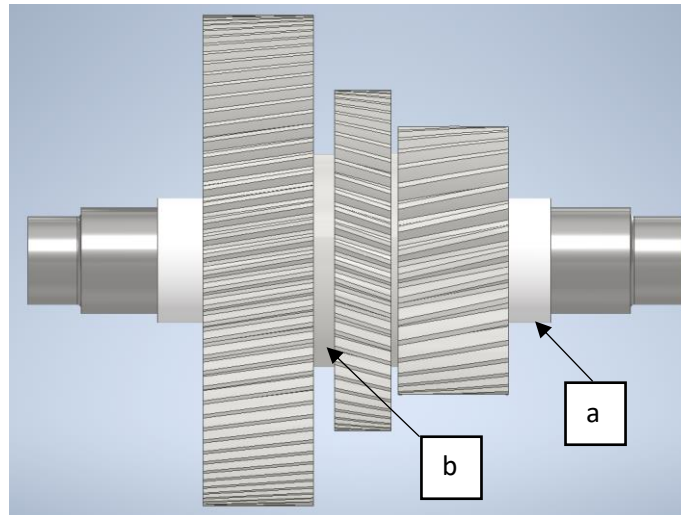


Figura 42 – Montagem veio intermediário -a) espaçador b) ombro

Utilizando ainda a metade esquerda da caixa de velocidade, monta-se o anel exterior do rolamento cónico do veio intermediário no seu respectivo mancal e no veio intermediário, monta-se as engrenagens. A Figura 43 mostra o resultado da montagem.

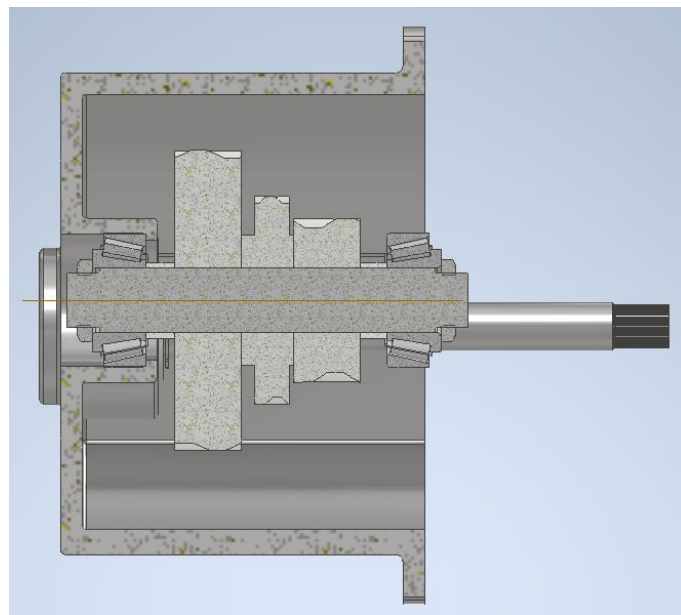


Figura 43 – Montagem do rolamento cónico

Utilizando a metade direita da caixa, monta-se o segundo veio iniciando pelo rolamento e seu anel elástico. Após a inserção do rolamento, adiciona o anel de vedação para o veio. O selecionamento do vedante, deu-se através da rotação circunferencial do veio e a temperatura de funcionamento da caixa de velocidade. Portanto utilizou-se um anel de vedação modelo SKF 50X65X8 HMSA10 V. A Figura 44 ilustra o resultado desta montagem.

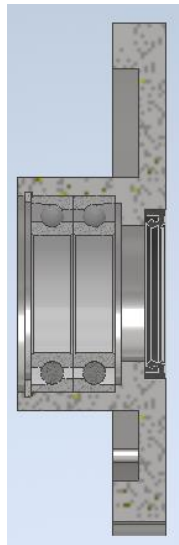


Figura 44 – Montagem do rolamento segundo veio

No interior do segundo veio, adiciona o rolamento de agulhas e seu anel elástico e na sequência, adiciona-se o anel de vedação. O anel de vedação utilizado foi o modelo SKF_22X32X7 HMS5 V. Na Figura 45 tem-se o resultado desta montagem

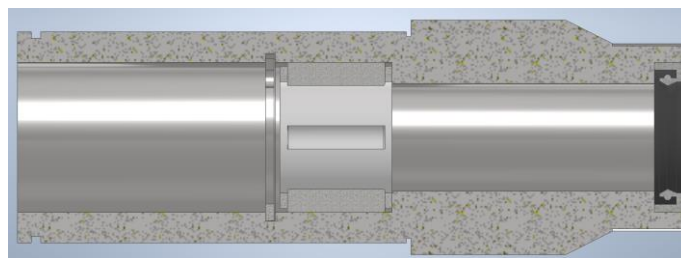


Figura 45 – Montagem do rolamento interno

Feito isso, adiciona-se o segundo veio a metade direita da caixa de velocidades, e posteriormente o espaçado, engrenagem e anel elástico. Na Figura 46 tem-se o resultado desta montagem.

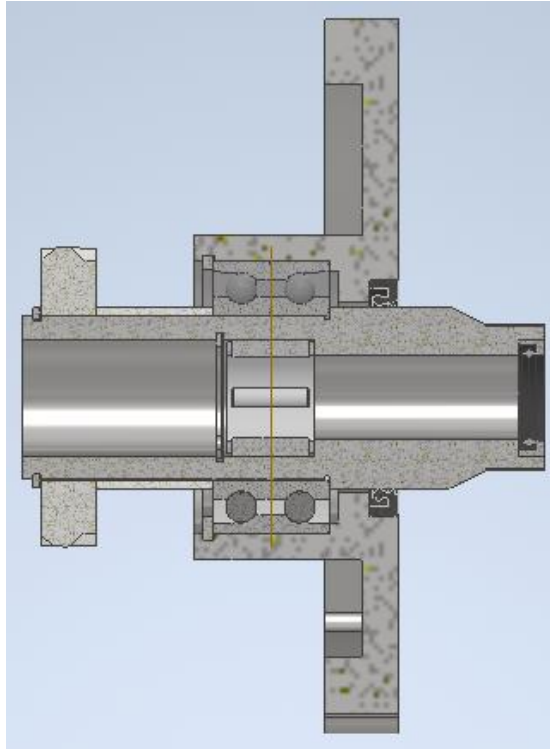


Figura 46 – Montagem do segundo veio

Feito isso, o passo seguinte é unir as duas metades e fechar a caixa de velocidades e ajustar o veio intermediário como mostra a Figura 47

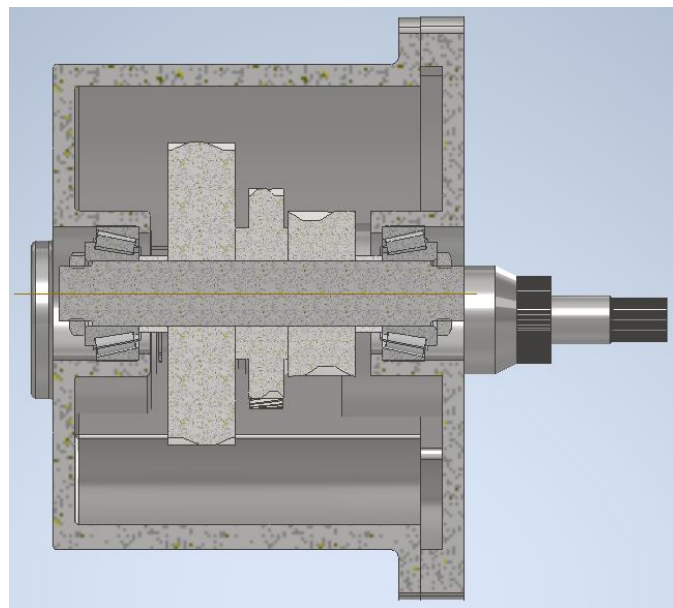


Figura 47 – Ajuste do veio intermediário

Através do acesso nas duas metades da caixa, pode-se realizar o ajuste de pré-carga para os rolamentos cónicos, através da porca de aperto instalada na extremidade do veio. Após o ajuste de pré-carga, utiliza-se uma tampa para fechar o acesso as laterais da caixa. Importante utilizar um *o-ring* para vedar a tampa, conforme a Figura 48.

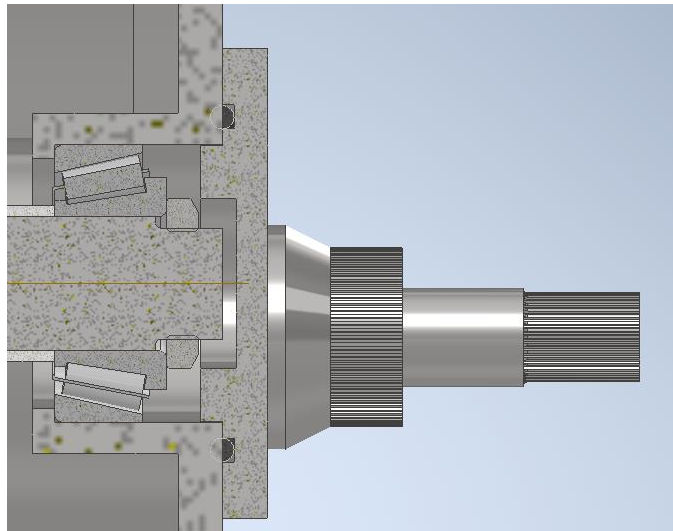


Figura 48 – Tampa de acesso

O último passo é adição do óleo lubrificante pela face superior da caixa com aproximadamente 8 litros de lubrificante. A Figura 49 ilustra o resultado da montagem e a Figura 50 o nível do óleo.

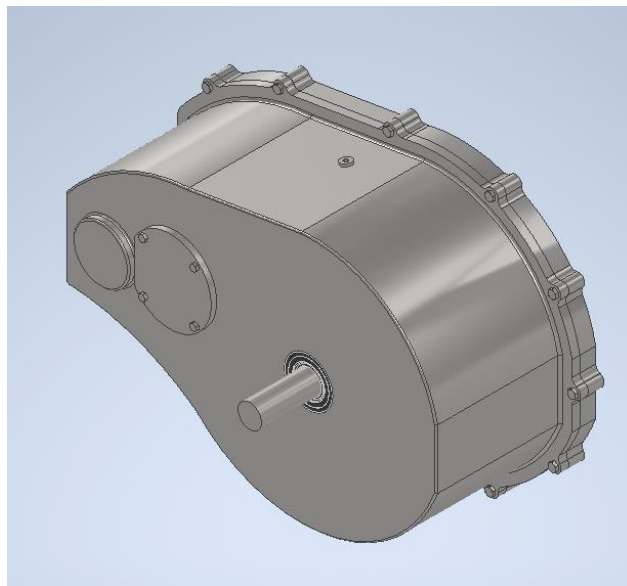


Figura 49 – Ponto de acesso para o óleo lubrificante

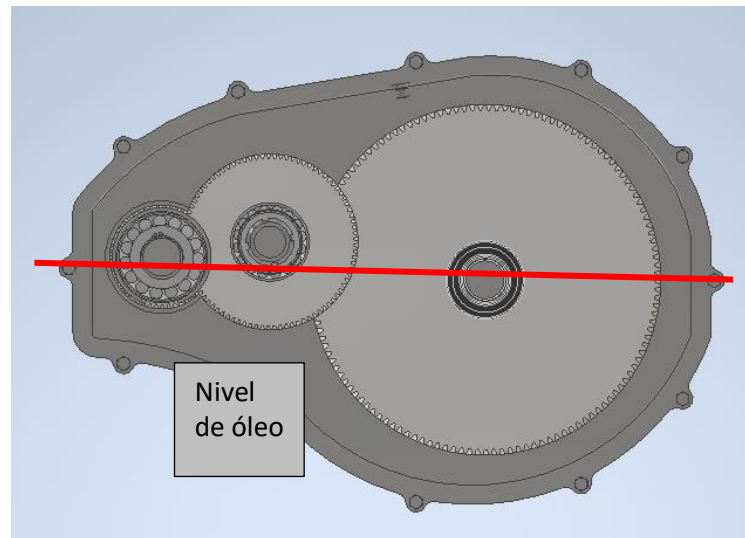


Figura 50 – Nível de óleo.

A Figura 51 mostra o desenho técnico da montagem final da transmissão.

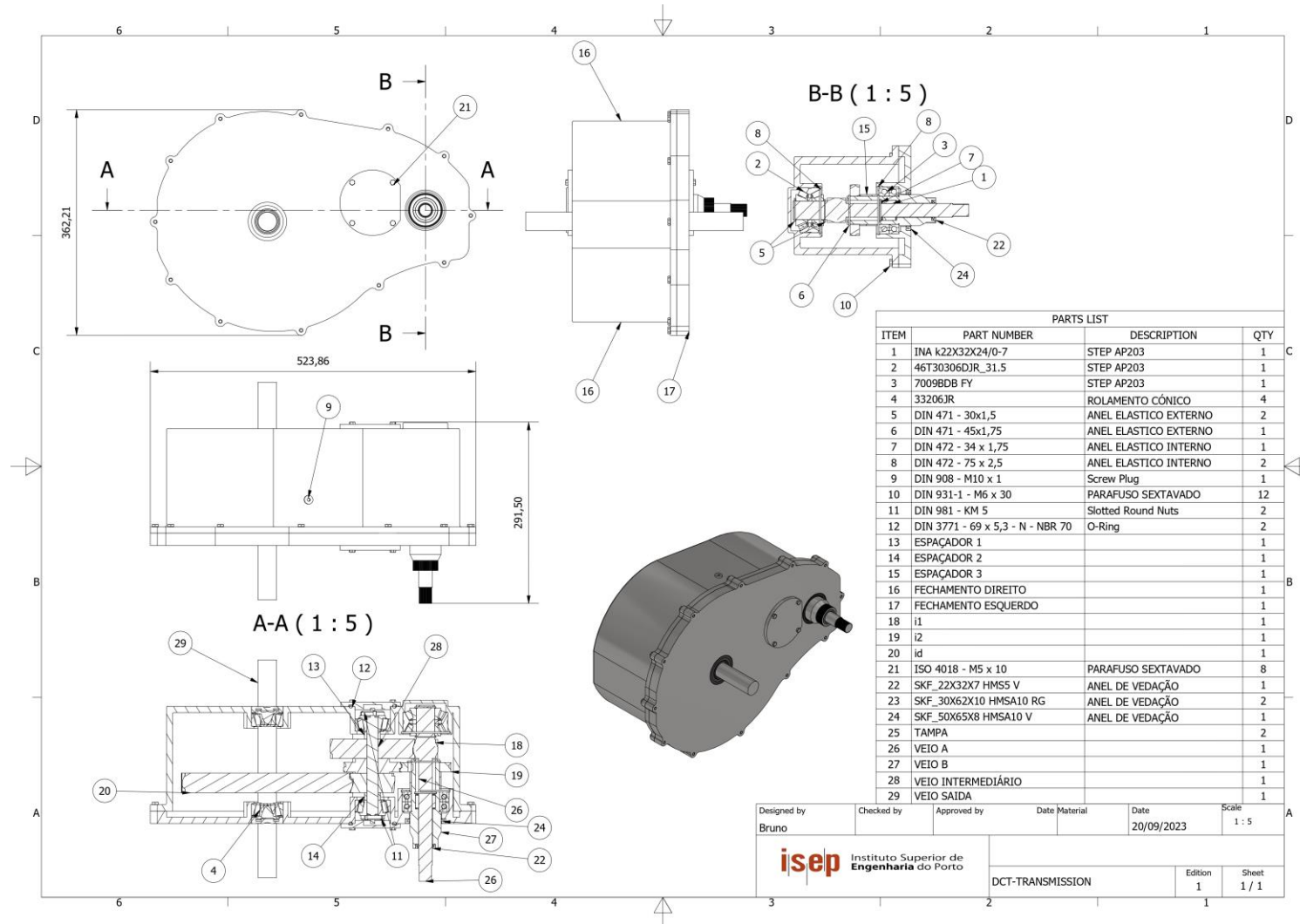


Figura 51 – Desenho técnico montagem

6. CONCLUSÃO

Ao longo deste estudo, foram realizadas análises detalhadas, revisões extensivas da literatura e coleta de dados, permitindo alcançar vários objetivos importantes. A eletrificação dos veículos é uma área de estudo que ainda requer um trabalho árduo.

Em um trabalho como esse, é importante ter as ferramentas adequadas para a concretização. Como mencionado anteriormente, o processo de dimensionamento foi um processo iterativo por isso a necessidade de ter um *software* adequado que facilite a manipulação e a interpretação dos valores obtidos. Todos resultados apresentados ao longo do trabalho, estão dentro das especificidades prevista em norma o que garante um dimensionamento adequado. É de suma importância verificar a compatibilidade de funcionamento dos elementos que foram projetados. Muitas vezes pequenos empecilhos surgem durante essa verificação e que acaba por ter de reavaliar todo o projeto.

Em última análise, esta dissertação representa um passo significativo em direção ao avanço do conhecimento em veículos elétricos. As descobertas e análises apresentadas aqui seja o ponto de partida para demais pesquisadores e que continuem explorando esse tópico.

6.1. Trabalhos futuros

É importante reconhecer que houve limitações para este estudo. Essas limitações indicam áreas para futuras pesquisas e aprimoramento metodológico do corrente projeto. As sugestões para trabalhos futuros neste projecto são:

- Dimensionamento de planetárias para o diferencial.
- Aprimoramento da conexão entre veio e a embraiagem.
- Design para o veio de saída e conexão com as rodas.
- Dissipação térmica do óleo lubrificante.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] European Environment Agency, “Electric vehicles in Europe,” vol. 20, 2016, doi: 10.2800/100230.
- [2] “CONHEÇA OS TIPOS DE CARROS ELÉTRICOS.” Accessed: Nov. 14, 2022. [Online]. Available: <https://www.neocharge.com.br/tudo-sobre/carro-eletrico/tipos-veiculos-eletricos>
- [3] Eduardo Passos, “Quais são os principais tipos de motores usados em carros elétricos?” Accessed: Nov. 09, 2022. [Online]. Available: <https://quatrorodas.abril.com.br/auto-servico/quais-sao-os-principais-tipos-de-motores-usados-em-carros-eletricos/>
- [4] W. Cai, X. G. Wu, M. H. Zhou, Y. F. Liang, and Y. J. Wang, “Review and Development of Electric Motor Systems and Electric Powertrains for New Energy Vehicles,” *AUTOMOTIVE INNOVATION*, vol. 4, no. 1, pp. 3–22, 2021, doi: 10.1007/s42154-021-00139-z.
- [5] C. Prado and D. Ribeiro, “Permanent Magnet Motors,” Oct. 2015, Accessed: Nov. 27, 2022. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/publication/324111993_Permanent_Magnet_Motors
- [6] José Miguel Alves Pires, “High-speed Automatic/Manual Gearbox for an Electrical Vehicle,” Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, 2021.
- [7] F. Un-Noor, S. Padmanaban, L. Mihet-Popa, M. N. Mollah, and E. Hossain, “A comprehensive study of key electric vehicle (EV) components, technologies, challenges, impacts, and future direction of development,” *Energies*, vol. 10, no. 8. MDPI AG, 2017. doi: 10.3390/en10081217.
- [8] T. Denton, *Electric and Hybrid Vehicles*. 2016.
- [9] H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz, and W. Novak, *Automotive Transmissions*, Second Edition. Springer. doi: 10.1007/978-3-642-16214-5.
- [10] M. R. Ahssan, M. M. Ektesabi, and S. A. Gorji, “Electric Vehicle with Multi-Speed Transmission: A Review on Performances and Complexities,” *SAE International Journal of Alternative Powertrains*, vol. 7, no. 2, pp. 169–181, Dec. 2018, doi: 10.4271/08-07-02-0011.
- [11] S. M. Lukic and A. Emado, “Modeling of electric machines for automotive applications using efficiency maps,” in *Proceedings: Electrical Insulation Conference and Electrical Manufacturing and Coil Winding Technology Conference (Cat. No.03CH37480)*, IEEE, 2003, pp. 543–550. doi: 10.1109/EICEMC.2003.1247945.
- [12] R. Bastien, C. Beidl, H. Eichlseder, H. Kohler, J. Li, and R. Reitz, *The Automotive Transmission Book*. Springer. doi: 10.1007/978-3-319-05263-2.
- [13] M. Ehsani, Y. Gao, S. Longo, and K. M. Ebrahimi, *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles Third Edition*. Taylor & Francis Group, 2018.
- [14] H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz, and W. Novak, *Automotive Transmissions Fundamentals, Selection, Design and Application*, Second Edition. Springer, 2011. doi: 10.1007/978-3-642-16214-5.
- [15] J. D. M. Marafona, P. M. T. Marques, R. C. Martins, and J. H. O. Seabra, “Towards constant mesh stiffness helical gears: The influence of integer overlap ratios,” *Mech Mach Theory*, vol. 136, pp. 141–161, Jun. 2019, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.02.008.
- [16] P. Marques, “Power Loss in Planetary Gearboxes Including the Influence of Gear Elastic and Dynamic Effects,” 2017. Accessed: Aug. 11, 2023. [Online]. Available: https://sigarra.up.pt/spup/pt/pub_geral.pub_view?pi_pub_base_id=175161
- [17] E. Zotti, M. D. Hattge Lenz, and R. R. de Souza, “ESTUDO DE PROPOSTAS PARA UM SISTEMA DE TRACÇÃO 4X4 EM UM VEÍCULO DO TIPO BAJA SAE,” *Revista Destaques Acadêmicos*, vol. 12, no. 4, Dec. 2020, doi: 10.22410/issn.2176-3070.v12i4a2020.2754.
- [18] N. Santos, “Medição Experimental do Coeficiente de Resistência ao Rolamento e do Coeficiente de Arrasto Aerodinâmico de um Veículo Automóvel de Elevada Eficiência Energética,” Universidade de Coimbra, Coimbra, 2012. Accessed: Sep. 23, 2023. [Online]. Available: <https://estudogeral.uc.pt/handle/10316/20634>

- [19] F. Grappe, R. Candau, B. Barbier, M. D. Hoffman, A. Belli, and J.-D. Rouillon, "Influence of tyre pressure and vertical load on coefficient of rolling resistance and simulated cycling performance," *Ergonomics*, vol. 42, no. 10, pp. 1361–1371, Oct. 1999, doi: 10.1080/001401399185009.
- [20] "DIN_5480." Accessed: Jul. 09, 2023. [Online]. Available: https://d2t1xqejof9utc.cloudfront.net/files/209189/Spline_DIN_5480.pdf?1604497003
- [21] "SKF_preload." Accessed: Jun. 10, 2023. [Online]. Available: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968065f1f4/pdf_preview_medium/0901d1968065f1f4_pdf_preview_medium.pdf

ANEXO A

DACIA SPRING
MOTORIZAÇÃO

ELECTRIC 45

MOTORIZAÇÃO	
Tecnologia motor elétrico	Motor síncrono de íman permanente
Potência máx. kW CEE (cv) às (rpm)	33 (45) às 2,521 - 8,200
Binário máximo Nm CEE (m.kg) às (rpm)	125 às 0 - 2,521
Tipo de caixa de velocidades	Caixa de velocidades com redutor de uma única relação
BATERIA	
Capacidade utilizável (kWh)	26,8
Tecnologia	Íons de lítio
Tensão total (V)	262,8
Número de módulos / células	12 módulos / 72 células
Peso da bateria (kg)	186 +/- 5
DESEMPENHOS	
Velocidade máx. (km/h)	125
0-100 km/h (s)	19,1
0-50 km/h (s)	5,8
AUTONOMIA E CONSUMO ELÉTRICO ⁽¹⁾	
Protocolo de homologação	WLTP ⁽²⁾
Autonomia em ciclo urbano (km)	305
Autonomia em ciclo combinado (km)	230
Consumo em ciclo urbano (Wh/km)	100
Consumo em ciclo combinado (Wh/km)	139
TEMPO DE CARGA	
Carregador de bordo	Monofásico de 2 kW a 6,6 kW
Tomada doméstica 2,3 kW (monofásico 10 A) (0-100 %)	13h 32"
Tomada Green'up (cabo de 16 A em acessórios) / Wallbox 3,7 kW (monofásico 16 A) (0-100 %)	8h 28"
Wallbox 7,4 kW (monofásico 32 A) (0-100 %)	4h 51"
Carga rápida DC 125 A (0-80 %)	0h 56"
CHASSIS E DIREÇÃO	
Dimensão dos pneus	165/70 R14
Direção - Diâmetro de viragem entre passeios (m)	9,5 m
Suspensão dianteira	Pseudo McPherson com braço triangular
Suspensão traseira	Eixo em H com perfil deformável e efeito estabilizador - molas helicoidais
TRAVÕES	
Dianteira : discos ventilados (DV) Ø (mm)	(DV) 238x17
Traseira : tambor (T) Ø (mm)	(T) 8"
MASSAS E VOLUMES	
Massa mínima em vazio em ordem de marcha (MVODM) (kg)	937
Massa máxima em vazio em ordem de marcha (MVODM) (kg)	970
Massa total rolante (MTR) (kg)	1,300
Massa máxima admissível em circulação (MMAC) (kg)	1,300
Carga útil (CU) ⁽³⁾ min./máx. (kg)	330 / 363
Massa máxima rebocável (com travão / sem travão) (kg)	Não autorizado

(1) Valores de consumos e autonomias homologados de acordo com a regulamentação aplicável. (2) WLTP (Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures - Procedimento de ensaio harmonizado a nível mundial para veículos particulares e comerciais ligeiros); este novo protocolo permite obter resultados muito mais próximos dos constatados nos trajetos realizados diariamente do que os do protocolo NEDC. (3) A carga útil (CU) indicada depende do nível de equipamento do veículo.

ANEXO B

	HONDA e	HONDA e ADVANCE
	Jantes em liga leve de 16"	Jantes em liga leve de 17"
	35.5kWh lões de Lítio Caixa de velocidades de relação única	35.5kWh lões de Lítio Caixa de velocidades de relação única
Motor		
Tipo	BEV	BEV
Tração	Tração Traseira	Tração Traseira
Transmissão	Redução fixa	Redução fixa
Performance		
Potência máxima do motor (kW [PS])	100 [136]	113 [154]
Binário máximo do motor (Nm)	315	315
0 → 100 km/h (segundos)	9.0	8.3
Velocidade máxima (km/h)	145	145
Especificações da motorização elétrica e do conjunto de baterias		
Capacidade da bateria EV (kWh)	35.5	35.5
Autonomia (em ciclo WLTP)	222	210
Eficiência Energética (kWh/100Km)	17.2	17.8
Tipo de Motor Elétrico	DC Brushless	DC Brushless
Capacidade do carregador de bordo	6.6kW AC	6.6kW AC
Bateria de alta voltagem – Gestão térmica	Refrigeração e aquecimento ativos	Refrigeração e aquecimento ativos
Bateria de alta voltagem – Química	lões de lítio	lões de lítio
Bateria de alta voltagem – N° de células	192	192
Bateria de alta voltagem – Voltagem nominal (V)	355.2	355.2
Dimensões		
Comprimento (mm)	3.894	3.894
Largura (mm)	1.752	1.752
Largura - incluindo espelhos retrovisores das portas (mm)	1.752	1.752
Altura - sem carga (mm)	1.512	1.512
Distância entre eixos (mm)	2.538	2.538
Via dianteira (mm)	1.520	1.510
Via traseira (mm)	1.516	1.506
Distância ao solo - com condutor (mm)	145.2	145.2
Diâmetro de viragem - à carroçaria (m)	4.6	4.6
Raio de viragem (m)	4.3	4.3
Voltas de volante (de batente a batente)	3.11	3.11
Capacidade		
Capacidade da bagageira – bancos traseiros em posição normal (litros, método VDA)	171	171
Capacidade da bagageira – até ao teto, bancos traseiros rebatidos (litros, método VDA)	861	861
Capacidade da bagageira – até aos vidros, bancos traseiros rebatidos (litros, método VDA)	571	571
Peso		
Tara (kg)	1513-1514	1542-1543
Carga Máxima Admissível (kg)	1,855	1,870
Carga útil (kg)	341-342	327-328
Peso Máximo Admissível Por Eixo - Frente/Atrás (kg)	870/1000	875/1005

ANEXO C



ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS HYUNDAI IONIQ 5 MY21

73 kWh	
Tipo	Motor síncrono de íman permanente
Potência máxima(cv (kW))	217 (160)
Binário máximo (Kg.m (Nm))	35,7 (350)
Autonomia e eficiência energética (WLTP)	
Eficiência energética (kWh/100Km)	16,8
Autonomia em cidade (km)	686
Autonomia combinada (km)	481
Bateria de Alta Voltagem	
Tipo	Iões de lítio
Capacidade (kWh)	72,6
Rendimento (kW)	253
Voltagem (V)	653,4
Suspensão	
Dianteira	McPherson
Traseira	MultiLink
Direção	
Tipo	Pinhão e cremalheira. Assistida eletricamente
Raio de viragem mínimo (m)	5,99
Nº de voltas (batente a batente)	2,67
Travões	
Tipo	Duplo circuito servo assistido com ABS, EBD e BAS
Dianteiros / traseiros	Discos ventilados / Discos sólidos
Tipo de travão de estacionamento	Elétrico
Tracção	
Eixo Motriz	Traseiro
Jantes e pneus	
Jantes	Jantes em liga leve 8,5JX19
Pneus	235 / 55 R19
Pneu de socorro temporário	Não
Kit de mobilidade	Sim
Dimensões exteriores (mm)	
Comprimento	4 635
Largura	1 890
Altura	1 605
Distância entre eixos	3 000
Via dianteira	1 628
Via traseira	1 637
Pesos e capacidades	
Tara (kg)	1 990
Peso bruto (kg)	2 430
Peso rebocável (com travão / sem travão)	1 600 / 750
Volume da bagageira traseira (l) (bancos não rebatidos / bancos rebatidos)	527 / 1 587
Volume bagageira dianteira (l)	57
Consumos, emissões e performances (WLTP)	
Low (l/100Km)	-
Medium (l/100Km)	-
High (l/100Km)	-
Extra High (l/100Km)	-
Combined (l/100Km)	-
Emissões CO2 - Combinado (g/km)	0
Velocidade Máxima (km/h)	185
Aceleração em segundos (0-100Km/h)	7,4
Carregamento das baterias	
Capacidade máxima do carregador de bordo (kW)	10,5 trifásico
Tempo de recarga Standard*	6h 09 min
Tempo de recarga Rápida (50 kW / 350 kW)**	56 min / 17 min
Garantias	
Viatura	7 anos sem limite de quilómetros
Perfuração / Corrosão	12 anos sem limite de quilómetros
Baterias de Alta Voltagem	8 anos ou 160 000 quilómetros

* de 10% até 100% da capacidade da bateria

** de 0% até 80% da capacidade da bateria

Todas as especificações são provisórias.



03 2021

ANEXO D



PREÇOS

EV 64kWh

*Os preços não incluem despesas de transporte e legalização, nem ecotaxas.

ESPECIFICAÇÕES

Versões	EV 64kWh
Motor Eléctrico	
Tipo	Síncrono de ímã permanente
Combustível	eléctrico
Cilindrada (cc)	
Potência Máxima	204 cv
Binário Máximo	395
Transmissão	
Transmissão Dianteira	
Chassis	
Suspensão Dianteira	McPherson com barra estabilizadora e amortecedores a gás
Suspensão Traseira	Independente do tipo Multi-link com barra estabilizadora e amortecedores a gás
Direção	Assistida Eléctrica - Pinhão e cremalheira
Diâmetro de Viragem ((m) / nº voltas do volante)	5,3 / 2,5 m
Carroçaria	
Comprimento/Largura/Altura	4.195 / 1.800 / 1.605 mm
Distância entre Eixos	2 600 mm
Capacidade Rebocável c/ Travões	300 Kg
Capacidade Rebocável s/ Travões	300 Kg
Nº de lugares	5
Nº de portas	5
Capacidade Bagageira	315 l, VDA
Peso	
Tara (kg)	1.682 - 1.758 Kg
Peso Bruto (kg)	2 180 Kg
Pneus e Jantes	
Dimensões	215 / 55 R17
Prestações	
Aceleração 0/100 km/h	7,9 s
Velocidade máxima km/h	167 km/h

ANEXO E

Especificações Técnicas

Motor / Engrenagem	Pro Confort
Tipo de motor	Magnetismo Permanente s/escovas AirPin
Cilindrada, cm ³	0 cm ³
Potência máxima, kW (PS) a 1 / min	150 KW (204cv)
Torque máximo, Nm a 1 / min	310 Nm
Tipo de caixa	Automática 1 Velocidade
Pesos	
Peso vazio	1.794 kg
Peso bruto admissível	2.260 kg
Carga admissível s/eixo diant. / tras.	1.060 kg / 1.260 kg
Carga admissível de reboque com travões e inclinação de 12 %/8% sem travões	n.a
Pressão apoio admissível / Porta bicicletas	55kg (15kg porta bicicletas + 2x bicicleta 20kg)
Performance	
Velocidade máxima, km / h	160 km/h
Consumo de combustível	
Autonomia WLTP	420 km
Consumo de combustível urbano, kWh / 100 km	
Extra-urbano, kWh / 100 km	
Combinado, kWh / 100 km	15,4-14,5 Kwh
Tipo de Combustível	Elétrico
Carregamento e Bateria	
AC / DC	11Kw/100Kw**
AC: 0%-100% SOC	5h15m
DC:5%-80% SOC	00h35m
Carregamento DC para 100km de autonomia	00h08m
Tipo de Bateria	Iões de Lítio
Capacidade Líquida	58kWh
Linhas de equipamento	

KISSsoft

Contents

1	Messages	3
2	Overview	3
3	Tooth geometry	3
4	Materials	3
4.1	Roughnesses	4
4.2	Lubrication	4
5	Geometry	4
5.1	Reference profiles	4
5.2	Basic data	5
5.3	Diameters and their allowances	5
5.4	Tip clearances and tooth heights	5
5.5	Roll angle	6
5.6	Tooth thickness and pitch	6
5.7	Sliding	6
5.8	Contact ratios	6
6	General influence factors	7
6.1	Forces and circumferential speed	7
6.2	Contact stiffness	7
6.3	Calculation of K factors	7
6.4	K factors	7
7	Calculation of tooth root strength (fracture)	8
7.1	Safety factors	8
8	Calculation of flank strength (pitting)	8
8.1	Safety factors	9
9	Micropitting	9
10	Scuffing load capacity	9
10.1	Flash temperature-criteria	10
10.2	Integral temperature-criteria	10
11	Measurements for tooth thickness	10
11.1	Tooth thickness tolerances	10
11.2	Base tangent lengths	10
11.3	Measurement over balls and pins	11
11.4	Tooth thickness	11
11.5	Backlash	11
12	Toothing tolerances	11
13	Modifications and determination of the tooth form	12
13.1	Data for the tooth form calculation	12
14	Supplementary data	12
14.1	Masses, stiffnesses and moments of inertia	12
14.2	Wear, power loss, sound pressure level	12
14.3	Indications for the manufacturing by wire cutting	12
15	Service life, damage	12
15.1	Damage	12
16	Remarks	13
16.1	Conventions	13
16.2	Calculations and factors	13

1 Messages



Calculation according to DIN 3990, Part 41, for motor gear boxes requires a sensible flank line modification.
Annotation:
Adjust flank line modification accordingly.

2 Overview

Calculation method	DIN 3990-41:1990 Part 41 (Vehicle gear box) Method B		
Calculation according to vehicle construction standard as defined in	DIN 3990-41:1990		
Drawing or article number:			
Gear 1:	0.000.0		
Gear 2:	0.000.0		
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Power (kW)	[P]	62.832	
Speed (1/min)	[n]	4000.0	1090.9
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	4800.000	1309.091
Torque (Nm)	[T]	150.0	550.0
Application factor	[KAF, KAH]	0.80 , 0.80	
Required service life (h)	[H]	20000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank Gear 1:	Right flank		
Gear 1 direction of rotation:	Clockwise		

3 Tooth geometry

Geometry calculation according to	ISO 21771:2007		
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Center distance (mm)	[a]	86.000	
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	1.5000	
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	9.0500	
Number of teeth	[z]	24	88
Facewidth (mm)	[b]	30.00	31.00
Hand of gear		right	left
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:2013]	A6	A6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

4 Materials

Gear 1

18CrNiMo7-6, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28

Gear 2

18CrNiMo7-6, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Infinite life strength for tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	1200.00	1200.00

KISSsoft			
Yield point (N/mm ²)	[σS]	850.00	850.00
4.1 Roughness			
		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00
4.2 Lubrication			
Lubrication type	Oil bath lubrication		
Type of oil	Klübersynth LEG 4 75 W 90 (API GL 5)		
Lubricant base	Synthetic oil based on Polyalphaolefin		
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm ² /s)	[v40]	90.00	
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm ² /s)	[v100]	15.00	
Specific density at 15°C (kg/dm ³)	[ρ]	0.850	
Oil temperature (°C)	[TS]	74.000	
5 Geometry			
5.1 Reference profiles			
Reference profile Gear 1			
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[ρfP*]	0.380	
	[ρfPmax*]	0.472	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[paP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[αprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[αKP]	0.000	
	not topping		
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[pmin.e/i]	0.602 /0.606	
Reference profile Gear 2			
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[ρfP*]	0.380	
	[ρfPmax*]	0.472	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[paP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[αprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[αKP]	0.000	
	not topping		
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[pmin.e/i]	0.586 /0.589	
5.1.1 Information on final machining			
		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius reference profile	[ρfP*]	0.380	0.380
Addendum reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[αprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[αKP]	0.000	0.000
Type of profile modification:	none (only running-in)		
Tip relief by running in (μm)	[Ca L/R]	2.0 /2.0	2.0 /2.0

KISSsoft

5.2 Basic data

Overall transmission ratio	[itot]	-3.667
Gear ratio	[u]	3.667
Transverse module (mm)	[mt]	1.519
Transverse pressure angle (°)	[ot]	20.232
Working pressure angle (°)	[awt]	21.870
(°)	[awt.e/i]	21.899 / 21.841
Working pressure angle at normal section (°)	[own]	21.617
Base helix angle (°)	[βb]	8.500
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	9.148
Reference center distance (mm)	[ad]	85.059
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	0.6521

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Profile shift coefficient	[x]	0.3976	0.2545
Generating profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.3481 / 0.3207	0.1675 / 0.1217
Virtual gear no. of teeth	[zn]	24.845	91.100
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	3.082	3.102

5.3 Diameters and their allowances

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Reference diameter (mm)	[d]	36.454	133.664
Base diameter (mm)	[db]	34.205	125.417
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.037	-0.037
Tip diameter (mm)	[da]	40.573	137.353
(mm)	[da.e/i]	40.573 / 40.548	137.353 / 137.313
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.025	0.000 / -0.040
Tip form diameter (mm)	[dFa]	40.573	137.353
(mm)	[dFa.e/i]	40.573 / 40.548	137.353 / 137.313
Active tip diameter (mm)	[dNa]	40.573	137.353
(mm)	[dNa.e/i]	40.573 / 40.548	137.353 / 137.313
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	36.857	135.143
(mm)	[dw.e/i]	36.865 / 36.850	135.170 / 135.115
Root diameter (mm)	[df]	33.897	130.677
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	33.748 / 33.666	130.416 / 130.279
Active root diameter (mm)	[dNf]	35.143	132.342
(mm)	[dNf.e/i]	35.187 / 35.121	132.387 / 132.312
Root form diameter (mm)	[dFf]	34.992	131.567
(mm)	[dFf.e/i]	34.904 / 34.857	131.341 / 131.224

5.4 Tip clearances and tooth heights

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.375	0.375
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.604 / 0.488	0.528 / 0.432
Reserve (dNF-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.165 / 0.109	0.581 / 0.485
Addendum, $m_n(h_{ap}^*+x+k)$ (mm)	[ha]	2.059	1.845
(mm)	[ha.e/i]	2.059 / 2.047	1.845 / 1.825
Dedendum, $m_n(h_p^*-x)$ (mm)	[hf]	1.279	1.493
(mm)	[hf.e/i]	1.353 / 1.394	1.624 / 1.692
Tooth height (mm)	[h]	3.338	3.338

KISSsoft

5.5 Roll angle

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Roll angle at dFa (°)	[ξFa.e/i]	36.553 /36.475	25.585 /25.540
Roll angle to dNf (°)	[ξNf.e/i]	13.832 /13.352	19.365 /19.258
Roll angle at dFf (°)	[ξFf.e/i]	11.645 /11.246	17.818 /17.636

5.6 Tooth thickness and pitch

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.8602	1.7560
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	0.913	1.197
(mm)	[san.e/i]	0.868 /0.820	1.117 /1.049
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	0.913	1.197
(mm)	[sFan.e/i]	0.868 /0.820	1.117 /1.049
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	1.065
(mm)	[efn.e/i]	0.000 /0.000	1.081 /1.090
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	4.772	4.772
Base pitch (mm)	[pbt]	4.477	4.477
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	4.477	4.477
Lead height (mm)	[pz]	719.008	2636.363
Axial pitch (mm)	[px]	29.959	29.959

5.7 Sliding

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	2.157	1.510
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.472	0.472
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.894	-0.894
Mean specific sliding	[ζm]	0.472	
Sliding factor on tip	[Kga]	0.279	0.196
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.196	-0.279

5.8 Contact ratios

		----- Pair -----	
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	46.576	
Transverse contact ratio	[εc]	1.536	
	[εc.e/m/i]	1.547 /1.528/ 1.510	
Overlap ratio	[εβ]	1.001	
Total contact ratio	[εγ]	2.538	
	[εγ.e/m/i]	2.548 /2.530/ 2.511	
Length of path of contact (mm)	[ga]	6.878	
(mm)	[ga.e/i]	6.925 /6.759	
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Addendum contact ratio	[ε]	0.904	0.633
	[ε.e/i]	0.906 /0.896	0.641 /0.613
Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A, T2A]	4.033	28.002
(mm)	[.e/i]	3.986 / 4.129	28.002 /27.953
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B, T2B]	6.433	25.601
(mm)	[.e/i]	6.433 / 6.410	25.554 /25.672
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C, T2C]	6.865	25.170
(mm)	[.e/i]	6.855 / 6.875	25.133 /25.207
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D, T2D]	8.510	23.525
(mm)	[.e/i]	8.463 / 8.606	23.525 /23.476
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E, T2E]	10.911	21.124
(mm)	[.e/i]	10.911 /10.887	21.077 /21.194
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	32.035	
(mm)	[.e/i]	31.988 /32.082	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	36.545	135.467
(mm)	[d-B.e/i]	36.545 /36.528	135.431 /135.520
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	38.205	133.952
(mm)	[d-D.e/i]	38.163 /38.291	133.952 /133.917

6 General influence factors

6.1 Forces and circumferential speed

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	8229.6	
Axial force (N)	[Fa]	1310.8	1310.8
Radial force (N)	[Fr]	3033.1	3033.1
Normal force (N)	[Fnorm]	8868.1	8868.1
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	274.32	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	8139.5	
Axial force (N)	[Faw]	1310.8	1310.8
Radial force (N)	[Frw]	3267.1	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	7.63	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	7.72	

6.2 Contact stiffness

Running-in value (μm)	[yp]	0.6
Running-in value (μm)	[yf]	0.6
Correction factor	[CM]	0.800
Gear blank factor	[CR]	1.000
Basic rack factor	[CBS]	0.975
Material coefficient	[E/Est]	1.000
Single stiffness (N/mm/ μm)	[c]	14.894
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cy]	20.884
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.00468
Resonance speed (min-1)	[nE1]	26588
Resonance ratio (-)	[N]	0.150
Subcritical range		

6.3 Calculation of K factors

Running-in value (μm)	[ya]	0.6
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	60.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	6.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	30.000
Load according to Figure 6.8, DIN 3990-1:1987 0:6.8a, 1:6.8b, 2:6.8c, 3:6.8d, 4:6.8e	[-]	4
Coefficient K' according to Figure 6.8, DIN 3990-1:1987	[K']	-1.00
Without stiffening		
Tooth trace deviation (active) (μm)	[F β y]	3.86
from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]	1.48
fsh (μm)	[fsh]	1.48
B1	[B1]	1.00
fH β 5 (μm)	[fH β 5]	6.50
Tooth without flank line modification		
Position of contact pattern: from production tolerances (μm)	[fma*B2] favorable	9.00
B ₂ =1.00		
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[F β x]	4.54
Running-in value (μm)	[y β]	0.68

6.4 K factors

Dynamic factor	[Kv]	1.055
Face load factors		
- Flank	[KH β]	1.174
- Tooth root	[KF β]	1.153
- Scuffing	[KB β]	1.174
Transverse load factors		
- Flank	[KH α]	1.150
- Tooth root	[KF α]	1.150

KISSsoft			
- Scuffing	[KB α]	1.150	
Application factor	[KA]	1.250	
Mesh load factor	[Kv]	1.000	
7 Calculation of tooth root strength (fracture)			
Calculation of Tooth form coefficients according method: B			
Application factor	[KAF]	0.80	
		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.e]	0.3481	0.1675
Tooth form factor	[YF]	1.27	1.42
Stress correction factor	[YS]	2.16	2.12
Load application angle (°)	[α Fen]	22.76	21.09
Load application diameter, virtual spur gear (mm)	[d _{en}]	38.930	138.377
Load application diameter (mm)	[d _{en}]	38.115	135.392
Bending moment arm (mm)	[hF]	1.52	1.85
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	3.26	3.41
Tooth root radius (mm)	[ρ F]	0.68	0.66
Bending moment arm (-)	[hF/mn]	1.016	1.230
Tooth thickness at root (-)	[sFn/mn]	2.174	2.276
Tooth root radius (-)	[ρ F/mn]	0.456	0.443
Calculation cross section diameter (mm)	[d _{sFn}]	34.270	130.997
Tangents on calculation cross section (°)	[α sFn]	30.000	30.000
Notch parameter	[q _s]	2.385	2.571
Contact ratio factor	[Y ϵ]	1.000	
Helix angle factor	[Y β]	0.925	
Effective facewidth (mm)	[b _{eff}]	30.00	31.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[σ F0]	462.88	490.16
Tooth root stress (N/mm ²)	[σ F]	518.02	548.55
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[Y _{drel} T]	0.999	1.001
Surface factor	[Y _{rel} T]	0.957	0.957
Size factor, tooth root	[Y _X]	1.000	1.000
Life factor	[Y _{NT}]	1.000	1.000
Y _{drel} *Y _{rel} T*Y _X *Y _{NT}		0.956	0.957
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient			
	[Y _M]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Y _{ST}]	2.00	
YST* σ Flim (N/mm ²)	[σ FE]	860.00	860.00
Permissible tooth root stress σ FG/SFmin (N/mm ²)	[σ FP]	632.23	633.34
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σ FG]	821.90	823.34
7.1 Safety factors			
		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Required safety	[SFmin]	1.30	1.30
Safety for tooth root stress	[SF= σ FG/ σ F]	1.59	1.50
Transmittable power (kW)	[kWRating]	76.68	72.54
8 Calculation of flank strength (pitting)			
Application factor	[KAH]	0.80	
		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Zone factor	[ZH]	2.366	
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]	189.812	
Contact ratio factor	[Z ϵ]	0.807	
Helix angle factor	[Z β]	0.994	
Effective facewidth (mm)	[b _{eff}]	30.00	
Nominal contact stress (N/mm ²)	[σ H0]	1114.29	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[σ Hw]	1189.51	
Single tooth contact factor	[Z _B , Z _D]	1.00	1.00
Contact stress (N/mm ²)	[σ HB, σ HD]	1189.51	1189.51
Lubricant coefficient for N _L	[Z _L]	0.960	0.960
Speed factor at N _L	[Z _V]	0.993	0.993
Roughness factor for N _L	[Z _R]	0.959	0.959
Material hardening factor for N _L	[Z _W]	1.000	1.000

KISSsoft			
Life factor	[ZNT]	1.000	1.000
Limited pitting is permissible:	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.914	0.914
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress, $\sigma_{HG}/\sigma_{Hmin}$ (N/mm ²)	[σ_{HP}]	1443.00	1443.00
Pitting stress limit (N/mm ²)	[σ_{HG}]	1370.85	1370.85
8.1 Safety factors			
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Required safety	[SHmin]	0.95	0.95
Safety factor for contact stress on operating pitch circle	[SHw]	1.15	1.15
Safety against pressure, σ_{HG}/σ_{HBD} Single contact	[SHBD]	1.15	1.15
Safety regarding transmittable torque	[SHBD ²]	1.33	1.33
Transmittable power (kW)	[kWRating]	92.47	92.47
9 Micropitting			
Calculation method according to	ISO/TS 6336-22:2018		
Lubricant load according to FVA Info sheet 54/7 10, Klübersynth LEG 4 75 W 90 (API GL 5)			
Reference data FZG-C Test:			
Torque (Nm)	[T1Ref]	265.100	
Line load at contact point A (N/mm)	[FbbRef,A]	236.300	
Oil temperature (°C)	[θ_{OilRef}]	90.000	
Tooth mass temperature (°C)	[θ_{MRef}]	122.487	
Contact temperature (°C)	[$\theta_{BRef,A}$]	223.515	
Lubrication gap thickness (μm)	[hRef,A]	0.041	
Specific film thickness in test	[λ_{GFT}]	0.083	
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Calculation of permissible specific film thickness			
Material coefficient	[WW]	1.000	
Permissible specific film thickness	[λ_{GFP}]	0.116	
Interim results in accordance with ISO/TS 6336-22:2018			
Coefficient of friction	[μ_m]	0.065	
Lubricant factor	[XL]	0.800	
Roughness factor	[XR]	1.267	
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[θ_M]	84.351	
Tip relief factor	[XCa(A)]	1.209	
Loss factor	[HV]	0.115	
Equivalent Young's modulus (N/mm ²)	[Er]	226373.626	
Pressure-viscosity coefficient (m ² /N)	[α_{38}]	0.01291	
Dynamic viscosity (Ns/m ²)	[η_{tM}]	17.339	
Roughness average value (μm)	[Ra]	0.600	
Calculation of speeds, load distribution and flank curvature according to method B following ISO/TS 6336-22:2018.			
C_s taken as optimal in the calculation. 0=no, 1=yes		0	0
Calculation at point (0:A, 1:AB, 2:B, 3:C, 4:D, 5:DE, 6:E, -1:No Point)		0	
Diameter (mm)	[dy]	35.143	137.353
Relative radius of curvature (mm)	[pred]		3.564
Load sharing factor	[XY]		0.641
X_V interpolated between the values $X_V(\epsilon_b=0.8)$ and $X_V(\epsilon_b=1.2)$ according to ISO/TC60/WG6.			
Contact stress (N/mm ²)	[pH]	1101.279	
Contact stress (N/mm ²)	[pdyn]	1469.524	
Minimal specific film thickness	[λ_{GFY}]	0.144	($h_v=0.086 \mu\text{m}$)
Safety against micropitting	[SA(B)]	1.241	
For interim results, refer to file:		Micropitting_12.tmp	
10 Scuffing load capacity			
Calculation method according to	DIN 3990:1987		
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Thermal contact coefficient (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (μm)	[Ca]	2.00	2.00

KISSsoft			
Optimal tip relief (μm) C_s taken as optimal in the calculation. 0=no, 1=yes	[Ceff]	0	10.51
			0
----- Pair -----			
Helical load factor for scuffing	[KB γ]		1.230
Application factor	[KA]		0.80
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]		1.000
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	14
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]		30.000
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]		384.538
Angle factor $\epsilon_1 = 0.904$, $\epsilon_2 = 0.633$	[X $\alpha\beta$]		1.002
10.1 Flash temperature-criteria			
----- Pair -----			
Tooth mass temperature ($^{\circ}\text{C}$) $\theta_{MB} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.47 \cdot \theta_{flamax}$	[θ_{MB}]		94.30
Maximum flash temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[θ_{flamax}]		43.20
Scuffing temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[θ_S]		568.85
Γ coordinates (point of highest temperature) [$\Gamma.A$]= -0.413, [$\Gamma.E$]= 0.589	[Γ]		0.240
Maximum contact temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[θ_B]		137.50
Flash factor ($^{\circ}\text{K}^{\circ}\text{N}^{\wedge}-.75^{\circ}\text{s}^{\wedge}.5^{\circ}\text{m}^{\wedge}-.5^{\circ}\text{mm}$)	[XM]		50.058
Geometry factor	[XB]		0.113
Load sharing factor	[X Γ]		1.000
Dynamic viscosity (mPa*s)	[η_M]		13.78 (94.3 $^{\circ}\text{C}$)
Coefficient of friction	[μ_m]		0.097
Required safety	[SBmin]		2.000
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]		7.792
10.2 Integral temperature-criteria			
----- Pair -----			
Tooth mass temperature ($^{\circ}\text{C}$) $\theta_{MC} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.70 \cdot \theta_{flaint}$	[θ_{MC}]		89.58
Integral scuffing temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[θ_{Sint}]		568.85
Flash factor ($^{\circ}\text{K}^{\circ}\text{N}^{\wedge}-.75^{\circ}\text{s}^{\wedge}.5^{\circ}\text{m}^{\wedge}-.5^{\circ}\text{mm}$)	[XM]		50.058
Contact ratio factor	[X ϵ]		0.249
Dynamic viscosity (mPa*s)	[η_{Oil}]		23.03 (74.0 $^{\circ}\text{C}$)
Mean coefficient of friction	[μ_m]		0.090
Geometry factor	[XBE]		0.255
Meshing factor	[XQ]		1.000
Tip relief factor	[XCa]		1.021
Mean flash temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[θ_{flaint}]		22.26
Integral tooth flank temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[θ_{int}]		122.97
Required safety	[SSmin]		1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]		4.626
Safety factor for transmitted moment (int.-T.)	[SSL]		10.105
11 Measurements for tooth thickness			
11.1 Tooth thickness tolerances			
----- Gear 1 ----- Gear 2 -----			
Tooth thickness tolerance		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.054 /-0.084	-0.095 /-0.145
11.2 Base tangent lengths			
----- Gear 1 ----- Gear 2 -----			
Number of teeth spanned	[k]	4.000	11.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	16.429	48.673
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	16.378 /16.350	48.584 /48.537
(mm)	[$\Delta Wk.e/i$]	-0.051 /-0.079	-0.089 /-0.136
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	37.840	134.298

KISSsoft

11.3 Measurement over balls and pins

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	2.808	2.558
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	3.000	2.750
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	21.144	69.309
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	21.092 /21.063	69.191 /69.128
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	37.799	134.560
Diametral measurement over two balls, no backlash (mm)	[MdK]	42.288	138.617
Diametral measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i]	42.184 /42.125	138.382 /138.256
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	42.288	138.617
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	42.184 /42.125	138.382 /138.256
Measurement over 3 pins, axial, AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	42.184 /42.125	138.382 /138.256

11.4 Tooth thickness

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	2.105	1.847
Chordal tooth thickness (mm)	[sc]	2.788	2.634
(mm)	[sc.e/i]	2.735 /2.706	2.540 /2.490
Tooth thickness, arc (mm)	[sn]	2.790	2.634
(mm)	[sn.e/i]	2.736 /2.706	2.539 /2.489

11.5 Backlash

		----- Pair -----
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.014 /-0.014
Radial backlash (mm)	[jrw.e/i]	0.313 /0.174
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	0.249 /0.138
Normal backlash (mm)	[jn.e/i]	0.227 /0.128
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.018 /-0.018
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	85.809 /85.705
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.191 /-0.295
		----- Gear 1 -----
		----- Gear 2 -----
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	34.810
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	-0.047
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.210
		----- Gear 1 -----
		----- Gear 2 -----
Torsional angle on input with output fixed:		
Total torsional angle (°)	[j,tSys]	0.7726/0.4306

12 Tothing tolerances

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
According to ISO 1328-1:2013, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	A6	A6
Single pitch deviation (µm)	[fptT]	8.00	8.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	7.51	7.51
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	16.00	18.00
Profile form deviation (µm)	[ffaT]	8.00	8.00
Profile slope deviation (µm)	[fHaT]	6.50	6.50
Total profile deviation (µm)	[FαT]	11.00	11.00
Helix form deviation (µm)	[ffbT]	9.50	10.00
Helix slope deviation (µm)	[fHβT]	9.00	9.00
Total helix deviation (µm)	[FβT]	13.00	14.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	23.00	28.00
Adjacent pitch difference (µm)	[fuT]	11.00	11.00
Runout (µm)	[FrT]	21.00	25.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	31.00	36.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	8.00	8.00
Radial composite, total (µm)	[FidT]	23.00	34.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	6.50	6.50
FidT (Fi") and fidT (fi") according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for m _n and d.			
According to ISO 1328-2:2020			
Accuracy grade	[Q]	R38	R39

KISSsoft

Radial composite, total (μm)	[FidT]	24.00	31.00
Radial composite, tooth-to-tooth (μm)	[fidT]	11.00	13.00
Axis alignment tolerances recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality 6			
Maximum value for deviation error of axis (μm)	[fΣβ]	14.00	($F_{\beta}=14.00$)
Maximum value for inclination error of axes (μm)	[fΣδ]	28.00	

13 Modifications and determination of the tooth form

13.1 Data for the tooth form calculation

Data not available.

Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

14 Supplementary data

Maximal possible center distance (eps_a=1.0)	[aMAX]	86.923
--	--------	--------

14.1 Masses, stiffnesses and moments of inertia

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Mass (kg)	[m]	0.256	3.424
Total mass (kg)	[mGes]	3.680	
Moment of inertia for system, relative to the input: calculation without consideration of the exact tooth shape			
Gears individually ((da+df)/2...di) ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	[J]	4.433e-05	0.007687
System (da+df)/2...di ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	[J]	0.0006161	

14.2 Wear, power loss, sound pressure level

Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	0.181
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.047
Average coefficient of friction according to Niemann	[μm]	0.058
Wear sliding coef. by Niemann	[ζw]	0.725
Loss factor	[HV]	0.115
Gear power loss (kW)	[PVZ]	0.421
Meshing efficiency (%)	[ηz]	99.330
Sound pressure level based on Masuda, without PPTe/δs	[dB(A)]	76.488

14.3 Indications for the manufacturing by wire cutting

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Deviation from theoretical tooth trace (μm)	[WireErr]	156.4	42.7
Permissible deviation (μm)	[Fb/2]	6.5	7.0

15 Service life, damage

Required safety for tooth root	[S _{rmin}]	1.30
Required safety for tooth flank	[S _{hmin}]	0.95
Required service life	[H]	20000.00

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[H _{act}]	> 1000000
-------------------------	---------------------	-----------

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Tooth root service life (h)	[H _{ract}]	1e+06	1e+06
Tooth flank service life (h)	[H _{hact}]	1e+06	1e+06

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

15.1 Damage

Damage relative to the required service life (H, 20000.0 h)

F ₁ (%)	F ₂ (%)	H ₁ (%)	H ₂ (%)
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

KISSsoft**16 Remarks****16.1 Conventions**

- Specifications with **.efi** mean: Maximum value **.e** and Minimum value **.i**, taking all tolerances into account.
- Specifications with **.m** mean: Mean value within tolerance.

- The center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account for the backlash tolerance. The maximum and minimum clearance corresponding to the largest and smallest allowances are shown. The calculation is performed for the operating pitch circle.

16.2 Calculations and factors

- Details of calculation method:
 - c_v according to Method B
 - K_v according to Method B
 - $K_{H\beta}$ and $K_{F\beta}$ according to Method C
 - $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ according to Method B

End of report (lines: 652)

KISSsoft

Contents

1	Messages	3
2	Overview	3
3	Tooth geometry	3
4	Materials	3
4.1	Roughnesses	4
4.2	Lubrication	4
5	Geometry	4
5.1	Reference profiles	4
5.2	Basic data	5
5.3	Diameters and their allowances	5
5.4	Tip clearances and tooth heights	5
5.5	Roll angle	6
5.6	Tooth thickness and pitch	6
5.7	Sliding	6
5.8	Contact ratios	6
6	General influence factors	7
6.1	Forces and circumferential speed	7
6.2	Contact stiffness	7
6.3	Calculation of K factors	7
6.4	K factors	7
7	Calculation of tooth root strength (fracture)	8
7.1	Safety factors	8
8	Calculation of flank strength (pitting)	8
8.1	Safety factors	9
9	Micropitting	9
10	Scuffing load capacity	9
10.1	Flash temperature-criteria	10
10.2	Integral temperature-criteria	10
11	Measurements for tooth thickness	10
11.1	Tooth thickness tolerances	10
11.2	Base tangent lengths	10
11.3	Measurement over balls and pins	11
11.4	Tooth thickness	11
11.5	Backlash	11
12	Toothing tolerances	11
13	Modifications and determination of the tooth form	12
13.1	Data for the tooth form calculation	12
14	Supplementary data	12
14.1	Masses, stiffnesses and moments of inertia	12
14.2	Wear, power loss, sound pressure level	12
14.3	Indications for the manufacturing by wire cutting	12
15	Service life, damage	12
15.1	Damage	12
16	Remarks	13
16.1	Conventions	13
16.2	Calculations and factors	13



1 Messages

Calculation according to DIN 3990, Part 41, for motor gear boxes requires a sensible flank line modification.
 Annotation:
 Adjust flank line modification accordingly.

The circumferential speed is very high (20.6833 m/s)!
 You have to take adequate action to guarantee proper lubrication.

2 Overview

Calculation method	DIN 3990-41:1990 Part 41 (Vehicle gear box) Method B		
Calculation according to vehicle construction standard as defined in	DIN 3990-41:1990		
Drawing or article number:			
Gear 1:	0.000.0		
Gear 2:	0.000.0		
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Power (kW)	[P]	52.360	
Speed (1/min)	[n]	5000.0	4166.7
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	6000.000	5000.000
Torque (Nm)	[T]	100.0	120.0
Application factor	[KAF, KAH]	0.80 , 0.80	
Required service life (h)	[H]	20000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank Gear 1:		Right flank	
Gear 1 direction of rotation:		Clockwise	

3 Tooth geometry

Geometry calculation according to	ISO 21771:2007		
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Center distance (mm)	[a]	86.000	
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	1.5000	
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	18.3200	
Number of teeth	[z]	50	60
Facewidth (mm)	[b]	15.00	16.00
Hand of gear		left	right
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:2013]	A6	A6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

4 Materials

Gear 1
 18CrNiMo7-6, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28

Gear 2
 18CrNiMo7-6, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Infinite life strength for tooth root stress (N/mm²)	[σFlim]	430.00	430.00

KISSsoft

Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	850.00	850.00

4.1 Roughness

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00

4.2 Lubrication

Lubrication type	Oil bath lubrication	
Type of oil	Klübersynth LEG 4 75 W 90 (API GL 5)	
Lubricant base	Synthetic oil based on Polyalphaolefin	
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm ² /s)	[ν40]	90.00
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm ² /s)	[ν100]	15.00
Specific density at 15°C (kg/dm ³)	[ρ]	0.850
Oil temperature (°C)	[TS]	74.000

5 Geometry

5.1 Reference profiles

Reference profile Gear 1

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[pfP*]	0.380
	[pfPmax*]	0.472
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[paP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[pmin.e/i]	0.671 /0.676

Reference profile Gear 2

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[pfP*]	0.380
	[pfPmax*]	0.472
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[paP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[pmin.e/i]	0.625 /0.628

5.1.1 Information on final machining

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius reference profile	[pfP*]	0.380	0.380
Addendum reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[αprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[αKP]	0.000	0.000
Type of profile modification:	none (only running-in)		
Tip relief by running in (μm)	[Ca L/R]	2.0 /2.0	2.0 /2.0

KISSsoft

5.2 Basic data

Overall transmission ratio	[itot]	-1.200
Gear ratio	[u]	1.200
Transverse module (mm)	[mt]	1.580
Transverse pressure angle (°)	[ot]	20.977
Working pressure angle (°)	[awt]	19.344
(°)	[awt.e/i]	19.377 / 19.311
Working pressure angle at normal section (°)	[awn]	18.449
Base helix angle (°)	[βb]	17.180
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	18.142
Reference center distance (mm)	[ad]	86.905
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	-0.5810

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Profile shift coefficient	[x]	-0.4257	-0.1553
Generating profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.4898 / -0.5264	-0.2195 / -0.2561
Virtual gear no. of teeth	[zn]	57.704	69.244
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	2.703	2.930

5.3 Diameters and their allowances

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Reference diameter (mm)	[d]	79.004	94.805
Base diameter (mm)	[db]	73.768	88.522
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.033	-0.033
Tip diameter (mm)	[da]	80.661	97.273
(mm)	[da.e/i]	80.661 / 80.626	97.273 / 97.238
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.035	0.000 / -0.035
Tip form diameter (mm)	[dFa]	80.661	97.273
(mm)	[dFa.e/i]	80.661 / 80.626	97.273 / 97.238
Active tip diameter (mm)	[dNa]	80.661	97.273
(mm)	[dNa.e/i]	80.661 / 80.626	97.273 / 97.238
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	78.182	93.818
(mm)	[dw.e/i]	78.198 / 78.166	93.837 / 93.799
Root diameter (mm)	[df]	73.977	90.589
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	73.785 / 73.675	90.397 / 90.287
Active root diameter (mm)	[dNf]	75.624	91.809
(mm)	[dNf.e/i]	75.666 / 75.601	91.860 / 91.781
Root form diameter (mm)	[dFf]	75.555	91.785
(mm)	[dFf.e/i]	75.441 / 75.377	91.645 / 91.566

5.4 Tip clearances and tooth heights

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.375	0.375
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.561 / 0.453	0.561 / 0.453
Reserve (dNF-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.144 / 0.080	0.147 / 0.068
Addendum, $m_n(h_{ap}^*+x+k)$ (mm)	[ha]	0.829	1.234
(mm)	[ha.e/i]	0.829 / 0.811	1.234 / 1.216
Dedendum, $m_n(h_p^*-x)$ (mm)	[hf]	2.513	2.108
(mm)	[hf.e/i]	2.610 / 2.665	2.204 / 2.259
Tooth height (mm)	[h]	3.342	3.342

KISSsoft

5.5 Roll angle

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Roll angle at dFa (°)	[ξFa.e/i]	25.341 /25.274	26.099 /26.044
Roll angle to dNf (°)	[ξNf.e/i]	13.080 /12.850	15.883 /15.690
Roll angle at dFf (°)	[ξFf.e/i]	12.271 /12.033	15.353 /15.155

5.6 Tooth thickness and pitch

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.2609	1.4577
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	1.271	1.243
(mm)	[san.e/i]	1.214 /1.159	1.186 /1.131
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	1.271	1.243
(mm)	[sFan.e/i]	1.214 /1.159	1.186 /1.131
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	1.446	1.219
(mm)	[efn.e/i]	1.499 /0.000	1.244 /1.260
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	4.964	4.964
Base pitch (mm)	[pbt]	4.635	4.635
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	4.635	4.635
Lead height (mm)	[pz]	749.607	899.529
Axial pitch (mm)	[px]	14.992	14.992

5.7 Sliding

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	3.230	4.438
Specific sliding at the tip	[za]	0.378	0.504
Specific sliding at the root	[zi]	-1.018	-0.608
Mean specific sliding	[zm]		0.451
Sliding factor on tip	[Kga]	0.158	0.217
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.217	-0.158

5.8 Contact ratios

		----- Pair -----	
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	27.053	
Transverse contact ratio	[εα]	1.723	
	[εα.e/m/i]	1.735 /1.714/	1.694
Overlap ratio	[εβ]	1.001	
Total contact ratio	[εγ]	2.724	
	[εγ.e/m/i]	2.735 /2.715/ 2.694	
Length of path of contact (mm)	[ga]	7.988	
(mm)	[ga.e/i]	8.041 /7.850	
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Addendum contact ratio	[ε]	0.726	0.997
	[ε.e/i]	0.731 /0.711	1.004 /0.982
Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A,T2A]	8.325	20.161
(mm)	[.e/i]	8.272 /8.420	20.161 /20.119
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B,T2B]	11.678	16.808
(mm)	[.e/i]	11.678 /11.635	16.755 /16.904
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C,T2C]	12.948	15.538
(mm)	[.e/i]	12.924 /12.972	15.509 /15.567
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D,T2D]	12.960	15.526
(mm)	[.e/i]	12.907 /13.055	15.526 /15.484
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E,T2E]	16.313	12.173
(mm)	[.e/i]	16.313 /16.270	12.120 /12.269
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	28.487	
(mm)	[.e/i]	28.434 /28.539	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	77.378	94.690
(mm)	[d-B.e/i]	77.378 /77.351	94.652 /94.758
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	78.190	93.810
(mm)	[d-D.e/i]	78.155 /78.253	93.810 /93.783

6 General influence factors

6.1 Forces and circumferential speed

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	2531.5	
Axial force (N)	[Fa]	838.2	838.2
Radial force (N)	[Fr]	970.6	970.6
Normal force (N)	[Fnorm]	2837.8	2837.8
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	168.77	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	2558.1	
Axial force (N)	[Faw]	838.2	838.2
Radial force (N)	[Frw]	898.1	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	20.68	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	20.47	

6.2 Contact stiffness

Running-in value (μm)	[yp]	0.6
Running-in value (μm)	[yf]	0.6
Correction factor	[CM]	0.800
Gear blank factor	[CR]	1.000
Basic rack factor	[CBS]	0.975
Material coefficient	[E/Est]	1.000
Single stiffness (N/mm/ μm)	[c]	12.538
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cy]	19.341
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.01216
Resonance speed (min-1)	[nE1]	7618
Resonance ratio (-)	[N]	0.656
Subcritical range		

6.3 Calculation of K factors

Running-in value (μm)	[y α]	0.6
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	30.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	3.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	15.000
Load according to Figure 6.8, DIN 3990-1:1987 0:6.8a, 1:6.8b, 2:6.8c, 3:6.8d, 4:6.8e	[-]	4
Coefficient K' according to Figure 6.8, DIN 3990-1:1987	[K]	-1.00
Without stiffening		
Tooth trace deviation (active) (μm)	[F β y]	3.61
from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]	1.54
fsh (μm)	[fsh]	1.54
B1	[B1]	1.00
fH β 5 (μm)	[fH β 5]	6.00
Tooth without flank line modification		
Position of contact pattern: from production tolerances (μm)	[fma*B2] favorable	8.50
B $_2$ =1.00		
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[F β x]	4.25
Running-in value (μm)	[y β]	0.64

6.4 K factors

Dynamic factor	[Kv]	1.285
Face load factors		
- Flank	[KH β]	1.201
- Tooth root	[KF β]	1.154
- Scuffing	[KB β]	1.201
Transverse load factors		
- Flank	[KH α]	1.209
- Tooth root	[KF α]	1.209

KISSsoft

- Scuffing	[KB α]	1.209
Application factor	[KA]	1.250
Mesh load factor	[K ν]	1.000

7 Calculation of tooth root strength (fracture)

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		0.80	
		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Application factor	[KAF]		
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.e]	-0.4898	-0.2195
Tooth form factor	[YF]	1.37	1.14
Stress correction factor	[YS]	1.82	2.09
Load application angle (°)	[α Fen]	16.45	18.13
Load application diameter, virtual spur gear (mm)	[d _{en}]	85.476	103.465
Load application diameter (mm)	[d _{en}]	77.925	94.404
Bending moment arm (mm)	[hF]	1.41	1.33
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	3.08	3.25
Tooth root radius (mm)	[pF]	0.97	0.82
Bending moment arm (-)	[hF/mn]	0.940	0.885
Tooth thickness at root (-)	[sFn/mn]	2.051	2.167
Tooth root radius (-)	[pF/mn]	0.647	0.545
Calculation cross section diameter (mm)	[d _{srn}]	74.501	91.043
Tangents on calculation cross section (°)	[α srn]	30.000	30.000
Notch parameter	[q _s]	1.586	1.987
Contact ratio factor	[Y ϵ]		1.000
Helix angle factor	[Y β]		0.847
Effective facewidth (mm)	[beff]	15.00	16.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[σ F0]	237.33	213.75
Tooth root stress (N/mm ²)	[σ F]	340.28	306.48
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[Y _{drel} T]	0.991	0.995
Surface factor	[Y _{Rrel} T]	0.957	0.957
Size factor, tooth root	[Y _X]	1.000	1.000
Life factor	[Y _{NT}]	1.000	1.000
Y _{drel} T*Y _{Rrel} T*Y _X *Y _{NT}		0.948	0.952
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[Y _M]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Y _{ST}]		2.00
YST* σ Flim (N/mm ²)	[σ FE]	860.00	860.00
Permissible tooth root stress σ FG/SFmin (N/mm ²)	[σ FP]	626.97	629.72
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σ FG]	815.06	818.63

7.1 Safety factors

		0.80	
		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Required safety	[SFmin]	1.30	1.30
Safety for tooth root stress	[SF= σ FG/ σ F]	2.40	2.67
Transmittable power (kW)	[kWRating]	96.47	107.58

8 Calculation of flank strength (pitting)

		0.80	
		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Application factor	[KAH]		
Zone factor	[ZH]	2.499	
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]	189.812	
Contact ratio factor	[Z ϵ]	0.762	
Helix angle factor	[Z β]	0.974	
Effective facewidth (mm)	[beff]	15.00	
Nominal contact stress (N/mm ²)	[σ H0]	696.57	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[σ Hw]	851.15	
Single tooth contact factor	[Z _B , Z _D]	1.00	1.00
Contact stress (N/mm ²)	[σ HB, σ HD]	851.15	851.15
Lubricant coefficient for N _L	[Z _L]	0.960	0.960
Speed factor at N _L	[Z _V]	1.021	1.021
Roughness factor for N _L	[Z _R]	0.959	0.959
Material hardening factor for N _L	[Z _W]	1.000	1.000

8/13

KISSsoft			
Life factor	[ZNT]	1.000	1.000
Limited pitting is permissible: No	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.940	0.940
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress, $\sigma_{HG}/\sigma_{Hmin}$ (N/mm ²)	[σ_{HP}]	1484.76	1484.76
Pitting stress limit (N/mm ²)	[σ_{HG}]	1410.52	1410.52
8.1 Safety factors			
		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Required safety	[SHmin]	0.95	0.95
Safety factor for contact stress on operating pitch circle	[SHw]	1.66	1.66
Safety against pressure, σ_{HG}/σ_{HBD} Single contact	[SHBD]	1.66	1.66
Safety regarding transmittable torque	[SHBD ²]	2.75	2.75
Transmittable power (kW)	[kWRating]	159.33	159.33
9 Micropitting			
Calculation method according to	ISO/TS 6336-22:2018		
Lubricant load according to FVA Info sheet 54/7 10, Klübersynth LEG 4 75 W 90 (API GL 5)			
Reference data FZG-C Test:			
Torque (Nm)	[T1Ref]	265.100	
Line load at contact point A (N/mm)	[FbbRef,A]	236.300	
Oil temperature (°C)	[θ_{oilRef}]	90.000	
Tooth mass temperature (°C)	[θ_{MRef}]	122.487	
Contact temperature (°C)	[$\theta_{BRef,A}$]	223.515	
Lubrication gap thickness (μm)	[hRef,A]	0.041	
Specific film thickness in test	[λ_{GFT}]	0.083	
		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Calculation of permissible specific film thickness			
Material coefficient	[WW]	1.000	
Permissible specific film thickness	[λ_{GFP}]	0.116	
Interim results in accordance with ISO/TS 6336-22:2018			
Coefficient of friction	[μ_{-}]	0.046	
Lubricant factor	[XL]	0.800	
Roughness factor	[XR]	1.174	
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[θ_{M}]	83.355	
Tip relief factor	[XCa(A)]	1.328	
Loss factor	[HV]	0.096	
Equivalent Young's modulus (N/mm ²)	[Er]	226373.626	
Pressure-viscosity coefficient (m ² /N)	[α_{38}]	0.01291	
Dynamic viscosity (Ns/m ²)	[η_{tM}]	17.797	
Roughness average value (μm)	[Ra]	0.600	
Calculation of speeds, load distribution and flank curvature according to method B following ISO/TS 6336-22:2018.			
C_s taken as optimal in the calculation. 0=no, 1=yes		0	0
Calculation at point (0:A, 1:AB, 2:B, 3:C, 4:D, 5:DE, 6:E, -1:No Point)		0	
Diameter (mm)	[dy]	75.624	97.273
Relative radius of curvature (mm)	[pred]		6.167
Load sharing factor	[XY]		0.594
X_Y interpolated between the values $X_Y(\epsilon_s=0.8)$ and $X_Y(\epsilon_s=1.2)$ according to ISO/TC60/WG6.			
Contact stress (N/mm ²)	[pH]		633.695
Contact stress (N/mm ²)	[pdyn]		967.908
Minimal specific film thickness	[λ_{GFY}]		0.394 ($h_v=0.237 \mu\text{m}$)
Safety against micropitting	[S(B)]		3.402
For interim results, refer to file:			Micropitting_12.tmp
10 Scuffing load capacity			
Calculation method according to	DIN 3990:1987		
		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Thermal contact coefficient (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (μm)	[Ca]	2.00	2.00

KISSsoft			
Optimal tip relief (μm)	[Ceff]	0	6.98
C_s taken as optimal in the calculation. 0=no, 1=yes		0	0
----- Pair -----			
Helical load factor for scuffing	[KBy]		1.257
Application factor	[KA]		0.80
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]		1.000
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	14
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]		15.000
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]		316.678
Angle factor	[X $\alpha\beta$]		0.958
$\varepsilon_1 = 0.726$, $\varepsilon_2 = 0.997$			
10.1 Flash temperature-criteria			
----- Pair -----			
Tooth mass temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[θ_{MB}]		90.10
$\theta_{MB} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.47 \cdot \theta_{flamax}$			
Maximum flash temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[θ_{flamax}]		34.26
Scuffing temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[θ_S]		568.85
Γ coordinates (point of highest temperature)	[Γ]		-0.357
[$\Gamma.A$] = -0.357, [$\Gamma.E$] = 0.260			
Maximum contact temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[θ_B]		124.36
Flash factor ($^{\circ}\text{K} \cdot \text{N}^{-0.75} \cdot \text{s}^{-0.5} \cdot \text{m}^{-0.5} \cdot \text{mm}$)	[XM]		50.058
Geometry factor	[XB]		0.255
Load sharing factor	[X Γ]		0.333
Dynamic viscosity (mPa*s)	[η_M]		15.24 (90.1 $^{\circ}\text{C}$)
Coefficient of friction	[μ_m]		0.075
Required safety	[SBmin]		2.000
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]		9.824
10.2 Integral temperature-criteria			
----- Pair -----			
Tooth mass temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[θ_{MC}]		86.43
$\theta_{MC} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.70 \cdot \theta_{flaint}$			
Integral scuffing temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[θ_{Sint}]		568.85
Flash factor ($^{\circ}\text{K} \cdot \text{N}^{-0.75} \cdot \text{s}^{-0.5} \cdot \text{m}^{-0.5} \cdot \text{mm}$)	[XM]		50.058
Contact ratio factor	[X ε]		0.308
Dynamic viscosity (mPa*s)	[η_{Oil}]		23.03 (74.0 $^{\circ}\text{C}$)
Mean coefficient of friction	[μ_m]		0.064
Geometry factor	[XBE]		0.172
Meshing factor	[XQ]		1.000
Tip relief factor	[XCa]		1.031
Mean flash temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[θ_{flaint}]		17.75
Integral tooth flank temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[θ_{int}]		113.05
Required safety	[SSmin]		1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]		5.032
Safety factor for transmitted moment (int.-T.)	[SSL]		12.671
11 Measurements for tooth thickness			
11.1 Tooth thickness tolerances			
----- Gear 1 ----- Gear 2 -----			
Tooth thickness tolerance		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.070 / -0.110	-0.070 / -0.110
11.2 Base tangent lengths			
----- Gear 1 ----- Gear 2 -----			
Number of teeth spanned	[k]	6.000	8.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	25.137	34.514
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	25.071 / 25.033	34.448 / 34.411
(mm)	[$\Delta Wk.e/i$]	-0.066 / -0.103	-0.066 / -0.103
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	77.554	94.436

KISSsoft

11.3 Measurement over balls and pins

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	2.485	2.508
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	2.500	2.500
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	40.527	48.835
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	40.426 /40.367	48.741 /48.686
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	77.526	94.091
Diametral measurement over two balls, no backlash (mm)	[MdK]	81.054	97.670
Diametral measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i]	80.852 /80.735	97.482 /97.373
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	81.054	97.670
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	80.852 /80.735	97.482 /97.373
Measurement over 3 pins, axial, AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	80.852 /80.735	97.482 /97.373

11.4 Tooth thickness

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	0.830	1.237
Chordal tooth thickness (mm)	[sc]	1.891	2.186
(mm)	[sc.e/i]	1.822 /1.782	2.117 /2.077
Tooth thickness, arc (mm)	[sn]	1.891	2.187
(mm)	[sn.e/i]	1.821 /1.781	2.117 /2.077

11.5 Backlash

		----- Pair -----
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.012 /-0.012
Radial backlash (mm)	[jrw.e/i]	0.349 /0.192
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	0.242 /0.134
Normal backlash (mm)	[jn.e/i]	0.219 /0.120
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.018 /-0.018
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	85.790 /85.668
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.210 /-0.332
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	75.202
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	-0.120
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.139
Torsional angle on input with output fixed:		
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.3541/0.1959

12 Toothing tolerances

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
According to ISO 1328-1:2013, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	A6	A6
Single pitch deviation (µm)	[fptT]	8.00	8.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	7.47	7.47
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	16.00	18.00
Profile form deviation (µm)	[ffaT]	8.00	8.00
Profile slope deviation (µm)	[fHaT]	6.50	6.50
Total profile deviation (µm)	[FαT]	11.00	11.00
Helix form deviation (µm)	[ffbT]	9.00	9.00
Helix slope deviation (µm)	[fHβT]	8.00	8.50
Total helix deviation (µm)	[FβT]	12.00	12.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	26.00	26.00
Adjacent pitch difference (µm)	[fuT]	11.00	11.00
Runout (µm)	[FrT]	23.00	24.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	33.00	34.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	8.00	8.00
Radial composite, total (µm)	[FidT]	27.00	27.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	6.50	6.50
FidT (Fi") and fidT (fi") according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for m _n and d.			
According to ISO 1328-2:2020			
Accuracy grade	[Q]	R38	R38

KISSsoft

Radial composite, total (μm)	[FidT]	25.00	25.00
Radial composite, tooth-to-tooth (μm)	[fidT]	11.00	11.00
Axis alignment tolerances recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality 6			
Maximum value for deviation error of axis (μm)	[fΣβ]	12.00	($F_{\beta}=12.00$)
Maximum value for inclination error of axes (μm)	[fΣδ]	24.00	

13 Modifications and determination of the tooth form

13.1 Data for the tooth form calculation

Data not available.

Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

14 Supplementary data

Maximal possible center distance ($\text{eps}_a=1.0$)	[aMAX]	87.168
---	--------	--------

14.1 Masses, stiffnesses and moments of inertia

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Mass (kg)	[m]	0.551	0.868
Total mass (kg)	[mGes]	1.420	
Moment of inertia for system, relative to the input: calculation without consideration of the exact tooth shape			
Gears individually ((d_a+df)/2... d_i) ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	[J]	0.0004121	0.0009575
System (d_a+df)/2... d_i ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	[J]	0.001077	

14.2 Wear, power loss, sound pressure level

Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	0.399
Torsion when subjected to nominal torque ($^{\circ}$)	[δcr]	0.014
Average coefficient of friction according to Niemann	[μ _m]	0.039
Wear sliding coef. by Niemann	[ζ _w]	0.778
Loss factor	[HV]	0.096
Gear power loss (kW)	[PVZ]	0.196
Meshing efficiency (%)	[η _z]	99.626
Sound pressure level based on Masuda, without PPTe/δs	[dB(A)]	73.626

14.3 Indications for the manufacturing by wire cutting

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Deviation from theoretical tooth trace (μm)	[WireErr]	78.0	65.0
Permissible deviation (μm)	[Fb/2]	6.0	6.0

15 Service life, damage

Required safety for tooth root	[S _{rmin}]	1.30
Required safety for tooth flank	[S _{hmin}]	0.95
Required service life	[H]	20000.00

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[H _{rat}]	> 1000000
-------------------------	---------------------	-----------

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Tooth root service life (h)	[H _{r,at}]	1e+06	1e+06
Tooth flank service life (h)	[H _{h,at}]	1e+06	1e+06

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

15.1 Damage

Damage relative to the required service life (H, 20000.0 h)

F ₁ (%)	F ₂ (%)	H ₁ (%)	H ₂ (%)
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

KISSsoft**16 Remarks****16.1 Conventions**

- Specifications with **.e/i** mean: Maximum value **.e** and Minimum value **.i**, taking all tolerances into account.
- Specifications with **.m** mean: Mean value within tolerance.

- The center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account for the backlash tolerance. The maximum and minimum clearance corresponding to the largest and smallest allowances are shown. The calculation is performed for the operating pitch circle.

16.2 Calculations and factors

- Details of calculation method:
 - c_v according to Method B
 - K_v according to Method B
 - $K_{H\beta}$ and $K_{F\beta}$ according to Method C
 - $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ according to Method B


End of report (lines: 659)

KISSsoft

Contents

1	Messages	3
2	Input data	3
2.1	Shafts	3
2.2	Weight force	3
2.3	Shaft modeling	4
2.4	Shear deformations	4
2.5	Rolling bearings	4
2.6	Housing	4
2.7	Load applications	4
3	Shaft definition (Primeiro Veio)	4
3.1	Outer contour	4
3.2	Forces	5
3.3	Bearing	5
4	Shaft definition (Segundo Veio)	6
4.1	Outer contour	6
4.2	Inner contour	7
4.3	Forces	7
4.4	Bearing	8
5	Connections	8
5.1	Connecting rolling bearing (INA K22X32X24/0-7)	8
6	Gears	8
6.1	Shaft 'Primeiro Veio': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'	9
6.2	Shaft 'Segundo Veio': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'	9
7	Results	10
7.1	Shafts	10
7.2	Bearing	11
7.3	'Primeiro Veio' Rolling bearing 'Rolling bearing1'	11
7.4	'Segundo Veio' Rolling bearing 'Rolling bearing3'	12
7.5	Rolling bearing 'Connecting rolling bearing'	13
7.6	Damage relative to the required service life ($L_{req} = 20000$ h)	13
7.7	Utilization relative to the required service life ($L_{req} = 20000$ h)	14
7.8	Calculation of the factors required to define reliability $R(t)$ using the Weibull distribution. t in (h)	14
8	Strength calculation according to DIN 743:2012	15
8.1	Summary	15
8.2	Calculation details	16

1 Messages

 This version of the calculation with internal geometry is not available for type 'Angular contact ball bearing (double row) (O/X)' (Rolling bearing3). The classic method will be used.

2 Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

2.1 Shafts

2.1.1 Shaft 'Primeiro Veio'

Drawing		
Initial position (mm)		0.000
Length (mm)		278.000
Speed (1/min)		4000.000
Direction of rotation:	clockwise	
Material	18CrNiMo7-6	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (kg)		1.019
Note: the weight is only for the shaft. The gears are not considered		
Weight of shaft, including additional masses (kg)		1.103
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		107.860
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.004

2.1.2 Shaft 'Segundo Veio'

Drawing		
Initial position (mm)		82.000
Length (mm)		143.000
Speed (1/min)		1360.000
Direction of rotation:	clockwise	
Material	31 CrMo 12	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (kg)		1.073
Note: the weight is only for the shaft. The gears are not considered		
Weight of shaft, including additional masses (kg)		1.450
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		783.586
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.031

2.2 Weight force

Position in space (°)	0.000
-----------------------	-------

2.3 Shaft modeling

Gears mounted with stiffness according to ISO

2.4 Shear deformations

Consider deformations due to shearing
Shear correction factor

1.100

2.5 Rolling bearings

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry
Tolerance field: Mean value

2.6 Housing

Reference temperature (°C)

20.000

2.7 Load applications

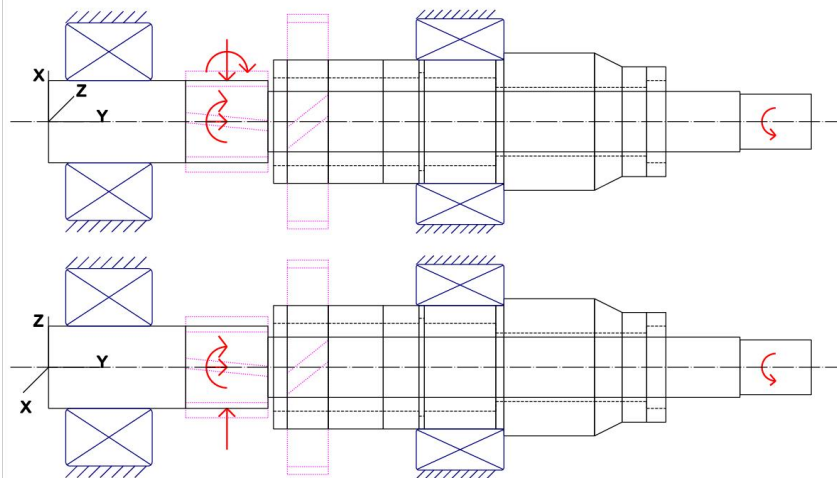


Figure: Load applications

3 Shaft definition (Primeiro Veio)

3.1 Outer contour

3.1.1 Cylinder (Cylinder), 0.000mm ...80.000mm

Diameter (mm)	[d]	30.0000
Length (mm)	[l]	80.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Square groove (Square groove)
b=2.00 (mm), t=2.00 (mm), r=0.10 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Square groove (Square groove)
b=2.00 (mm), t=2.00 (mm), r=0.10 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

KISSsoft

Bearing position (mm)	[Y _{local}]	22.000
Bearing position (mm)	[Y _{global}]	22.000
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	30.000
External diameter (mm)	[D]	72.000
Width (mm)	[b]	31.500
Corner radius (mm)	[r]	1.500
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	110.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	109.000
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	7.700
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{co}]	1.000

4 Shaft definition (Segundo Veio)

4.1 Outer contour

4.1.1 Cylinder (Cylinder), 0.000mm ...5.000mm

Diameter (mm)	[d]	45.0000
Length (mm)	[l]	5.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Square groove (Square groove)

b=2.00 (mm), t=2.00 (mm), r=0.10 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

4.1.2 Cylinder (Cylinder), 5.000mm ...40.000mm

Diameter (mm)	[d]	45.0000
Length (mm)	[l]	35.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Key way (Key way)

8.000 mm ... 18.000 mm
l=10.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

4.1.3 Cylinder (Cylinder), 40.000mm ...84.000mm

Diameter (mm)	[d]	45.0000
Length (mm)	[l]	44.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Radius right (Radius right)

r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

4.1.4 Cylinder (Cylinder), 84.000mm ...117.000mm

Diameter (mm)	[d]	50.0000
Length (mm)	[l]	33.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

4.1.5 Cone(Cone), 117.000mm ...127.000mm

Diameter left (mm)	[d _l]	50.0000
Diameter right (mm)	[d _r]	40.0000
Length (mm)	[l]	10.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

4.1.6 Cylinder (Cylinder), 127.000mm ...143.000mm

Diameter (mm)	[d]	40.0000
Length (mm)	[l]	16.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

6/18

KISSsoft

Spline (Spline) 119.000 mm ... 135.000 mm
 da=39.90 (mm), df=38.85 (mm), z=78, mn=0.50 (mm), l=16.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

4.2 Inner contour

4.2.1 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 0.000mm ...53.000mm

Diameter (mm)	[d]	32.0000
Length (mm)	[l]	53.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

4.2.2 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 53.000mm ...55.000mm

Diameter (mm)	[d]	35.7000
Length (mm)	[l]	2.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

4.2.3 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 55.000mm ...81.000mm

Diameter (mm)	[d]	32.0000
Length (mm)	[l]	26.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

4.2.4 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 81.000mm ...136.000mm

Diameter (mm)	[d]	25.0000
Length (mm)	[l]	55.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

4.2.5 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 136.000mm ...143.000mm

Diameter (mm)	[d]	30.0000
Length (mm)	[l]	7.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

4.3 Forces

4.3.1 Cylindrical gear (Cylindrical gear)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	12.5000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	94.5000
Operating pitch diameter (mm)		78.1818
Helix angle (°)		17.8551 Helix left hand
Working pressure angle at normal section (°)		18.7260
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		15.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		-0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		-0.0000

4.3.2 Coupling (Coupling)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	135.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	217.0000
Effective diameter (mm)		0.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		16.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		-0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia J _p (kg*m ²)		0.0000e+00

7/18

KISSsoft

Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)	0.0000e+00
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)	0.0000e+00
Eccentricity (mm)	0.0000

4.4 Bearing

4.4.1 Rolling bearing3 (KOYO 7009BDB)

Bearing type		Angular contact ball bearing (double row) (O/X)
Bearing position (mm)	[y _{local}]	68.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	150.000
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	45.000
External diameter (mm)	[D]	75.000
Width (mm)	[b]	32.000
Corner radius (mm)	[r]	1.000
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	32.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	40.600
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	1.750
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	0.000
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

5 Connections

5.1 Connecting rolling bearing (INA K22X32X24/0-7)

Bearing type		Needle cage
Position (mm)		150.000
Shaft 'Primeiro Veio' <-> Shaft 'Segundo Veio'		
Free bearing		
Inner diameter (mm)	[d]	22.000
External diameter (mm)	[D]	32.000
Width (mm)	[b]	24.000
Corner radius (mm)	[r]	0.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	34.000
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	40.000
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	5.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	35.217
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	41.015
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (µm) [Pd0]	32.500
(*) DIN 620:1988 C0	

6 Gears

Gears are considered as mass and as stiffness according to ISO 6336-1 (interference fit).



6.1 Shaft 'Primeiro Veio': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'

Center point	[y]	65.000 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	50.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	61297.275 mm ⁴
Product E-I	[E·I _{zz}]	12627.239 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	80.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	61297.275 mm ⁴
Product E-I	[E·I _{zz}]	12627.239 Nm ²
Mass	[m]	0.085 kg
Center of mass	[y _s]	65.000 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	2.3877e-05 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	1.8282e-05 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	1.8282e-05 kg·m ²

6.2 Shaft 'Segundo Veio': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'

Center point	[y]	12.500 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	5.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	654904.831 mm ⁴
Product E-I	[E·I _{zz}]	134910.395 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	20.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	654904.831 mm ⁴
Product E-I	[E·I _{zz}]	134910.395 Nm ²
Mass	[m]	0.377 kg
Center of mass	[y _s]	12.500 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	3.8352e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	1.9883e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	1.9883e-04 kg·m ²

7 Results

7.1 Shafts

Maximum deflection 229.555(μm) (Primeiro Veio pos = 278.000 mm)

Mass center of gravity

Primeiro Veio (mm)	117.449
Segundo Veio (mm)	76.656

Total axial load

Primeiro Veio (N)	1310.803
Segundo Veio (N)	0.000

Torsion of the shafts under torque

(Difference between left and right shaft end)

Primeiro Veio ($^{\circ}$)	0.910
Segundo Veio ($^{\circ}$)	0.000

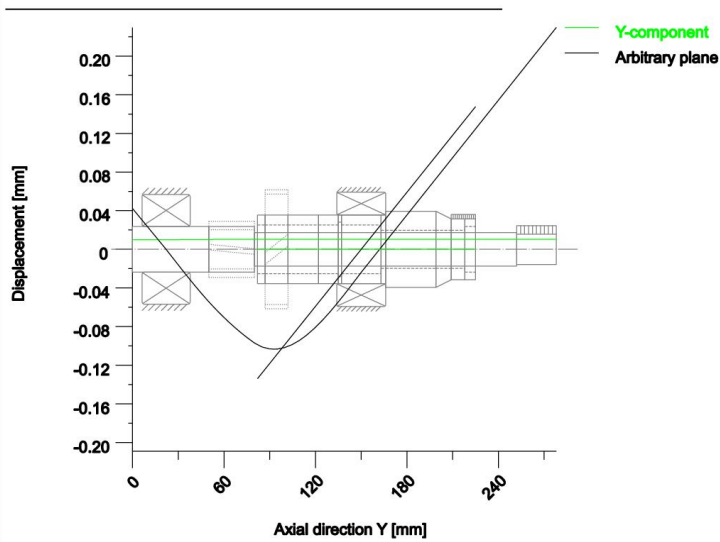
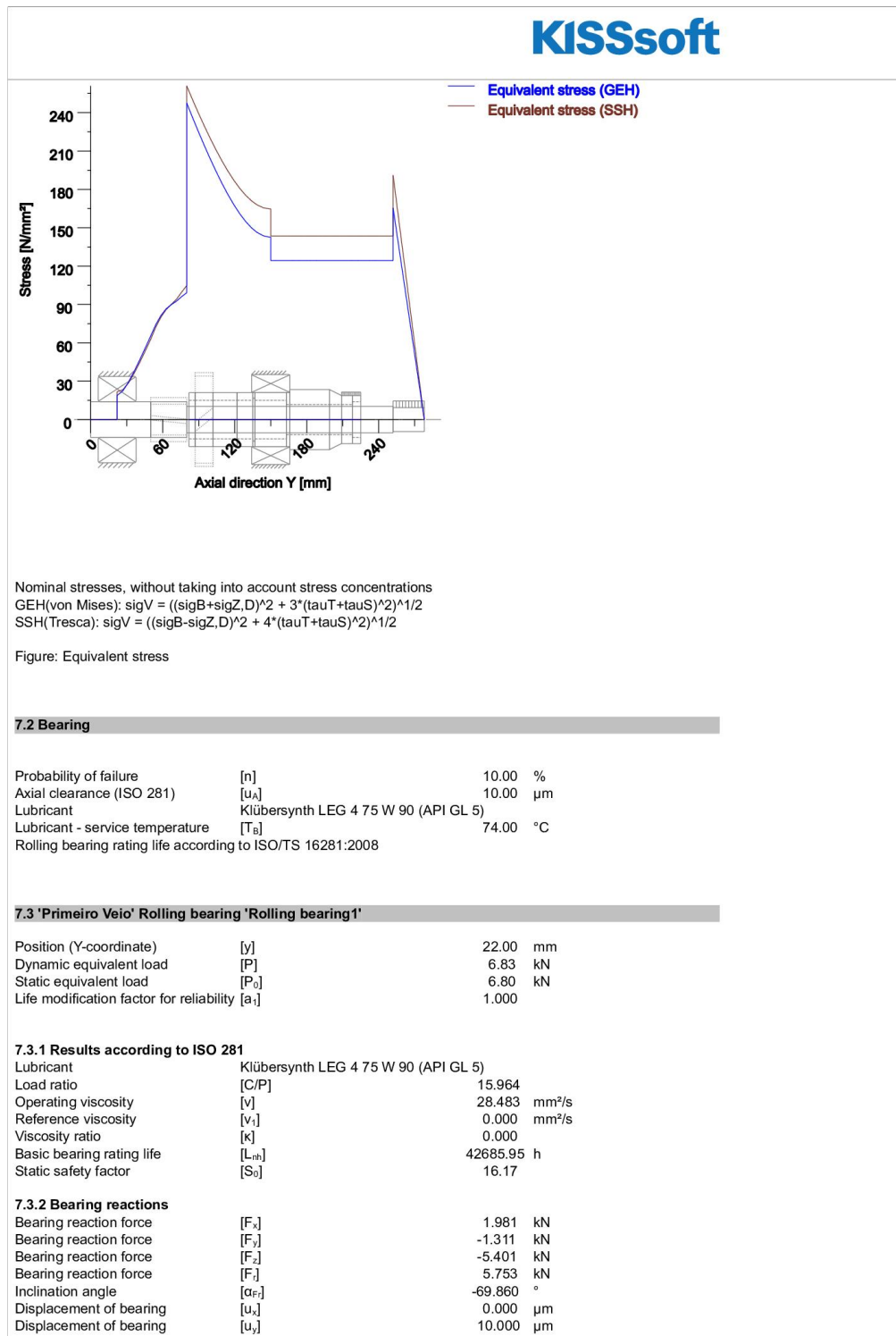


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 294.4925723 127)



KISSsoft

Displacement of bearing	[u _z]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u _y]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[r _x]	1.747	mrاد
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000	mrاد
Misalignment of bearing	[r _z]	0.791	mrاد
Misalignment of bearing	[r _i]	1.917	mrاد

7.3.3 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling frictional moment	[M _r]	0.542	Nm
Sliding frictional moment	[M _s]	0.009	Nm
Frictional moment seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Frictional moment drag losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.550	Nm
Power loss	[P _{loss}]	230.445	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{oil} = 0.15$.

7.4 'Segundo Veio' Rolling bearing 'Rolling bearing3'

Position (Y-coordinate)	[y]	68.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	3.00	kN
Static equivalent load	[P ₀]	3.00	kN
Life modification factor for reliability	[a _r]	1.000	

7.4.1 Results according to ISO 281

Lubricant	Klübersynth LEG 4 75 W 90 (API GL 5)		
Load ratio	[C/P]	13.521	
Operating viscosity	[v]	28.483	mm ² /s
Reference viscosity	[v _r]	0.000	mm ² /s
Viscosity ratio	[k]	0.000	
Basic bearing rating life	[L _{10h}]	30291.92	h
Static safety factor	[S ₀]	10.66	

7.4.2 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	1.286	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-2.713	kN
Bearing reaction force	[F _i]	3.003	kN
Inclination angle	[α _{F_i}]	-64.637	°
Displacement of bearing	[u _x]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u _y]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u _z]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u _i]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[r _x]	-1.773	mrاد
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000	mrاد
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.855	mrاد
Misalignment of bearing	[r _i]	1.968	mrاد

7.4.3 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling frictional moment	[M _r]	0.081	Nm
Sliding frictional moment	[M _s]	0.040	Nm
Frictional moment seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Frictional moment drag losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.121	Nm
Power loss	[P _{loss}]	17.218	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{oil} = 0.15$.

KISSsoft

7.5 Rolling bearing 'Connecting rolling bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	150.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	3.02	kN
Static equivalent load	[P ₀]	3.02	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.070	µm
Life modification factor for reliability [a ₁]		1.000	

7.5.1 Operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔPd]	0.000	µm
Operating diametral clearance	[Pd]	32.500	µm

7.5.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Klübersynth LEG 4 75 W 90 (API GL 5)		
Load ratio	[C/P]	11.275	
Operating viscosity	[ν]	28.483	mm ² /s
Reference viscosity	[ν _r]	0.000	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]	0.000	
Basic bearing rating life	[L _{10h}]	20288.46	h
Static safety factor	[S ₀]	13.26	

7.5.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.042	
Fatigue load limit	[C _u]	5.000	kN
Reference rating life	[L _{10rh}]	27991.32	h
Maximum contact stress inner ring	[p _{max,i}]	1356.941	N/mm ²
Effective static safety factor	[S _{0w}]	8.69	
Static safety factor	[S _{0ref}]	10.30	
Static equivalent load	[P _{0ref}]	3.88	kN

7.5.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	1.286	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-2.728	kN
Bearing reaction force	[F _t]	3.016	kN
Inclination angle	[α _r]	-64.753	°
Bearing reaction moment	[M _x]	0.119	Nm
Bearing reaction moment	[M _y]	0.000	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	0.001	Nm
Bearing reaction moment	[M _t]	0.119	Nm
Inclination angle	[α _{br}]	0.250	°
Displacement of bearing	[u _x]	-10.605	µm
Displacement of bearing	[u _y]	10.342	µm
Displacement of bearing	[u _z]	21.368	µm
Displacement of bearing	[u _t]	23.855	µm
Inclination angle	[α _u]	116.395	°
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.023	mrاد
Misalignment of bearing	[r _y]	5.919	mrاد
Misalignment of bearing	[r _z]	0.028	mrاد
Misalignment of bearing	[r _t]	0.036	mrاد

7.5.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling frictional moment	[M _r]	0.034	Nm
Sliding frictional moment	[M _s]	0.005	Nm
Frictional moment seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Frictional moment drag losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.039	Nm
Power loss	[P _{loss}]	10.728	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{01} = 0.15$.

The factors used to calculate the torque loss have been assumed for this bearing.

7.6 Damage relative to the required service life (L_{req} = 20000 h)

Wälzlagerschäden pro Lastkollektiv-Element (%)			
Load bin	B1	B2	B3

KISSsoft

1	46.85	66.02	71.45
Σ	46.85	66.02	71.45

Note: Damage = L_{req}/L_h

B1 : Rolling bearing1 (KOYO 46T30306DJR/31.5)
 B2 : Rolling bearing3 (KOYO 7009BDB)
 B3 : Connecting rolling bearing (INA K22X32X24/0-7, Connecting rolling bearing)

7.7 Utilization relative to the required service life ($L_{req} = 20000$ h)

Rolling bearings	B1	B2	B3
Utilization (%)	79.66	87.08	90.41

Note: Utilization = $(L_{req}/L_h)^{(1/k)}$

Ball bearing: $k = 3$, roller bearing: $k = 10/3$

B1 : Rolling bearing1 (KOYO 46T30306DJR/31.5)
 B2 : Rolling bearing3 (KOYO 7009BDB)
 B3 : Connecting rolling bearing (INA K22X32X24/0-7, Connecting rolling bearing)

7.8 Calculation of the factors required to define reliability R(t) using the Weibull distribution. t in (h)

Reliability not calculated



8 Strength calculation according to DIN 743:2012

8.1 Summary

Primeiro Veio

Material	18CrNiMo7-6
Material type	Case hardening steel
Material treatment	case-hardened
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{rav}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	80.00	Shoulder

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$Kf\sigma$	K2d	SD	SS	SA
A-A	1.42	0.85	0.93	1.61	1.92	3.57

Required safeties:				1.20	1.20	1.20
--------------------	--	--	--	------	------	------

Abbreviations:

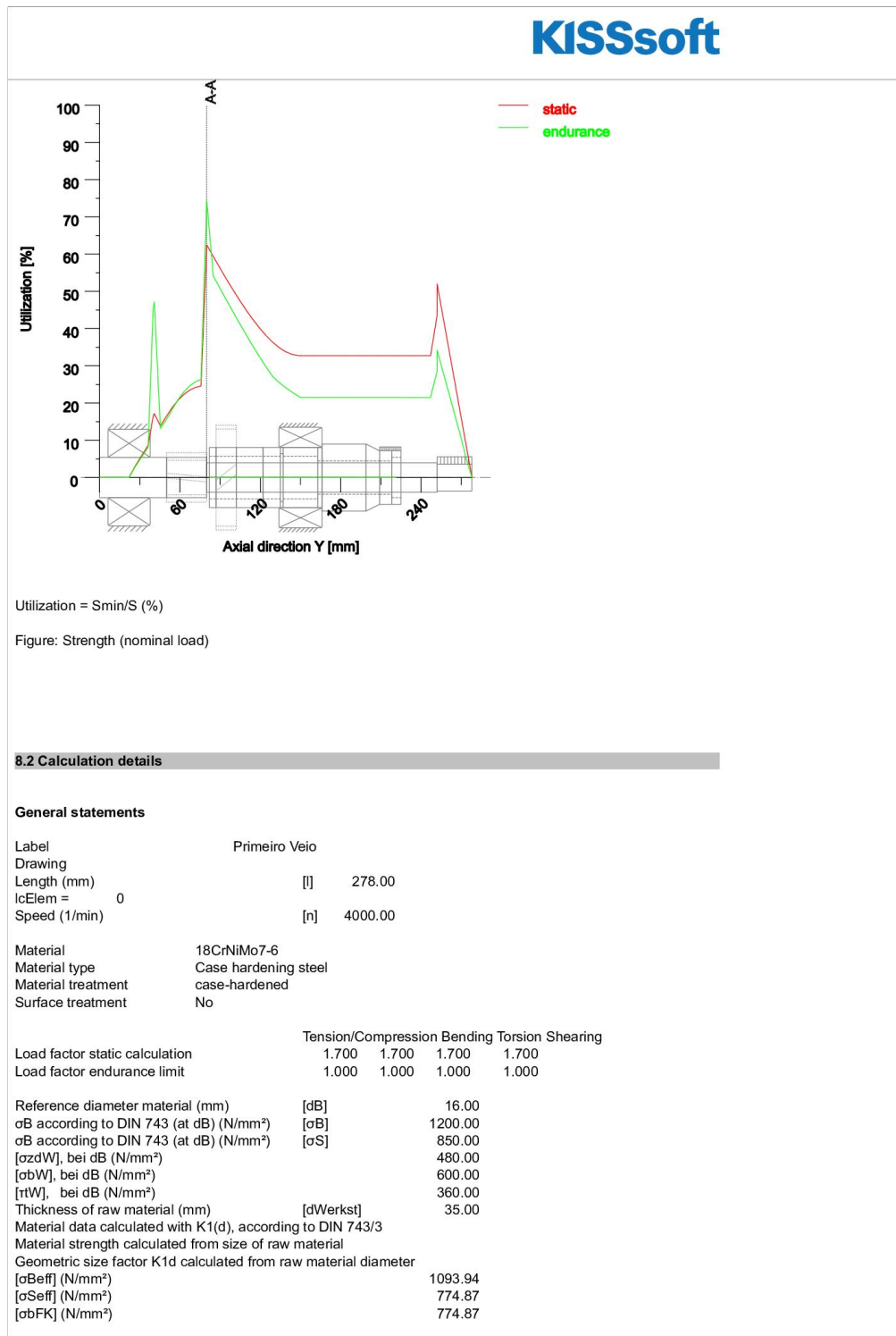
$\beta\sigma$: Notch factor, bending
 $Kf\sigma$: Surface factor
 K2d: size factor bending
 SD: Safety endurance limit
 SS: Safety against yield point
 SA: Safety against incipient crack

8.1.1 Utilization (%)

Cross section	Static (yield point)	Endurance
A-A	62.506	74.326

Maximum utilization of shafts (%)

Primeiro Veio:	74.326
----------------	--------



KISSsoft

[rtFK] (N/mm ²)	447.37
[obBRand] (N/mm ²)	2300.00
[σzdW] (N/mm ²)	437.57
[σbW] (N/mm ²)	546.97
[rtW] (N/mm ²)	328.18

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

8.2.1 Cross section 'A-A' Shoulder

Comment	Y= 80.00mm		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		80.000
External diameter (mm)	[da]		22.000
Inner diameter (mm)	[di]		0.000
Notch effect		Shoulder	
[D, r, t] (mm)	30.000	2.000	4.000
Mean roughness (μm)		[Rz]	8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-0.000	0.000	75.000	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	211.482	75.000	3020.737
Maximum value [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]		-0.000	359.519	255.000	5135.254
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt, A]		380.133	1045.365	2090.730	380.133

Stresses: (N/mm ²)					
[σzdm, obm, tm, tqm] (N/mm ²)		-0.000	0.000	35.873	0.000
[σzda, σba, ta, tqa] (N/mm ²)		0.000	202.304	35.873	10.595
[σzdmax, obmax, tmax, tqmax] (N/mm ²)		-0.000	343.917	121.967	18.012

Technological size influence	[K1(σB)]		0.912
	[K1(σS)]		0.912

Tension/Compression Bending Torsion

Stress concentration factor	[α]	1.913	1.745	1.386
References stress slope	[G]	1.300	1.300	0.575
Notch sensitivity factor	[n]	1.228	1.228	1.151
Notch effect coefficient	[β]	1.559	1.422	1.204
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.928	0.928
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.853	0.853	0.916
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.117	1.117
Total influence coefficient	[K]	1.731	1.526	1.244

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]	62.133
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τmV]	35.873

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	252.859	358.507	263.772
--	-------	---------	---------	---------

Influence coefficient of mean stress sensitivity:

	[ψσK]	0.131	0.196	0.137
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	0.012	338.154	223.686
Safety against fatigue	[S]			1.615
Required safety against fatigue	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			134.5

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[γF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	774.871	774.871	447.372
Safety yield stress	[S]			1.920
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			160.0

KISSsoft

Present safety
for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]	3.569
Required safety	[S _{min}]	1.200
Result (%)	[S/S _{min}]	297.4

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit: The notch factors for the 'Slight interference fit' case are no longer defined in DIN 743. The notch factors are taken from the FKM Guideline, except if those for the 'tight interference fit' according to DIN are smaller, in which case they will be used.

End of report (lines: 778)

ANEXO I



1/16

KISSsoft

Contents

1	Messages	3
2	Input data	3
2.1	Shafts	3
2.2	Weight force	3
2.3	Shaft modeling	3
2.4	Shear deformations	3
2.5	Rolling bearings	3
2.6	Housing	3
2.7	Load applications	3
3	Shaft definition (Shaft 1)	4
3.1	Outer contour	4
3.2	Forces	5
3.3	Bearing	6
4	Gears	7
4.1	Shaft 'Shaft 1': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'	7
4.2	Shaft 'Shaft 1': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'	7
4.3	Shaft 'Shaft 1': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'	7
5	Results	8
5.1	Shafts	8
5.2	Bearing	9
5.3	'Shaft 1' Rolling bearing 'Rolling bearing 1'	9
5.4	'Shaft 1' Rolling bearing 'Rolling bearing 2'	10
5.5	Damage relative to the required service life ($L_{req} = 20000$ h)	11
5.6	Utilization relative to the required service life ($L_{req} = 20000$ h)	11
5.7	Calculation of the factors required to define reliability $R(t)$ using the Weibull distribution. t in (h)	11
6	Strength calculation according to DIN 743:2012	12
6.1	Summary	12
6.2	Calculation details	13

1 Messages

No messages occurred during the calculation.

2 Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

2.1 Shafts

2.1.1 Shaft 'Shaft 1'

Drawing		
Initial position (mm)		0.000
Length (mm)		185.000
Speed (1/min)		1090.000
Direction of rotation:		counterclockwise

Material	31 CrMo 12	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (kg)		0.932
Note: the weight is only for the shaft. The gears are not considered		
Weight of shaft, including additional masses (kg)		5.839
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		9597.007
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.377

2.2 Weight force

Position in space (°)		0.000
-----------------------	--	-------

2.3 Shaft modeling

Gears mounted with stiffness according to ISO

2.4 Shear deformations

Consider deformations due to shearing		
Shear correction factor		1.100

2.5 Rolling bearings

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry
Tolerance field: Mean value

2.6 Housing

Reference temperature (°C)		20.000
----------------------------	--	--------

2.7 Load applications

KISSsoft

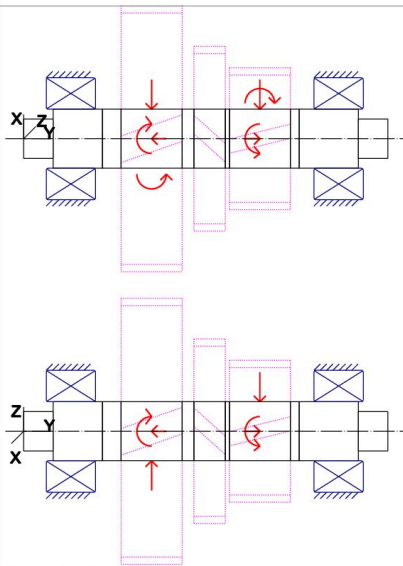


Figure: Load applications

3 Shaft definition (Shaft 1)

3.1 Outer contour

3.1.1 Cylinder (Cylinder), 0.000mm ...15.000mm

Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	15.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Radius right (Radius right)
r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.1.2 Cylinder (Cylinder), 15.000mm ...40.000mm

Diameter (mm)	[d]	30.0000
Length (mm)	[l]	25.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

3.1.3 Cylinder (Cylinder), 40.000mm ...140.000mm

Diameter (mm)	[d]	30.0000
Length (mm)	[l]	100.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Key way (Key way-i1) 56.000 mm ... 74.000 mm
l=18.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Key way (Key way-i2) 84.000 mm ... 102.000 mm
l=18.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Key way (Key way) 106.000 mm ... 134.000 mm
l=28.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.1.4 Cylinder (Cylinder), 140.000mm ...170.000mm

Diameter (mm)	[d]	30.0000
---------------	-----	---------

4/16

KISSsoft

Length (mm)	[l]	30.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

3.1.5 Cylinder (Cylinder), 170.000mm ...185.000mm

Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	15.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Radius left (Radius left)
r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.2 Forces

3.2.1 Cylindrical gear (Cylindrical gear)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	65.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	65.0000
Operating pitch diameter (mm)		135.1429
Helix angle (°)		9.1485 Helix left hand
Working pressure angle at normal section (°)		21.6174
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		31.0000
Power (kW)		62.8319 driven (input)
Torque (Nm)		-550.4587
Axial force (N)		-1311.8960
Shearing force X (N)		-3269.8059
Shearing force Z (N)		8146.3235
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		-88.6467

3.2.2 Cylindrical gear (Cylindrical gear)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	94.5000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	94.5000
Operating pitch diameter (mm)		93.8182
Helix angle (°)		17.8551 Helix right hand
Working pressure angle at normal section (°)		18.7260
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		16.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		-0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

3.2.3 Cylindrical gear (Cylindrical gear)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	120.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	120.0000
Operating pitch diameter (mm)		72.0958
Helix angle (°)		12.0866 Helix left hand
Working pressure angle at normal section (°)		21.0831
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		31.0000
Power (kW)		62.8320 driving (output)
Torque (Nm)		550.4600
Axial force (N)		3269.9163
Shearing force X (N)		-6020.5769
Shearing force Z (N)		-15270.2360
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		117.8736



3.3 Bearing

3.3.1 Rolling bearing 1 (KOYO 33206JR)

Bearing type Taper roller bearing (single row)

Bearing position (mm)	[Y _{local}]	24.000
Bearing position (mm)	[Y _{global}]	24.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
Inner diameter (mm)	[d]	30.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	25.000
Corner radius (mm)	[r]	1.000
Number of rolling bodies	[Z]	10
Rolling body reference circle (mm)	[D _{pw}]	45.936
Diameter rolling body (mm)	[D _w]	13.185
Rolling body length (mm)	[L _{we}]	19.491
Distance a (mm)	[a]	16.300
Contact angle (°)	[α]	12.804
Diameter, external race (mm)	[d _e]	58.921
Diameter, internal race (mm)	[d _i]	32.950

Calculation with estimated bearing internal geometry (*)

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Contact angle (°)	[α]	12.804
Position (center of pressure) (mm)	[Y _{D,local}]	20.200
Position (center of pressure) (mm)	[Y _{D,global}]	20.200
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	79.400
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	83.100
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	11.600

Values for approximated geometry:

Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	83.100
Basic static load rating (kN)	[C _{theo}]	79.400
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

3.3.2 Rolling bearing 2 (KOYO 33206JR)

Bearing type Taper roller bearing (single row)

Bearing position (mm)	[Y _{local}]	160.000
Bearing position (mm)	[Y _{global}]	160.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing left
Inner diameter (mm)	[d]	30.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	25.000
Corner radius (mm)	[r]	1.000
Number of rolling bodies	[Z]	10
Rolling body reference circle (mm)	[D _{pw}]	45.936
Diameter rolling body (mm)	[D _w]	13.185
Rolling body length (mm)	[L _{we}]	19.491
Distance a (mm)	[a]	16.300
Contact angle (°)	[α]	12.804
Diameter, external race (mm)	[d _e]	58.921
Diameter, internal race (mm)	[d _i]	32.950

Calculation with estimated bearing internal geometry (*)

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Contact angle (°)	[α]	12.804
Position (center of pressure) (mm)	[Y _{D,local}]	163.800
Position (center of pressure) (mm)	[Y _{D,global}]	163.800
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	79.400
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	83.100
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	11.600

Values for approximated geometry:

Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	83.100
Basic static load rating (kN)	[C _{theo}]	79.400

KISSsoft

Correction factor Basic dynamic load rating [f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating [f _{co}]	1.000

4 Gears

Gears are considered as mass and as stiffness according to ISO 6336-1 (interference fit).

4.1 Shaft 'Shaft 1': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'

Center point	[y]	65.000 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	49.500 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	2281860.509 mm ⁴
Product E-I	[E · I _{zz}]	470063.265 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	80.500 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	2281860.509 mm ⁴
Product E-I	[E · I _{zz}]	470063.265 Nm ²
Mass	[m]	3.310 kg
Center of mass	[y _s]	65.000 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	7.9294e-03 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	4.2298e-03 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	4.2298e-03 kg·m ²

4.2 Shaft 'Shaft 1': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'

Center point	[y]	94.500 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	86.500 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	721086.900 mm ⁴
Product E-I	[E · I _{zz}]	148543.901 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	102.500 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	721086.900 mm ⁴
Product E-I	[E · I _{zz}]	148543.901 Nm ²
Mass	[m]	0.778 kg
Center of mass	[y _s]	94.500 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	9.4290e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	4.8804e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	4.8804e-04 kg·m ²

4.3 Shaft 'Shaft 1': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'

Center point	[y]	120.000 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	104.500 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	333335.497 mm ⁴
Product E-I	[E · I _{zz}]	68667.112 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	135.500 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	333335.497 mm ⁴
Product E-I	[E · I _{zz}]	68667.112 Nm ²
Mass	[m]	0.819 kg
Center of mass	[y _s]	120.000 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	6.2452e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	3.7787e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	3.7787e-04 kg·m ²

KISSsoft**5 Results****5.1 Shafts**

Maximum deflection (μm)	45.771
Position of the maximum (mm)	135.500
Mass center of gravity (mm)	92.500
Total axial load (N)	1958.020
Torsion of the shaft under torque ($^\circ$) (Difference between left and right shaft end)	0.043

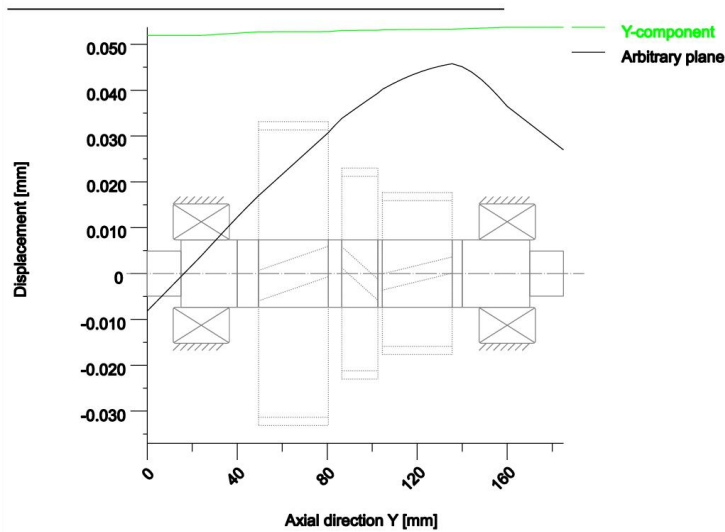
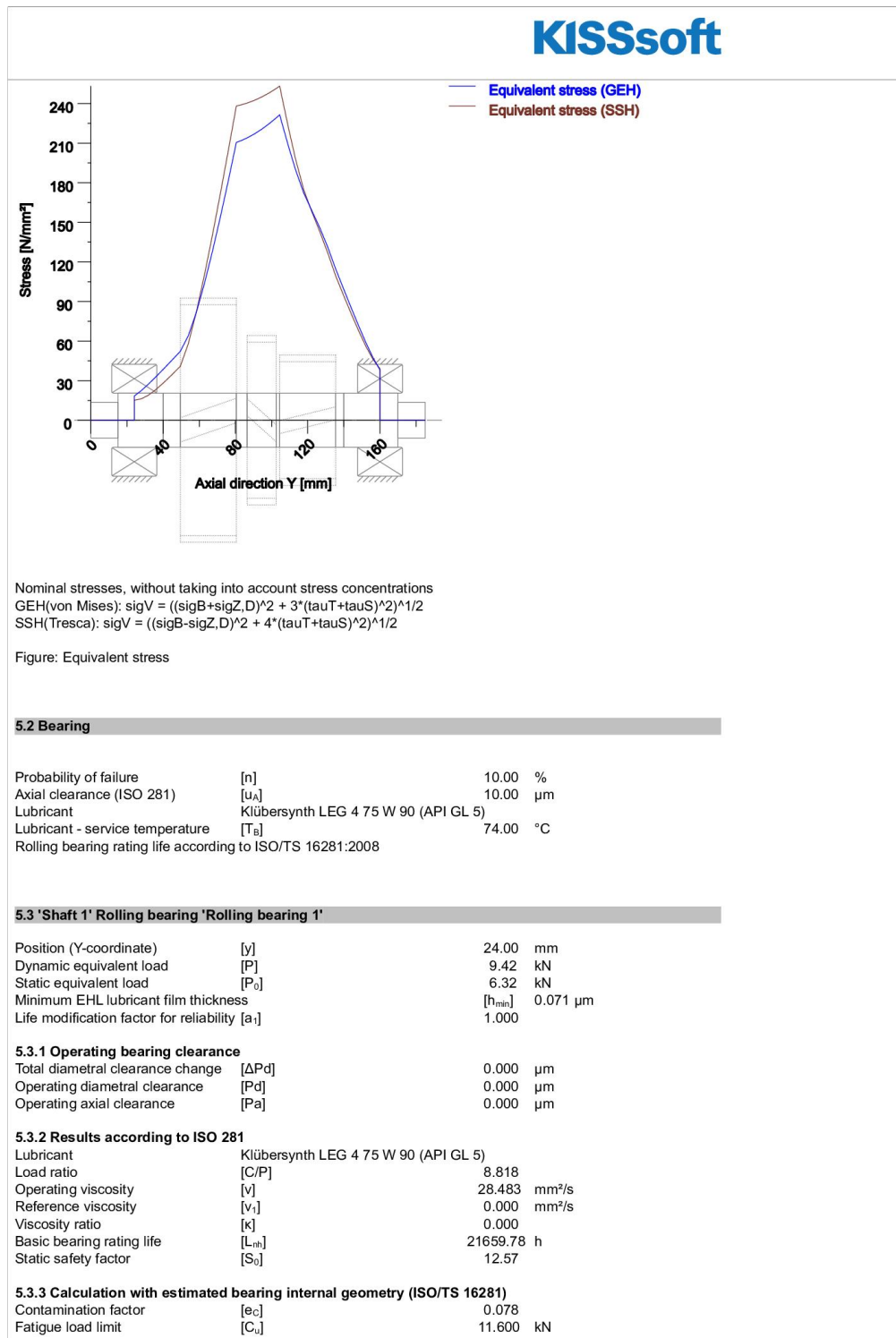


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 234.0189637 127)



KISSsoft

Reference rating life	[L _{rnh}]	94276.48	h
Maximum contact stress inner ring	[p _{max,i}]	1385.841	N/mm ²
Effective static safety factor	[S _{0w}]	8.33	
Static safety factor	[S _{0ref}]	10.00	
Static equivalent load	[P _{0ref}]	7.94	kN

5.3.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	3.943	kN
Bearing reaction force	[F _y]	-4.441	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-0.785	kN
Bearing reaction force	[F _r]	4.021	kN
Inclination angle	[α _r]	-11.260	°
Bearing reaction moment	[M _x]	11.922	Nm
Bearing reaction moment	[M _y]	0.000	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	12.408	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	17.207	Nm
Inclination angle	[α _{wr}]	46.147	°
Displacement of bearing	[u _x]	-5.235	μm
Displacement of bearing	[u _y]	51.944	μm
Displacement of bearing	[u _z]	-0.955	μm
Displacement of bearing	[u _r]	5.321	μm
Inclination angle	[α _{wr}]	-169.666	°
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.327	mrاد
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000	mrاد
Misalignment of bearing	[r _z]	0.403	mrاد
Misalignment of bearing	[r _r]	0.519	mrاد

5.3.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling frictional moment	[M _r]	0.341	Nm
Sliding frictional moment	[M _s]	0.117	Nm
Frictional moment seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Frictional moment drag losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.457	Nm
Power loss	[P _{loss}]	52.208	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{oil} = 0.15$.

5.4 'Shaft 1' Rolling bearing 'Rolling bearing 2'

Position (Y-coordinate)	[y]	160.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	9.59	kN
Static equivalent load	[P ₀]	9.59	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.067	μm
Life modification factor for reliability [a _r]		1.000	

5.4.1 Operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔPd]	0.000	μm
Operating diametral clearance	[Pd]	0.000	μm
Operating axial clearance	[Pa]	0.000	μm

5.4.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Klübersynth LEG 4 75 W 90 (API GL 5)		
Load ratio	[C/P]	8.661	
Operating viscosity	[ν]	28.483	mm ² /s
Reference viscosity	[ν _r]	0.000	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]	0.000	
Basic bearing rating life	[L _{rth}]	20403.19	h
Static safety factor	[S ₀]	8.28	

5.4.3 Calculation with estimated bearing internal geometry (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.078	
Fatigue load limit	[C _u]	11.600	kN
Reference rating life	[L _{rnh}]	42552.57	h
Maximum contact stress inner ring	[p _{max,i}]	1661.926	N/mm ²
Effective static safety factor	[S _{0w}]	5.79	
Static safety factor	[S _{0ref}]	6.25	
Static equivalent load	[P _{0ref}]	12.70	kN

5.4.4 Bearing reactions

10 / 16

KISSsoft

Bearing reaction force	[F _x]	5.347	kN
Bearing reaction force	[F _y]	2.483	kN
Bearing reaction force	[F _z]	7.966	kN
Bearing reaction force	[F _i]	9.594	kN
Inclination angle	[α _F]	56.130	°
Bearing reaction moment	[M _x]	39.875	Nm
Bearing reaction moment	[M _y]	0.000	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-26.468	Nm
Bearing reaction moment	[M _i]	47.860	Nm
Inclination angle	[α _M]	-33.575	°
Displacement of bearing	[u _x]	-20.692	µm
Displacement of bearing	[u _y]	53.725	µm
Displacement of bearing	[u _z]	-30.051	µm
Displacement of bearing	[u _i]	36.486	µm
Inclination angle	[α _u]	-124.550	°
Misalignment of bearing	[r _x]	0.286	mrاد
Misalignment of bearing	[r _y]	0.757	mrاد
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.253	mrاد
Misalignment of bearing	[r _i]	0.382	mrاد

5.4.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling frictional moment	[M _r]	0.297	Nm
Sliding frictional moment	[M _s]	0.109	Nm
Frictional moment seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Frictional moment drag losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.406	Nm
Power loss	[P _{loss}]	46.314	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{oil} = 0.15$.

(*) Note about roller bearings with an approximated bearing geometry:

The internal geometry of these bearings has not been input in the database. The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C₀ (details in the manufacturer's catalog). For this reason, the geometry may be different from the actual geometry.

This can lead to differences in the service life calculation and, more importantly, the roller bearing stiffness.

5.5 Damage relative to the required service life (L_{req} = 20000 h)

Wälzlagerschäden pro Lastkollektiv-Element (%)		
Load bin	B1	B2
1	21.21	47.00
Σ	21.21	47.00

Note: Damage = L_{req}/L_h

B1 : Rolling bearing 1 (KOYO 33206JR)

B2 : Rolling bearing 2 (KOYO 33206JR)

5.6 Utilization relative to the required service life (L_{req} = 20000 h)

Rolling bearings	B1	B2
Utilization (%)	62.80	79.73

Note: Utilization = (L_{req}/L_h)^{1/k}

Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

B1 : Rolling bearing 1 (KOYO 33206JR)

B2 : Rolling bearing 2 (KOYO 33206JR)

5.7 Calculation of the factors required to define reliability R(t) using the Weibull distribution. t in (h)

Reliability not calculated

6 Strength calculation according to DIN 743:2012

6.1 Summary

Shaft 1

Material	31 CrMo 12
Material type	Nitriding steel
Material treatment	nitrided
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{rav}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	113.36	Key
B-B	106.01	Key

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$Kf\sigma$	K2d	SD	SS	SA
A-A	2.97	1.00	0.91	1.29	2.58	3.18
B-B	2.97	1.00	0.91	1.32	2.29	3.26

Required safeties: 1.20 1.20 1.20

Abbreviations:

$\beta\sigma$: Notch factor, bending

$Kf\sigma$: Surface factor

K2d: size factor bending

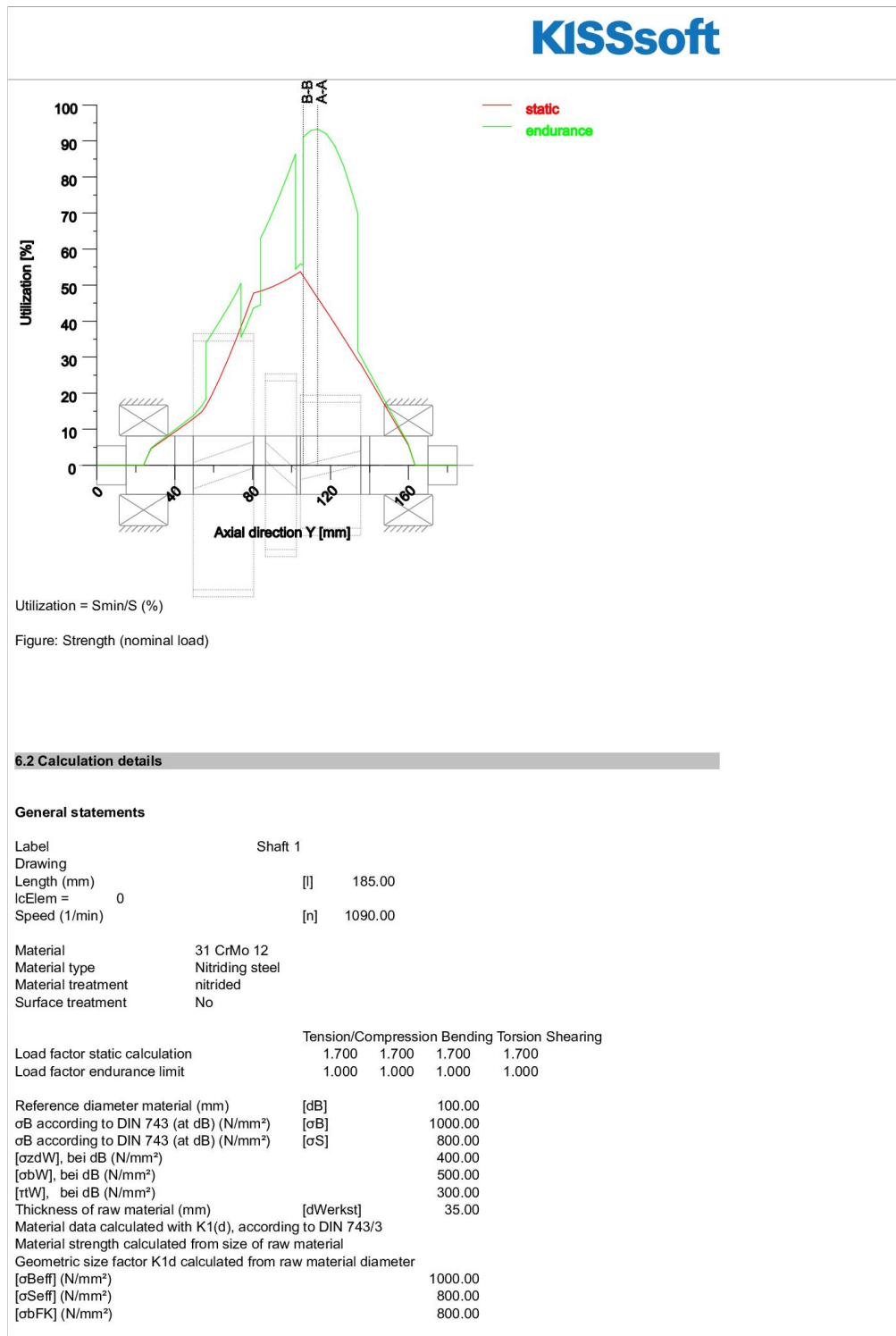
SD: Safety endurance limit

SS: Safety against yield point

SA: Safety against incipient crack

6.1.1 Utilization (%)

Cross section	Static (yield point)	Endurance
A-A	46.450	93.294
B-B	52.451	91.093
Maximum utilization (%)	[A]	93.294



KISSsoft					
[rtFK] (N/mm ²)					461.88
[obBRand] (N/mm ²)					2300.00
[ozdW] (N/mm ²)					400.00
[obW] (N/mm ²)					500.00
[rtW] (N/mm ²)					300.00
Endurance limit for single stage use					
Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)					
6.2.1 Cross section 'A-A' Key					
Comment	Y= 106.00...134.00mm				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]				113.357
External diameter (mm)	[da]				30.000
Inner diameter (mm)	[di]				0.000
Notch effect		Key			
Number of keys	[n]				1
Groove with manufactured with end milling cutter					
Standard: DIN 6885.1:1968 Default					
[b, tj] (mm)		8.000	4.100		
Mean roughness (μm)	[Rz]				8.000
Tension/Compression Bending Torsion Shearing					
Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	2409.2	0.0	196.6	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	2409.2	324.3	196.6	3130.4
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	8191.2	551.3	668.4	5321.7
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Vb, Vt, A]		706.9	2650.7	5301.4	706.9
Stresses: (N/mm ²)					
[ozdm, obm, tm, tqm] (N/mm ²)		3.408	0.000	37.083	0.000
[ozda, oba, ta, tqa] (N/mm ²)		3.408	122.333	37.083	5.905
[ozdmax, obmax, tmax, tqmax] (N/mm ²)		11.588	207.966	126.082	10.038
Technological size influence					
[K1(σB)]					1.000
[K1(σS)]					1.000
Tension/Compression Bending Torsion					
Notch effect coefficient	[β (dB)]	3.000	3.000		1.800
[dB] (mm) =		40.0			
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.956	0.956		0.976
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.947	0.947		0.971
Notch effect coefficient	[β]	2.971	2.971		1.791
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.907		0.907
Influence coefficient surface roughness	[KF]	1.000	1.000		1.000
Roughness factor is included into the notch effect coefficient					
Surface stabilization factor	[KV]	1.276	1.276		1.276
Total influence coefficient	[K]	2.328	2.566		1.547
Present safety for endurance limit:					
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]				64.320
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τmV]				37.135
Fatigue limit of part (N/mm ²)					
[σWK]		171.795	194.869		193.974
Influence coefficient of mean stress sensitivity:					
[$\psi\sigma\text{K}$]		0.094	0.108		0.107
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	40.259	184.402		175.138
Safety against fatigue					
[S]					1.286
Required safety against fatigue					
[Smin]					1.200
Result (%)	[S/Smin]				107.2
Present safety for proof against exceed of yield point:					
Static notch sensitivity factor					
[K2F]		1.000	1.000		1.000
Increase coefficient					
[γF]		1.000	1.000		1.000

KISSsoft					
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	800.000	800.000	461.880	
Safety yield stress	[S]			2.583	
Required safety	[Smin]			1.200	
Result (%)	[S/Smin]			215.3	
Present safety					
for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:					
Safety against incipient crack	[S]			3.182	
Required safety	[Smin]			1.200	
Result (%)	[S/Smin]			265.1	
6.2.2 Cross section 'B-B' Key					
Comment	Y= 106.00...134.00mm				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			106.010	
External diameter (mm)	[da]			30.000	
Inner diameter (mm)	[di]			0.000	
Notch effect	Key				
Number of keys	[n]			1	
Groove with manufactured with end milling cutter					
Standard: DIN 6885.1:1968 Default					
[b, t] (mm)	8.000	4.100			
Mean roughness (µm)	[Rz]			8.000	
Tension/Compression Bending Torsion Shearing					
Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	2796.7	0.0	261.8	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	2796.7	281.7	261.8	6582.6
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	9508.7	478.9	890.2	11190.5
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt, A]		706.9	2650.7	5301.4	706.9
Stresses: (N/mm ²)					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)		3.956	0.000	49.387	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)		3.956	106.274	49.387	12.417
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)		13.452	180.666	167.917	21.108
Technological size influence					
[K1(σB)]				1.000	
[K1(σS)]				1.000	
Tension/Compression Bending Torsion					
Notch effect coefficient	[β(dB)]	3.000	3.000	1.800	
[dB] (mm) =	40.0				
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.956	0.956	0.976	
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.947	0.947	0.971	
Notch effect coefficient	[β]	2.971	2.971	1.791	
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.907	0.907	
Influence coefficient surface roughness	[KF]	1.000	1.000	1.000	
Roughness factor is included into the notch effect coefficient					
Surface stabilization factor	[KV]	1.276	1.276	1.276	
Total influence coefficient	[K]	2.328	2.566	1.547	
Present safety for endurance limit:					
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]			85.633	
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τmV]			49.440	
Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	171.795	194.869	193.974	
Influence coefficient of mean stress sensitivity:					
[ψσK]		0.094	0.108	0.107	
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	35.330	179.274	175.143	
Safety against fatigue	[S]			1.317	
Required safety against fatigue	[Smin]			1.200	
Result (%)	[S/Smin]			109.8	
Present safety					
for proof against exceed of yield point:					

KISSsoft

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[γF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	800.000	800.000	461.880
Safety yield stress	[S]			2.288
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			190.7

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			3.262
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			271.8

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit: The notch factors for the 'Slight interference fit' case are no longer defined in DIN 743. The notch factors are taken from the FKM Guideline, except if those for the 'tight interference fit' according to DIN are smaller, in which case they will be used.








End of report (lines: 723)

KISSsoft


Contents

1	Messages	3
2	Input data	3
2.1	Shafts	3
2.2	Weight force	4
2.3	Shaft modeling	4
2.4	Shear deformations	4
2.5	Rolling bearings	4
2.6	Housing	4
2.7	Load applications	4
3	Shaft definition (Primeiro veio)	5
3.1	Outer contour	5
3.2	Forces	6
3.3	Bearing	6
4	Shaft definition (Segundo veio)	7
4.1	Outer contour	7
4.2	Inner contour	7
4.3	Forces	8
4.4	Bearing	8
5	Connections	9
5.1	Connecting rolling bearing (INA K22X32X24/0-7)	9
6	Gears	9
6.1	Shaft 'Primeiro veio': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'	9
6.2	Shaft 'Segundo veio': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'	10
7	Results	11
7.1	Shafts	11
7.2	Bearing	12
7.3	'Primeiro veio' Rolling bearing 'Rolling bearing1'	12
7.4	'Segundo veio' Rolling bearing 'Rolling bearing3'	13
7.5	Rolling bearing 'Connecting rolling bearing'	14
7.6	Damage relative to the required service life ($L_{req} = 20000$ h)	14
7.7	Utilization relative to the required service life ($L_{req} = 20000$ h)	15
7.8	Calculation of the factors required to define reliability $R(t)$ using the Weibull distribution. t in (h)	15
8	Strength calculation according to DIN 743:2012	16
8.1	Summary	16
8.2	Calculation details	17
8.3	Calculation details	20

1 Messages

-  This version of the calculation with internal geometry is not available for type 'Taper roller bearing (paired) (O,TDO)' (Rolling bearing1). The classic method will be used.
-  This version of the calculation with internal geometry is not available for type 'Angular contact ball bearing (double row) (O/X)' (Rolling bearing3). The classic method will be used.
-  Shaft 'Primeiro veio', Rolling bearing 'Rolling bearing1':
The minimal load of the bearing is not achieved!
(P =
1.3 kN, P_{mind} =
2.2 kN, Condition: P/C >
2.000 %)
-  The speed of bearing Shaft 'Primeiro veio', Rolling bearing 'Rolling bearing1' is too high!
-  The thermally safe operating speed of bearing 'Shaft 'Primeiro veio', Rolling bearing 'Rolling bearing1"' could be critical.
Please run the calculation for the 'Thermally safe operating speed'
(in the special tab of menu 'Calculation').
-  For shaft with internal diameter the notch factors are not available.
None of the known calculation methods produces reliable data. It is proposed to use the data for the full shaft and to judge the results conservatively.
-  Cross section A-A:
The notch factor for light interference fits is no longer defined in DIN 743.

The notch factor for light interference fits (according to FKM) is larger than the notch factor for tight interference fits (according to DIN).

In this case, the notch factor for tight interference fits (according to DIN) is used.
-  Cross section B-B:
Notching factor for
- Light fit
- Interference fit with reduction of pressure are no longer defined in DIN 743.
The values correspond to the FKM-Guideline.

2 Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

2.1 Shafts

2.1.1 Shaft 'Primeiro veio'

Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	278.000
Speed (1/min)	15275.000
Direction of rotation:	clockwise

KISSsoft

Material	31 CrMo 12	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (kg)		1.019
Note: the weight is only for the shaft. The gears are not considered		
Weight of shaft, including additional masses (kg)		1.100
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		107.723
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.004

2.1.2 Shaft 'Segundo veio'

Drawing		
Initial position (mm)		82.000
Length (mm)		143.000
Speed (1/min)		5000.000
Direction of rotation:	clockwise	

Material	31 CrMo 12	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (kg)		1.073
Note: the weight is only for the shaft. The gears are not considered		
Weight of shaft, including additional masses (kg)		1.450
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		783.586
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.031

2.2 Weight force

Position in space (°)	0.000
-----------------------	-------

2.3 Shaft modeling

Gears mounted with stiffness according to ISO

2.4 Shear deformations

Consider deformations due to shearing	
Shear correction factor	1.100

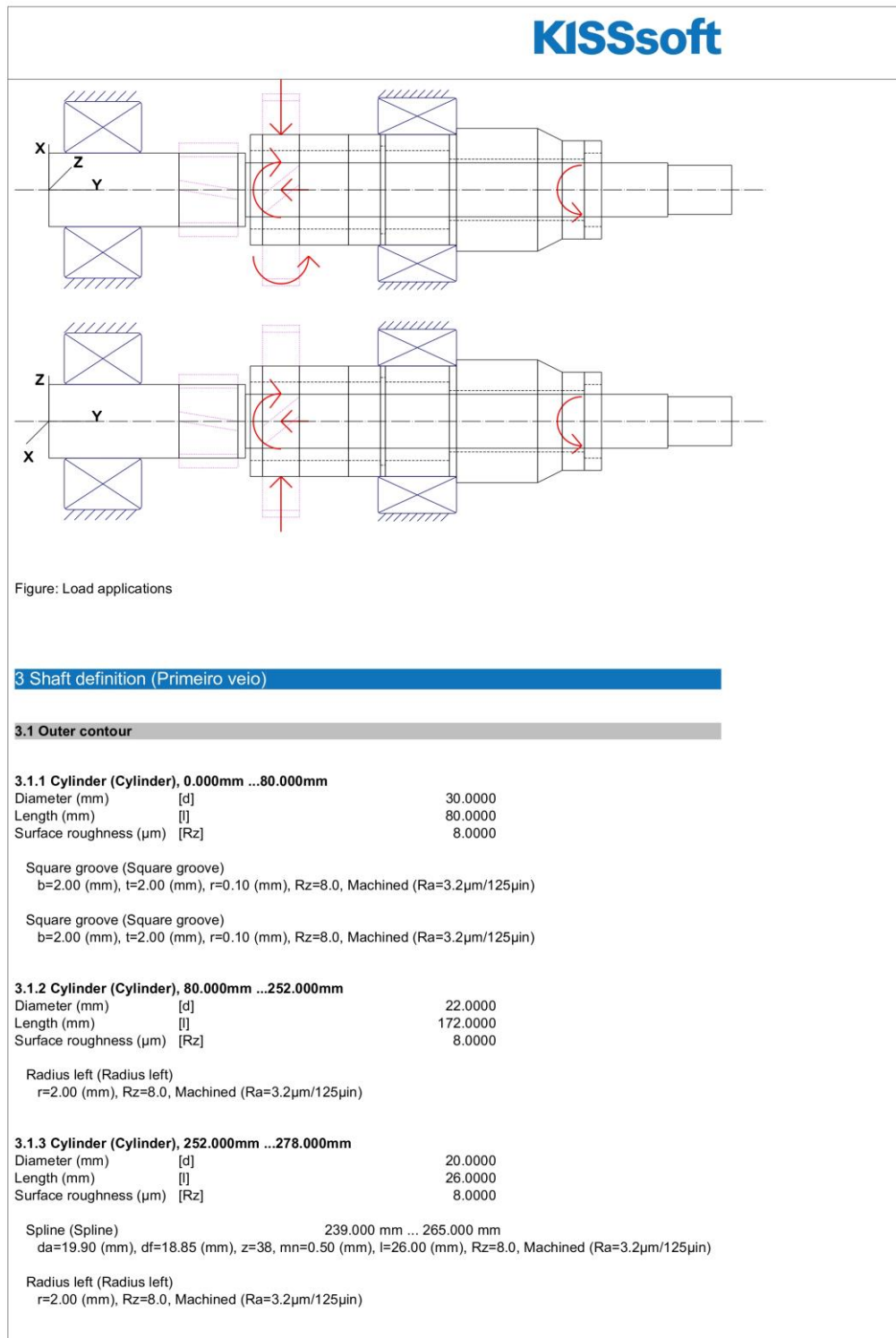
2.5 Rolling bearings

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry
Tolerance field: Mean value

2.6 Housing

Reference temperature (°C)	20.000
----------------------------	--------

2.7 Load applications





3.2 Forces

3.2.1 Cylindrical gear (Cylindrical gear)

Position on shaft (mm) [y _{local}]	65.0000
Position in global system (mm) [y _{global}]	65.0000
Operating pitch diameter (mm)	38.0531
Helix angle (°)	11.7898 Helix right hand
Working pressure angle at normal section (°)	18.9166
Position of contact (°)	0.0000
Length of load application (mm)	24.0000
Power (kW)	0.0000
Torque (Nm)	-0.0000
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	0.0000
Bending moment X (Nm)	-0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000

3.2.2 Coupling (Coupling)

Position on shaft (mm) [y _{local}]	265.0000
Position in global system (mm) [y _{global}]	265.0000
Effective diameter (mm)	41.5000
Radial force factor (-)	0.0000
Direction of the radial force (°)	0.0000
Axial force factor (-)	0.0000
Length of load application (mm)	26.0000
Power (kW)	0.0000
Torque (Nm)	0.0000
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	0.0000
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000
Mass (kg)	0.0000
Mass moment of inertia J _p (kg*m ²)	0.0000e+00
Mass moment of inertia J _{xx} (kg*m ²)	0.0000e+00
Mass moment of inertia J _{zz} (kg*m ²)	0.0000e+00
Eccentricity (mm)	0.0000

3.3 Bearing

3.3.1 Rolling bearing1 (KOYO 46T30306DJR/31.5)

Bearing type		Taper roller bearing (paired) (O,TDO)
Bearing position (mm) [y _{local}]		22.000
Bearing position (mm) [y _{global}]		22.000
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm) [d]		30.000
External diameter (mm) [D]		72.000
Width (mm) [b]		31.500
Corner radius (mm) [r]		1.500
Basic static load rating (kN) [C ₀]		110.000
Basic dynamic load rating (kN) [C]		109.000
Fatigue load limit (kN) [C _u]		7.700
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN) [C _{theo}]		0.000
Basic static load rating (kN) [C _{otheo}]		0.000
Correction factor Basic dynamic load rating [f _c]		1.000
Correction factor Basic static load rating [f _{c0}]		1.000

4 Shaft definition (Segundo veio)

4.1 Outer contour

4.1.1 Cylinder (Cylinder), 0.000mm ...5.000mm

Diameter (mm)	[d]	45.0000
Length (mm)	[l]	5.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Square groove (Square groove)

b=2.00 (mm), t=2.00 (mm), r=0.10 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

4.1.2 Cylinder (Cylinder), 5.000mm ...40.000mm

Diameter (mm)	[d]	45.0000
Length (mm)	[l]	35.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Key way (Key way)

8.000 mm ... 18.000 mm
l=10.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

4.1.3 Cylinder (Cylinder), 40.000mm ...84.000mm

Diameter (mm)	[d]	45.0000
Length (mm)	[l]	44.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Radius right (Radius right)

r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

4.1.4 Cylinder (Cylinder), 84.000mm ...117.000mm

Diameter (mm)	[d]	50.0000
Length (mm)	[l]	33.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

4.1.5 Cone(Cone), 117.000mm ...127.000mm

Diameter left (mm)	[d _l]	50.0000
Diameter right (mm)	[d _r]	40.0000
Length (mm)	[l]	10.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

4.1.6 Cylinder (Cylinder), 127.000mm ...143.000mm

Diameter (mm)	[d]	40.0000
Length (mm)	[l]	16.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Spline (Spline)

119.000 mm ... 135.000 mm
da=39.90 (mm), df=38.85 (mm), z=78, mn=0.50 (mm), l=16.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

4.2 Inner contour

4.2.1 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 0.000mm ...53.000mm

Diameter (mm)	[d]	32.0000
Length (mm)	[l]	53.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

4.2.2 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 53.000mm ...55.000mm

Diameter (mm)	[d]	35.7000
Length (mm)	[l]	2.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

4.2.3 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 55.000mm ...81.000mm

Diameter (mm)	[d]	32.0000
---------------	-----	---------

7/22

KISSsoft

Length (mm)	[l]	26.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000

4.2.4 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 81.000mm ...136.000mm

Diameter (mm)	[d]	25.0000
Length (mm)	[l]	55.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000

4.2.5 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 136.000mm ...143.000mm

Diameter (mm)	[d]	30.0000
Length (mm)	[l]	7.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000

4.3 Forces

4.3.1 Cylindrical gear (Cylindrical gear)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	12.5000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	94.5000
Operating pitch diameter (mm)		78.1818
Helix angle (°)		18.1418 Helix left hand
Working pressure angle at normal section (°)		18.4490
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		15.0000
Power (kW)		52.3599 driving (output)
Torque (Nm)		-100.0000
Axial force (N)		-838.1969
Shearing force X (N)		-898.0528
Shearing force Z (N)		2558.1395
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		-32.7659

4.3.2 Coupling (Coupling)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	135.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	217.0000
Effective diameter (mm)		0.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		16.0000
Power (kW)		52.3599 driven (input)
Torque (Nm)		100.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia J _p (kg*m ²)		0.0000e+00
Mass moment of inertia J _{xx} (kg*m ²)		0.0000e+00
Mass moment of inertia J _{zz} (kg*m ²)		0.0000e+00
Eccentricity (mm)		0.0000

4.4 Bearing

4.4.1 Rolling bearing3 (KOYO 7009BDB)

Bearing type		Angular contact ball bearing (double row) (O/X)
Bearing position (mm)	[y _{local}]	68.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	150.000
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	45.000
External diameter (mm)	[D]	75.000
Width (mm)	[b]	32.000
Corner radius (mm)	[r]	1.000
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	32.000

8/22

KISSsoft

Basic dynamic load rating (kN)	[C]	40.600
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	1.750
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{co}]	1.000

5 Connections

5.1 Connecting rolling bearing (INA K22X32X24/0-7)

Bearing type	Needle cage	
Position (mm)		150.000
Shaft 'Primeiro veio' <-> Shaft 'Segundo veio'		
Free bearing		
Inner diameter (mm)	[d]	22.000
External diameter (mm)	[D]	32.000
Width (mm)	[b]	24.000
Corner radius (mm)	[r]	0.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	34.000
Basic static load rating (kN)	[C _u]	40.000
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	5.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	35.217
Basic static load rating (kN)	[C _{theo}]	41.015
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{co}]	1.000

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (μm) [Pd0]	32.500
(*) DIN 620:1988 C0	

6 Gears

Gears are considered as mass and as stiffness according to ISO 6336-1 (interference fit).

6.1 Shaft 'Primeiro veio': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'

Center point	[y]	65.000	mm
Left side of the gear			
Position (Y-coordinate)	[y]	53.000	mm
Second moment of area	[I _{zz}]	65802.365	mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	13555.287	Nm ²
Right side of the gear			
Position (Y-coordinate)	[y]	77.000	mm
Second moment of area	[I _{zz}]	65802.365	mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	13555.287	Nm ²
Mass	[m]	0.081	kg
Center of mass	[y _s]	65.000	mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	2.3740e-05	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _x]	1.5753e-05	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _z]	1.5753e-05	kg·m ²

KISSsoft

6.2 Shaft 'Segundo veio': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'

Center point	[y]	12.500 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	5.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	654904.831 mm ⁴
Product E-I	[E·I _{zz}]	134910.395 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	20.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	654904.831 mm ⁴
Product E-I	[E·I _{zz}]	134910.395 Nm ²
Mass	[m]	0.377 kg
Center of mass	[y _s]	12.500 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	3.8352e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	1.9883e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	1.9883e-04 kg·m ²

7 Results

7.1 Shafts

Maximum deflection 811.373(μm) (Segundo veio pos = 225.000 mm)

Mass center of gravity

Primeiro veio (mm)	117.449
Segundo veio (mm)	76.656

Total axial load

Primeiro veio (N)	0.000
Segundo veio (N)	-838.197

Torsion of the shafts under torque

(Difference between left and right shaft end)

Primeiro veio ($^{\circ}$)	0.000
Segundo veio ($^{\circ}$)	0.025

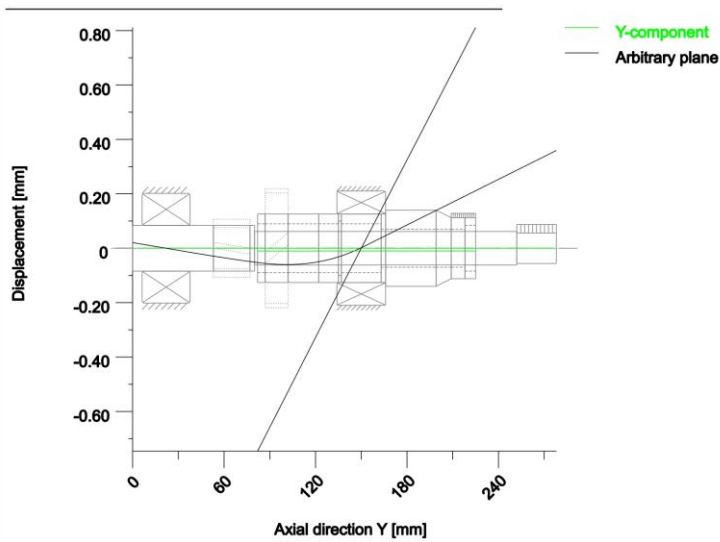
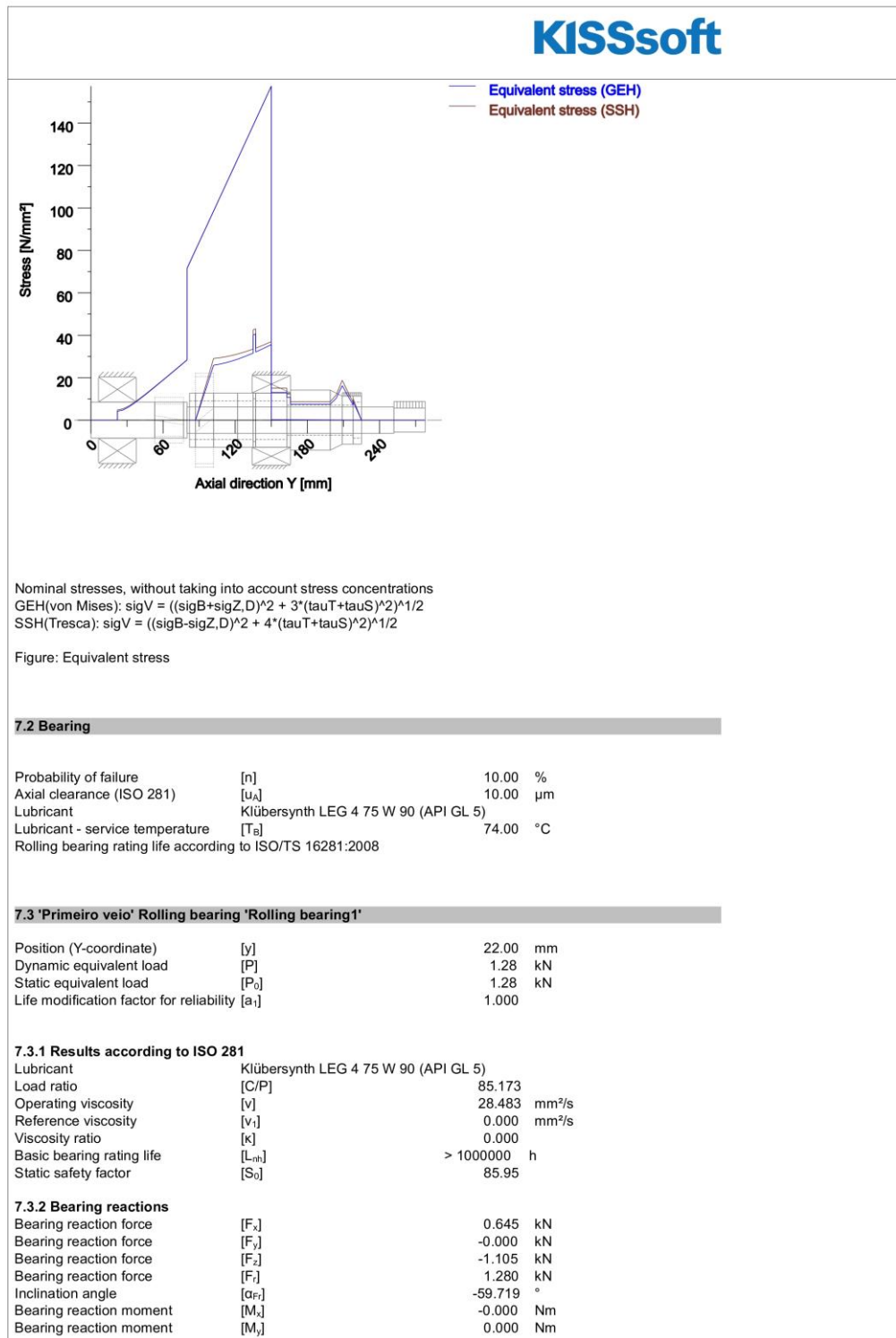


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 300.0676858 127)



KISSsoft

Bearing reaction moment	[M _r]	-0.000	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	0.000	Nm
Inclination angle	[α _{M_r}]	-92.717	°
Displacement of bearing	[u _x]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u _y]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u _z]	-0.000	µm
Displacement of bearing	[u _i]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[r _x]	0.805	mrاد
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000	mrاد
Misalignment of bearing	[r _z]	0.477	mrاد
Misalignment of bearing	[r _i]	0.936	mrاد

7.3.3 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling frictional moment	[M _r]	0.318	Nm
Sliding frictional moment	[M _s]	0.002	Nm
Frictional moment seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Frictional moment drag losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.320	Nm
Power loss	[P _{loss}]	511.551	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{a} = 0.15$.

7.4 'Segundo veio' Rolling bearing 'Rolling bearing3'

Position (Y-coordinate)	[y]	68.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	1.91	kN
Static equivalent load	[P ₀]	1.45	kN
Life modification factor for reliability	[a _r]	1.000	

7.4.1 Results according to ISO 281

Lubricant Klübersynth LEG 4 75 W 90 (API GL 5)			
Load ratio	[C/P]	21.244	
Operating viscosity	[ν]	28.483	mm ² /s
Reference viscosity	[ν _r]	0.000	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]	0.000	
Basic bearing rating life	[L _{10h}]	31957.80	h
Static safety factor	[S ₀]	22.07	

7.4.2 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	0.253	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.838	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-1.428	kN
Bearing reaction force	[F _i]	1.450	kN
Inclination angle	[α _{F_r}]	-79.964	°
Displacement of bearing	[u _x]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u _y]	-10.000	µm
Displacement of bearing	[u _z]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u _i]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[r _x]	-9.362	mrاد
Misalignment of bearing	[r _y]	0.207	mrاد
Misalignment of bearing	[r _z]	-5.420	mrاد
Misalignment of bearing	[r _i]	10.818	mrاد

7.4.3 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling frictional moment	[M _r]	0.141	Nm
Sliding frictional moment	[M _s]	0.026	Nm
Frictional moment seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Frictional moment drag losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.168	Nm
Power loss	[P _{loss}]	87.747	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{a} = 0.15$.

KISSsoft

7.5 Rolling bearing 'Connecting rolling bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	150.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	1.29	kN
Static equivalent load	[P ₀]	1.29	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.158	μm
Life modification factor for reliability [a ₁]		1.000	

7.5.1 Operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔPd]	0.000	μm
Operating diametral clearance	[Pd]	32.500	μm

7.5.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Klübersynth LEG 4 75 W 90 (API GL 5)		
Load ratio	[C/P]	26.375	
Operating viscosity	[ν]	28.483	mm ² /s
Reference viscosity	[ν _r]	0.000	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]	0.000	
Basic bearing rating life	[L _{rn}]	88590.55	h
Static safety factor	[S ₀]	31.03	

7.5.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.066	
Fatigue load limit	[C _u]	5.000	kN
Reference rating life	[L _{rn}]	0.29	h
Maximum contact stress inner ring	[p _{max,i}]	6467.978	N/mm ²
Effective static safety factor	[S _{0w}]	0.38	
Static safety factor	[S _{0ref}]	0.55	
Static equivalent load	[P _{0ref}]	72.41	kN

7.5.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	-0.645	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	1.116	kN
Bearing reaction force	[F _r]	1.289	kN
Inclination angle	[α _r]	120.040	°
Bearing reaction moment	[M _x]	-141.851	Nm
Bearing reaction moment	[M _y]	0.000	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-82.601	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	164.148	Nm
Inclination angle	[α _w]	-149.787	°
Displacement of bearing	[u _x]	0.085	μm
Displacement of bearing	[u _y]	10.000	μm
Displacement of bearing	[u _z]	-1.975	μm
Displacement of bearing	[u _r]	1.977	μm
Inclination angle	[α _w]	-87.532	°
Misalignment of bearing	[r _x]	6.947	mrاد
Misalignment of bearing	[r _y]	-0.207	mrاد
Misalignment of bearing	[r _z]	4.023	mrاد
Misalignment of bearing	[r _r]	8.028	mrاد

7.5.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling frictional moment	[M _r]	0.053	Nm
Sliding frictional moment	[M _s]	0.002	Nm
Frictional moment seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Frictional moment drag losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.055	Nm
Power loss	[P _{loss}]	58.839	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{01} = 0.15$.

The factors used to calculate the torque loss have been assumed for this bearing.

7.6 Damage relative to the required service life (L_{req} = 20000 h)

Wälzlagerschäden pro Lastkollektiv-Element (%)			
Load bin	B1	B2	B3

KISSsoft

1	2.00	62.58	9999. 99
Σ	2.00	62.58	9999. 99

Note: Damage = L_{req}/L_h

B1 : Rolling bearing1 (KOYO 46T30306DJR/31.5)

B2 : Rolling bearing3 (KOYO 7009BDB)

B3 : Connecting rolling bearing (INA K22X32X24/0-7, Connecting rolling bearing)

7.7 Utilization relative to the required service life ($L_{req} = 20000$ h)

Rolling bearings	B1	B2	B3
Utilization (%)	30.92	85.54	2819. 27

Note: Utilization = $(L_{req}/L_h)^{1/k}$

Ball bearing: $k = 3$, roller bearing: $k = 10/3$

B1 : Rolling bearing1 (KOYO 46T30306DJR/31.5)

B2 : Rolling bearing3 (KOYO 7009BDB)

B3 : Connecting rolling bearing (INA K22X32X24/0-7, Connecting rolling bearing)

7.8 Calculation of the factors required to define reliability R(t) using the Weibull distribution. t in (h)

Reliability not calculated

8 Strength calculation according to DIN 743:2012

8.1 Summary

Primeiro veio

Material 31 CrMo 12
 Material type Nitriding steel
 Material treatment nitrided
 Surface treatment No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section Position (Y-Coord) (mm)
 B-B 150.00 Interference fit

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$KF\sigma$	K2d	SD	SS	SA
B-B	2.22	1.00	0.93	1.69	2.99	3.87

Required safeties:				1.20	1.20	1.20
--------------------	--	--	--	------	------	------

Abbreviations:

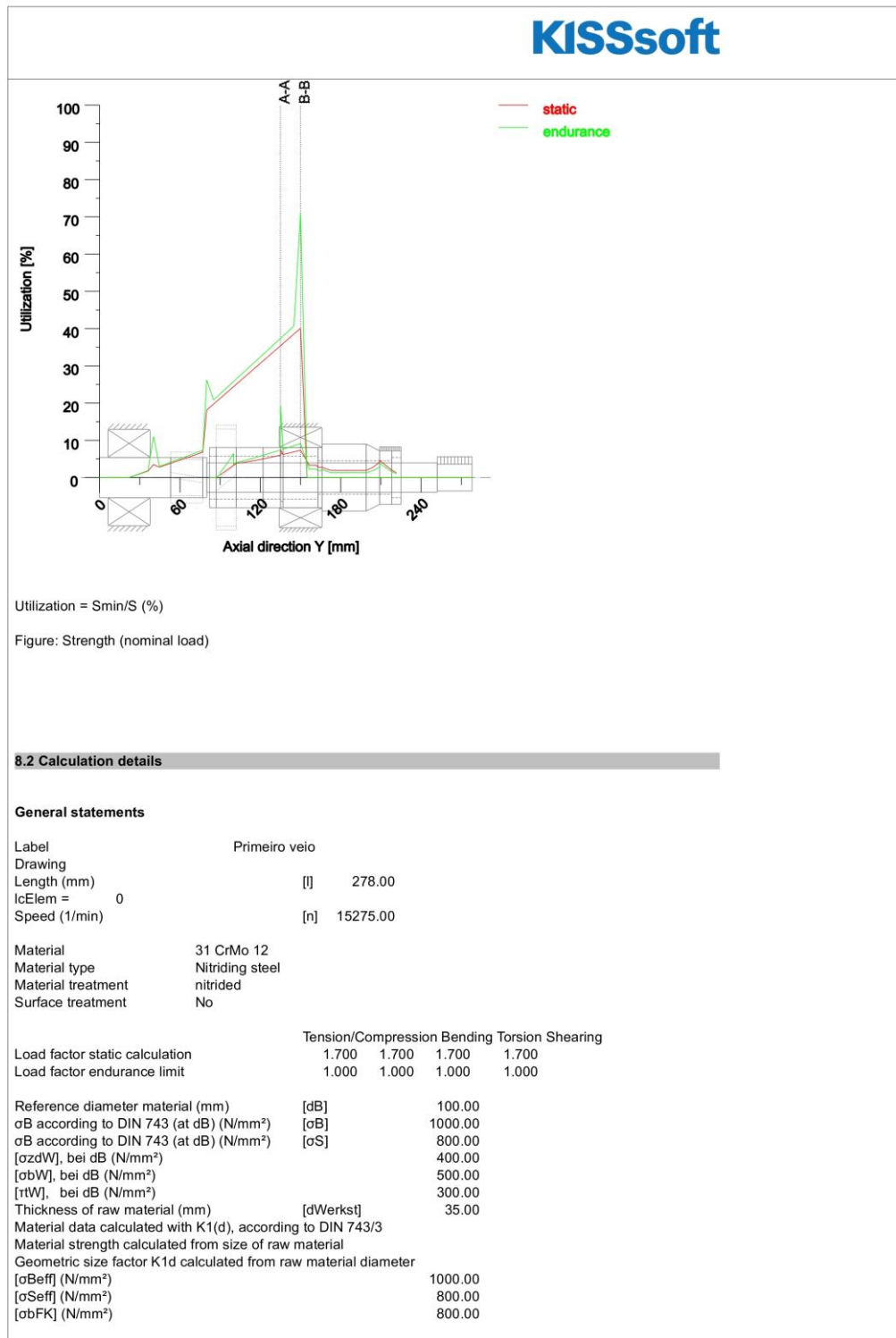
$\beta\sigma$: Notch factor, bending
 $KF\sigma$: Surface factor
 K2d: size factor bending
 SD: Safety endurance limit
 SS: Safety against yield point
 SA: Safety against incipient crack

8.1.1 Utilization (%)

Cross section	Static (yield point)	Endurance
B-B	40.089	70.827
A-A	7.454	19.284

Maximum utilization of shafts (%)

Primeiro veio: 70.827



KISSsoft					
[rtFK] (N/mm ²)					461.88
[obBRand] (N/mm ²)					2300.00
[ozdW] (N/mm ²)					400.00
[obW] (N/mm ²)					500.00
[rtW] (N/mm ²)					300.00
Endurance limit for single stage use					
Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)					
8.2.1 Cross section 'B-B' Interference fit					
Comment					
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]				150.000
External diameter (mm)	[da]				22.000
Inner diameter (mm)	[di]				0.000
Notch effect Interference fit					
Characteristic: Slight interference fit					
Note: Interference fit types 'Slight interference fit' and 'Interference fit with end relief' are no longer supported in the current FKM Guideline, 7th edition (2020).					
The notch effect coefficients are determined on the basis of the old FKM Guideline (2012).					
We recommend you use interference fit type 'Interference fit' when developing new products or further developing existing ones.					
Mean roughness (μm)	[Rz]				8.000
Tension/Compression Bending Torsion Shearing					
Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.000	0.000	0.000	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	164.342	0.000	1285.969
Maximum value	[Fzdm _{max} , Mb _{max} , T _{max} , Fqm _{max}]	0.000	279.381	0.000	2186.147
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt, A]		380.133	1045.365	2090.730	380.133
Stresses: (N/mm ²)					
[ozdm, obm, tm, tqm] (N/mm ²)		0.000	0.000	0.000	0.000
[ozda, oba, ta, tqa] (N/mm ²)		0.000	157.210	0.000	4.511
[ozd _{max} , ob _{max} , t _{max} , tq _{max}] (N/mm ²)		0.000	267.257	0.000	7.668
Technological size influence					
[K1(σB)]					1.000
[K1(σS)]					1.000
Tension/Compression Bending Torsion					
Notch effect coefficient					
[dB] (mm) = 22.0	[B(dB)]	2.223	2.223	1.551	
Geometrical size influence					
[K3(d)]		0.975	0.975	0.986	
[K3(dB)]		0.975	0.975	0.986	
Notch effect coefficient					
[B]		2.223	2.223	1.551	
Geometrical size influence					
[K2(d)]		1.000	0.928	0.928	
Influence coefficient surface roughness					
[KF]		1.000	1.000	1.000	
Roughness factor is included into the notch effect coefficient					
Surface stabilization factor					
[KV]		1.276	1.276	1.276	
Total influence coefficient					
[K]		1.742	1.877	1.309	
Present safety for endurance limit:					
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[omV]				0.000
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[rmV]				0.000
Fatigue limit of part (N/mm ²)					
[oWK]		229.579	266.356	229.166	
Influence coefficient of mean stress sensitivity:					
[psiK]		0.130	0.154	0.129	
Permissible amplitude (N/mm ²)					
[oADK]		229.579	266.356	229.166	
Safety against fatigue					
[S]					1.694
Required safety against fatigue					
[Smin]					1.200
Result (%)					
[S/Smin]					141.2
Present safety for proof against exceed of yield point:					
Static notch sensitivity factor					
[K2F]		1.000	1.000	1.000	

KISSsoft

Increase coefficient	[yF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	800.000	800.000	461.880
Safety yield stress	[S]			2.993
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			249.4

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			3.871
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			322.6

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit: The notch factors for the 'Slight interference fit' case are no longer defined in DIN 743. The notch factors are taken from the FKM Guideline, except if those for the 'tight interference fit' according to DIN are smaller, in which case they will be used.

Segundo veio

Material	31 CrMo 12
Material type	Nitriding steel
Material treatment	nitrided
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	53.01	Interference fit

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$Kf\sigma$	$K2d$	SD	SS	SA
A-A	2.71	1.00	0.88	6.22	16.10	19.27

Required safeties:			1.20	1.20	1.20
--------------------	--	--	------	------	------

Abbreviations:

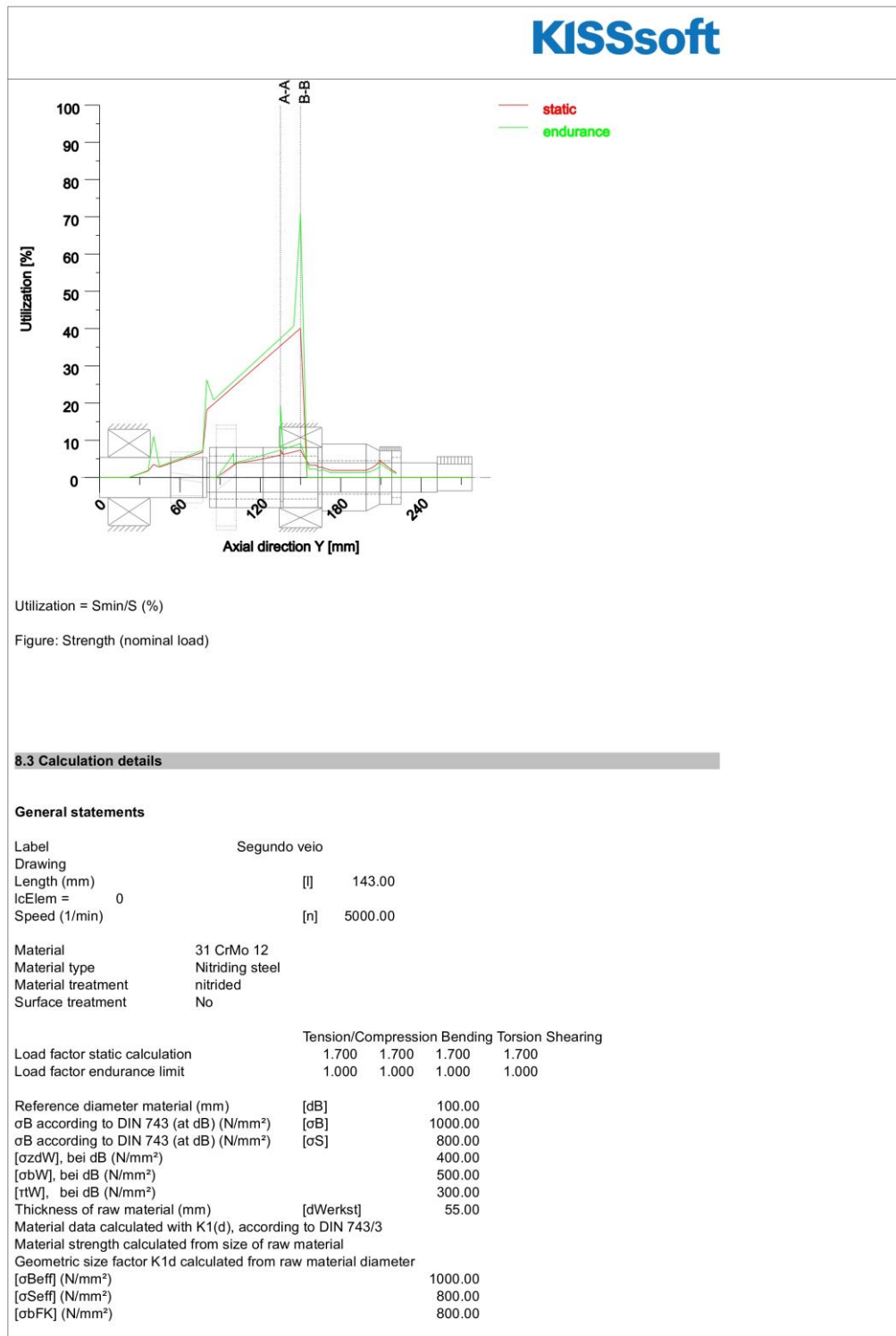
- $\beta\sigma$: Notch factor, bending
- $Kf\sigma$: Surface factor
- $K2d$: size factor bending
- SD: Safety endurance limit
- SS: Safety against yield point
- SA: Safety against incipient crack

8.2.2 Utilization (%)

Cross section	Static (yield point)	Endurance
B-B	40.089	70.827
A-A	7.454	19.284

Maximum utilization of shafts (%)

Segundo veio:	19.284
---------------	--------



KISSsoft					
[rtFK] (N/mm ²)					461.88
[σbBRand] (N/mm ²)					2300.00
[σzdW] (N/mm ²)					400.00
[σbW] (N/mm ²)					500.00
[rtW] (N/mm ²)					300.00
Endurance limit for single stage use					
Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)					
8.3.1 Cross section 'A-A' Interference fit					
Comment					
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]				53.010
External diameter (mm)	[da]				45.000
Inner diameter (mm)	[di]				35.700
Notch effect Interference fit					
Characteristic: Slight interference fit					
Note: Interference fit types 'Slight interference fit' and 'Interference fit with end relief' are no longer supported in the current FKM Guideline, 7th edition (2020).					
The notch effect coefficients are determined on the basis of the old FKM Guideline (2012).					
We recommend you use interference fit type 'Interference fit' when developing new products or further developing existing ones.					
Mean roughness (μm)	[Rz]				8.000
Tension/Compression Bending Torsion Shearing					
Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	419.1	0.0	50.0	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	419.1	124.4	50.0	2704.7
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	1424.9	211.4	170.0	4597.9
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt, A]		589.4	5402.4	10804.9	589.4
Stresses: (N/mm ²)					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)		0.711	0.000	4.628	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)		0.711	23.021	4.628	9.097
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)		2.417	39.136	15.734	15.464
Technological size influence					
[K1(σB)]					1.000
[K1(σS)]					1.000
Tension/Compression Bending Torsion					
Notch effect coefficient					
[β(dB)]		2.700	2.700		1.800
[dB] (mm) = 40.0					
Geometrical size influence					
[K3(d)]		0.948	0.948		0.969
Geometrical size influence					
[K3(dB)]		0.952	0.952		0.971
Notch effect coefficient					
[β]		2.710	2.710		1.804
Geometrical size influence					
[K2(d)]		1.000	0.880		0.880
Influence coefficient surface roughness					
[KF]		1.000	1.000		1.000
Roughness factor is included into the notch effect coefficient					
Surface stabilization factor					
[KV]		1.000	1.000		1.000
Total influence coefficient					
[K]		2.710	3.078		2.049
Present safety for endurance limit:					
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]				8.047
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τmV]				4.646
Fatigue limit of part (N/mm ²)					
[σWK]		147.620	162.452		146.427
Influence coefficient of mean stress sensitivity:					
[ψσK]		0.080	0.088		0.079
Permissible amplitude (N/mm ²)					
[σADK]		64.949	157.583		135.667
Safety against fatigue					
[S]					6.223
Required safety against fatigue					
[Smin]					1.200
Result (%)					
[S/Smin]					518.6
Present safety for proof against exceed of yield point:					
Static notch sensitivity factor					
[K2F]		1.000	1.000		1.000

KISSsoft

Increase coefficient	[yF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	800.000	800.000	461.880
Safety yield stress	[S]			16.099
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1341.6

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			19.272
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1606.0

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit: The notch factors for the 'Slight interference fit' case are no longer defined in DIN 743. The notch factors are taken from the FKM Guideline, except if those for the 'tight interference fit' according to DIN are smaller, in which case they will be used.


End of report (lines: 1008)

KISSsoft

Contents

1	Messages	3
2	Input data	3
2.1	Shafts	3
2.2	Weight force	3
2.3	Shaft modeling	3
2.4	Shear deformations	3
2.5	Rolling bearings	3
2.6	Housing	3
2.7	Load applications	3
3	Shaft definition (Veio Intermediario)	4
3.1	Outer contour	4
3.2	Forces	5
3.3	Bearing	6
4	Gears	7
4.1	Shaft 'Veio Intermediario': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'	7
4.2	Shaft 'Veio Intermediario': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'	7
4.3	Shaft 'Veio Intermediario': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'	7
5	Results	8
5.1	Shafts	8
5.2	Bearing	9
5.3	'Veio Intermediario' Rolling bearing 'Rolling bearing 1'	9
5.4	'Veio Intermediario' Rolling bearing 'Rolling bearing 2'	10
5.5	Damage relative to the required service life ($L_{req} = 20000$ h)	11
5.6	Utilization relative to the required service life ($L_{req} = 20000$ h)	11
5.7	Calculation of the factors required to define reliability $R(t)$ using the Weibull distribution. t in (h)	11
6	Strength calculation according to DIN 743:2012	12
6.1	Summary	12
6.2	Calculation details	13

1 Messages

 Shaft 'Veio Intermediario', Rolling bearing 'Rolling bearing 1':
The axial force is significantly bigger than the radial force.
Maybe it is better to use an axial bearing.

2 Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

2.1 Shafts

2.1.1 Shaft 'Veio Intermediario'

Drawing
Initial position (mm) 0.000
Length (mm) 185.000
Speed (1/min) 4166.700
Direction of rotation: counterclockwise

Material 31 CrMo 12
Young's modulus (N/mm²) 206000.000
Poisson's ratio nu 0.300
Density (kg/m³) 7830.000
Coefficient of thermal expansion (10⁻⁶/K) 11.500
Temperature (°C) 20.000
Weight of shaft (kg) 0.932
Note: the weight is only for the shaft. The gears are not considered
Weight of shaft, including additional masses (kg) 4.939
Mass moment of inertia (kg*mm²) 7344.709
Momentum of mass GD2 (Nm²) 0.288

2.2 Weight force

Position in space (°) 0.000

2.3 Shaft modeling

Gears mounted with stiffness according to ISO

2.4 Shear deformations

Consider deformations due to shearing
Shear correction factor 1.100

2.5 Rolling bearings

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry
Tolerance field: Mean value

2.6 Housing

Reference temperature (°C) 20.000

2.7 Load applications

KISSsoft

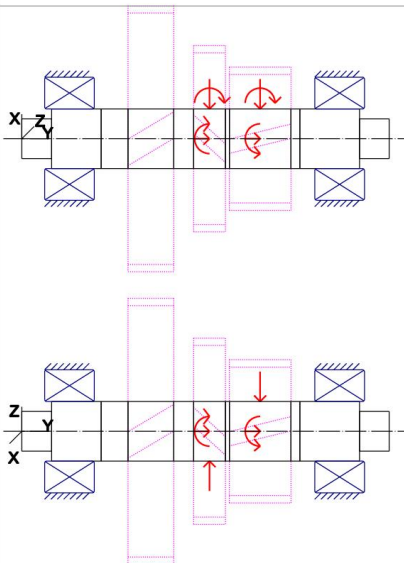


Figure: Load applications

3 Shaft definition (Veio Intermediario)

3.1 Outer contour

3.1.1 Cylinder (Cylinder), 0.000mm ...15.000mm

Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	15.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Radius right (Radius right)
r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.1.2 Cylinder (Cylinder), 15.000mm ...40.000mm

Diameter (mm)	[d]	30.0000
Length (mm)	[l]	25.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

3.1.3 Cylinder (Cylinder), 40.000mm ...140.000mm

Diameter (mm)	[d]	30.0000
Length (mm)	[l]	100.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Key way (Key way-i1) 56.000 mm ... 74.000 mm
l=18.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Key way (Key way-i2) 84.000 mm ... 102.000 mm
l=18.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Key way (Key way) 106.000 mm ... 134.000 mm
l=28.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.1.4 Cylinder (Cylinder), 140.000mm ...170.000mm

Diameter (mm)	[d]	30.0000
---------------	-----	---------

4/15

KISSsoft

Length (mm)	[l]	30.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

3.1.5 Cylinder (Cylinder), 170.000mm ...185.000mm

Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	15.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Radius left (Radius left)
r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.2 Forces

3.2.1 Cylindrical gear (Cylindrical gear)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	65.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	65.0000
Operating pitch diameter (mm)		133.9469
Helix angle (°)		11.7898 Helix left hand
Working pressure angle at normal section (°)		18.9166
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		23.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		-0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		-0.0000

3.2.2 Cylindrical gear (Cylindrical gear)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	94.5000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	94.5000
Operating pitch diameter (mm)		93.8182
Helix angle (°)		18.1418 Helix right hand
Working pressure angle at normal section (°)		18.4490
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		16.0000
Power (kW)		52.3599 driven (input)
Torque (Nm)		-119.9990
Axial force (N)		838.1902
Shearing force X (N)		-898.0456
Shearing force Z (N)		2558.1191
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		39.3187

3.2.3 Cylindrical gear (Cylindrical gear)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	120.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	120.0000
Operating pitch diameter (mm)		72.0958
Helix angle (°)		12.0866 Helix left hand
Working pressure angle at normal section (°)		21.0831
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		31.0000
Power (kW)		52.3600 driving (output)
Torque (Nm)		119.9993
Axial force (N)		712.8360
Shearing force X (N)		-1312.4753
Shearing force Z (N)		-3328.8848
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		25.6962

5/15



3.3 Bearing

3.3.1 Rolling bearing 1 (KOYO 33206JR)

Bearing type Taper roller bearing (single row)

Bearing position (mm)	[Y _{local}]	24.000
Bearing position (mm)	[Y _{global}]	24.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
Inner diameter (mm)	[d]	30.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	25.000
Corner radius (mm)	[r]	1.000
Number of rolling bodies	[Z]	10
Rolling body reference circle (mm)	[D _{pw}]	45.936
Diameter rolling body (mm)	[D _w]	13.185
Rolling body length (mm)	[L _{we}]	19.491
Distance a (mm)	[a]	16.300
Contact angle (°)	[α]	12.804
Diameter, external race (mm)	[d _e]	58.921
Diameter, internal race (mm)	[d _i]	32.950

Calculation with estimated bearing internal geometry (*)

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Contact angle (°)	[α]	12.804
Position (center of pressure) (mm)	[Y _{D,local}]	20.200
Position (center of pressure) (mm)	[Y _{D,global}]	20.200
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	79.400
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	83.100
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	11.600

Values for approximated geometry:

Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	83.100
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	79.400
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

3.3.2 Rolling bearing 2 (KOYO 33206JR)

Bearing type Taper roller bearing (single row)

Bearing position (mm)	[Y _{local}]	160.000
Bearing position (mm)	[Y _{global}]	160.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing left
Inner diameter (mm)	[d]	30.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	25.000
Corner radius (mm)	[r]	1.000
Number of rolling bodies	[Z]	10
Rolling body reference circle (mm)	[D _{pw}]	45.936
Diameter rolling body (mm)	[D _w]	13.185
Rolling body length (mm)	[L _{we}]	19.491
Distance a (mm)	[a]	16.300
Contact angle (°)	[α]	12.804
Diameter, external race (mm)	[d _e]	58.921
Diameter, internal race (mm)	[d _i]	32.950

Calculation with estimated bearing internal geometry (*)

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Contact angle (°)	[α]	12.804
Position (center of pressure) (mm)	[Y _{D,local}]	163.800
Position (center of pressure) (mm)	[Y _{D,global}]	163.800
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	79.400
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	83.100
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	11.600

Values for approximated geometry:

Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	83.100
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	79.400

KISSsoft

Correction factor Basic dynamic load rating [f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating [f _{co}]	1.000

4 Gears

Gears are considered as mass and as stiffness according to ISO 6336-1 (interference fit).

4.1 Shaft 'Veio Intermediario': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'

Center point	[y]	65.000 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	53.500 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	2216474.713 mm ⁴
Product E-I	[E · I _{zz}]	456593.791 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	76.500 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	2216474.713 mm ⁴
Product E-I	[E · I _{zz}]	456593.791 Nm ²
Mass	[m]	2.410 kg
Center of mass	[y _s]	65.000 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	5.6771e-03 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	2.9448e-03 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	2.9448e-03 kg·m ²

4.2 Shaft 'Veio Intermediario': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'

Center point	[y]	94.500 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	86.500 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	721086.900 mm ⁴
Product E-I	[E · I _{zz}]	148543.901 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	102.500 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	721086.900 mm ⁴
Product E-I	[E · I _{zz}]	148543.901 Nm ²
Mass	[m]	0.778 kg
Center of mass	[y _s]	94.500 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	9.4290e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	4.8804e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	4.8804e-04 kg·m ²

4.3 Shaft 'Veio Intermediario': Cylindrical gear 'Cylindrical gear'

Center point	[y]	120.000 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	104.500 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	333335.497 mm ⁴
Product E-I	[E · I _{zz}]	68667.112 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	135.500 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	333335.497 mm ⁴
Product E-I	[E · I _{zz}]	68667.112 Nm ²
Mass	[m]	0.819 kg
Center of mass	[y _s]	120.000 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	6.2452e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	3.7787e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	3.7787e-04 kg·m ²

5 Results

5.1 Shafts

Maximum deflection (μm)	16.544
Position of the maximum (mm)	140.000
Mass center of gravity (mm)	92.500
Total axial load (N)	1551.026
Torsion of the shaft under torque ($^\circ$) (Difference between left and right shaft end)	0.003

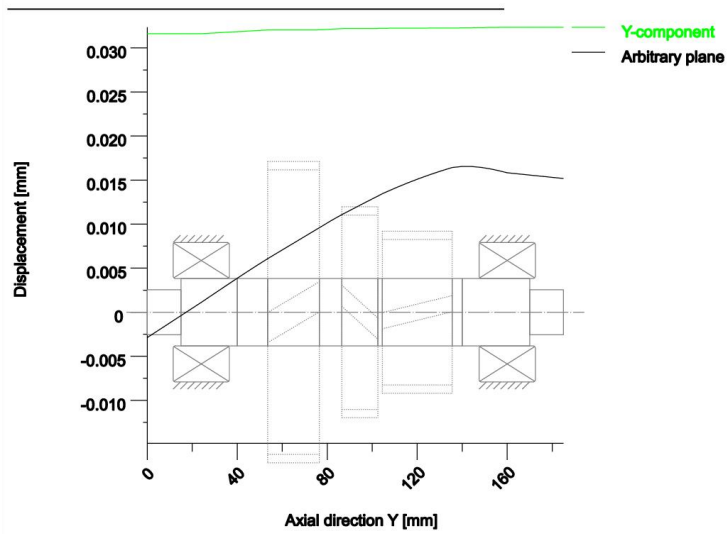
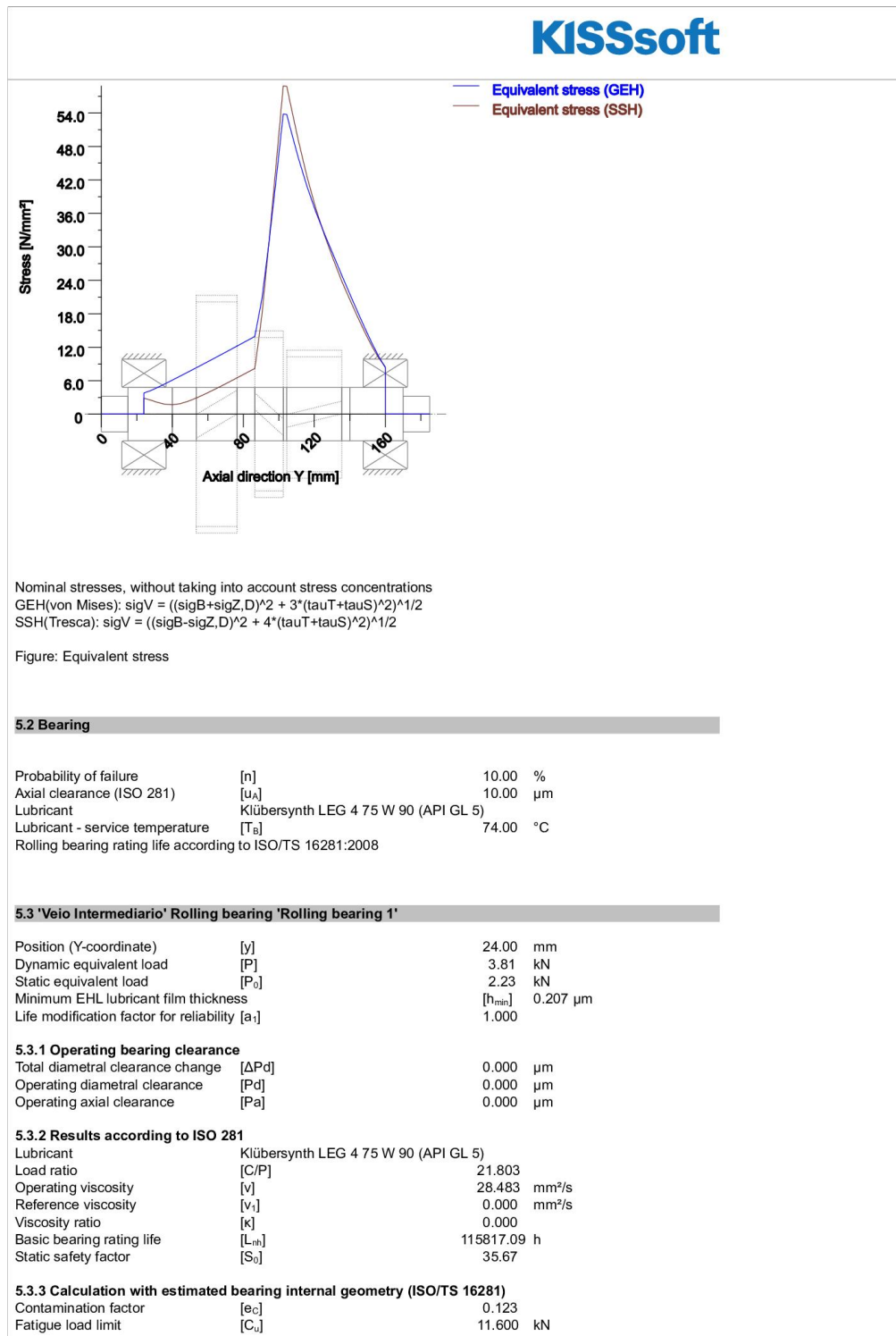


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 205.887153 127)



KISSsoft

Reference rating life	[L _{ref}]	387696.80 h
Maximum contact stress inner ring	[p _{max,i}]	936.856 N/mm ²
Effective static safety factor	[S _{0w}]	18.23
Static safety factor	[S _{0ref}]	28.75
Static equivalent load	[P _{0ref}]	2.76 kN

5.3.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	0.413 kN
Bearing reaction force	[F _y]	-2.064 kN
Bearing reaction force	[F _z]	-0.174 kN
Bearing reaction force	[F _x]	0.448 kN
Inclination angle	[α _r]	-22.854 °
Bearing reaction moment	[M _x]	1.554 Nm
Bearing reaction moment	[M _y]	0.000 Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	0.089 Nm
Bearing reaction moment	[M _x]	1.556 Nm
Inclination angle	[α _{wr}]	3.263 °
Displacement of bearing	[u _x]	-1.223 μm
Displacement of bearing	[u _y]	31.617 μm
Displacement of bearing	[u _z]	-0.037 μm
Displacement of bearing	[u _x]	1.223 μm
Inclination angle	[α _w]	-178.256 °
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.044 mrad
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000 mrad
Misalignment of bearing	[r _z]	0.163 mrad
Misalignment of bearing	[r _x]	0.169 mrad

5.3.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000 mm
Rolling frictional moment	[M _r]	0.519 Nm
Sliding frictional moment	[M _s]	0.008 Nm
Frictional moment seals	[M _{seal}]	0.000 Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018		
Frictional moment drag losses	[M _{drag}]	0.000 Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.527 Nm
Power loss	[P _{loss}]	229.865 W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant μ_{oil} = 0.15.

5.4 'Veio Intermediario' Rolling bearing 'Rolling bearing 2'

Position (Y-coordinate)	[y]	160.00 mm
Dynamic equivalent load	[P]	2.05 kN
Static equivalent load	[P ₀]	2.05 kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.204 μm
Life modification factor for reliability [a _r]		1.000

5.4.1 Operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔPd]	0.000 μm
Operating diametral clearance	[Pd]	0.000 μm
Operating axial clearance	[Pa]	0.000 μm

5.4.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Klübersynth LEG 4 75 W 90 (API GL 5)	
Load ratio	[C/P]	40.460
Operating viscosity	[ν]	28.483 mm ² /s
Reference viscosity	[ν _r]	0.000 mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]	0.000
Basic bearing rating life	[L ₁₀]	909510.80 h
Static safety factor	[S ₀]	38.66

5.4.3 Calculation with estimated bearing internal geometry (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.123
Fatigue load limit	[C _u]	11.600 kN
Reference rating life	[L _{ref}]	> 1000000 h
Maximum contact stress inner ring	[p _{max,i}]	973.504 N/mm ²
Effective static safety factor	[S _{0w}]	16.88
Static safety factor	[S _{0ref}]	25.87
Static equivalent load	[P _{0ref}]	3.07 kN

5.4.4 Bearing reactions

10 / 15



Bearing reaction force	[F _x]	1.798	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.513	kN
Bearing reaction force	[F _z]	0.993	kN
Bearing reaction force	[F _i]	2.054	kN
Inclination angle	[α _F]	28.917	°
Bearing reaction moment	[M _x]	5.508	Nm
Bearing reaction moment	[M _y]	0.000	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-9.910	Nm
Bearing reaction moment	[M _i]	11.338	Nm
Inclination angle	[α _M]	-60.935	°
Displacement of bearing	[u _x]	-14.054	µm
Displacement of bearing	[u _y]	32.347	µm
Displacement of bearing	[u _z]	-7.296	µm
Displacement of bearing	[u _i]	15.835	µm
Inclination angle	[α _u]	-152.563	°
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.008	mrاد
Misalignment of bearing	[r _y]	0.049	mrاد
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.033	mrاد
Misalignment of bearing	[r _i]	0.034	mrاد

5.4.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling frictional moment	[M _r]	0.353	Nm
Sliding frictional moment	[M _s]	0.003	Nm
Frictional moment seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Frictional moment drag losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.356	Nm
Power loss	[P _{loss}]	155.471	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{oil} = 0.15$.

(*) Note about roller bearings with an approximated bearing geometry:

The internal geometry of these bearings has not been input in the database. The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C₀ (details in the manufacturer's catalog). For this reason, the geometry may be different from the actual geometry.

This can lead to differences in the service life calculation and, more importantly, the roller bearing stiffness.

5.5 Damage relative to the required service life (L_{req} = 20000 h)

Wälzlagerschäden pro Lastkollektiv-Element (%)		
Load bin	B1	B2
1	5.16	1.32
Σ	5.16	1.32

Note: Damage = L_{req}/L_h

B1 : Rolling bearing 1 (KOYO 33206JR)

B2 : Rolling bearing 2 (KOYO 33206JR)

5.6 Utilization relative to the required service life (L_{req} = 20000 h)

Rolling bearings	B1	B2
Utilization (%)	41.09	30.92

Note: Utilization = (L_{req}/L_h)^{1/k}

Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

B1 : Rolling bearing 1 (KOYO 33206JR)

B2 : Rolling bearing 2 (KOYO 33206JR)

5.7 Calculation of the factors required to define reliability R(t) using the Weibull distribution. t in (h)

Reliability not calculated

6 Strength calculation according to DIN 743:2012

6.1 Summary

Veio Intermediario

Material	31 CrMo 12
Material type	Nitriding steel
Material treatment	nitrided
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{rav}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	106.01	Key

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$Kf\sigma$	K2d	SD	SS	SA
A-A	2.97	1.00	0.91	5.80	10.31	14.39

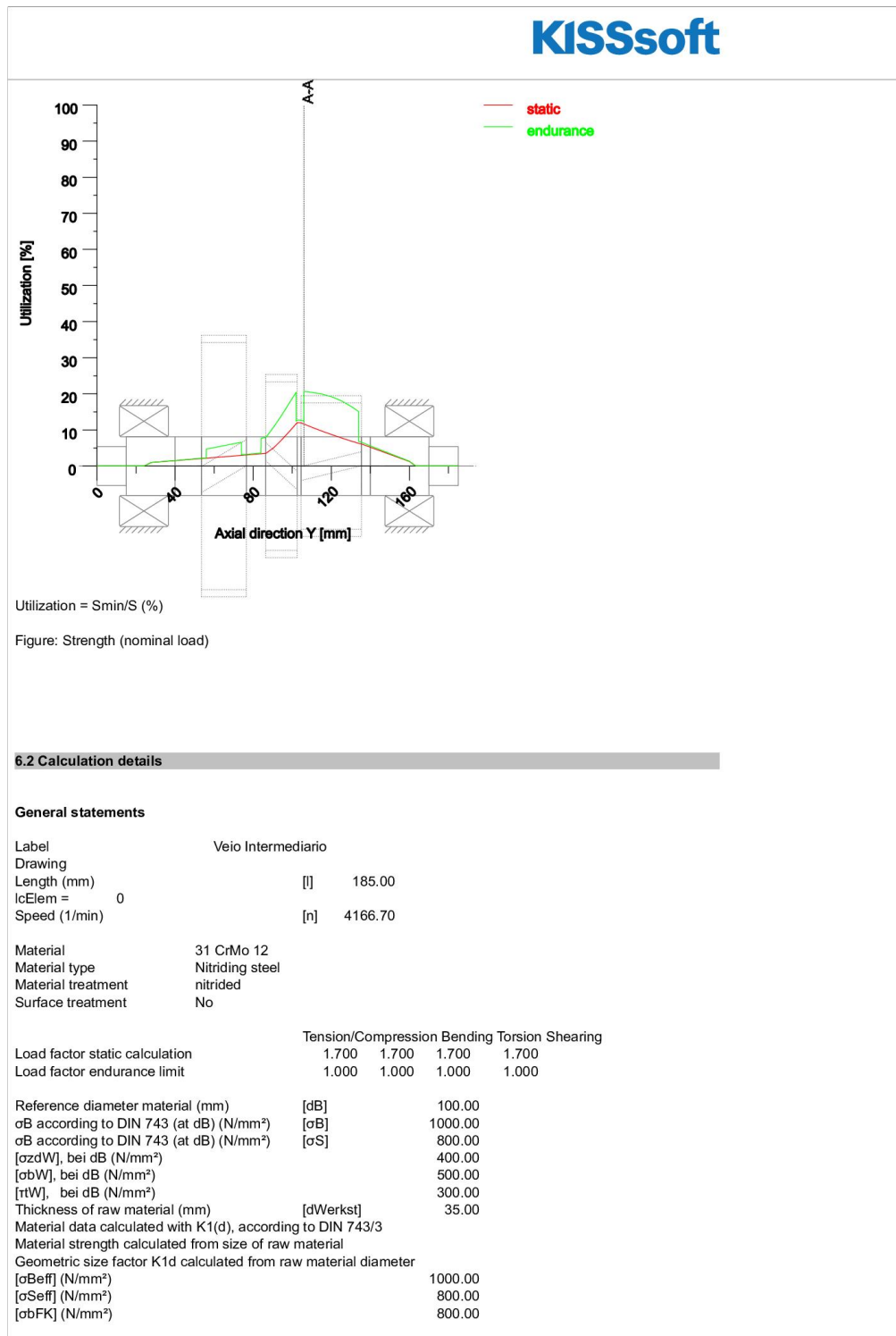
Required safeties:				1.20	1.20	1.20
--------------------	--	--	--	------	------	------

Abbreviations:

$\beta\sigma$: Notch factor, bending
 $Kf\sigma$: Surface factor
 K2d: size factor bending
 SD: Safety endurance limit
 SS: Safety against yield point
 SA: Safety against incipient crack

6.1.1 Utilization (%)

Cross section	Static (yield point)	Endurance
A-A	11.638	20.689
Maximum utilization (%)	[A]	20.689



KISSsoft					
[rtFK] (N/mm ²)					461.88
[obBRand] (N/mm ²)					2300.00
[ozdW] (N/mm ²)					400.00
[obW] (N/mm ²)					500.00
[rtW] (N/mm ²)					300.00
Endurance limit for single stage use					
Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)					
6.2.1 Cross section 'A-A' Key					
Comment	Y= 106.00...134.00mm				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]				106.010
External diameter (mm)	[da]				30.000
Inner diameter (mm)	[di]				0.000
Notch effect	Key				
Number of keys	[n]				1
Groove with manufactured with end milling cutter					
Standard: DIN 6885.1:1968 Default					
[b, t] (mm)	8.000	4.100			
Mean roughness (μm)	[Rz]				8.000
Tension/Compression Bending Torsion Shearing					
Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	595.5	0.0	57.1	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	595.5	65.3	57.1	2253.1
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	2024.6	111.0	194.1	3830.2
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt, A]		706.9	2650.7	5301.4	706.9
Stresses: (N/mm ²)					
[ozdm, obm, tm, tqm] (N/mm ²)		0.842	0.000	10.766	0.000
[ozda, oba, ta, tqa] (N/mm ²)		0.842	24.622	10.766	4.250
[ozdmax, obmax, tmax, tqmax] (N/mm ²)		2.864	41.858	36.606	7.225
Technological size influence					
[K1(σ_B)]					1.000
[K1(σ_S)]					1.000
Tension/Compression Bending Torsion					
Notch effect coefficient	[β (dB)]	3.000	3.000		1.800
[dB] (mm) =		40.0			
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.956	0.956		0.976
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.947	0.947		0.971
Notch effect coefficient	[β]	2.971	2.971		1.791
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.907		0.907
Influence coefficient surface roughness	[KF]	1.000	1.000		1.000
Roughness factor is included into the notch effect coefficient					
Surface stabilization factor	[KV]	1.276	1.276		1.276
Total influence coefficient	[K]	2.328	2.566		1.547
Present safety for endurance limit:					
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σ_mV]				18.667
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τ_mV]				10.777
Fatigue limit of part (N/mm ²)					
[σ_{WK}]		171.795	194.869		193.974
Influence coefficient of mean stress sensitivity:					
[$\psi\sigma_K$]		0.094	0.108		0.107
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	34.544	180.127		175.144
Safety against fatigue					
[S]					5.800
Required safety against fatigue	[Smin]				1.200
Result (%)	[S/Smin]				483.3
Present safety					
for proof against exceed of yield point:					
Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000		1.000
Increase coefficient	[γ_F]	1.000	1.000		1.000

KISSsoft

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	800.000	800.000	461.880
Safety yield stress	[S]			10.311
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			859.2

Present safety
for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			14.395
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1199.6

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit: The notch factors for the 'Slight interference fit' case are no longer defined in DIN 743. The notch factors are taken from the FKM Guideline, except if those for the 'tight interference fit' according to DIN are smaller, in which case they will be used.

End of report (lines: 654)
