



# Dimensionamento de uma transmissão de duas velocidades para um motociclo eléctrico

NUNO ANDRÉ PIRES COELHO

outubro de 2024

# **DIMENSIONAMENTO DE UMA TRANSMISSÃO DE DUAS VELOCIDADES PARA MOTOCICLO ELÉTRICO**

**Nuno André Pires Coelho**

**Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em  
Engenharia Mecânica, Área de Especialização em  
Construções Mecânicas**

**Orientador: Ramiro Carneiro Martins**

**Co-orientador: Armando José Vilaça Campos**

**Júri:**

Presidente:

Elza Maria Morais Fonseca (ISEP)

Vogais:

Carlos Miguel da Costa Gomes Fernandes (FEUP)

Ramiro Carneiro Martins (ISEP)

Porto, Setembro 2024



# Agradecimentos

Deixo aqui o meu agradecimento aos orientadores Eng. Ramiro Martins e Eng. Armando Campos, que foram incansáveis no seu acompanhamento ao longo da elaboração desta dissertação. Deixo também o meu agradecimento ao Eng. Jorge Baptista por todo apoio na determinação dos custos e contacto com os fabricantes. E por fim, a todos as pessoas que de alguma forma contribuíram com a sua ajuda para a realização deste relatório, direta ou indiretamente. Espero que seja um trabalho útil para todos aqueles que me sucedem no estudo e dimensionamento de transmissões de duas velocidades para motociclos elétricos.



# Resumo

As preocupações ambientais e limitações dos combustíveis fósseis das últimas décadas têm impulsionado as entidades reguladoras a promover a eletrificação dos veículos. Embora o veículo de combustão interna continue a ser a escolha predominante dos consumidores, a evidência dos veículos elétricos é crescente ao longo dos anos. Lacunas face ao seu desenvolvimento tecnológico ainda representam um desafio para o desempenho do veículo elétrico comparativamente às expectativas atuais.

Uma transmissão com caixa de velocidades ainda é um tópico pouco explorado por parte dos fabricantes de motociclos elétricos, apesar da sua popularidade em veículos de combustão interna. De diversas formas, o perfil de potência de um motor elétrico assemelha-se à sua contraparte de combustão interna equipado com uma transmissão; no entanto, tal característica não implica que este não possa beneficiar com o uso de uma caixa de velocidades.

Nesse sentido, a presente dissertação faz o estudo do desenvolvimento de uma transmissão de duas velocidades para um motociclo elétrico. Recorreu-se à literatura dedicada ao tema e análise computacional segundo as normas de dimensionamento em vigor para o efeito. A solução obtida verificou uma melhoria em todos os atributos para a qual foi otimizada, neste caso redução de custos, melhoria de fiabilidade e resistência ao desgaste dos componentes, e aumento de autonomia e velocidade de topo do veículo.

**Palavras-chave:** Motociclo elétrico; Transmissão mecânica; Caixa de velocidades; Engrenagens; Veios; Rolamentos.



# Abstract

Environmental concerns and the limitations of fossil fuels over the past decades have driven regulatory bodies to promote vehicle electrification. Although internal combustion engine vehicles continue to be the consumers' predominant choice, the presence of electric vehicles has been growing over the years. Gaps in their technological development still pose a challenge for the performance of electric vehicles compared to current expectations.

A transmission with a gearbox remains a relatively unexplored topic by electric motorcycle manufacturers, despite its popularity in internal combustion vehicles. In many ways, the power profile of an electric motor resembles that of its internal combustion counterpart equipped with a transmission; however, this characteristic doesn't imply that it can't benefit from the use of a gearbox.

In this regard, this dissertation studies the development of a two-speed transmission for an electric motorcycle. It draws on literature dedicated to the subject and computational analysis according to the current standards. The obtained solution showed improvements in all attributes for which it was optimized, including cost reduction, enhanced reliability and resistance to component wear, and increased vehicle range and top speed.

**KEYWORDS:** Electric motorcycle; Transmission; Gearbox; Gears; Shafts; Bearings.



# Índice

Lista de Figuras.....	xiv
Lista de Tabelas.....	xvi
1. Introdução.....	1
1.1. Contextualização.....	1
1.2. Objetivos.....	1
1.3. Estrutura da Dissertação.....	2
2. Revisão Bibliográfica.....	3
2.1. Eletrificação dos veículos.....	3
2.1.1. Utilização de combustíveis fósseis.....	3
2.1.2. Estado atual da eletrificação.....	4
2.1.3. Tendência global para a eletrificação.....	4
2.1.4. Efeito da eletrificação no mercado de transmissões.....	6
2.2. Mercado de motocicletas elétricas.....	7
2.2.1. Motociclo elétrico a bateria.....	7
2.2.2. Motociclo elétrico híbrido.....	8
2.2.3. Motociclo elétrico híbrido <i>plug-in</i> .....	9
2.2.4. Motociclo elétrico a hidrogénio.....	10
2.3. Motor elétrico.....	10
2.3.1. Motor de corrente contínua sem escovas.....	12
2.3.2. Motor de indução.....	13
2.3.3. Motor de relutância comutada.....	13
2.4. Caixa de velocidades.....	13
2.4.1. Caixa de velocidades manual sequencial.....	14
2.4.2. Caixa de velocidades de dupla embraiagem.....	16
2.4.3. Caixa de velocidades planetária.....	17
2.4.4. Caixa de velocidades manual automática.....	18
2.4.5. Caixa de velocidades de variação contínua.....	18
2.4.6. Caixa de velocidades hidrostática.....	19
2.4.7. Caixa de velocidades híbrida especializada.....	21
2.5. Transmissão final.....	21
2.5.1. Corrente.....	21
2.5.2. Correia.....	22
2.5.3. Veio de transmissão com cardãs.....	23
3. Desenvolvimento.....	25
3.1. Seleção do veículo.....	25
3.1.1. Estatísticas de mercado de motocicletas elétricas.....	25

3.1.2. Seleção do tipo de motociclo.....	26
3.1.3. Especificações do veículo.....	27
3.2. Seleção do motor elétrico .....	27
3.3. Desempenho do veículo.....	28
3.3.1. Dinâmica do veículo.....	28
3.3.2. Modelização da aceleração do veículo .....	31
3.3.3. Ciclos de condução .....	32
3.3.4. Inclinação da Estrada .....	32
3.3.5. Regime de funcionamento.....	34
3.3.6. Modelização do consumo energético.....	34
3.4. Rodas dentadas .....	35
3.4.1. Fator de aplicação.....	35
3.4.2. Ângulo de pressão e ângulo de hélice .....	36
3.4.3. Razão de condução .....	36
3.4.4. Módulo.....	37
3.4.5. Fatores de segurança .....	37
3.4.6. Qualidade de fabrico.....	38
3.4.7. Seleção do material e tratamento térmico.....	39
3.4.8. Acabamento superficial .....	40
3.4.9. Largura do flanco e restrições geométricas adicionais.....	41
3.4.10. Relação de transmissão .....	41
3.4.11. Solução final das rodas dentadas .....	42
3.5. Veios.....	43
3.5.1. Posicionamento e fixação dos componentes .....	43
3.5.2. Transmissão de movimento.....	45
3.5.3. Seleção do material e tratamento térmico.....	45
3.5.4. Solução final dos veios.....	46
3.6. Rolamentos .....	47
3.6.1. Tipo de rolamento e disposição dos rolamentos.....	47
3.6.2. Dimensionamento do rolamento.....	47
3.6.3. Lubrificação.....	48
3.6.4. Temperatura e velocidade de funcionamento .....	48
3.6.5. Ajustamentos do rolamento .....	48
3.6.6. Vedação, montagem e desmontagem.....	49
3.6.7. Solução final dos rolamentos.....	49
3.6.8. Chumaceiras e espaçadores axiais.....	51
3.7. Seletor de velocidades .....	53
3.7.1. Anel de engrenamento .....	53
3.7.2. Atuador eletrónico.....	54
3.7.3. Seleção do material e tratamento térmico.....	54

3.8. Lubrificação .....	55
3.8.1. Método de lubrificação.....	55
3.8.2. Vedação .....	56
3.8.3. Critério de seleção do lubrificante.....	57
3.9. Transmissão final.....	58
3.9.1. Critério de seleção de transmissão por correia .....	58
3.9.2. Critério de seleção de transmissão por corrente.....	59
3.9.3. Comparação .....	60
3.9.4. Posicionamento e fixação .....	61
3.9.5. Solução final da transmissão por corrente .....	62
3.10. Carcaça .....	63
3.10.1. Seleção do material .....	63
3.10.2. Recomendações gerais de projeto .....	64
3.10.3. Posicionamento e fixação.....	65
3.11. Custo total de propriedade .....	66
3.11.1. Custos de aquisição .....	66
3.11.2. Custos de fabrico .....	67
3.11.3. Custos operacionais.....	69
3.11.4. Custos de manutenção .....	69
3.12. Processo de seleção .....	70
3.12.1. Síntese de restrições.....	70
3.12.2. Condições de funcionamento.....	71
3.12.3. Índice de desempenho e solução final da transmissão.....	72
3.13. Resultados e Discussão .....	74
3.13.1. Transmissão de velocidade única .....	74
3.13.2. Discussão de resultados .....	75
4. Conclusão.....	77
4.1. Conclusões finais.....	77
4.2. Limitações e trabalhos futuros.....	78
Referências.....	81
Declaração de Integridade .....	87
Apêndice A – Mapa de eficiência do motor elétrico.....	89
Apêndice B – Ciclos de Condução .....	91
Apêndice C – Espectros de Carga .....	108
Apêndice D – Combinações possíveis de rodas dentadas da caixa de velocidades .....	110
Apêndice E – Combinações possíveis de rodas dentadas da transmissão final.....	113
Apêndice F – Desenhos Técnicos e de Conjunto.....	115

Anexo A – Motor DANA TM4 IMP200-33.....	135
Anexo B – Componentes SKF .....	138
Anexo C – Atuador Kongsberg DCA.....	161
Anexo D – Loctite 574 .....	165
Anexo E – Método de dimensionamento para correia do fabricante Mitsuboshi .....	168
Anexo F – Loctite Threadlocker Red 271.....	175
Anexo G – Análise computacional da engrenagem da primeira velocidade .....	180
Anexo H – Análise computacional da engrenagem da segunda velocidade.....	197
Anexo I – Análise computacional do veio de entrada em primeira velocidade.....	214
Anexo J – Análise computacional do veio de entrada em segunda velocidade .....	243
Anexo K – Análise computacional do veio de saída em primeira velocidade.....	271
Anexo L – Análise computacional do veio de saída em segunda velocidade .....	307
Anexo M – Análise computacional da velocidade operacional termicamente segura do veio de entrada em primeira velocidade.....	336
Anexo N – Análise computacional da velocidade operacional termicamente segura do veio de entrada em segunda velocidade .....	341
Anexo O – Análise computacional da velocidade operacional termicamente segura do veio de saída em primeira velocidade .....	346
Anexo P – Análise computacional da velocidade operacional termicamente segura do veio de saída em segunda velocidade .....	351



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Emissões de carbono por região entre 1959 e 2022, adaptado de (Hausfather & Friedlingstein, 2022) .....	4
Figura 2 - Nível de desenvolvimento dos países no mercado de veículos elétricos, adaptado de (Gersdorf et al., 2020).....	5
Figura 3 - Tendência global da eletrificação, adaptado de (Guile, 2016) .....	6
Figura 4 - Tendências globais de transmissões para veículos híbridos, adaptado de (Guile, 2016) .....	7
Figura 5 - Configuração genérica de um veículo elétrico a bateria e respetivas vantagens e desvantagens, adaptado de (European Environment Agency., 2016).....	8
Figura 6 - Configuração genérica de um veículo elétrico híbrido e respetivas vantagens e desvantagens, adaptado de (European Environment Agency., 2016).....	8
Figura 7 - Configuração genérica de um veículo elétrico híbrido plug-in e respetivas vantagens e desvantagens, adaptado de (European Environment Agency., 2016).....	9
Figura 8 - Configuração genérica de um veículo elétrico a hidrogénio e respetivas vantagens e desvantagens, adaptado de (European Environment Agency., 2016).....	10
Figura 9 - Universo tecnológico dos motores elétricos, adaptado de (WEG Motores, 2021) ...	11
Figura 10 - Alteração das variáveis operacionais de um motor elétrico com a sua velocidade de rotação, adaptado de (Ehsani et al., 2018).....	12
Figura 11 - Tipos de caixas de velocidades de acordo com o seu modo de operação .....	14
Figura 12 - Representação de uma caixa de velocidades manual sequencial, adaptado de (TecknoMechanics, 2020a), onde 1) Veio de entrada; 2) Veio de saída; 3) Seletor de velocidades; 4) Lingueta; 5) Pedal .....	15
Figura 13 - Honda CRF450R (à esquerda), adaptado de (Mototrofa, n.d.), e respetiva caixa de velocidades (à direita), adaptado de (TeamZilla, 2020).....	15
Figura 14 - Representação de uma caixa de velocidades de dupla embraiagem, adaptado de (Lee, 2021) .....	16
Figura 15 - Honda VFR1200F (à esquerda), adaptado de (Gheran & Profir, 2023), e respetiva caixa de velocidades (à direita), adaptado de (Lee, 2021) .....	17
Figura 16 - Representação de uma caixa de velocidades planetária, adaptado de (Smesh, n.d.), onde 1) Placa de pressão; 2) Atuador; 3) Carcaça; 4) Engrenagem planetária; 5) Embraiagem .....	17
Figura 17 - Storm Wave (à esquerda), adaptado de (Gerwen, 2016), e respetiva caixa de velocidades (à direita), adaptado de (Smesh, n.d.) .....	18
Figura 18 - Representação de uma caixa de velocidades de variação contínua, adaptado de (Supriyo et al., 2021), onde 1) Polia de entrada; 2) Variador de polia; 3) Correia; 4) Polia de saída; 5) Embraiagem; 6) Redutor .....	18
Figura 19 - Suzuki Burgman 650 Executive (à esquerda), adaptado de (Andar de Moto, n.d.), e respetiva caixa de velocidades (à direita), adaptado de (MCS, n.d.).....	19
Figura 20 - Representação de uma caixa de velocidades hidrostática, adaptado de (Honda, 2007b).....	20

Figura 21 - Honda DN-01 (à esquerda), adaptado de (Honda, 2007a), e respetiva caixa de velocidades (à direita), adaptado de (Honda, 2007a).....	20
Figura 22 - Kawasaki Ninja 7 HEV (à esquerda), adaptado de (Kawasaki, 2023), e Husqvarna Svartpilen 401 Vitesco (à direita), adaptado de (Vitesco Technologies, 2022) .....	21
Figura 23 - Representação parcial de uma corrente, adaptado de (Henning, 2020), onde 1) Rolo; 2) Casquilho; 3) Placa interior; 4) Pino; 5) Vedante; 6) Placa exterior.....	22
Figura 24 - Representação de uma correia dentada montada em duas polias, adaptado de (Cameron, 2023) .....	22
Figura 25 - Representação de um veio de transmissão com cardãs, adaptado de (Hooshmand, 2023), onde 1) Engrenagem cónica espiral; 2) Junta universal .....	23
Figura 26 - Registos de motociclos e ciclomotores nos maiores mercados europeus em 2020, 2021 e 2022 (ACEM, 2023) .....	25
Figura 27 - Scooter Kymco K-XTC 300i (1000PS, 2015) .....	26
Figura 28 - Mapa de eficiência do motor elétrico (ANEXO A).....	28
Figura 29 - Variação do coeficiente de resistência ao rolamento com a temperatura e distância percorrida, adaptado de (Gillespie, 1992) .....	30
Figura 30 - Representação das rodas dentadas no conjunto da transmissão .....	42
Figura 31 - Disposição dos componentes no veio de entrada .....	44
Figura 32 - Disposição dos componentes no veio de saída .....	44
Figura 33 - Anel de engrenamento .....	53
Figura 34 - Fator força-velocidade durante regime operacional .....	57
Figura 35 - Determinação da viscosidade em função do fator velocidade-força para um lubrificante sintético .....	58
Figura 36 - Mapa de eficiência para o cálculo da transmissão final por corrente .....	60
Figura 37 - Mapa de eficiência para o cálculo da transmissão final por correia.....	61
Figura 38 - Curva de aceleração do motociclo e respetivos atributos de performance .....	73
Figura 39 - Espectro de carga do regime de funcionamento.....	73

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Índice de prontidão multidimensional de eletrificação de transportes para a Ásia, Europa e Oceânia, adaptado de (Bhatti et al., 2022).....	5
Tabela 2 - Especificações do motor (ANEXO A) .....	28
Tabela 3 - Inclinação máxima numa autoestrada para uma determinada velocidade (UNECE, 2002) .....	32
Tabela 4 - Velocidade máxima estipulada pelo Departamento de Obras Públicas de Israel (Polus et al., n.d.) .....	33
Tabela 5 - Gradiente máximo para determinada velocidade considerado neste projeto.....	33
Tabela 6 - Fator de aplicação de acordo com a norma ISO 6336.....	35
Tabela 7 - Fatores de segurança para as rodas dentadas .....	37
Tabela 8 - Qualidade de fabrico AGMA e respetiva velocidade máxima.....	38
Tabela 9 - Qualidade de fabrico DIN e respetiva velocidade máxima (Kleiber, 2020).....	38
Tabela 10 - Qualidade de fabrico ISO e respetiva velocidade máxima (Maitra, 1994).....	38
Tabela 11 – Valores máximos para rugosidades Ra e Rz segundo a norma ISO 10064.....	40
Tabela 12 - Rugosidades Ra e Rz consideradas no projeto .....	40
Tabela 13 - Relações de transmissão para duas soluções extremas.....	42
Tabela 14- Relação de transmissão da solução final.....	42
Tabela 15 - Especificações das rodas dentadas da solução final .....	43
Tabela 16 - Resultados obtidos na análise computacional dos veios .....	46
Tabela 17 - Especificações dos rolamentos do veio de entrada .....	50
Tabela 18 - Especificações dos rolamentos do veio de saída .....	51
Tabela 19- Especificações da chumaceira .....	52
Tabela 20 - Propriedades do atuador eletrónico (ANEXO C) .....	54
Tabela 21 - Solução final para a transmissão final do motociclo .....	62
Tabela 22 - Valores para o fator de correção de geometria <i>CAL</i> , adaptado de (NADCA, 2015) 64	
Tabela 23 - Custo de aquisição do material .....	66
Tabela 24 - Custo de aquisição dos componentes.....	67
Tabela 25 - Custos de fabrico dos componentes aplicáveis.....	68
Tabela 26 - Custos de manutenção dos componentes aplicáveis .....	70
Tabela 27 - Parâmetros iniciais de condições de funcionamento .....	72
Tabela 28 - Importância e importância relativa de cada atributo .....	72
Tabela 29 - Atributos da solução final da transmissão do motociclo .....	74
Tabela 30 - Solução final para uma transmissão de velocidade única otimizada.....	74
Tabela 31 - Comparação entre a transmissão de duas velocidades e a transmissão de velocidade única.....	75



# Acrónimos e Símbolos

## Lista de Acrónimos

ACEM	Associação Europeia de Fabricantes de Motociclos
AGMA	<i>American Gear Manufacturers Association</i>
BLDC	<i>Brushless Direct Current</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
DHT	<i>Dedicated Hybrid Transmission</i>
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
EPA	<i>United States Environmental Protection Agency</i>
HAMT	<i>Hybrid Automatic Manual Transmission</i>
HAT	<i>Hybrid Automatic Transmission</i>
HCVT	<i>Hybrid Continuously Variable Transmission</i>
HDCT	<i>Hybrid Dual Clutch Transmission</i>
HFT	<i>Human Friendly Transmission</i>
IM	<i>Induction Motor</i>
IPCC	<i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i>
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
JIS	<i>Japanese Industrial Standards</i>
Lda.	Limitada
NADCA	<i>North American Die Casting Association</i>
NYCC	<i>New York City Cycle</i>
P.Porto	Instituto Politécnico do Porto
PMSM	<i>Permanent Magnet Synchronous Motor</i>
PNUMA	Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente
S.A.	Sociedade Anónima
SRM	<i>Switched Reluctance Motor</i>
UNECE	<i>United Nations Economic Commission for Europe</i>
WMTC	<i>World Motorcycle Test Cycle</i>

## Lista de Símbolos

$A_{Al}$	Ângulo de saída	°
$C_{Al}$	Fator de correção de geometria	—
$C_d$	Coeficiente de resistência aerodinâmica	—
$C_l$	Coeficiente de sustentação aerodinâmica	—
$C_{lr}$	Coeficiente de sustentação aerodinâmica traseira	—
$E_{total}$	Energia total	J
$F_{hc}$	Resistência gravítica	N
$F_{ad}$	Resistência aerodinâmica	N
$F_{la}$	Resistência à aceleração linear	N
$F_{rr}$	Resistência ao rolamento	N
$F_t$	Força tangencial	N
$F_{te}$	Força de tração do veículo	N
$F_u$	Força de rotura	N
$F_{\omega a}$	Resistência à aceleração angular	N
$I_{1,3}$	Momento de inércia do motor e veio de entrada	kg/m <sup>2</sup>
$I_{2,4,5}$	Momento de inércia do veio de saída	kg/m <sup>2</sup>
$I_6$	Momento de inércia da roda traseira	kg/m <sup>2</sup>
$K_2$	Fator de correção de folga	—
$K_A$	Fator de aplicação	—
$K_L$	Fator de correção de comprimento	—
$K_b$	Fator de correção de largura	—
$K_i$	Fator de correção de polia guia	—
$K_m$	Fator de correção de razão de condução	—
$K_o$	Fator de correção de serviço	—
$K_r$	Fator de correção de velocidade	—
$P_S$	Potência de referência	W
$P_{max}$	Potência máxima	W
$S_B$	Fator de segurança contra gripagem (temperatura máxima)	—
$S_F$	Fator de segurança	—
$S_{FF}$	Fator de segurança contra fratura do dente	—
$S_H$	Fator de segurança contra fadiga superficial	—

$S_S$	Fator de segurança contra gripagem (temperatura média)	—
$S_\lambda$	Fator de segurança contra <i>micropitting</i>	—
$Z_H$	Fator de zona	—
$Z_\epsilon$	Fator de razão de contacto	—
$d_w$	Diâmetro primitivo	mm
$i_f$	Relação de transmissão final	—
$i_t$	Relação de transmissão total	—
$i_{t1}$	Relação de transmissão total em primeira velocidade	—
$i_{t2}$	Relação de transmissão total em segunda velocidade	—
$k_s$	Carga aplicada	N/mm <sup>2</sup>
$m_n$	Módulo normal	m
$n_p$	Velocidade de rotação do pinhão	rpm
$z_p$	Número de dentes do pinhão	—
$\alpha_n$	Ângulo de pressão normal	°
$\epsilon_\alpha$	Razão de condução radial	—
$\epsilon_\beta$	Razão de condução de sobreposição axial	—
$\epsilon_\gamma$	Razão de condução total	—
$\mu_{rr}$	Coefficiente de resistência ao rolamento	—
$\mu_d$	Coefficiente de atrito dinâmico	—
$\rho_{ar}$	Massa volúmica do ar	kg/m <sup>3</sup>
$\Delta t$	Incremento temporal	s
$A$	Área frontal do veículo	m <sup>2</sup>
$C$	Distância entre eixos	mm
$L$	Comprimento	mm
$P$	Potência	W
$Ra$	Rugosidade média	µm
$Rz$	Altura média entre picos/vales	µm
$T$	Binário	Nm
$a$	Aceleração linear	m/s <sup>2</sup>
$b$	Largura da face do dente	mm

$g$	Aceleração gravítica	$m/s^2$
$i$	Relação de transmissão da engrenagem	–
$j$	Número de índice	–
$m$	Massa	kg
$n$	Velocidade de rotação	rpm
$p$	Passo	mm
$r$	Raio da roda traseira	m
$v$	Velocidade	m/s
$w'$	Peso por unidade de comprimento	kg/m
$\beta$	Ângulo de hélice	°
$\eta$	Eficiência	%
$\nu$	Viscosidade cinemática	$mm^2/s$
$\psi$	Percentagem de inclinação	%



# 1. Introdução

## 1.1. Contextualização

Um dos principais desafios da atualidade é o uso responsável de energia. A ameaça eminente da utilização excessiva dos recursos naturais e a crescente sensibilização para as questões ambientais motivaram o desenvolvimento dos veículos elétricos como uma possível solução futura, dando início à eletrificação da indústria automóvel até então dominada pelo motor de combustão interna. Contudo, apesar da afirmação dos veículos elétricos na indústria automóvel, os motocicletos elétricos ainda não representam uma alternativa competitiva à sua contraparte de combustão interna junto dos consumidores.

Apesar da dependência do motor de combustão interna num sistema de transmissão para obtenção das características de potência ideais, o motor elétrico, por princípio, já apresenta binário elevado a baixas velocidades e potência constante para uma ampla faixa de rotações. Esse aspeto não implica que o motor elétrico, isoladamente, cubra todos os aspetos das condições de condução de um motociclo, ou que sistemas de propulsão elétricos atípicos não possam ser otimizados mecanicamente para superar as atuais alternativas convencionais.

Nesse sentido, a implementação de um sistema de transmissão num motociclo elétrico é uma possível solução para a melhoria do desempenho desportivo e consumo energético do veículo, finalmente garantindo ao motociclo elétrico o seu destaque na eletrificação dos veículos.

## 1.2. Objetivos

A dissertação tem como objetivo global o desenvolvimento de uma transmissão de duas velocidades para um motociclo elétrico, com os seguintes objetivos intermediários:

1. Revisão bibliográfica sobre motores e transmissões de motocicletos, em particular os de acionamento elétrico.
2. Identificação das condições de funcionamento e diferentes restrições a que o acionamento do motociclo está sujeito.
3. Seleção de um motor elétrico adequado.
4. Dimensionamento da caixa de duas velocidades com a definição das engrenagens, rolamentos, veios e embraiagem.
5. Dimensionamento da transmissão final da correia ou corrente.

6. Elaborar os desenhos de conjunto e definição.

### **1.3. Estrutura da Dissertação**

A estrutura do documento segue um formato por capítulos, divididos conforme a distribuição considerada mais adequada. Um breve resumo dos capítulos é apresentado em seguida.

#### **Capítulo 1**

A introdução corresponde ao presente capítulo, com a contextualização, os objetivos e a estrutura deste trabalho.

#### **Capítulo 2**

A revisão bibliográfica foca-se no estado da arte dos motociclos elétricos. Este aborda o fenómeno da eletrificação dos veículos e as soluções elétricas presentes na indústria dos motociclos. Analisa-se ainda as suas diferentes configurações para transmissão de potência, desde os sistemas de propulsão dos veículos até às diferentes soluções de caixas de velocidades e transmissão final.

#### **Capítulo 3**

Neste capítulo apresenta-se o processo de desenvolvimento da solução final da transmissão. Determinam-se as especificações do veículo e motor elétrico para o cálculo da estimativa das condições de funcionamento. Essa serve como base para a posterior seleção e dimensionamento das rodas dentadas, veios, rolamentos, seletor de velocidades, lubrificação do sistema, transmissão final e carcaça. Uma avaliação do orçamento é ainda apresentada no final deste capítulo.

#### **Capítulo 4**

Este capítulo incorpora a análise e possíveis melhorias do sistema concebido nesta dissertação face aos sistemas atuais utilizados pelos fabricantes de motociclos elétricos.

#### **Capítulo 5**

Apresentam-se as conclusões retiradas ao longo do projeto e indicação das limitações e trabalhos futuros relativos a este tema.

## **2. Revisão Bibliográfica**

### **2.1. Eletrificação dos veículos**

O desenvolvimento dos veículos de combustão interna é um dos maiores progressos da tecnologia moderna e tem contribuído positivamente para o crescimento da sociedade atual a nível económico e de qualidade de vida. No entanto, devido ao seu uso excessivo, poluição atmosférica, aquecimento global e esgotamento acelerado dos recursos petrolíferos do planeta tornaram-se problemas de preocupação primordial para o meio ambiente e vida humana. Soluções para formas de energia mais eficientes, limpas e seguras apontam no sentido da eletrificação dos transportes, e propõem o uso de veículos elétricos, híbridos e a hidrogénio (Ehsani et al., 2018). Neste capítulo, apresentam-se as principais consequências do uso de combustíveis fósseis, o progresso atual da eletrificação, a tendência global para a eletrificação e os efeitos dessa realidade na arquitetura dos veículos.

#### **2.1.1. Utilização de combustíveis fósseis**

Entende-se por combustíveis fósseis os resíduos formados por decomposição de organismos mortos soterrados, com elevadas concentrações de carbono que alimenta a combustão (Client Earth, 2022). Os três tipos de combustíveis fósseis são petróleo, carvão e gás natural; utilizados maioritariamente na produção de energia elétrica, combustível para veículos e fabrico de produtos de origem petrolífera, como polímeros e substâncias químicas entre outros produtos sintéticos (Denchak, 2018).

De acordo com o Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC), emissões provenientes de combustíveis fósseis são a causa dominante do aquecimento global, responsáveis por 89% das emissões globais de carbono em 2018 (Client Earth, 2022). A Figura 1 - Emissões de carbono por região entre 1959 e 2022, adaptado de apresenta uma extensão dessas emissões até 2022 (Hausfather & Friedlingstein, 2022). A queima de combustíveis fósseis resulta em externalidades climáticas (acidificação dos oceanos, condições climáticas extremas e aumento do nível dos oceanos), externalidades ambientais (poluição atmosférica, poluição da água, poluição por plástico e derramamentos de petróleo) e externalidades de saúde (problemas respiratórios, doenças cancerígenas, doenças cardíacas, morte prematura) (Bertrand, 2021).

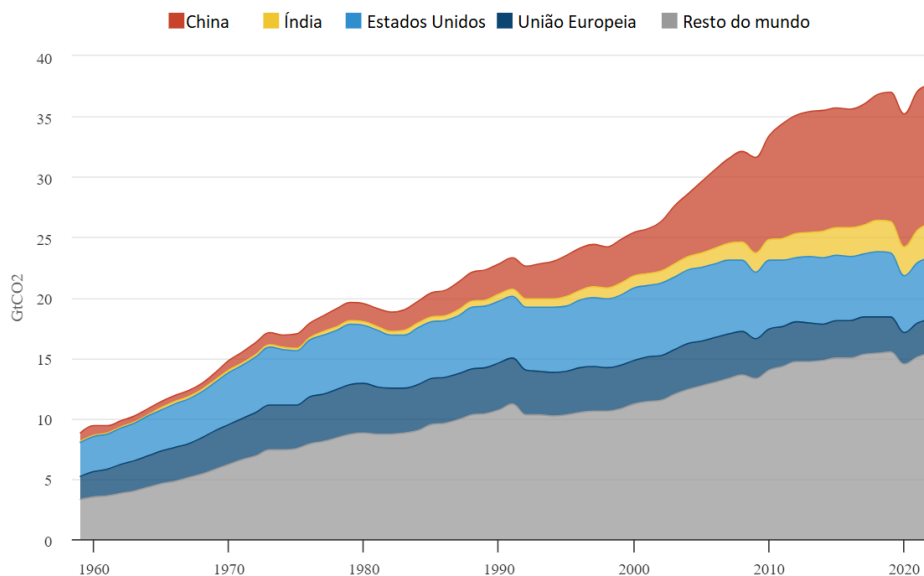


Figura 1 - Emissões de carbono por região entre 1959 e 2022, adaptado de (Hausfather & Friedlingstein, 2022)

Apesar do comprometimento global na redução das emissões de carbono pelo Acordo de Paris em 2015, o relatório de 2019 do Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente (PNUMA) (Freer, 1978) mostra que as quantidades previstas de combustíveis fósseis produzidos para 2030 excede em dobro o limite imposto pelo IPCC para manter o excedente de temperatura global abaixo de 1,5°C (Client Earth, 2022).

### 2.1.2. Estado atual da eletrificação

Após análise dos transportes rodoviários, ferroviários, aquáticos e aéreos, identificam-se disparidades nos níveis de eletrificação entre as diferentes vertentes. Nas rodovias, regista-se uma expansão nos veículos elétricos e híbridos e nas infraestruturas de apoio, motivados por novas regulamentações e incentivos governamentais e novos modelos elétricos e híbridos por parte dos fabricantes automóveis. Nas ferrovias, a eletrificação é o padrão nas linhas com grande densidade; noutras onde a eletrificação é economicamente inviável ou prejudicial para os residentes, a utilização de hidrogénio é uma alternativa sustentável. Nas embarcações e navios, há um crescimento de transportes totalmente elétricos e de substituição de geradores de energia a diesel por tecnologia de carregamento *plug-in* em alto mar. No setor da aviação, a tecnologia disponível ainda não mostrou ser viável no segmento comercial, existindo apenas conversões elétricas de aeronaves para um ou dois passageiros (TRIMIS, 2020).

### 2.1.3. Tendência global para a eletrificação

De acordo com o modelo do índice de prontidão multidimensional para eletrificação dos transportes (Bhatti et al., 2022), a tendência global para a eletrificação pode ser aferida com base numa seleção de oito nações consoante a sua abordagem do conceito num contexto tecnológico, político, social e económico. Na Ásia, foram selecionadas a China e a Índia; na

Europa, a Alemanha, a Noruega, a Suécia, a Eslovénia e o Reino Unido; e um país da Oceânia, a Austrália.

Tabela 1 - Índice de prontidão multidimensional de eletrificação de transportes para a Ásia, Europa e Oceânia, adaptado de (Bhatti et al., 2022)

Países	Tecnológico <sup>a</sup>	Político <sup>a</sup>	Social <sup>a</sup>	Económico <sup>a</sup>	Classificação total	%
China	9	9	9	8	35	97
Noruega	5	9	9	9	32	89
Alemanha	7	8	6	8	29	81
Suécia	6	7	8	7	28	78
Reino Unido	6	8	6	7	27	75
Índia	4	5	4	3	16	44
Austrália	3	4	5	3	15	42
Eslovénia	3	7	3	2	12	33

<sup>a</sup>Escala de pontuação de prontidão de zero a nove.

Os resultados, apresentados na Tabela 1 - Índice de prontidão multidimensional de eletrificação de transportes para a Ásia, Europa e Oceânia, adaptado de, indicam que na Ásia observa-se uma discrepância acentuada na eletrificação dos transportes. Enquanto países como a China são o líder mundial na tecnologia, produção e mercado de veículos elétricos. Outros, como a Índia, demonstram um comprometimento bastante inferior com a causa. Na Europa, a maioria dos países é predominantemente consumidor, com a Alemanha no destaque de produção de veículos elétricos, conforme representado na Figura 2. Já na Europa Oriental e Oceânia, os países representantes dessas regiões apresentam resultados inferiores, refletindo um atraso significativo na eletrificação dos transportes em comparação com os restantes países (Bhatti et al., 2022).

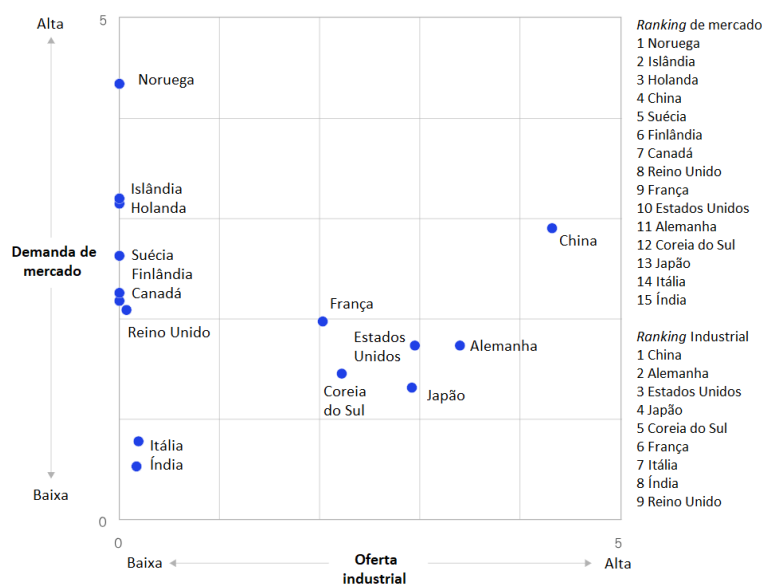


Figura 2 - Nível de desenvolvimento dos países no mercado de veículos elétricos, adaptado de (Gersdorf et al., 2020)

### 2.1.4. Efeito da eletrificação no mercado de transmissões

A eletrificação dos veículos encontra-se numa fase inicial, e apesar do desenvolvimento da tecnologia e da possibilidade de diminuição de custos com o aumento da procura, o futuro da eletrificação ainda está por ser escrito (Larminie & Lowry, 2012). A implementação dos sistemas elétricos traz consigo uma dinâmica de funcionamento diferente e implicações para as transmissões, e a análise do mercado atual de transmissões e as suas tendências emergentes, apresentada na Figura 3, são um indicador do que esse futuro nos aguarda (Guile, 2016).

Os veículos elétricos, que geralmente recorrem a redutores como forma de transmissão, não representam uma futura parcela significativa do mercado global e, por esse motivo, não têm uma contribuição impactante nos fabricantes e distribuidores de transmissões. Por outro lado, os veículos híbridos representam uma parcela bastante maior do mercado e requerem sistemas de transmissão mais complexos (Guile, 2016).

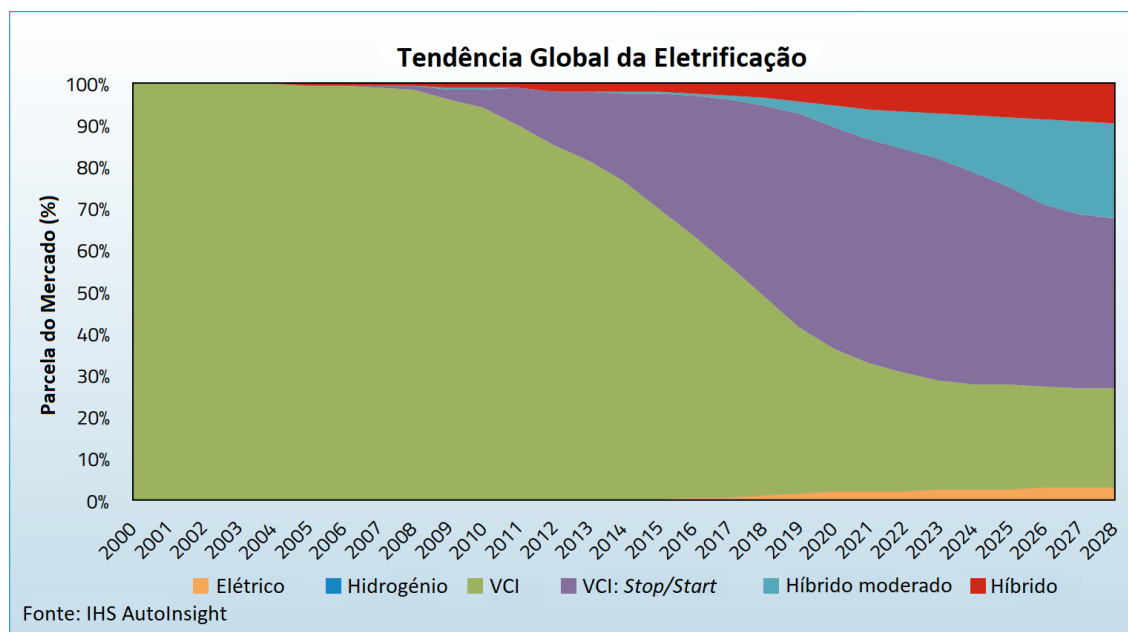


Figura 3 - Tendência global da eletrificação, adaptado de (Guile, 2016)

Algumas das transmissões implementadas em veículos híbridos são a transmissão manual automática híbrida (HAMT), a transmissão de variação contínua híbrida (HCVT), a transmissão de dupla embraiagem híbrida (HDCT), a transmissão automática híbrida (HAT) e a transmissão híbrida especializada (DHT). Pelo seu princípio de funcionamento, a HAMT tipicamente não representa uma boa opção para veículos híbridos, com as suas aplicações sendo substituídas por transmissões automáticas. Embora substituída pela DHT em alguns casos, a HCVT tem alguns exemplos de sucesso no mercado e espera-se que os seus números aumentem no futuro. A HDCT viu um aumento significativo nos mais diversos fabricantes, particularmente na Ásia. A HAT apresenta um crescimento equivalente devido à conveniência da substituição do conversor de binário por um motor elétrico e um conjunto de embraiagens. Finalmente, a DHT representa a maior parcela do mercado neste tipo de transmissões e oferece a melhor previsão de crescimento de mercado (Guile, 2016). Essa distribuição do mercado é apresentada na Figura 4.

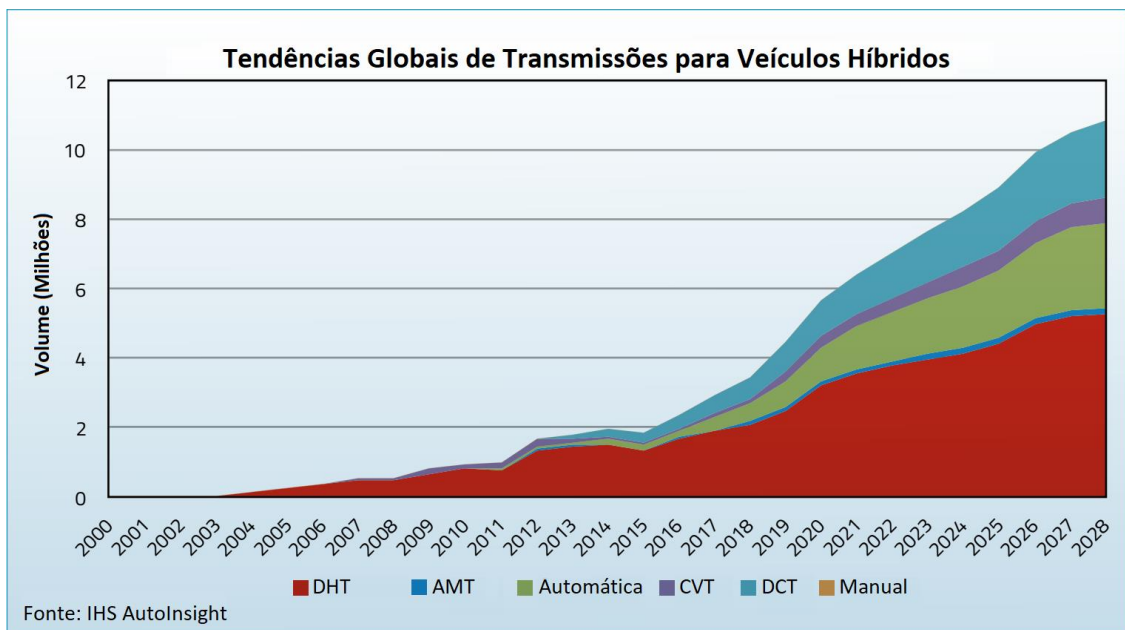


Figura 4 - Tendências globais de transmissões para veículos híbridos, adaptado de (Guile, 2016)

## 2.2. Mercado de motocicletas elétricas

Com a crescente eletrificação dos transportes, o mercado dos motocicletas sofre uma transição no sentido da sustentabilidade. Registam-se quatro configurações diferentes de veículos elétricos presentes no mercado de motocicletas, atualmente identificados pelos fabricantes de veículos como elétrico a bateria, elétrico híbrido, elétrico híbrido *plug-in* e elétrico a hidrogénio. Neste subcapítulo, analisa-se em maior detalhe cada tipo de motor e respetivo acoplamento, capacidade da bateria e processo de carregamento (European Environment Agency., 2016).

### 2.2.1. Motociclo elétrico a bateria

O motociclo elétrico a bateria é movido exclusivamente por um motor elétrico alimentado eletricamente por uma bateria a bordo, que necessita de ser carregada regularmente por ligação à rede pública. Este tipo de veículo tem a melhor eficiência entre os motocicletas elétricas (taxa de conversão energética superior a 80%) devido ao motor extremamente eficiente e à utilização de travagem regenerativa, que reaproveita perdas de energia do sistema de travagem para carregamento da bateria (European Environment Agency., 2016). Um esquema genérico deste veículo é apresentado na Figura 5.

No que toca à sustentabilidade, o motociclo elétrico a bateria produz zero emissões de carbono durante a sua operação e, com a crescente normalização de fontes de energias renováveis, o seu carregamento traduz-se em emissões de carbono inferiores à sua contraparte de combustão interna (European Environment Agency., 2016).

Por outro lado, a falta de infraestruturas públicas para carregamento destes veículos dificulta a sua viabilidade visto que o alcance de condução é limitado comparativamente a veículos convencionais e necessita de um tempo de carregamento superior (European Environment

Agency., 2016). Uma possível solução para esta desvantagem, cuja viabilidade apoia-se numa rede de infraestruturas generalizada, é a utilização de um sistema em que a bateria é padronizada de forma a ser substituída por outra aquando do seu descarregamento, traduzindo-se num tempo de carregamento virtualmente nulo (Toll, 2023).

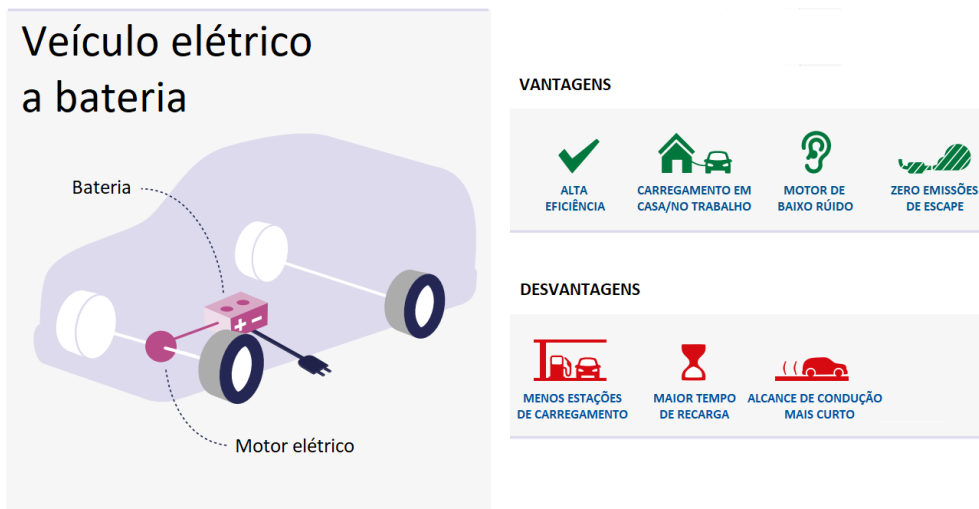


Figura 5 - Configuração genérica de um veículo elétrico a bateria e respetivas vantagens e desvantagens, adaptado de (European Environment Agency., 2016)

### 2.2.2. Motociclo elétrico híbrido

O motociclo elétrico híbrido combina um motor de combustão interna com um motor elétrico para a sua assistência, cuja bateria é carregada por travagem regenerativa ou neutralização do veículo durante a condução (European Environment Agency., 2016). Um esquema genérico deste tipo de veículo é apresentado na Figura 6.

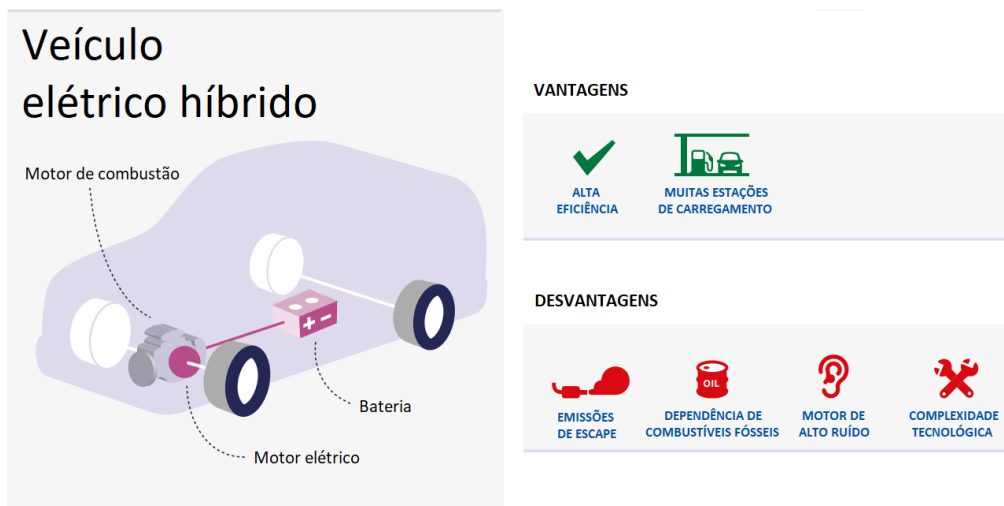


Figura 6 - Configuração genérica de um veículo elétrico híbrido e respetivas vantagens e desvantagens, adaptado de (European Environment Agency., 2016)

Embora o motor de combustão interna seja o sistema de propulsão predominante, com o motor elétrico a funcionar em simultâneo (híbrido paralelo) ou de forma independente (híbrido em

série), este tipo de veículo apresenta consumos energéticos e emissões de carbono inferiores a veículos convencionais (European Environment Agency., 2016).

Algumas das suas desvantagens face aos veículos elétricos a bateria incluem as emissões de carbono que continuam presentes e consequente dependência de combustíveis fósseis, o nível de ruído do motor e a sua complexidade tecnológica que se reflete nos custos do veículo (European Environment Agency., 2016).

### 2.2.3. Motociclo elétrico híbrido *plug-in*

O motociclo elétrico híbrido *plug-in* utiliza um motor elétrico, cuja bateria pode ser carregada pela rede pública, e um motor de combustão interna que auxilia o motor elétrico em situações onde é necessária maior potência ou a bateria está descarregada (European Environment Agency., 2016). Um esquema genérico deste tipo de veículo é apresentado na Figura 7.

A configuração do veículo aponta para uma utilização mais sustentável em distâncias curtas ou baixas velocidades (aliado ao tamanho da bateria, tipicamente menor que veículos elétricos a bateria), onde a propulsão do veículo é feita com o motor elétrico. Por outro lado, a utilização de um motor de combustão interna confere um alcance de condução superior a motociclos elétricos a bateria (European Environment Agency., 2016).

O impacto ambiental deste tipo de veículo varia consoante o seu modo de operação: com o motor elétrico o veículo emite zero emissões; em contraste, quando o motor de combustão interna é utilizado, apresenta emissões superiores aos veículos convencionais devido ao seu peso superior proveniente da bateria. O tipo de bateria utilizado num motociclo elétrico híbrido *plug-in* também tende a ter um custo superior à bateria de um motociclo elétrico a bateria, apesar da sua capacidade inferior (European Environment Agency., 2016).

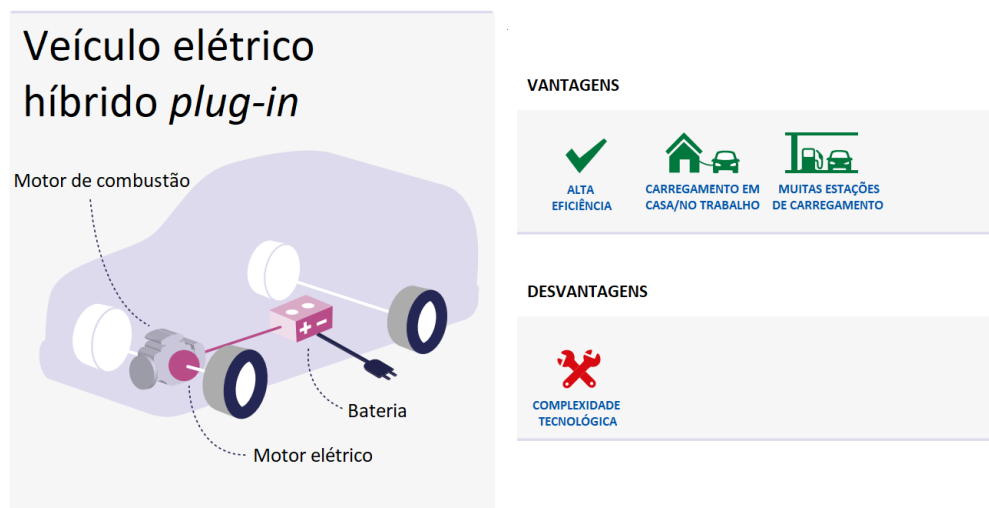


Figura 7 - Configuração genérica de um veículo elétrico híbrido *plug-in* e respetivas vantagens e desvantagens, adaptado de (European Environment Agency., 2016)

### 2.2.4. Motociclo elétrico a hidrogénio

O motociclo elétrico a hidrogénio utiliza uma célula galvânica que converte a energia química do hidrogénio armazenado diretamente em energia elétrica através de reações químicas com um agente oxidante, neste caso o oxigénio do ar (Ehsani et al., 2018). Esta tecnologia, apesar de ainda estar na sua fase inicial de desenvolvimento e do número reduzido de modelos disponíveis, apresenta um alcance de condução superior aos veículos elétricos a bateria e tempo de reabastecimento similar aos veículos de combustão interna (European Environment Agency., 2016). Um esquema genérico deste tipo de veículo é apresentado na Figura 8.

Com o posterior desenvolvimento do veículo elétrico a hidrogénio, espera-se uma melhoria da sua durabilidade, uma redução do custo e um aumento do número de postos de abastecimento de hidrogénio (European Environment Agency., 2016).



Figura 8 - Configuração genérica de um veículo elétrico a hidrogénio e respetivas vantagens e desvantagens, adaptado de (European Environment Agency., 2016)

### 2.3. Motor elétrico

Num motociclo elétrico, um motor elétrico é utilizado como sistema de propulsão para transformar a energia elétrica armazenada em movimento mecânico, ou como um gerador no caso de travagem regenerativa, onde energia mecânica é transformada em energia elétrica (Ehsani et al., 2018).

Apesar da energia elétrica armazenada num veículo elétrico estar sob a forma de corrente contínua, tanto motores de corrente contínua como motores de corrente alternada são utilizados nos motociclos elétricos, os últimos sendo suportados por um inversor de corrente.

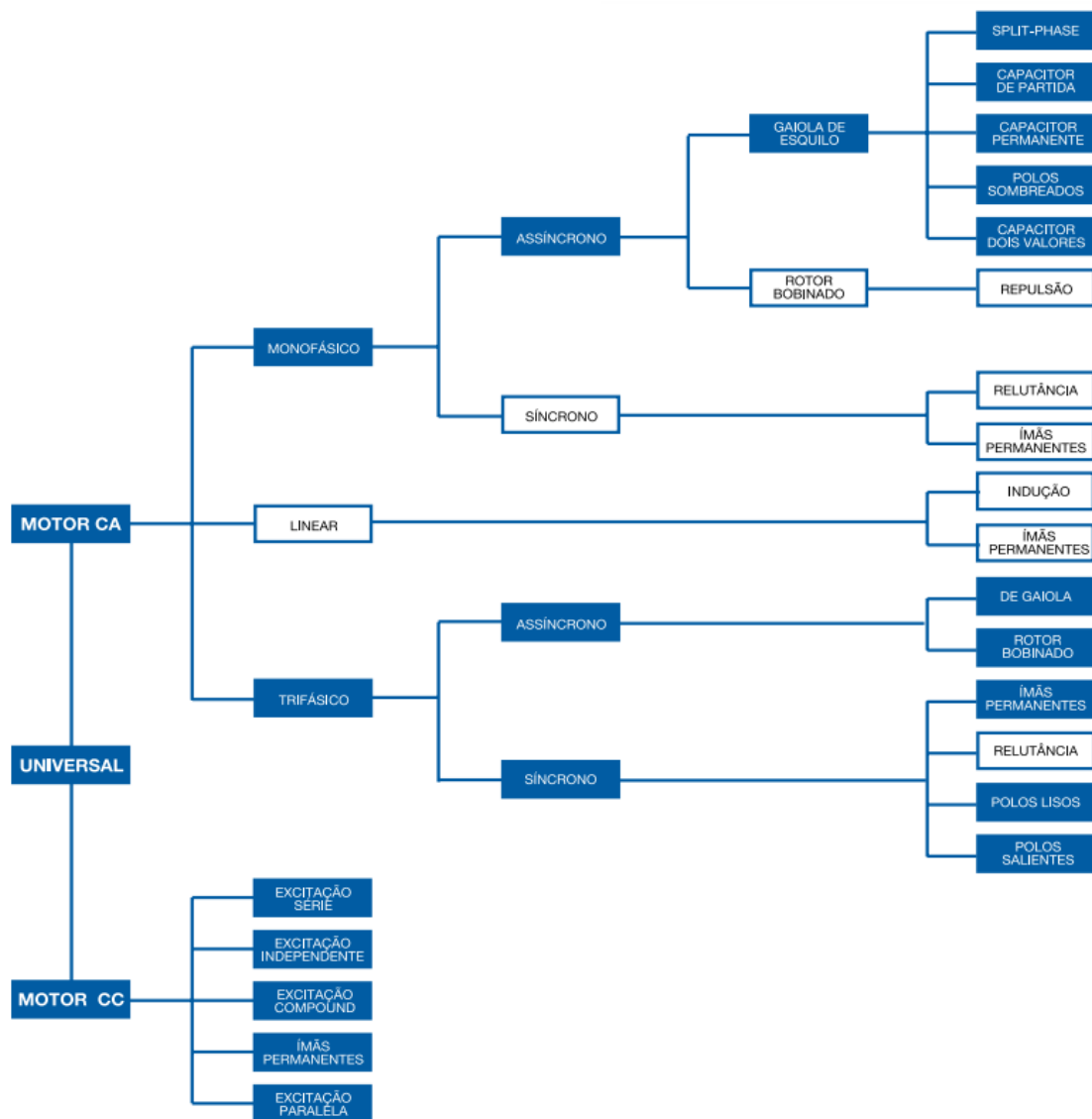


Figura 9 - Universo tecnológico dos motores elétricos, adaptado de (WEG Motores, 2021)

Nos motores de corrente contínua, o atrito entre as escovas e o comutador leva ao desgaste dos mesmos e posterior substituição. Ainda mais agravante, as perdas energéticas por atrito geram calor no rotor do motor, dificultando o seu arrefecimento. Para aplicações em veículos, o motor elétrico idealmente não necessita de manutenção e as perdas energéticas por calor, quando presentes, encontram-se no exterior do estator. Neste subcapítulo, apresentam-se três tipos de motores de corrente alternada desenvolvidos nesse sentido, nomeadamente o motor síncrono de ímãs permanentes (PMSM), o motor de indução (IM) e o motor de relutância comutada (SRM) (Larminie & Lowry, 2012).

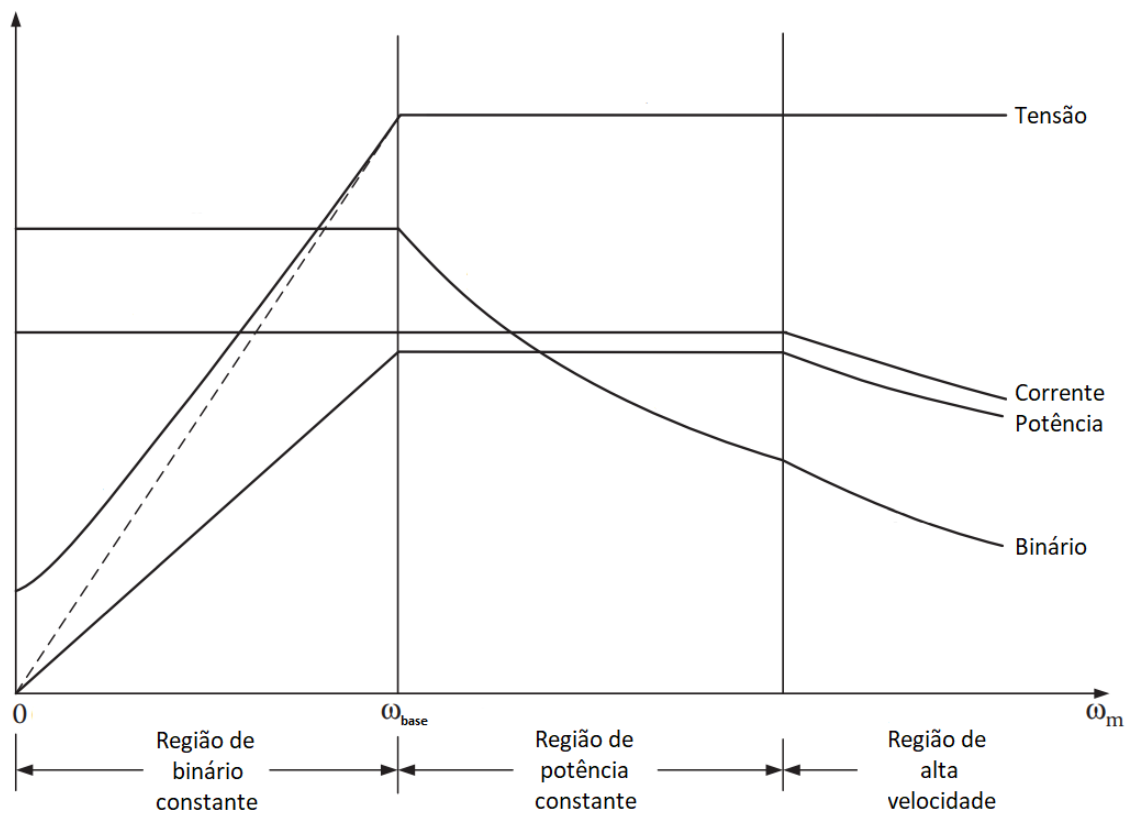


Figura 10 - Alteração das variáveis operacionais de um motor elétrico com a sua velocidade de rotação, adaptado de (Ehsani et al., 2018)

Independentemente do tipo de sistema de propulsão, cada um dos três motores elétricos apresenta uma curva de potência demonstrada na Figura 10, que relaciona o binário produzido com a velocidade angular de saída do motor. Esta curva característica dos motores elétricos exibe três fases distintas, nomeadamente a fase de binário constante, potência constante e alta velocidade (Jha, 2016).

Na primeira fase, o motor debita binário aproximadamente constante até atingir a velocidade de base, onde a tensão de saída do inversor atinge o seu limite; num motociclo elétrico, a aceleração do veículo é proporcional ao binário constante. Na fase de potência constante, a tensão e a corrente do inversor atingem o seu valor máximo, e conseqüentemente a potência fornecida pelo inversor atinge o seu limite máximo. Assim, de acordo com a definição de potência, a ultrapassagem da velocidade base do motor implica uma redução de binário. Na última fase, a potência não consegue ser mantida e o inversor reduz a intensidade da corrente (Jha, 2016).

### 2.3.1. Motor de corrente contínua sem escovas

Utilizando ímanes permanentes como mecanismo de excitação de campo magnético, a capacidade da família PMSM para elevada densidade de potência, velocidade e eficiência mecânica tipicamente destaca-os como a opção aplicada nos motociclos elétricos, mais

especificamente o motor de corrente contínua sem escovas (BLDC). Este motor, apesar do nome contraditório, é um motor trifásico de corrente alternada (Ehsani et al., 2018).

Devido à ausência de um comutador e escovas, o motor BLDC tem uma elevada eficiência, potência específica e densidade de potência. Ademais dessas características, a sua estrutura apresenta facilidade na implementação de sistemas de arrefecimento, manutenção reduzida e operação de baixo ruído (Ehsani et al., 2018).

Por outro lado, a utilização de ímanes permanentes aumenta o custo de aquisição deste tipo de motores, e estes motores são caracterizados por uma região de potência constante limitada. Em altas velocidades, existem a possibilidade de desmagnetização dos ímanes devido a elevadas forças opostas e altas temperaturas, pelo que o seu sistema de arrefecimento é imperativo (Ehsani et al., 2018).

### **2.3.2. Motor de indução**

O motor de indução, comparativamente com o motor de corrente contínua, tem vantagens como dimensões compactas e peso reduzido, alta eficiência e preço acessível (Ehsani et al., 2018).

O motor de indução pode utilizar um rotor bobinado ou um rotor de gaiola de esquilo; devido ao custo superior, necessidade de manutenção e falta de robustez, o rotor bobinado tornou-se obsoleto em favor da outra opção nas aplicações veiculares (Ehsani et al., 2018).

Ainda assim, o motor de indução apresenta eficiência e densidade de potência menor que o motor BLDC, devido a perdas no rotor, e desvantagens no que toca ao binário máximo durante a fase de potência contínua (Larminie & Lowry, 2012).

### **2.3.3. Motor de relutância comutada**

O motor de relutância comutada é uma solução que tem crescido em popularidade junto dos fabricantes de veículos elétricos devido à sua estrutura simples, robusta e economicamente acessível, e alta eficiência para uma amplitude de operação considerável. Este sistema de propulsão não utiliza ímanes permanentes, o que possibilita operação a altas velocidades sem o risco de falha mecânica, e a topologia do seu inversor previne falhas no seu acionamento (Ehsani et al., 2018). Contudo, o seu princípio de funcionamento implica ondulações na produção de binário e interferência eletromagnética, e este tipo de motor elétrico ainda apresenta uma eficiência máxima inferior ao motor BLDC (Larminie & Lowry, 2012).

## **2.4. Caixa de velocidades**

A transmissão de um veículo é responsável por adaptar as capacidades do motor aos requisitos de desempenho desse mesmo veículo. Tem como princípio de funcionamento a desmultiplicação das rotações do motor para produção de binário, utilizando engrenagens com várias relações de transmissão. Este mecanismo é, de um modo simplista, constituído pela caixa de velocidades propriamente dita (um conjunto de engrenagens com diferentes relações de

transmissão) e uma embraiagem (um dispositivo de interrupção de potência) que pode ser acionada de forma mecânica, elétrica ou hidráulica (Ehsani et al., 2018).

Nas aplicações em motocicletas, de acordo com o modo de operação da caixa de velocidades, a transmissão pode ser classificada como manual, semiautomática ou automática, conforme esquematizado na Figura 11. A transmissão manual requer a operação da caixa de velocidades e da embraiagem por parte do condutor, a transmissão semiautomática apenas necessita do controle da caixa de velocidades e a transmissão automática é totalmente autônoma. Distingue-se ainda a transmissão híbrida especializada, projetada para aplicações específicas em veículos híbridos.

Com operação manual, apenas é utilizada a caixa de velocidades manual sequencial. Nas transmissões semiautomáticas, verifica-se a caixa de velocidades de dupla embraiagem e a caixa de velocidades planetária. Como transmissão automática, existe a caixa de velocidades manual automática, a caixa de velocidades de variação contínua e a caixa de velocidades hidrostática. Neste subcapítulo, faz-se a análise do princípio de funcionamento, componentes, modo de operação, principais características e aplicações de cada um desses tipos de caixas de velocidades.

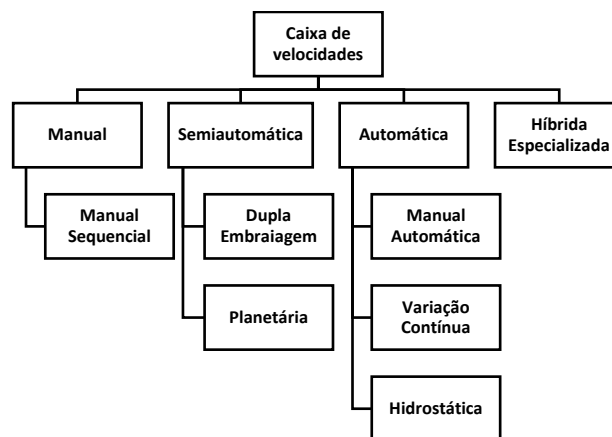


Figura 11 - Tipos de caixas de velocidades de acordo com o seu modo de operação

#### 2.4.1. Caixa de velocidades manual sequencial

A caixa de velocidades manual de um motociclo opera de forma sequencial com engrenamento constante, ou seja, as engrenagens estão sempre engrenadas entre si e são acionadas por ordem desde a primeira até à última mudança (Henning, 2017).

É constituída por dois veios em paralelo. No veio de entrada está montada a embraiagem de discos que está ligada ao motor e no veio de saída está montada a transmissão final que faz rodar a roda traseira. Os veios são ligados mecanicamente entre si pelas diferentes engrenagens da caixa de velocidades. Um seletor de velocidades aciona cada relação por meio de anéis de engrenamento posicionados entre as rodas dentadas controlados por garfos, que por sua vez estão montados num tambor ranhurado, cujo padrão dita a sequência de engrenamento das velocidades (Henning, 2017). Por vezes, são utilizados sincronizadores no lugar dos anéis de

engrenamento para melhor desempenho (Lucena, 2009). Uma representação parcial é apresentada na Figura 12.

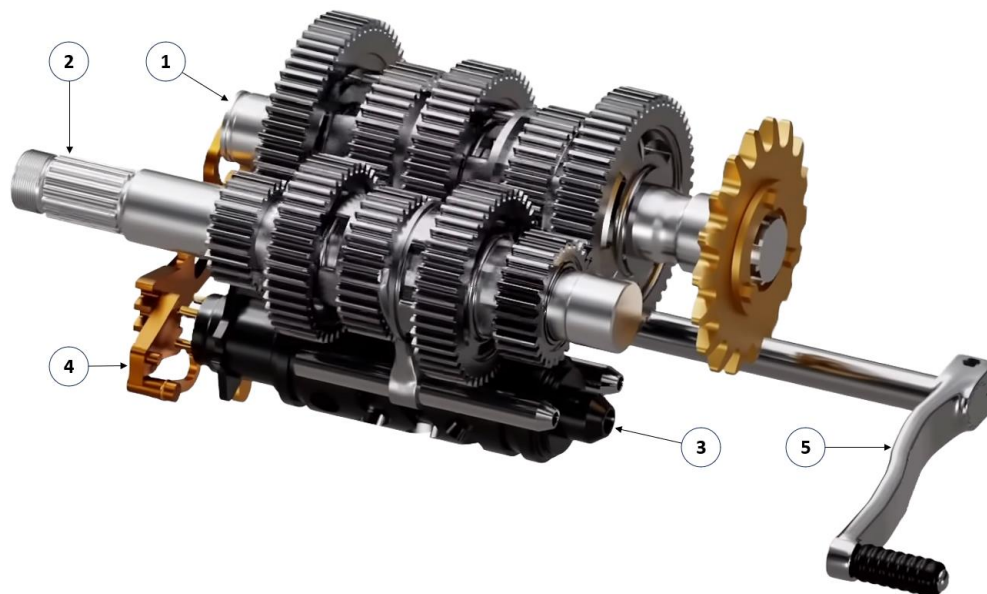


Figura 12 - Representação de uma caixa de velocidades manual sequencial, adaptado de (TecknoMechanics, 2020a), onde 1) Veio de entrada; 2) Veio de saída; 3) Seletor de velocidades; 4) Lingueta; 5) Pedal

Os anéis de engrenamento têm dentes de bloqueio que se encaixam em espaços correspondentes nas rodas dentadas livres adjacentes – quando deslizados juntos rodam solidários entre si. Essa ação é iniciada por meio de um pedal no pé esquerdo do condutor. Em cada acionamento do pedal, um mecanismo desacopla a embraiagem enquanto roda incrementalmente o tambor ranhurado, que move os garfos e seleciona a próxima velocidade (Henning, 2017).

Uma combinação de baixo custo, com uma experiência de condução com controlo direto sobre o veículo, fazem da caixa de velocidades manual o tipo de caixa de velocidades mais comum no mercado dos motociclos. Um exemplo disso é a Honda CRF450R, com uma caixa de velocidades manual sequencial de seis velocidades e uma embraiagem multi-disco, apresentadas na Figura 13.



Figura 13 - Honda CRF450R (à esquerda), adaptado de (Mototrofa, n.d.), e respetiva caixa de velocidades (à direita), adaptado de (TeamZilla, 2020)

### 2.4.2. Caixa de velocidades de dupla embraiagem

A caixa de velocidades de dupla embraiagem, representada na Figura 14, apresenta uma solução híbrida entre a eficiência mecânica de uma transmissão manual e a comodidade da transmissão automática - permite que o condutor selecione manualmente as mudanças, porém a embraiagem está automatizada (Lee, 2021).

Tipicamente utilizada com seis velocidades, este tipo de caixa de velocidades consiste num veio principal constituído por dois carretos concêntricos (velocidades ímpares num carreto e velocidades pares no outro) com um veio secundário comum. O sistema de embraiagem dupla atribui uma embraiagem de discos a cada carreto do veio principal, operadas hidráulica ou eletricamente por servomotores e uma unidade de controlo de transmissão (Lee, 2021).

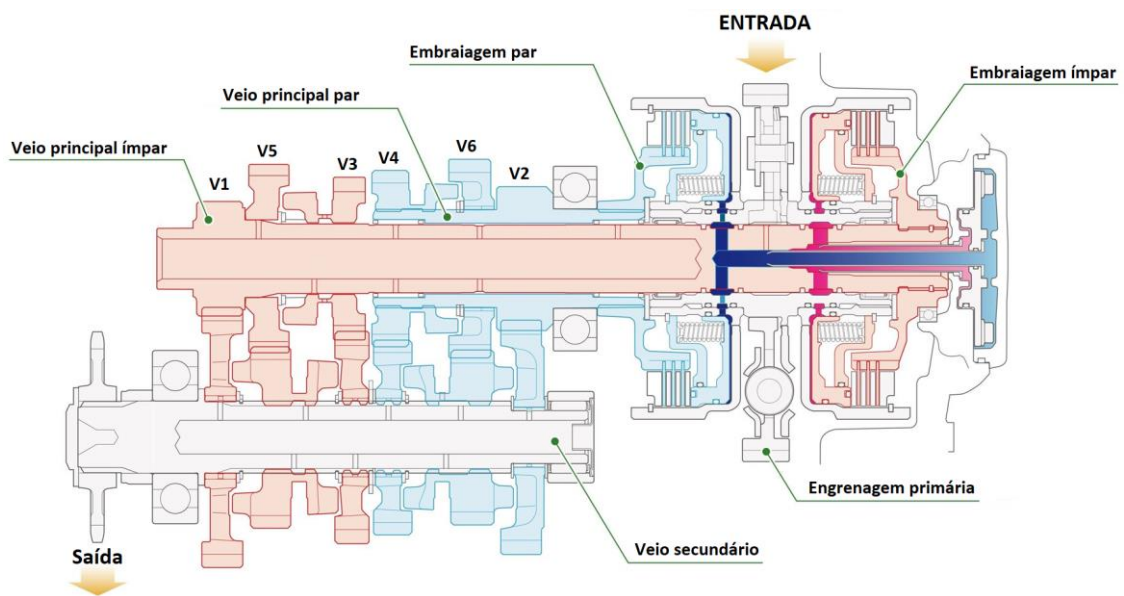


Figura 14 - Representação de uma caixa de velocidades de dupla embraiagem, adaptado de (Lee, 2021)

Durante a progressão da caixa de velocidades, a transmissão de potência é alternada entre as embraiagens dos carretos par e ímpar, enquanto o seletor de velocidades continuamente antecipa a próxima relação de transmissão e faz a pré-seleção da engrenagem apropriada, acompanhado por um sistema de corte de ignição no motor durante a troca de velocidades (Lee, 2021).

Inovação aliada à alta precisão, caracterizada por um estilo de condução desportivo com rápidas transições de caixa e melhores consumos de energia, garante à caixa de velocidades de dupla embraiagem o seu lugar no mercado automóvel. Este sistema teve a sua estreia na indústria dos motociclos pela Honda, com o seu modelo desportivo VFR1200F, apresentado na Figura 15.



Figura 15 - Honda VFR1200F (à esquerda), adaptado de (Gheran & Profir, 2023), e respectiva caixa de velocidades (à direita), adaptado de (Lee, 2021)

### 2.4.3. Caixa de velocidades planetária

A caixa de velocidades planetária de um motociclo utiliza uma caixa de velocidades planetária com engrenamento constante e altera a sua relação de transmissão através de diferentes combinações de engrenagens estacionárias (Lauwers & Gijsbertus, n.d.). Uma representação desta caixa é apresentada na Figura 16.

Este mecanismo baseia-se num sistema de engrenagens planetárias. No veio de entrada está a engrenagem solar. No veio de saída está o transportador com as engrenagens planetárias e uma embraiagem de discos ligada à engrenagem anelar, que por sua vez está ligada à carcaça da transmissão por uma placa de pressão (Lauwers & Gijsbertus, n.d.).

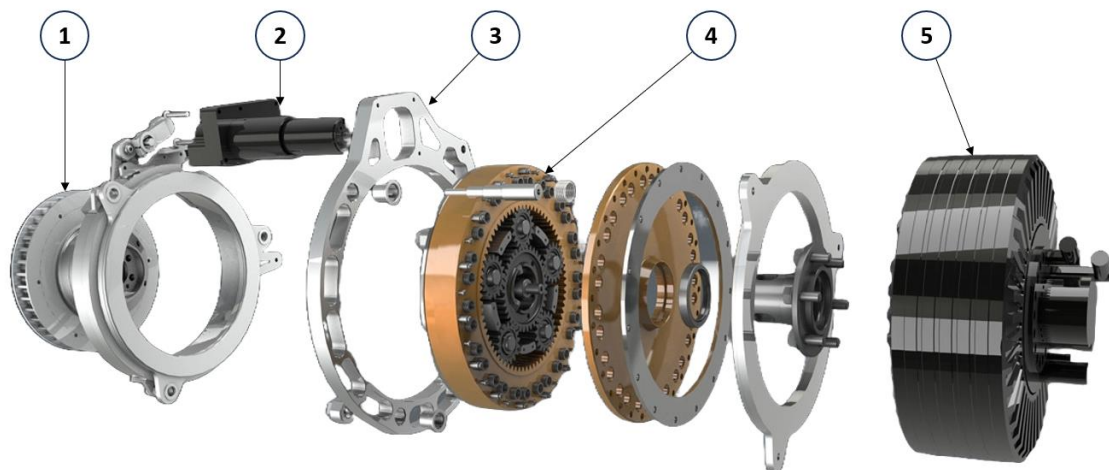


Figura 16 - Representação de uma caixa de velocidades planetária, adaptado de (Smesh, n.d.), onde 1) Placa de pressão; 2) Atuador; 3) Carcaça; 4) Engrenagem planetária; 5) Embraiagem

A operação antagónica da embraiagem e placa de pressão conferem a esta caixa de velocidades duas velocidades distintas. Com a embraiagem ativada, apresenta uma relação de transmissão unitária, sem qualquer rotação relativa entre as engrenagens. Com a placa de pressão ativada, a engrenagem anelar permanece estacionária e a rotação do veio de entrada é desmultiplicada (Lauwers & Gijsbertus, n.d.).

Alta eficiência mecânica com a possibilidade de trocas de velocidade sob binário máximo destacaram a caixa de velocidades planetária para o projeto universitário da Universidade de Tecnologia de Eindhoven, onde Storm Wave, um motociclo elétrico apresentado na Figura 17, completou com sucesso a sua viagem de 80 dias (Gerwen, 2016).



Figura 17 - Storm Wave (à esquerda), adaptado de (Gerwen, 2016), e respetiva caixa de velocidades (à direita), adaptado de (Smesh, n.d.)

#### 2.4.4. Caixa de velocidades manual automática

Entende-se por caixa de velocidades manual automática todas as transmissões manuais ou semiautomáticas com modo automático. Este mecanismo engloba um sistema controlado por computador para alterar automaticamente as mudanças da caixa de velocidades, designado por unidade de controlo de transmissão, que se baseia na posição do acelerador para controlar a embraiagem e o seletor de velocidades hidráulica ou eletricamente (Ehsani et al., 2018).

#### 2.4.5. Caixa de velocidades de variação contínua

A caixa de velocidades de variação contínua utiliza um sistema de polias para obter uma relação de transmissão variável dentro de um certo alcance, tornando possível um perfil ideal de potência a qualquer instante (Ehsani et al., 2018). Uma representação desta caixa é apresentada na Figura 18.

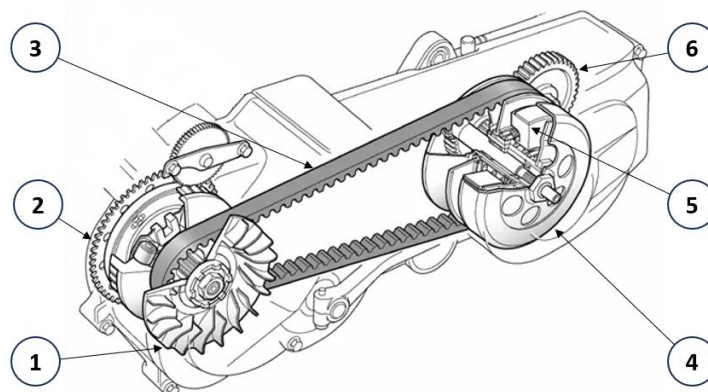


Figura 18 - Representação de uma caixa de velocidades de variação contínua, adaptado de (Supriyo et al., 2021), onde 1) Polia de entrada; 2) Variador de polia; 3) Correia; 4) Polia de saída; 5) Embraiagem; 6) Redutor

É composta por uma correia em V montada em duas polias de diâmetro variável. A polia de entrada (condutora) está ligada ao motor e equipada com um variador de polia. A polia de saída (conduzida) está montada na traseira do veículo e acompanhada por uma mola compressora, uma embraiagem centrífuga e um redutor, que por sua vez está conectado à roda traseira (TecknoMechanics, 2020).

Cada polia é composta por um cone fixo e um cone deslizante. Na polia de entrada, o cone deslizante é posicionado pelo variador de polia, que é acionado pela rotação do motor. A força centrífuga dessa rotação desloca os rolos do variador radialmente contra a estrutura da polia, causando a movimentação do cone deslizante e aumentando o diâmetro da polia de entrada. A mola compressora força constantemente a amplitude máxima do diâmetro da polia de saída. A tensão da correia em V atua como mediador destes dois mecanismos, otimizando de forma contínua e oposta os seus diâmetros, e consequente relação de transmissão, de acordo com a rotação do motor. Devido à ligação rígida da polia de entrada com o motor, usa-se a embraiagem centrífuga para a operação da transmissão em ponto neutro. Um redutor na polia de saída faz a desmultiplicação final de binário para a roda traseira (TecknoMechanics, 2020b).

Uma combinação infinita de relações de transmissão com baixa vibração e uma condução livre de complicações, fazem da caixa de velocidades de variação contínua a opção de eleição para *scooters*, desde opções mais modestas como a Honda SH150i até modelos topo de gama como a Suzuki Burgman 650 Executive, apresentada na Figura 19.



Figura 19 - Suzuki Burgman 650 Executive (à esquerda), adaptado de (Andar de Moto, n.d.), e respetiva caixa de velocidades (à direita), adaptado de (MCS, n.d.)

#### 2.4.6. Caixa de velocidades hidrostática

A caixa de velocidades hidrostática consiste num circuito hidráulico fechado composto por uma bomba axial de pistões de ângulo fixo e uma placa oscilante de ângulo variável controlada eletronicamente para converter potência do motor em pressão hidráulica e vice-versa (Honda, 2007b).

Este sistema hidráulico subdivide-se numa bomba axial de pistões e um motor hidráulico. A bomba axial de pistões com placa oscilante fixa na carcaça da caixa de velocidades está ligada ao motor do veículo por meio de uma engrenagem, assim como a um controlador centrífugo que regula as válvulas hidráulicas. O motor hidráulico com placa oscilante livre controlada

eletricamente está ligado a um cilindro hidráulico com mecanismo de bloqueio, que por sua vez está montado no veio de saída (Honda, 2007b). A representação desta caixa é apresentada na Figura 20.

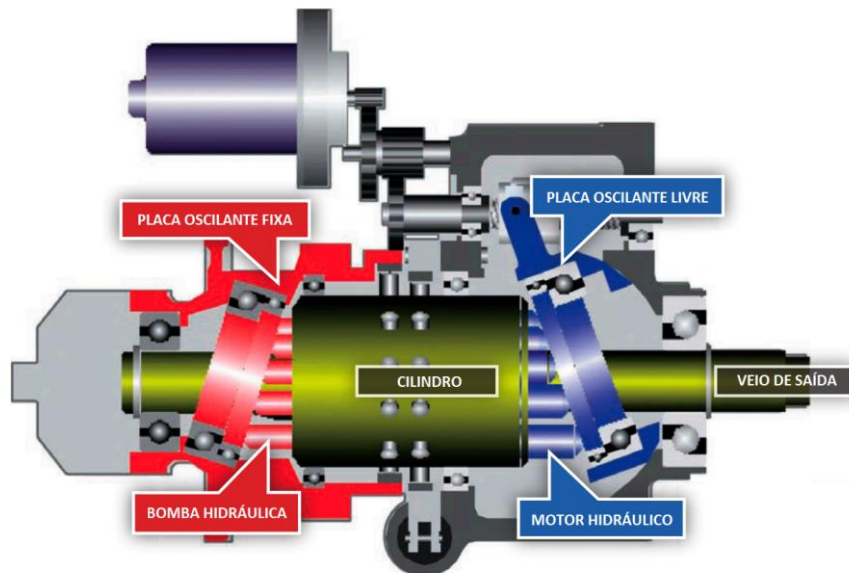


Figura 20 - Representação de uma caixa de velocidades hidrostática, adaptado de (Honda, 2007b)

A rotação da placa oscilante da bomba pelo motor do veículo cria variação de pressão no fluido, forçando a sua circulação para o motor hidráulico, que atua da mesma forma. A força reativa da pressão do fluido é convertida em rotação do veio de saída pelas placas oscilantes. A relação de transmissão do sistema pode ser controlada pelo ângulo de inclinação da placa oscilante do motor hidráulico, que atinge uma relação de transmissão unitária na sua posição neutra (Honda, 2007b).

Comercialmente publicitada pela Honda como *Human Friendly Transmission* (HFT) (Honda, 2007b), a caixa de velocidades hidrostática foi inaugurada nos veículos de duas rodas com o seu modelo *cruiser* Honda DN-01, apresentado na Figura 21.



Figura 21 - Honda DN-01 (à esquerda), adaptado de (Honda, 2007a), e respetiva caixa de velocidades (à direita), adaptado de (Honda, 2007a)

### 2.4.7. Caixa de velocidades híbrida especializada

A caixa de velocidades híbrida especializada encontra-se presente em veículos movidos por mais do que um motor - geralmente um motor a combustão e outro elétrico, combinando a ação das duas fontes de potência de forma separada ou em simultâneo (total ou parcialmente) (Ehsani et al., 2018). O ponto de ligação do motor elétrico ao sistema de transmissão apresenta uma grande variação entre os motociclos híbridos. Por exemplo, na Kawasaki Ninja 7 HEV, o motor elétrico está ligado ao veio de entrada, enquanto na Husqvarna Svartpilen 401 adaptada com uma transmissão Vitesco 1000PS a ligação é estabelecida diretamente com a roda traseira. Os motociclos referidos são apresentados na Figura 22.



Figura 22 - Kawasaki Ninja 7 HEV (à esquerda), adaptado de (Kawasaki, 2023), e Husqvarna Svartpilen 401 Vitesco (à direita), adaptado de (Vitesco Technologies, 2022)

## 2.5. Transmissão final

A transmissão final de um veículo é responsável por transmitir potência da transmissão para a roda traseira enquanto se adapta mecanicamente às variações da suspensão. Esta função pode ser conseguida por meio de três tipos de mecanismos, nomeadamente uma corrente, uma correia ou um cardã. Neste subcapítulo, faz-se a análise dos principais componentes, modo de operação, vantagens e desvantagens e aplicações de cada um desses tipos de transmissão.

### 2.5.1. Corrente

A transmissão final por corrente é composta por uma roda dentada mandante, montada no veio de saída da caixa de velocidades, ligada a uma roda dentada mandada, montada na roda traseira do veículo, por meio de uma corrente selada. A corrente selada consiste num conjunto de casquilhos dentro de rolos conectados por placas, interiores e exteriores, e pinos. A corrente mantém-se lubrificada por meio de massa lubrificante contida por vedantes nas placas (Henning, 2020). Uma representação de uma corrente é apresentada na Figura 23.

O alongamento da corrente, por desgaste dos seus pinos e casquilhos, e abrasão dos dentes das rodas dentadas pelo contacto dos rolos significam uma manutenção constante do proprietário (Henning, 2020). Por outro lado, a sua alta eficiência mecânica, relativamente baixo peso, construção compacta e preço económico, fazem da transmissão final por corrente o sistema de transmissão largamente mais utilizado no mercado de motociclos (TVS, 2019).



Figura 23 - Representação parcial de uma corrente, adaptado de (Henning, 2020), onde 1) Rolo; 2) Casquilho; 3) Placa interior; 4) Pino; 5) Vedante; 6) Placa exterior

### 2.5.2. Correia

A transmissão final por correia, apresentada na Figura 24, é igualmente constituída por um par de polias, motora e movida, porém ligadas por uma correia dentada, que pode ser reforçada com uma combinação de cabos de aço e kevlar (TVS, 2019), fibra de carbono (Cameron, 2023), ente outros. A geometria das polias é projetada de forma a rejeitar detritos provenientes da rodovia (Cameron, 2023).

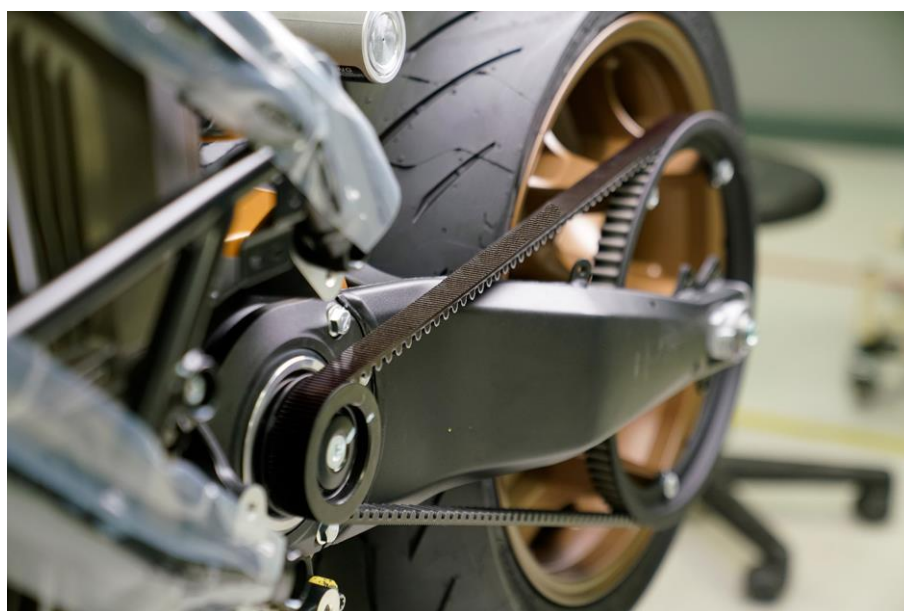


Figura 24 - Representação de uma correia dentada montada em duas polias, adaptado de (Cameron, 2023)

As restrições da correia quanto ao seu diâmetro interno, a inconveniência da sua substituição e pequenas perdas de eficiência são as grandes desvantagens deste sistema (Henning, 2020). No entanto, o seu tempo de vida útil prolongado com baixo ruído e manutenção reduzida sem necessidade de lubrificação (TVS, 2019) fazem da transmissão final por correia o principal candidato para veículos que percorrem longas distâncias ou com baixos requisitos de manutenção (Henning, 2020).

### 2.5.3. Veio de transmissão com cardãs

A transmissão final por cardãs consiste num sistema em banho de óleo completamente vedado com um veio ligado à caixa de velocidades por uma junta universal (ou cardã) e ligado à roda traseira por meio de uma engrenagem cônica espiral (TVS, 2019). Uma representação deste tipo de transmissão final é apresentada na Figura 25.

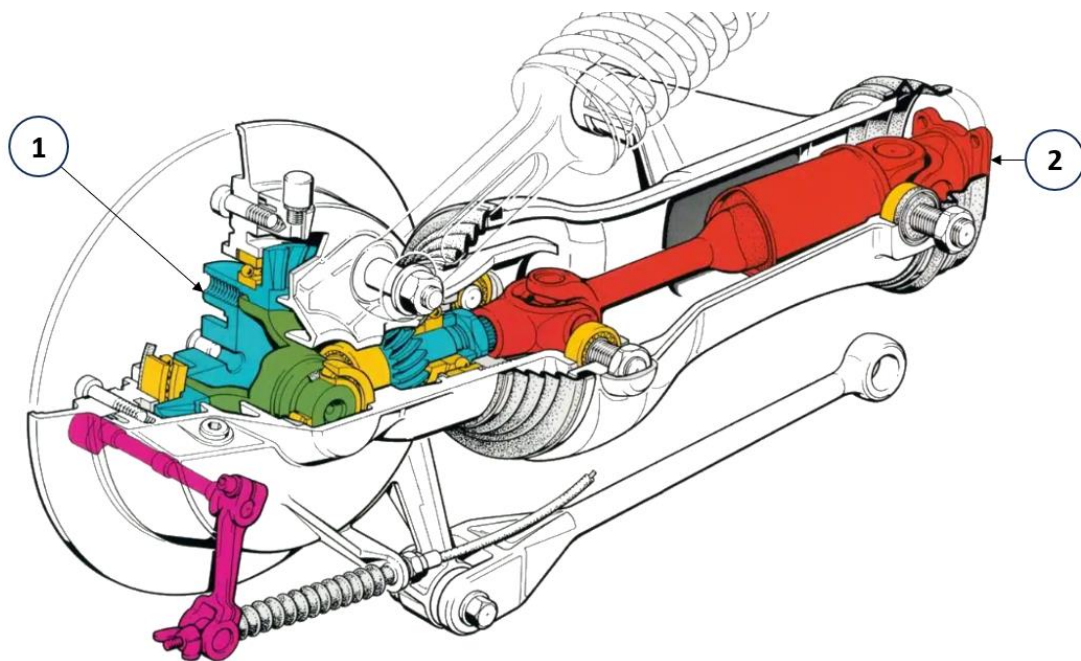


Figura 25 - Representação de um veio de transmissão com cardãs, adaptado de (Hooshmand, 2023), onde 1) Engrenagem cônica espiral; 2) Junta universal

Apesar da sua fabricação dispendiosa, peso elevado e eficiência bastante baixa comparativamente aos outros tipos de transmissão final, o veio de transmissão por cardãs conquistou o seu espaço no mercado pelo seu modo de funcionamento suave, resistência à contaminação e longevidade inigualável livre de manutenção (Motorcyclist). Este tipo de transmissão final é ideal para motociclos que percorrem percursos de longas distâncias ou em más condições, onde é importante minimizar a possibilidade de avaria (TVS, 2019).

## Revisão Bibliográfica

## 3. Desenvolvimento

Neste capítulo apresenta-se o processo de desenvolvimento da solução final da transmissão. Determina-se as especificações do veículo e motor elétrico para o cálculo da estimativa das condições de funcionamento. Essa serve como base para a posterior seleção e dimensionamento das rodas dentadas, veios, rolamentos, seletor de velocidades, lubrificação do sistema, transmissão final e carcaça. Uma avaliação do orçamento da transmissão de duas velocidades é ainda apresentado no final deste capítulo.

### 3.1. Seleção do veículo

O capítulo de seleção do veículo tem como objetivo a seleção do motociclo e as suas especificações com base nas estatísticas de mercado de veículos elétricos.

#### 3.1.1. Estatísticas de mercado de motociclos elétricos

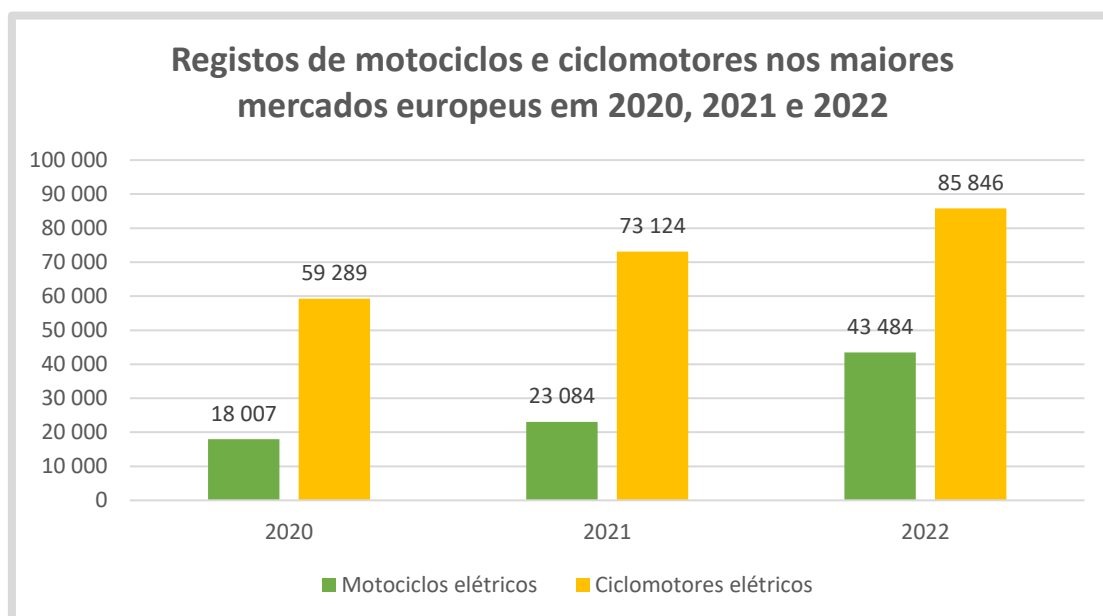


Figura 26 - Registos de motociclos e ciclomotores nos maiores mercados europeus em 2020, 2021 e 2022 (ACEM, 2023)

Segundo o relatório estatístico da Associação Europeia de Fabricantes de Motociclos publicado em 2022 (ACEM) realizado para cerca de 80% dos novos registos na União Europeia e Reino

Unido (ACEM, 2023), dentro dos veículos elétricos desse ano os ciclomotores apresentam aproximadamente o dobro de registos dos motociclos. No entanto, os motociclos apresentam um crescimento no mercado muito superior aos ciclomotores e velocípedes com motor, com tendência a que os motociclos dominem o mercado dos veículos elétricos de duas rodas em 2025, conforme descrito na Figura 26.

Esse crescimento substancial dos motociclos é o reflexo da crescente procura do mercado por veículos de duas rodas mais versáteis, especialmente em ambientes urbanos, portanto o processo de seleção irá focar-se nesse tipo de veículo.

### 3.1.2. Seleção do tipo de motociclo

Os motociclos de duas rodas englobam três vertentes face ao seu desempenho, que pode ser classificado como baixo, médio ou elevado. Face ao atual estado do mercado de motociclos elétricos, existe uma tendência para veículos de alta performance serem descontinuados na sua produção, um forte indicador de que esta vertente não proporciona a experiência e o desempenho correspondentes às expectativas do típico consumidor.

Em contrapartida, motociclos de baixo desempenho demonstram reunir as melhores oportunidades do mercado elétrico. Essencialmente projetados para a condução em espaços urbanos. Os motociclos elétricos de baixo desempenho são veículos leves com manutenção e condução simplificada e um custo total de propriedade reduzido, passíveis de condução legal por detentores da carta de condução A1.

Níveis de desempenho acima deste significam baterias de maior dimensão, prejudicando o peso, a aerodinâmica e o custo total do veículo. Tais modificações reduzem o motociclo de desempenho médio a uma opção desfavorável face à competição do mercado.

Tais considerações tornam os motociclos de baixo desempenho, mais especificamente as *scooters*, os mais indicados para a generalidade da população. Por esse motivo, será esse o tipo de veículo selecionado para este projeto.



Figura 27 - Scooter Kymco K-XTC 300i (1000PS, 2015)

### 3.1.3. Especificações do veículo

De acordo com os requisitos impostos pela Comissão Económica das Nações Unidas para a Europa (UNECE), a *scooter* deste projeto encontra-se na categoria L3e-A1 (motociclo de duas rodas de baixo desempenho) (ATIC, 2021). Esta categoria de veículos reúne as seguintes características, definidas no código da estrada português:

1. Veículo de duas rodas equipado com um motor elétrico;
2. Peso máximo igual ao peso tecnicamente admissível pelo fabricante;
3. Velocidade máxima de projeto superior a 45 km/h;
4. Potência nominal máxima contínua de 4 a 11 kW;
5. Uma relação potência/peso igual ou inferior a 0,1 kW/kg.

Quanto às restrições dimensionais, embora não diretamente impostas pela classe do veículo, assume-se com base em modelos CAD de chassis de *scooters* que o conjunto do motor elétrico juntamente com a caixa de velocidades deve ter uma dimensão axial máxima de 258 mm e que a distância entre eixos da transmissão final pode ter valores entre 490 mm e 510 mm.

## 3.2. Seleção do motor elétrico

O motor elétrico é a referência à qual a transmissão deve adaptar as condições de funcionamento do veículo. Apesar de não ser o foco principal deste projeto, a seleção do motor elétrico deve ser feita com o objetivo da transmissão estar adaptada às condições reais de funcionamento. Considerando os tipos de motores elétricos da revisão bibliográfica, Ntombela (Ntombela et al., 2023) compara-os através de um critério de seleção que tem como fatores o tamanho do motor, variação de binário, eficiência, densidade de potência, ruído, fiabilidade, funcionalidade durante a falha, custo e avanço tecnológico. Por outro lado, Hanh (Hanh et al., 2022) adota uma abordagem diferente em que os tipos de motores são comparados com base na sua densidade de potência, eficiência máxima, eficiência a 10% de binário, custo do motor e custo do controlador. Partindo da análise feita por esses autores, determina-se que o motor elétrico mais indicado para este projeto é o motor de corrente contínua sem escovas.

No entanto, acima de todos esses parâmetros, o projeto descrito neste trabalho é puramente académico, e, portanto, altamente dependente da informação disponibilizada pelo fabricante do motor elétrico. Após a análise de várias opções, a DANA TM4 (TM4, 2024) foi o único fabricante que providenciou um mapa de eficiência para os seus modelos. O mapa de eficiência é uma característica essencial para o projeto da transmissão, partindo da premissa que a transmissão atua no sentido de menor gasto energético do veículo dentro das solicitações exigidas.

O fabricante DANA TM4 apresenta diversos modelos, entre os quais se destaca a série IPM como sendo os motores com as características de binário e velocidade de rotação mais adequados a este projeto. Assim, define-se como motor elétrico do veículo o DANA TM4 IPM 200-33-BP01 IP67, um motor síncrono de ímanes permanentes cujas características são

## Desenvolvimento

apresentadas na Tabela 2 e mapa de eficiência na Figura 28. O mapa de eficiência utilizado no processo de cálculo é apresentado no APÊNDICE A e as especificações do motor no ANEXO A.

Tabela 2 - Especificações do motor (ANEXO A)

Motor	Potência máxima (kW)	Binário máximo (Nm)	Velocidade de rotação máxima (rpm)	Massa (kg)
IPM 200-33	10,3	45,835	6750	13

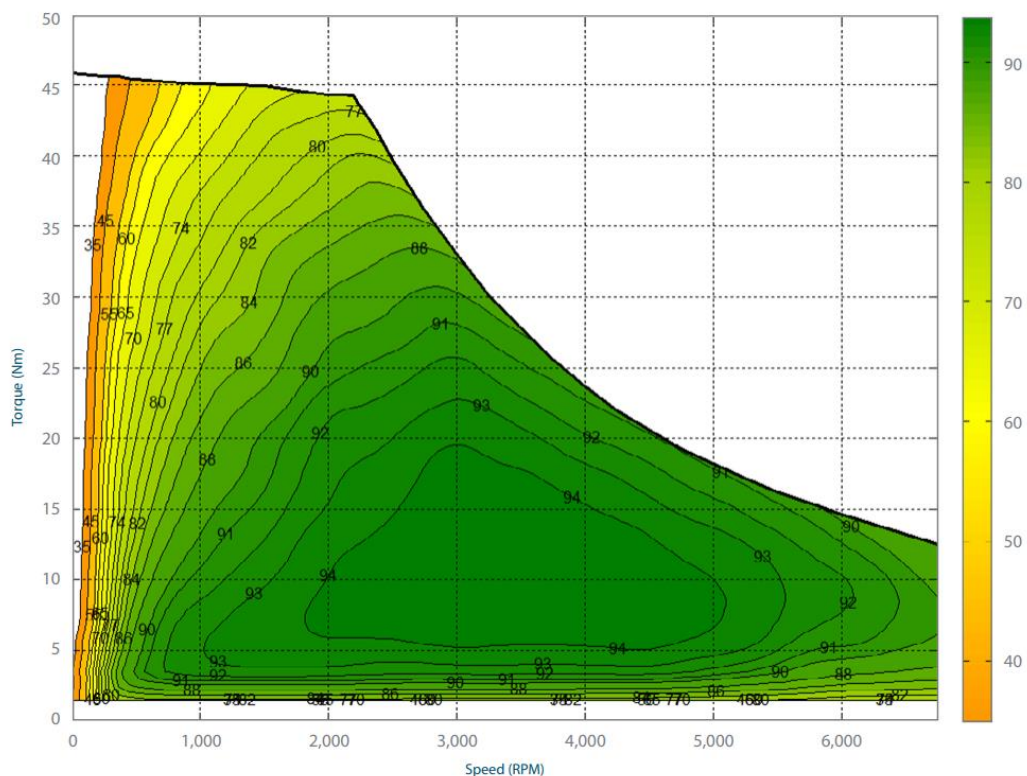


Figura 28 - Mapa de eficiência do motor elétrico (ANEXO A)

### 3.3. Desempenho do veículo

O desempenho do veículo é efetuado segundo o algoritmo apresentado neste capítulo. Para o efeito, definem-se as principais forças atuantes no sistema, ciclos de condução, eventuais variações de inclinação da estrada e regime de funcionamento. O algoritmo tem como foco principal a modelização do consumo energético e capacidades de desempenho do veículo.

#### 3.3.1. Dinâmica do veículo

Entende-se por dinâmica do veículo o comportamento do motociclo em movimento (Larminie & Lowry, 2012). Para este projeto, a vertente de maior relevância é a força de tração do veículo  $F_{te}$  e a resultante de forças resistentes ao movimento que este deve superar, as quais se dividem em resistência ao rolamento  $F_{rr}$ , resistência aerodinâmica  $F_{ad}$ , resistência gravítica

$F_{hc}$  e resistência à aceleração linear  $F_{la}$  e angular  $F_{\omega a}$ . A componente lateral das forças resistentes não será considerada, pois dada a natureza imprevisível da ação do vento e das mudanças de direção do motociclo ao longo do seu tempo de vida não foi encontrada nenhuma solução para a sua simulação. Desse modo, a dinâmica do veículo é dada pela resultante das forças representadas na equação (1).

$$F_{te} = F_{rr} + F_{ad} + F_{hc} + F_{la} + F_{\omega a} \quad (1)$$

### Força de tração

A força de tração é produzida pela transmissão do motociclo e pode ser derivada do binário  $T$  produzido pela transmissão modificado pela relação de transmissão total  $i_t$  e pelo raio da roda traseira do motociclo  $r$ . Esta deve ser inferior à força de adesão do pneu à estrada, que é limitada pelo coeficiente de atrito dinâmico  $\mu_d$  da borracha no alcatrão, da massa total do veículo (com condutor)  $m$ , da aceleração gravítica  $g$ , da densidade do ar à temperatura ambiente  $\rho_{ar}$ , da componente do coeficiente de sustentação aerodinâmica na roda traseira  $C_{lr}$ , da área frontal do motociclo  $A$  e da velocidade  $v$ .

$$F_{te} = T \frac{i_t}{r} \wedge F_{te} \leq \mu_d \left( mg + \frac{1}{2} \rho_{ar} C_{lr} A v^2 \right) \quad (2)$$

Considera-se que a roda traseira está equipada com um pneu City Grip 2 - 100/90 R14 57 S, do fabricante Michelin (Michelin, 2022), cujo raio é 262,44 mm. Para o coeficiente de atrito dinâmico assume-se o valor típico de 0,85. A força de adesão do pneu à estrada demonstrou ser muito superior às capacidades do motor e, portanto, pode ser desconsiderada no processo de cálculo.

### Resistência ao rolamento

A resistência ao rolamento é causada maioritariamente por deformação da estrutura dos pneus do veículo e em menor proporção por escorregamento da área de contacto e irregularidades do solo. Casos onde existem forças laterais (durante uma curva ou ventos cruzados) aumenta a resistência ao rolamento, porém não serão considerados nesta análise. A força de resistência ao rolamento  $F_{rr}$  pode ser obtida pelo coeficiente de resistência ao rolamento  $\mu_{rr}$ , a massa total do veículo  $m$  e pela aceleração gravítica  $g$ .

$$F_{rr} = \mu_{rr} m g \quad (3)$$

O coeficiente de resistência ao rolamento é um fator adimensional que resume a influência da temperatura, pressão interior, velocidade de rotação, material, estrutura e escorregamento do pneu na sua interação com a superfície do solo. Nas deslocações diárias do motociclo, os pneus não atingem temperatura suficiente para beneficiar de um nível estável de resistência ao rolamento. Portanto, admitindo que o motociclo percorre 19 km diariamente, o fator de resistência ao rolamento é corrigido por um fator de multiplicação de 1,14 (Gillespie, 1992).

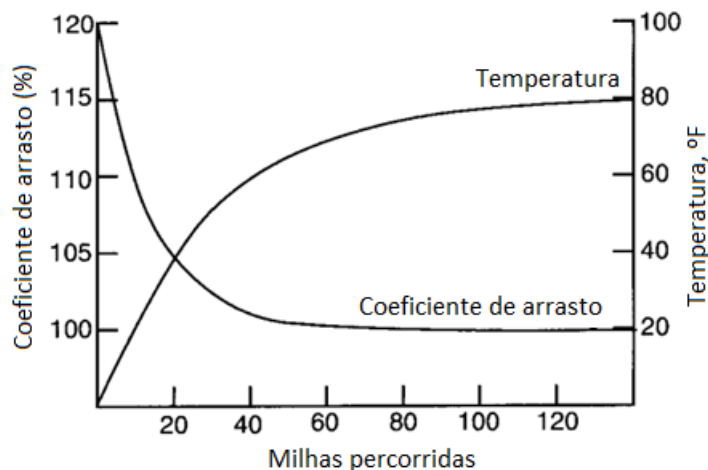


Figura 29 - Variação do coeficiente de resistência ao rolamento com a temperatura e distância percorrida, adaptado de (Gillespie, 1992)

### Resistência aerodinâmica

A resistência aerodinâmica refere-se ao atrito por viscosidade e deslocamentos de ar que o veículo enfrenta durante a sua circulação. As forças aerodinâmicas que interagem com o motociclo causam efeitos de arrasto, sustentação, forças laterais, inclinação, rolamento e guinada do veículo, assim como ruído, instabilidade da condução e perdas de eficiência energética. Devido à imprevisibilidade e, em alguns casos, redundância das componentes aerodinâmicas não adjacentes à direção de movimento do veículo, apenas se consideram o arrasto aerodinâmico e a sustentação do veículo prosseguindo em linha reta.

Deste modo, a componente aerodinâmica que atua no sentido longitudinal do veículo pode ser calculada pela seguinte equação.

$$F_{ad} = \frac{1}{2} \rho_{ar} C_d A v^2 \quad (4)$$

onde  $F_{ad}$  é a força de resistência aerodinâmica,  $\rho_{ar}$  é a massa volúmica do ar a 25°C,  $C_d$  é o coeficiente de resistência aerodinâmica,  $A$  é a área frontal do veículo e  $v$  é a velocidade instantânea.

O coeficiente de resistência aerodinâmica traduz o comportamento aerodinâmico da forma do veículo e as suas saliências (espelhos retrovisores, passagens de ar, *spoilers*, etc) e do condutor do veículo. É normalmente obtido através do ensaio do túnel de vento ou ensaio de *coast down*.

O veículo é ainda submetido a outra componente aerodinâmica designada sustentação, maioritariamente causada pelo condutor do motociclo, que atua na direção vertical do veículo no sentido contrário ao seu peso. A força de sustentação aerodinâmica  $F_{al}$  pode ser calculada pela equação seguinte, onde  $C_l$  é o coeficiente de sustentação aerodinâmica.

$$F_{al} = \frac{1}{2} \rho_{ar} C_l A v^2 \quad (5)$$

### Resistência gravítica

Numa subida ou descida, há uma componente do peso do veículo que atua no seu sentido longitudinal e afeta a sua movimentação. A força de resistência gravítica  $F_{hc}$  é calculada a partir da massa do veículo  $m$ , aceleração gravítica  $g$  e percentagem de inclinação do terreno  $\psi$ .

$$F_{hc} = m g \sin (\arctan \psi) \quad (6)$$

### Resistência à aceleração

Durante a circulação do motociclo, de acordo com a terceira lei de Newton, as variações de velocidade necessitam de uma força de ação que resulta na aceleração linear do veículo. A força de resistência à aceleração linear  $F_{la}$  é dada pela massa total do veículo  $m$  multiplicada pela sua aceleração  $a$ .

$$F_{la} = m a \quad (7)$$

Essa variação de velocidade tem ainda a componente angular, correspondente ao momento de inércia dos diferentes subgrupos da transmissão do veículo, nomeadamente motor e veio de entrada, veio de saída e roda traseira.

$$F_{\omega a} = a \left( \frac{I_{1,3} i_t^2 + I_{2,4,5} i_f^2 + I_6}{r^2} \right) \quad (8)$$

onde  $F_{\omega a}$  é a força de resistência à aceleração angular,  $a$  é a aceleração do veículo,  $I_{1,3}$  é o momento de inércia do motor e veio de entrada,  $I_{2,4,5}$  é o momento de inércia do veio de saída,  $I_6$  é o momento de inércia da roda traseira,  $i_t$  é a relação de transmissão total,  $i_f$  é a relação de transmissão final e  $r$  é o raio da roda traseira.

### 3.3.2. Modelização da aceleração do veículo

A aceleração do veículo é um dos indicadores do seu desempenho. Embora não exista nenhum ensaio normalizado para a aceleração, no caso de veículos elétricos, o padrão é a aceleração dos zero aos 50 km/h com o binário máximo disponível do motor. Sendo a aceleração a variação da velocidade no tempo, recorre-se às equações (1) a (8) para obter uma estimativa da progressão da velocidade do veículo. A fórmula é adaptada de modo a ser resolvida computacionalmente por *softwares* de cálculo tendo em conta a condição de velocidade e tempo inicial nulos. Utiliza-se a mesma expressão para a determinação da velocidade máxima do veículo, outro indicador importante do desempenho do motociclo.

$$v_j = v_{j-1} + \Delta t \times \left[ T \frac{i_t}{r} - \mu_{rr} \left( mg \cos(\arctan \psi) - \frac{1}{2} \rho C_l A v_{j-1}^2 \right) - \frac{1}{2} \rho C_d A v_{j-1}^2 - mg \sin(\arctan \psi) \right] \times \frac{1}{m + \frac{I_{1,3} i_t^2 + I_{2,4,5} i_f^2 + I_6}{r^2}} \quad (9)$$

## Desenvolvimento

O  $j$  representa o índice dessa série numérica e o incremento temporal  $\Delta t$  é definido de acordo com a precisão pretendida.

Reorganizando a mesma expressão obtém-se o binário produzido pela transmissão do veículo.

$$T = \frac{r}{i_t} \left[ \mu_{rr} \left( mg \cos(\arctan \psi) - \frac{1}{2} \rho C_l A v_{j-1}^2 \right) + \frac{1}{2} \rho C_d A v_{j-1}^2 \right. \\ \left. + mg \sin(\arctan \psi) \right. \\ \left. + \frac{v_j - v_{j-1}}{\Delta t} \left( m + \frac{I_{1,3} i_t^2 + I_{2,4,5} i_f^2 + I_6}{r^2} \right) \right] \quad (10)$$

### 3.3.3. Ciclos de condução

O World Motorcycle Test Cycle (WMTC) apresenta um sistema de ciclos de condução (Heinz, 2002) para a medição de consumo de combustível e emissões em motociclos. Um ciclo de condução é uma série de dados que representa a velocidade instantânea do veículo ao longo do tempo. A partir desses ciclos de condução, estima-se o regime de funcionamento e consequente consumo energético do veículo.

Neste projeto, consideram-se as versões de velocidade reduzida da primeira, segunda e terceira parte do WMTC como representações reais de condução dentro das localidades, fora da localidades e em autoestrada. Representa-se também a condução dentro das localidades com trânsito com o ciclo de condução New York City Cycle (NYCC) utilizado pela United States Environmental Protection Agency (EPA) com o mesmo propósito (EPA, n.d.). Todos os ciclos de condução têm uma duração de 600 segundos com um incremento temporal de um segundo.

### 3.3.4. Inclinação da Estrada

A inclinação máxima permitida das estradas varia de acordo com as regulamentações de cada país, pelo que não existe uma regra universal que relacione a velocidade máxima permitida com a inclinação máxima. No entanto, através da análise de casos individuais, é possível determinar as inclinações previstas durante o funcionamento do motociclo.

De acordo com as normas e práticas recomendadas pela Comissão Económica das Nações Unidas para a Europa (UNECE) para as autoestradas da Rede Transeuropeia de Transportes (UNECE, 2002), as inclinações máximas estipuladas variam entre 3% a 6%, conforme apresentado na Tabela 3.

*Tabela 3 - Inclinação máxima numa autoestrada para uma determinada velocidade (UNECE, 2002)*

Velocidade (km/h)	140	120	100	80
Inclinação máxima	3%	4%	5%	6%

Inclinações semelhantes verificam-se também nas orientações do Departamento de Obras Públicas de Israel (Polus et al., n.d.), que providenciam inclinações para velocidades máximas nas vias urbanas e rurais (Tabela 4).

Tabela 4 - Velocidade máxima estipulada pelo Departamento de Obras Públicas de Israel (Polus et al., n.d.)

Velocidade (km/h)	50	60	70	80	90	100	110	120
Autoestrada						5%	4%	3%
Via reservada				6%	6%	5%	5%	
Via fora de localidade			8%	7%	7%	6%		
Via dentro de localidade	12%	10%	9%	8%				

De acordo com a informação disponível, define-se como inclinações máximas previstas para cada velocidade máxima de circulação as inclinações apresentadas na Tabela 5. As inclinações consideradas têm por base os mapas topológicos das vias de trânsito do Porto (Felix, 2024a) e de Lisboa (Felix, 2024b).

Tabela 5 - Grandiente máximo para determinada velocidade considerado neste projeto

Velocidade (km/h)	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Inclinação máxima	20%	17%	14%	12%	10%	9%	8%	7%	6%	5%	5%

Os ciclos de condução não consideram a inclinação da estrada, logo, de modo a introduzir esta influência no consumo do motociclo, opta-se por incorporar a inclinação da estrada na modelização do desempenho do motociclo em função da velocidade e da aceleração do veículo para cada instante do ciclo de condução, conforme descrito na equação (11), onde a inclinação da estrada tanto maior quanto menor for a velocidade e a aceleração do veículo.

$$\psi = \frac{\psi_{max}}{2} \left( 2 - \frac{v_j}{v_{max}} - \frac{v_j - v_{j-1}}{(v_j - v_{j-1})_{max}} \right) \quad (11)$$

onde  $\psi_{max}$  é a percentagem de inclinação máxima do ciclo de condução,  $v_{max}$  é a velocidade máxima do ciclo de condução e  $(v_j - v_{j-1})_{max}$  é a aceleração máxima do ciclo de condução.

Visto que os dados anteriores representam valores máximos e atendendo aos resultados da expressão anterior nos ciclos de condução enumerados, dificilmente o veículo opera em condições tão extremas durante o seu tempo útil de vida. Assim, assume-se que o motociclo enfrentará uma inclinação máxima de 3% em condução dentro das localidades com trânsito, 8% em condução dentro das localidades sem trânsito, 5% em condução fora das localidades e 3% em condução na autoestrada.

### 3.3.5. Regime de funcionamento

De acordo com o estudo feito na Grã-Bretanha em 2019 (Department of Transport, 2020), assume-se que o motociclo opera, 40,22% do seu tempo de vida útil dentro de localidades (com probabilidade de 30% com trânsito), 39,43% fora de localidades e 20,35% em autoestrada.

Adicionalmente, conforme é sugerido por uma pesquisa realizada pela Eurostat em 2021 (Eurostat, 2021), a distância média diária percorrida pelo cidadão europeu chega aos 19 km. Admitindo a utilização do motociclo apenas em dias úteis, considera-se que irá percorrer um total de 100.000 km ao longo do seu tempo de vida útil, com uma média de 4940 km/ano.

### 3.3.6. Modelização do consumo energético

Considerando o regime de funcionamento do motociclo, o consumo energético não só está diretamente ligado ao alcance da bateria como representa uma parte significativa do custo total de propriedade, o parâmetro mais importante do veículo. Desse modo, admite-se que o algoritmo do motor elétrico atua no sentido de menor gasto energético do veículo exceto quando o veículo está estacionário, onde se considera que o algoritmo engrena a maior relação de transmissão.

A estimativa do consumo energético é calculada pelo somatório da potência produzida pelo motor em cada incremento temporal dos ciclos de condução. Nos casos onde ocorre regeneração de energia por parte do motor, assume-se reposição de energia com total eficiência. A potência do motor varia com o binário produzido  $T$ , a velocidade do motor  $n$  e a eficiência da transmissão  $\eta$ .

$$P = \frac{\pi T n}{30 \eta} = \frac{T \omega}{\eta} \quad (12)$$

A eficiência da transmissão, além de perdas no motor elétrico e transmissão final (analisados mais em detalhe nos capítulos 3.2 e 3.9 respetivamente), distribui-se também por (Klüber Lubrication München KG, 2003):

1. Perdas no deslizamento entre dentes durante o engrenamento.
2. Perdas por chapinagem no óleo e expulsão do óleo na área de contacto entre dentes (*squeezing losses*) – assume-se o valor fixo de aproximadamente 0,5%.
3. Perdas por deformação elástica dos rolamentos e atrito entre pontos de contacto com movimento relativo (no rolamento em si e na carcaça) e perdas hidrodinâmicas no óleo – aproximadamente 0,1%.
4. Perdas por atrito nos vedantes da caixa de velocidades – aproximadamente 0,1%.

Considerando o incremento temporal, duração e probabilidade de cada ciclo de condução e a distância total do tempo de vida útil, faz-se a estimativa da energia total consumida  $E_{total}$  pelo motociclo em quilowatt-hora (kWh) considerando a distância total  $x$  de determinado ciclo de condução, o tempo  $t$  de determinado ciclo de condução, a potência  $P_j$  para um determinado instante do ciclo de condução e a velocidade instantânea  $v_j$  para num determinado instante do

ciclo de condução. As siglas NYCC, WMTC1, WMTC2 e WMTC3 representam os ciclos de condução para os quais as variáveis entre parênteses retos têm de ser obtidas. Entende-se que o motociclo percorre 100.000 km ao longo do seu tempo de vida.

$$E_{total} = 100000 \left( 0,1207 \left[ x \frac{\sum P_j}{\sum v_j} t \right]_{NYCC} + 0,2815 \left[ x \frac{\sum P_j}{\sum v_j} t \right]_{WMTC1} + 0,3943 \left[ x \frac{\sum P_j}{\sum v_j} t \right]_{WMTC2} + 0,2035 \left[ x \frac{\sum P_j}{\sum v_j} t \right]_{WMTC3} \right) \quad (13)$$

### 3.4. Rodas dentadas

O processo de dimensionamento de uma engrenagem pode conter várias fases, nomeadamente o dimensionamento geral e detalhado da roda dentada, a adaptação das ferramentas do processo de maquinagem dos dentes, modificações ao ângulo de hélice, coroamento do dentes, modificações do perfil do dentado, e até mesmo estudo de dados relativamente à metrologia e precisão de fabrico das rodas dentadas para análise posterior. Para um motociclo de uso corrente, consideram-se desnecessários grande parte dessas etapas, e por esse motivo a análise das rodas dentadas da transmissão é levada apenas até à fase de retificação do dentado após tratamento térmico.

#### 3.4.1. Fator de aplicação

A norma DIN 3990 e ISO 6336 definem o fator de aplicação  $K_A$  como um fator de correção da força tangencial da roda dentada face às solicitações provenientes de fontes externas à engrenagem. A norma AGMA 2101 recorre ao fator de sobrecarga  $K_O$  para descrever vibrações no sistema, ondulações de binário, excessos de velocidade, variações do regime de funcionamento, entre outros.

O método A das normas DIN 3990-6 e ISO 6336-1 apresenta um processo de determinação do fator de aplicação com base no espectro de carga. No entanto, para este projeto, o fator de aplicação é definido antes da determinação do espectro de carga, logo recorre-se à Tabela 6, presente no método B da norma ISO 6336-1.

Tabela 6 - Fator de aplicação de acordo com a norma ISO 6336

Caraterísticas de funcionamento da máquina motora	Caraterísticas de funcionamento da máquina movida			
	Uniforme	Choques ligeiros	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	<b>1,25</b>	1,50	1,75
Choques ligeiros	1,10	1,35	1,60	1,85
Choques moderados	1,25	1,50	1,75	2,00
Choques intensos	1,50	1,75	2,00	2,25 ou mais

O mecanismo motor é um motor elétrico, cujas ondulações de binário são praticamente inexistentes, tratando-se, portanto, de um regime uniforme. O mecanismo movido é a transmissão final, montada no chassis do veículo equipado com suspensão, pelo que se considera um regime com choques ligeiros. Assim, o fator de aplicação  $K_A$  é 1,25.

### 3.4.2. Ângulo de pressão e ângulo de hélice

O ângulo de pressão normal  $\alpha_n$  procura o equilíbrio entre resistência mecânica e eficiência da engrenagem. Ângulos de pressão menores levam ao estreitamento do pé do dente diminuindo a sua resistência mecânica, enquanto ângulos de pressão maiores aumentam a força radial transmitida. Assim, um ângulo de pressão normal de  $20^\circ$  é um bom compromisso dessas duas vertentes e é tipicamente o valor praticado na indústria automóvel.

O ângulo de hélice  $\beta$  permite o engrenamento mais gradual dos dentes, reduzindo variações na rigidez total. O aumento do ângulo de hélice melhora a capacidade de carga e reduz o erro de transmissão (e conseqüentemente o ruído). Simultaneamente, verificam-se custos de fabrico mais elevados (Klüber Lubrication München KG, 2003).

Verifica-se que outras soluções se encontram disponíveis como alternativa ao uso do ângulo de hélice sem incorrer nas suas desvantagens. Pelo mesmo orçamento, é possível otimizar o material de uma engrenagem de dentado reto para obter a mesma capacidade de carga que uma engrenagem equivalente de dentado helicoidal. A situação mantém-se na absorção de vibrações inerentes do maior erro de transmissão no dentado reto. Quanto ao possível desconforto causado pelo ruído, é importante considerar a posição do condutor no motociclo e o capacete, também eles uma medida ativa contra a percepção do ruído. De acordo com as soluções obtidas no *KISSsoft* com a potência máxima do motor, as engrenagens de dentado reto produzem um ruído em torno de 60 dB (capítulo 3.4.11), um volume considerado aceitável para este projeto.

Diante dessas considerações, opta-se por rodas dentadas de dentado reto para a transmissão de movimento.

### 3.4.3. Razão de condução

Para garantir uma ação contínua, quando um par de dentes perde contacto entre si o par seguinte deve já estar engrenado. A razão de condução total  $\varepsilon_\gamma$  descreve a progressão do engrenamento dos dentes e pode ser decomposta em razão de condução  $\varepsilon_\alpha$  e razão de condução de sobreposição axial  $\varepsilon_\beta$ . No caso das engrenagens de dentado reto, a razão de condução de sobreposição axial é zero.

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (14)$$

A razão de condução radial pode variar entre 1 e 2 para ângulos de pressão normal de  $20^\circ$ . Valores maiores podem ser obtidos com a redução do ângulo de pressão ou aumento do número de dentes. Cornell (Cornell & Westervelt, 1978) indica que engrenagens são tipicamente projetadas com uma razão de condução entre 1,2 e 1,6 e nunca inferior a 1,1. Beitz

(Beitz & Kuttner, 2013) acrescenta ainda que, para velocidades tangenciais inferiores a 20 m/s (o domínio de velocidade tangencial da transmissão deste projeto), a razão de condução total deve manter-se acima de 1,2.

#### 3.4.4. Módulo

Na norma DIN 780-1, duas séries de módulos são apresentadas, Séries I e II, sendo a primeira a mais fabricada em larga escala. De acordo com a série, uma roda dentada pode ser fabricada com módulo entre 0,05 mm e 60 mm.

A redução do módulo melhora a eficiência, porém diminui a resistência mecânica do dente. Adicionalmente, para módulos demasiado baixos (iguais ou inferiores a 1,25 mm), as tolerâncias dimensionais podem levar a maior ocorrência de erros de fabrico.

Maitra (Maitra, 1994) sugere ainda que folgas operacionais de módulos inferiores a 2 mm não são aceitáveis para velocidades tangenciais da engrenagem acima de 8 m/s por estarem sob risco de falha por sobrecargas dinâmicas no dente.

Por essas razões, o módulo definido para as rodas dentadas da transmissão é 2 mm.

#### 3.4.5. Fatores de segurança

A norma AGMA 1010-E95 descreve os vários modos de falha numa roda dentada. Dentro os quais, destacam-se a fratura por impacto, deformação plástica, fadiga por pressão superficial e desgaste por deslizamento na superfície do dente.

Surge assim a necessidade de definir fatores de segurança contra estes modos de falha. O software de cálculo KISSsoft disponibiliza valores mínimos para os fatores de segurança com base nas normas ISO 6336-1 e DIN 3990-11. A Tabela 7 apresenta os valores relativos ao fator de segurança  $S_F$ , fator de segurança contra fadiga superficial  $S_H$ , fator de segurança contra gripagem (temperatura média)  $S_S$ , fator de segurança contra gripagem (temperatura máxima)  $S_B$  e fator de segurança contra *micropitting*  $S_\lambda$ .

Tabela 7 - Fatores de segurança para as rodas dentadas

Fator de segurança	$m_n \leq 0,5$ mm	$m_n = 1$ mm	$m_n \geq 2$ mm
$S_{F,min}$	0,6	1,2	<b>1,4</b>
$S_{H,min}$	0,6	0,9	<b>1,0</b>
$S_{S,min}$	0,9	1,8	<b>1,8</b>
$S_{B,min}$	1,0	2,0	<b>2,0</b>
$S_{\lambda,min}$	2,0	2,0	<b>2,0</b>

### 3.4.6. Qualidade de fabrico

A qualidade de fabrico de uma roda dentada refere-se ao toleranciamento dimensional com que esta pode ser fabricada. Uma série de números de qualidade estão normalizados de acordo com desvio do passo, desvio total acumulado do passo, desvio total do perfil, desvio total do ângulo de hélice, desvio composto radial total e folga. Esses valores estão estipulados segundo a norma JIS B1702-1. Números de qualidade de outras normas como DIN 3962 e ISO 1328 são equivalentes com a norma JIS. A norma AGMA 2101-D04 apresenta o próprio sistema de números de qualidade.

Após revisão da literatura disponível, constata-se que a seleção do número de qualidade para determinada aplicação baseia-se no número de qualidade adotado em aplicações similares ou na velocidade tangencial das engrenagens. Neste projeto, opta-se pela velocidade tangencial como critério de seleção visto tratar-se do método mais objetivo.

A norma AGMA 2101-D04 permite o cálculo da velocidade tangencial limite para cada número de qualidade Tabela 8. Kleiber (Kleiber, 2020) apresenta também a velocidade tangencial limite para cada número de qualidade referentes à norma DIN 3962 (Tabela 9). Adicionalmente, outros valores são propostos por Maitra (Maitra, 1994) para os números de qualidade da norma ISO 1328 (Tabela 10), tendo em conta as solicitações dinâmicas da engrenagem.

*Tabela 8 - Qualidade de fabrico AGMA e respetiva velocidade máxima*

Qualidade AGMA	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
Velocidade (m/s)	66	50	41	34	29	24	20	16	13	10	8

*Tabela 9 - Qualidade de fabrico DIN e respetiva velocidade máxima (Kleiber, 2020)*

Qualidade DIN	3	4	5	6	7	8	9
Velocidade (m/s)	210	140	85	53	34	21	14

*Tabela 10 - Qualidade de fabrico ISO e respetiva velocidade máxima (Maitra, 1994)*

Qualidade ISO	5	6	7	8
Velocidade (m/s)	15	12	8	4

Considerando os valores apresentados, define-se a sugestão de Maitra como critério de seleção para o número de qualidade das engrenagens da transmissão, devido à sua abordagem conservadora e aos processos de fabrico previstos para as rodas dentadas. No processo de fabrico das rodas dentadas, a maquinaria (ou talhagem) dos dentes antecede o tratamento térmico (quando as propriedades mecânicas do material são mais convenientes), o que leva a deformações por variação térmica da peça. Portanto, a posterior retificação dos dentes das

rodas dentadas para o acabamento superficial desejado é obrigatória, cujo processo de fabrico estipula o número de qualidade mínimo Q6 (Materials, 2015).

Tendo em conta a tolerância da distância entre eixos das engrenagens e dos furos da carcaça, a folga operacional dos rolamentos e chumaceiras e a deformação durante o funcionamento, consideram-se irrelevantes números de qualidade mais elevados quando os outros componentes da transmissão não acompanham esse nível de precisão.

Desse modo, estipula-se o número de qualidade Q6 da norma ISO 1328 com uma velocidade tangencial máxima de 12 m/s como referência.

### **3.4.7. Seleção do material e tratamento térmico**

Tratando-se de uma transmissão de apenas duas velocidades, espera-se que cada roda dentada opere num regime de maior amplitude e frequência comparativamente a uma transmissão convencional. A seleção do material para tais condições depende maioritariamente das propriedades mecânicas após tratamento térmico; no entanto, outros fatores como pureza do material, estabilidade dimensional, custo e disponibilidade, temperabilidade e maquinabilidade podem ser decisivos na diferenciação entre dois materiais similares.

O material selecionado, após o devido tratamento térmico, deve reunir as propriedades mecânicas suficientes para suportar as exigências da aplicação, tanto em condições de carga máxima como em resistência à fadiga. O dimensionamento de uma roda dentada pela norma ISO 6336 utiliza a tensão de cedência e a tensão de Hertz superficial do material. Por sua vez, a norma AGMA 2101 utiliza a dureza do material consoante o respetivo tratamento térmico. Propriedades mecânicas tais como o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson também fazem parte do método de cálculo proposto por ambas as normas. A tenacidade do material também deve ser considerada em condições de funcionamento com choques ou baixas temperaturas, presença de resíduos que reduzem ductilidade ou inclusões não-metálicas, considerações na geometria ou fabrico (detalhes que causam concentração de tensões na peça, tratamento térmico ou microestrutura inadequados, etc.), entre outros.

Visto que as propriedades mecânicas desejadas são contraditórias em alguns aspetos, o tratamento térmico do material oferece um bom compromisso entre resistência à cedência e à fadiga superficial. Seleciona-se a cementação, mais propriamente a cementação a baixa pressão seguida de tempera a gás sob alta pressão (Herring, 2004), como o tratamento térmico para as rodas dentadas. Com maior profundidade de endurecimento e ainda assim bom controlo de distorção, este processo facilita a remoção de material no pós-processamento e confere maior resistência à fadiga superficial (Herring, 2004). Para a aplicação em questão, determina-se que as rodas dentadas devem ser tratadas para aproximadamente uma dureza superficial de 60 HRC e uma dureza do núcleo de 30 HRC (Rolinski, 2016). Consideram-se desnecessários processos de refinamento, como refusão por arco em vácuo (*vacuum arc remelting*), tanto pelas exigências da aplicação como pela inerente redução da maquinabilidade do material.

Acima de todos os fatores anteriores, o custo e a disponibilidade do material limita as opções disponíveis. Tratando-se de um trabalho académico, restringem-se as opções de materiais à

base de dados do *KISSsoft*. Durante o processo de dimensionamento da transmissão, verifica-se que todos os materiais propostos cumprem os requisitos mínimos para as condições e regime de funcionamento da transmissão, pelo que a seleção final do material é feita em função do custo.

Diante das considerações acima, seleciona-se como material para as rodas dentadas da transmissão o aço 20MnCr5 (1.7147), termicamente tratado para uma dureza superficial de 60 HRC e uma dureza do núcleo de 28 HRC, classificado com qualidade MQ pela norma ISO 6336-5 (boa qualidade).

### 3.4.8. Acabamento superficial

As propriedades da superfície da face do dente afetam a capacidade de carga da face e do pé do dente, a resistência contra gripagem, as condições de lubrificação, a produção de ruído e a precisão do engrenamento em si (Mikoleizig, 2015)

A norma ISO 10064 apresenta a Tabela 11 com valores máximos recomendados para a rugosidade média  $Ra$  e a altura média entre picos/vales  $Rz$ , definidos segundo a norma ISO 4287, para um módulo normal inferior a 6 mm.

Tabela 11 – Valores máximos para rugosidades  $Ra$  e  $Rz$  segundo a norma ISO 10064

Qualidade	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$Ra$ ( $\mu\text{m}$ )	0,04	0,08	0,16	0,32	0,5	<b>0,8</b>	1,25	2,0	3,2	5,0	10,0	20,0
$Rz$ ( $\mu\text{m}$ )	0,25	0,5	1,0	2,0	3,2	<b>5,0</b>	8,0	12,5	20	32	63	125

O acabamento superficial é também uma etapa para retificação do dentado após deformações causadas pelo tratamento térmico. Para este projeto, consideram-se *power skiving* como processo de desbaste e retificação com mó (ou *honing* por limitações geométricas) como processo de retificação. Como o pé do dente sofre menos solicitações que a face, tipicamente apenas a face é retificada após tratamento térmico. Desse modo, esperam-se valores para  $Ra$  e  $Rz$  característicos de *power skiving* finalizado com tratamento térmico (qualidade de fabrico Q9) para o pé do dente e de retificação com mó (qualidade de fabrico Q6) para a face do dente.

Assim, apresentam-se os valores mínimos de  $Ra$  e  $Rz$  para a face e o pé do dente na Tabela 12.

Tabela 12 - Rugosidades  $Ra$  e  $Rz$  consideradas no projeto

	$Ra$ ( $\mu\text{m}$ )	$Rz$ ( $\mu\text{m}$ )
Face do dente	0,8	5,0
Pé do dente	3,2	20

### 3.4.9. Largura do flanco e restrições geométricas adicionais

Relativamente à largura da face, esta é limitada primeiramente pela largura das chumaceiras presentes no veio de saída; de modo geral, estas são fabricadas em múltiplos de cinco. Para as chumaceiras definidas no capítulo 3.6.8, define-se que a largura da face das rodas dentadas tem 10 mm.

A distância entre eixos das rodas dentadas foi estabelecida segundo as recomendações do *software*. Atendendo às dimensões tipicamente praticadas em caixas de velocidades, o *KISSsoft* recomenda, com base em Niemann (Niemann, 1978), que a relação da distância entre eixos e a largura da face deve ser entre 0,14 e 0,4. Fatores adicionais limitam a distância mínima entre eixos, como por exemplo o número de dentes. Portanto, neste projeto permite-se a variação da distância entre eixos entre 71 mm e 61 mm.

A norma AGMA 2101-D04 explicita um fator de espessura do anel da roda dentada de modo a descrever a estabilidade do pé do dente; tendo em conta o seu propósito, entende-se que a coroa deve estar livre de tensões exteriores às provocadas pelo dente. Tal fator recomenda como espessura mínima 1,2 vezes a altura do dente. Por falta de informação adicional, utiliza-se a mesma recomendação para o cubo da roda dentada.

Além disso, defeitos na face do dente são propagados para os dentes em contacto durante o engrenamento. Esse processo pode ser retardado maximizando o número de pares de dentes exclusivos que entram em contacto. Desse modo, define-se que numa engrenagem pelo menos uma das rodas dentadas deve ter um número ímpar de dentes.

### 3.4.10. Relação de transmissão

O cálculo da relação de transmissão, descrito no capítulo 3.12, é um processo iterativo extenso, dependente de todos os constituintes da transmissão. Neste capítulo, apresentam-se apenas os valores obtidos na solução final, em concordância com os componentes apresentados neste projeto.

Outros projetos similares, como Pires (Pires, 2021) e Vidinha (Vidinha, 2017), determinam as razões de transmissão com base na velocidade máxima idealizada e capacidade de arranque do veículo em inclinações acentuadas da estrada. Considera-se que o desempenho de tração não é o parâmetro de avaliação mais indicado, pois não se trata de um motociclo desportivo.

Höhn (Höhn & Zhang, 2024) propõe o cálculo das razões de transmissão através do mapa de eficiência do motor elétrico; embora esta seja uma abordagem mais ajustada a uma *scooter*, outros fatores devem ser ponderados. O gasto energético da transmissão tem mais influência no custo total de propriedade do que propriamente no alcance do veículo (este depende quase exclusivamente da capacidade da bateria). Utilizando a amplitude definida para a distância entre eixos no capítulo 3.4.9, o cálculo para maximização da eficiência da transmissão converge para a maior distância entre eixos, ao passo que o cálculo para minimização do custo total de propriedade converge para a menor distância entre eixos (Tabela 13, onde  $a$  é a distância entre eixos,  $i_t$  é a relação de transmissão total,  $i_f$  é a relação de transmissão final). Conclui-se que a

determinação da relação de transmissão exclusivamente em função da eficiência é contraditório por natureza.

Tabela 13 - Relações de transmissão para duas soluções extremas

	$a$ (mm)	$i_{t1}$	$i_{t2}$	$i_{t1}/i_f$	$i_{t2}/i_f$	$i_f$
Maior eficiência	71	6,10	4,59	2,29	1,72	2,67
Menor custo	61	4,58	3,43	1,76	1,32	2,60

É então necessário encontrar um meio termo entre essas duas soluções. Assim, para este projeto, utiliza-se o índice de desempenho da transmissão como método de cálculo da relação de transmissão (capítulo 3.12), considerando-se fatores como o custo, fiabilidade, equilíbrio de desgaste, velocidade máxima, aceleração e alcance. Na Tabela 14 apresenta-se a solução final para a relação de transmissão total, da caixa de velocidades e da transmissão final.

Tabela 14- Relação de transmissão da solução final

	$a$ (mm)	$i_{t1}$	$i_{t2}$	$i_{t1}/i_f$	$i_{t2}/i_f$	$i_f$
Solução final	63	3,80	3,45	1,54	1,40	2,47

### 3.4.11. Solução final das rodas dentadas

Considerando todas as condições descritas neste capítulo, apresenta-se na Tabela 15 as quatro rodas dentadas que constituem a caixa de velocidades da transmissão. Para efeitos de cálculo, considera-se uma tolerância de espessura do dente d26 de acordo com a norma DIN 3967 e uma tolerância de distância entre eixos js7 pela norma ISO 286. Os fatores de segurança são calculados em concordância com a norma ISO 6336.

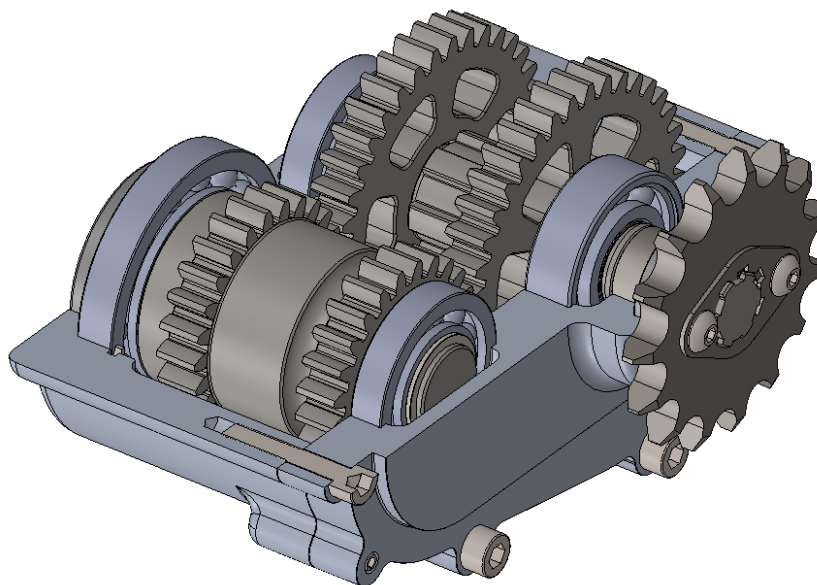


Figura 30 - Representação das rodas dentadas no conjunto da transmissão

Tabela 15 - Especificações das rodas dentadas da solução final

	Primeira velocidade		Segunda velocidade	
	Pinhão	Roda	Pinhão	Roda
Distância entre eixos (mm)	63		63	
Módulo (mm)	2		2	
Ângulo normal de pressão (°)	20		20	
Número de dentes	24	37	25	35
Largura efetiva da face (mm)	10		10	
Correção de dentado (mm)	+0,5417	+0,5700	+0,8009	+0,9431
Material	20MnCr5 (1.7147)		20MnCr5 (1.7147)	
Lubrificante	Klüberoil GEM 1-460 N		Klüberoil GEM 1-460 N	
Qualidade de fabrico ISO	Q6		Q6	
Diâmetro primitivo (mm)	49,5738	76,4262	52,5000	73,5000
Diâmetro addendum (mm)	53,7209	79,8339	56,2277	76,7964
Diâmetro dedendum (mm)	45,1669	71,2799	48,2037	68,7724
Relação de transmissão	1,5417		1,4000	
Razão de condução	1,3600		1,2065	
Eficiência (%)	0,9914		0,9926	
Ruído máximo (dB)	61,237		61,803	
Fator de segurança $S_F$	2,078	2,135	2,494	2,519
Fator de segurança $S_H$	1,400	1,488	1,499	1,543
Fator de segurança $S_S$	3,834		4,151	
Fator de segurança $S_B$	11,999		15,285	
Fator de segurança $S_\lambda$	1,423		1,615	

## 3.5. Veios

### 3.5.1. Posicionamento e fixação dos componentes

Geralmente, os veios de uma transmissão são veios escalonados. O posicionamento axial dos componentes é feito contra as faces do veio ou entre componentes (e.g. espaçadores), sabendo que, nas variações exageradas de diâmetro para o propósito, a utilização de elementos de retenção (e.g. anel elástico) é a solução mais custo-efetiva. No mesmo seguimento, deve existir folga axial entre elementos para facilitar a sua lubrificação e desmontagem. Componentes com solitação radial (e.g. rodas dentadas) devem ser posicionados perto dos apoios para reduzir a deformação do veio, mas ao mesmo tempo evitar esforços ao corte.

## Desenvolvimento

Todos os componentes devem ser posicionados e fixos, atendendo ao seu funcionamento. A fixação dos componentes é feita com elementos de retenção ou pela maquinagem do componente no próprio veio, como é o caso de rodas dentadas, pois evita processos de fabrico e soluções de montagem/desmontagem pelo baixo custo de material adicional.

Voltando às faces do veio, para evitar concentração de tensões, a transição entre uma face e um diâmetro deve ser feita por um raio. No caso de faces de posicionamento, é preferível um entalhe segundo a norma DIN 509, tipicamente o formato E. Adicionalmente, as arestas do veio devem conter um chanfro.

Segundo os pontos mencionados acima, apresenta-se a solução final para o posicionamento dos componentes no veio de entrada (Figura 31) e no veio de saída (Figura 32).

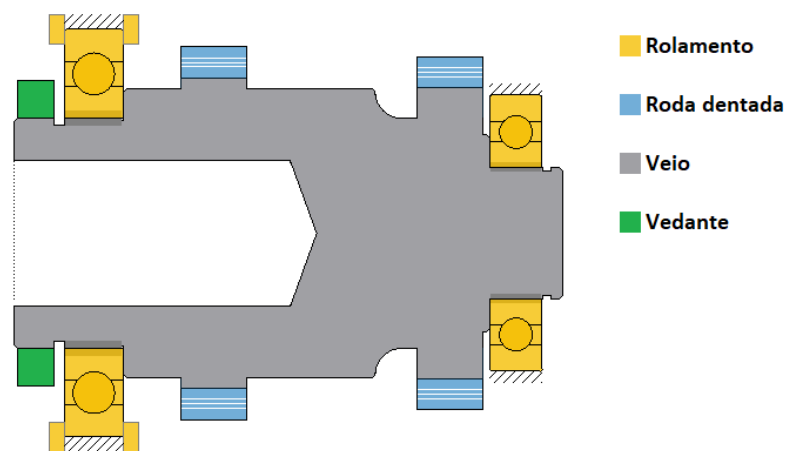


Figura 31 - Disposição dos componentes no veio de entrada

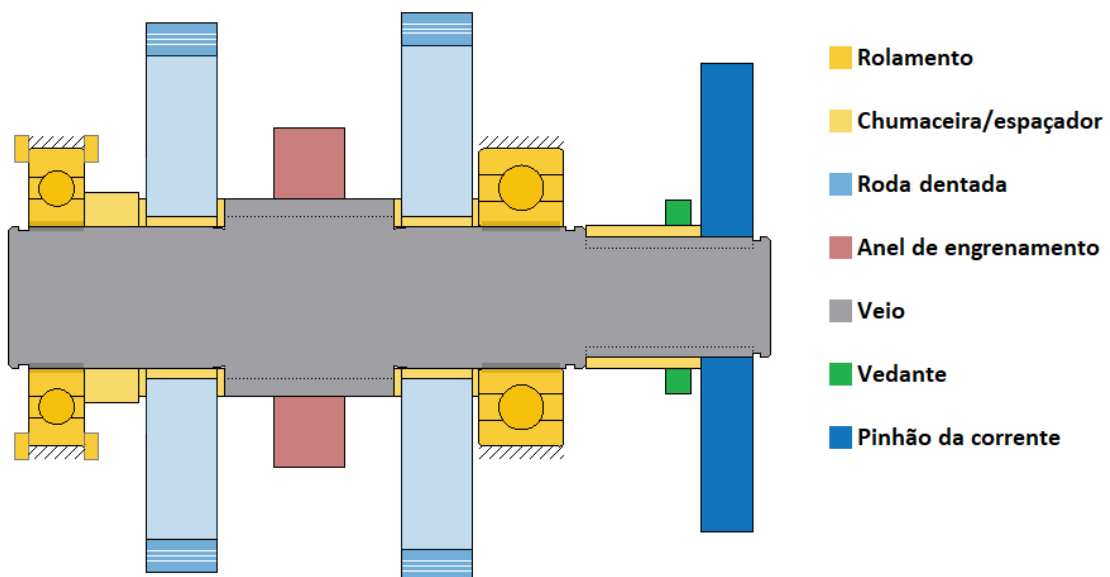


Figura 32 - Disposição dos componentes no veio de saída

### 3.5.2. Transmissão de movimento

Os acoplamentos em veios são mecanismos utilizados para a transmissão de movimento de um componente para o veio ou vice-versa. Neste subcapítulo, discute-se o tipo de mecanismo mais indicado para o acoplamento com o motor elétrico e para a transmissão de movimento entre o anel de engrenamento e o pinhão da transmissão final.

#### Acoplamento com chaveta

Um acoplamento com chaveta é um mecanismo de transmissão de movimento desmontável especialmente vantajoso na sua simplicidade e baixo custo. Porém apresenta dimensões relativamente grandes para aplicações compactas e produz uma concentração de tensões assimétrica na secção transversal do veio, sendo um acoplamento mais indicado para binários mais baixos. Acima de tudo isso, o veio de saída do motor elétrico está maquinado com um escatel, pelo que a chaveta é o mecanismo selecionado para a entrada de binário na transmissão.

Para este projeto, utiliza-se uma chaveta paralela A ISO/R 771 6x6x40 – St em aço C45 (EN).

#### Acoplamento por estrias de flancos paralelos

Um acoplamento por estrias é um mecanismo que visa responder às desvantagens do acoplamento por chaveta, nomeadamente concentração de tensões e restrições geométricas; por outro lado, apresentam maior custo de fabrico.

Existem dois tipos de estrias: estrias de flancos em envolvente, pela norma ISO 4156, autocentrada pelos próprios flancos e estrias de flancos paralelos, pela norma ISO 14 série média, centrada pelo diâmetro interior. No caso do anel de engrenamento, uma aplicação com deslizamento, ambas as variantes demonstram-se aptas face às condições de funcionamento; porém, relativamente ao aspeto económico, as estrias de flancos paralelos apresentam menor custo de fabrico. Adicionalmente, o anel de engrenamento é um mecanismo que deve funcionar concêntrico com a roda dentada, que por sua vez está montada numa chumaceira com folga operacional. Num caso desses, a característica de autocentragem das estrias de flancos em envolvente são contraproduativas à ação do anel de engrenamento.

Atendendo ao diâmetro exterior das anilhas referidas no capítulo 3.6 estipula-se o uso de estrias ISO 14 A – 6 x 23 H7/f7 x 28 no acoplamento com o anel de engrenamento. No pinhão da transmissão final, o fabricante do pinhão impõe o uso de estrias de flancos paralelos não convencionais 6 x 14 x 17.

### 3.5.3. Seleção do material e tratamento térmico

Comparativamente às rodas dentadas, os veios dependem de propriedades mecânicas semelhantes. Segundo a norma DIN 743, o material selecionado deve reunir a tensão de cedência necessária para evitar deformação plástica do veio; na verificação de resistência à fadiga, outras propriedades mecânicas como a tensão limite de fadiga e a tensão de rotura também são importantes. O módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson são utilizados no cálculo da deformação do veio durante as condições de funcionamento. A dureza superficial,

## Desenvolvimento

de acordo com os mecanismos de transmissão de binário referidos e as correspondentes folgas operacionais, tem especial importância na resistência a choques ligeiros provenientes das solicitações dinâmicas da transmissão e no desgaste superficial tanto das estrias do anel de engrenamento como da porção do veio no exterior da caixa, vulnerável a corrosão pelas condições do ambiente operacional.

A nitruração apresenta-se como um processo praticamente livre de distorções, existindo a possibilidade de eliminar processos de retificação adicionais (Rolinski, 2016). Esse controlo da distorção da peça dá-se devido à baixa profundidade da camada endurecida. Num veio tal característica não é um problema, pois as solicitações dinâmicas não são tão acentuadas como no caso das rodas dentadas. Desse modo, seleciona-se como processo de tratamento térmico para o veio de saída a nitruração a gás a baixa pressão (Rolinski, 2016).

Visto que as rodas dentadas do veio de entrada são maquinadas no próprio veio, naturalmente seleciona-se o mesmo material para o veio. No caso do veio de saída, devido aos benefícios económicos da aquisição e importação em larga escala do material, a utilização desse mesmo material prova ser mais vantajosa nessa vertente. Assim, seleciona-se como material para ambos os veios o aço 20MnCr5 (1.7147), termicamente tratado para uma dureza superficial de 60 HRC e uma dureza do núcleo de 28 HRC.

### 3.5.4. Solução final dos veios

Tendo em conta os pontos enumerados ao longo deste capítulo, apresenta-se a solução final para o veio de entrada e o veio de saída da transmissão. O processo de dimensionamento foi realizado através do *KISSsoft* de acordo com a norma DIN 743 para um tempo de vida útil infinito. Considera-se que os veios devem respeitar um fator de segurança à cedência e à falha por fadiga de 1,2 e deformações inferiores a 0,1% do comprimento do veio. A determinação do fator de segurança contra a falha por fadiga foi calculada para condições de funcionamento de binário e velocidade de rotação médias, obtida com o método da média aritmética ponderada.

*Tabela 16 - Resultados obtidos na análise computacional dos veios*

	Primeira velocidade	Segunda velocidade
<b>Veio de entrada</b>		
Fator de segurança à cedência	201,62	385,27
Fator de segurança à fadiga	72,87	200,61
Deformação máxima ( $\mu\text{m}$ )	30,36	23,03
<b>Veio de saída</b>		
Fator de segurança à cedência	9,54	10,44
Fator de segurança à fadiga	5,26	5,38
Deformação máxima ( $\mu\text{m}$ )	67,16	60,52

Os restantes valores, apresentados na Tabela 16, correspondem ao dimensionamento para o respetivo espectro de carga. O espectro de carga foi obtido dos ciclos de condução referidos

anteriormente. Para uma análise mais detalhada, disponibilizam-se os relatórios obtidos desde o ANEXO I ao ANEXO P.

Verifica-se uma deformação acima do esperado nas rodas dentadas correspondentes à primeira velocidade da transmissão. Lembra-se que estes valores verificam-se para picos de potência durante o funcionamento do veículo e não ao longo de todo o espectro de carga. Uma possível solução seria o aumento do diâmetro do veio; porém, tal alternativa é menos benéfica do ponto de vista económico, e, por esse motivo, opta-se pela solução atual. Adicionalmente, limitações no modelo do *software* não permitiram a análise modal do sistema.

## 3.6. Rolamentos

O critério de seleção de rolamentos deste projeto baseia-se nas recomendações do fabricante SKF (SKF, 2018), que certifica que cada rolamento está corretamente dimensionado de acordo com as suas condições de funcionamento e regime de lubrificação, tendo em conta as suas restrições geométricas e folgas operacionais. Para tal, consideram-se fatores como desempenho e condições de funcionamento, tipo e disposição dos rolamentos, dimensões do rolamento, lubrificação, temperatura e velocidade de funcionamento, interfaces do rolamento, precisão de fabrico e vedação e montagem/desmontagem do rolamento.

### 3.6.1. Tipo de rolamento e disposição dos rolamentos

O tipo de rolamento deve ser selecionado em função das cargas máxima e mínima. Condições de funcionamento que excedem metade da velocidade de rotação máxima do rolamento sem satisfazer a condição de carga mínima provocam o deslizamento sem rolamento dos elementos rolantes, podendo levar a outros tipos de falha (como *skidding* ou *smearing*) além da falha por fadiga. Outros fatores podem favorecer determinado tipo de rolamento, como por exemplo temperatura durante o funcionamento, eficiência, custo, etc.

A disposição dos rolamentos num veio deve permitir a sua deformação térmica e acomodar o desalinhamento angular estático e dinâmico, bem como o somatório da folga operacional dos demais componentes.

Tendo em vista esses pontos, opta-se pelo uso de um par de rolamentos de esferas por veio, onde apenas um está restringido axialmente (suporte fixo/livre). A escolha desse rolamento localizador deve ter em conta a montagem e desmontagem do seu elemento de retenção.

### 3.6.2. Dimensionamento do rolamento

O dimensionamento de um rolamento é realizado segundo a probabilidade de falha do rolamento e não como um método determinístico, pois assumem-se perfeitas condições de lubrificação, montagem e funcionamento dos componentes (e.g. gaiola) adequados, e ausência de contaminantes. Para este projeto, o dimensionamento do rolamento é efetuado para o respetivo espectro de carga recorrendo ao *software KISSsoft*, em conformidade com a norma ISO/TS 16281 para o cálculo da rigidez interna e do tempo de vida útil do rolamento. Assume-

se como fatores de avaliação de desempenho o fator de segurança estático e o tempo de vida útil modificado.

Ademais da fiabilidade do rolamento, restrições geométricas podem determinar as suas dimensões. De modo a evitar tolerâncias menores e aumento de custos/complicações no processo de maquinagem, o diâmetro interior do rolamento deve ser superior a 17 mm. Outros detalhes, como o diâmetro do veio, também podem determinar o diâmetro interior do rolamento. Assim, atendendo às dimensões padrão do fabricante, o rolamento fixo presente no veio de entrada tem um diâmetro interior de 35 mm e os restantes rolamentos 20 mm.

### **3.6.3. Lubrificação**

A lubrificação do rolamento deve ser feita não só com vista às necessidades da aplicação, mas também em conformidade com os restantes componentes. Neste caso, verifica-se que as características de lubrificação estabelecidas para as rodas dentadas (capítulo 3.8) incluem-se nos limites definidos pelo fabricante, pelo que utiliza-se o mesmo lubrificante. Note-se que, devido ao nível do banho de óleo especificado em função do eixo de rotação das rodas dentadas, apenas um dos rolamentos é lubrificado por banho de óleo, sendo que os outros são lubrificados por nuvem de óleo.

### **3.6.4. Temperatura e velocidade de funcionamento**

As condições de serviço não devem exceder a velocidade de referência nem metade da velocidade limite do rolamento. A velocidade de referência é a velocidade para a qual a geração de calor por atrito entre os componentes atinge temperaturas excessivas para o seu correto funcionamento. A velocidade limite é a velocidade máxima do rolamento é imposta pelo limite mecânico dos componentes; em projeto, considera-se apenas metade do valor estipulado para esta velocidade devido a situações onde as condições de carga mínima não são satisfeitas.

A velocidade limite dos rolamentos do veio de entrada deve ser superior a 13500 rpm, de modo a evitar desgaste superficial nas situações de regeneração de energia por parte da transmissão, e a velocidade de referência deve ser superior a 6750 rpm de acordo com as especificações do motor elétrico (ANEXO A). Os rolamentos do veio de saída são limitados pelos mesmos valores modificados pela relação de transmissão da engrenagem.

### **3.6.5. Ajustamentos do rolamento**

O ajustamento, ou toleranciamento dimensional, tem como propósito suportar os anéis do rolamento durante a aplicação de carga, prevenir o deslizamento dos anéis durante velocidades de rotação elevadas com cargas pesadas e posicionar corretamente o eixo de rotação do rolamento. O ajustamento por interferência em ambos os anéis do rolamento resulta em complicações na sua instalação, e é apenas utilizado em casos com solicitações dinâmicas extremas ou indeterminadas. Por esse motivo, recomenda-se que apenas o anel com velocidade de rotação relativa face à direção da carga deva ser montado com ajustamento de interferência. Nesse seguimento, e considerando as condições de funcionamento da

transmissão, estipula-se que o anel interior de todos os rolamentos deve ser montado com interferência segundo as especificações do fabricante.

### **3.6.6. Vedação, montagem e desmontagem**

Dependendo do tipo de rolamento, este pode ser vedado integralmente, em um ou ambos os lados, por vedantes ou placas de proteção. De acordo com o fabricante, estes acessórios são eficazes na retenção da nuvem de óleo, o que cria a possibilidade de vedação da caixa de velocidades com rolamentos vedados apenas do lado exterior. No entanto, as faces ou os espaçadores contra os quais os rolamentos da caixa de velocidades deste projeto são montados têm uma espessura reduzida devido às restrições dimensionais axiais. Esse aspecto impossibilita a desmontagem do rolamento pelo anel exterior, pelo que a única opção viável é a desmontagem pelas esferas utilizando um extrator de rolamentos. A manutenção do vedante também deve ser tida em conta, pois a sua troca implica a aquisição de um rolamento novo. Por essas razões, os rolamentos não devem ter vedação própria.

### **3.6.7. Solução final dos rolamentos**

A partir das condições de funcionamento da transmissão e das restrições geométricas do capítulo 3.12.1, identifica-se que a sollicitação é maioritariamente radial com cargas moderadas e que a espessura da secção transversal do rolamento deve ser priorizada na sua seleção. Atendendo à construção e condições de funcionamento da transmissão, selecionam-se os rolamentos do fabricante SKF para os veios de entrada e saída, apresentados na Tabela 17 e Tabela 18 respetivamente, e cujas especificações estão presentes no ANEXO B.

Verifica-se maior sollicitação no rolamento fixo do veio de saída devido ao seu posicionamento, pelo que opta-se pela utilização de um rolamento mais robusto no seu lugar. Todos os rolamentos cumprem um fator de segurança estático mínimo de 2,0 (Schaeffler, n.d.) e o tempo de vida esperado, calculado a partir do espectro de carga.

## Desenvolvimento

Tabela 17 - Especificações dos rolamentos do veio de entrada

	Rolamento livre	Rolamento fixo
Tipo	Rolamento rígido de esferas	Rolamento rígido de esferas
Designação	SKF 16004	SKF 16007
<b>Dimensões</b>		
Diâmetro interno (mm)	20	35
Diâmetro externo (mm)	42	62
Largura (mm)	8	9
<b>Desempenho</b>		
Carga dinâmica básica (kN)	7,28	13
Carga estática básica (kN)	4,05	8,15
Velocidade de referência (rpm)	38000	24000
Velocidade limite (rpm)	24000	15000
<b>Parâmetros de funcionamento</b>		
Temperatura de serviço (°C)	85	85
Lubrificante	Klüberoil GEM 1-460 N	Klüberoil GEM 1-460 N
Tipo de lubrificação	Banho de óleo	Nuvem de óleo
Nível do óleo (mm)	-22,8	–
<b>Dimensionamento – primeira velocidade</b>		
Tempo de vida esperado (h)	1050	1050
Velocidade de referência máxima (rpm)	10699,77	8661,29
Fator de segurança estático	2,36	25,98
Tempo de vida modificado (h)	5276	>1000000
<b>Dimensionamento – segunda velocidade</b>		
Tempo de vida esperado (h)	1053	1053
Velocidade de referência máxima (rpm)	13248,08	8071,17
Fator de segurança estático	7,36	5,84
Tempo de vida modificado (h)	147020	76181

Tabela 18 - Especificações dos rolamentos do veio de saída

	Rolamento livre	Rolamento fixo
Tipo	Rolamento rígido de esferas	Rolamento rígido de esferas
Designação	SKF 6004	SKF 16004
<b>Dimensões</b>		
Diâmetro interno (mm)	20	20
Diâmetro externo (mm)	42	42
Largura (mm)	12	8
<b>Desempenho</b>		
Carga dinâmica básica (kN)	9,95	7,28
Carga estática básica (kN)	5	4,05
Velocidade de referência (rpm)	38000	38000
Velocidade limite (rpm)	24000	24000
<b>Parâmetros de funcionamento</b>		
Temperatura de serviço (°C)	85	85
Lubrificante	Klüberoil GEM 1–460 N	Klüberoil GEM 1–460 N
Tipo de lubrificação	Nuvem de óleo	Nuvem de óleo
<b>Dimensionamento – primeira velocidade</b>		
Tempo de vida esperado (h)	1050	1050
Velocidade de referência máxima (rpm)	10229,68	13075,04
Fator de segurança estático	2,02	10,53
Tempo de vida modificado (h)	2243	89462
<b>Dimensionamento – segunda velocidade</b>		
Tempo de vida esperado (h)	1053	1053
Velocidade de referência máxima (rpm)	12265,02	11800,32
Fator de segurança estático	3,27	3,19
Tempo de vida modificado (h)	3735	20204

### 3.6.8. Chumaceiras e espaçadores axiais

Em alinhamento com a sua funcionalidade na transmissão, incluem-se as chumaceiras e os espaçadores axiais neste capítulo. Estes componentes são posicionados pelo cubo das rodas dentadas e são utilizados como proteção contra o desgaste superficial das mesmas.

Na ausência de cargas axiais, os espaçadores servem para manter as posições entre componentes. Assim, considerando os custos e diâmetro do veio, selecionam-se como

## Desenvolvimento

espaçadores axiais anilhas de ajuste DIN 988 S28x20x1 e um casquilho em aço Ck45 (1.1191) maquinado.

O elemento de suporte das cargas radiais da roda dentada deve ter uma espessura reduzida, pois essa dimensão limita as opções da relação de transmissão das engrenagens. Outro aspeto importante são as condições de funcionamento do componente. Como é uma roda dentada livre, apenas existe velocidade de rotação relativa na ausência da transmissão de binário. Por sua vez, a transmissão de binário é feita com o componente estático em relação ao veio, pelo que um rolamento de agulhas oferece uma má distribuição da carga (potenciando a falha por fadiga superficial do veio ou do cubo da roda dentada) e é apenas utilizado para velocidades de rotação relativa muito altas. Uma chumaceira, por outro lado, é projetada para estas condições de funcionamento e economicamente mais benéfico, e por isso o componente selecionado para esta função.

Assim, a caixa de velocidades é equipada com chumaceiras retas SKF PCM 202310 E, apresentadas na Tabela 19. As chumaceiras são montadas no mesmo diâmetro interno dos rolamentos de esferas, o que gera complicações durante a montagem e funcionamento, pois não garante a folga operacional estabelecida pelo fabricante. Por esse motivo, o diâmetro interior das chumaceiras deve ser maquinado para um diâmetro mínimo de 20,039 mm.

Para fixação dos elementos, utilizam-se anéis de retenção em espiral para veios pela norma DIN 471 junto dos anéis interiores dos rolamentos e anéis de retenção em espiral para furos pela norma DIN 472 junto dos anéis exteriores dos rolamentos. Opta-se por esta variação de anel de retenção pela sua facilidade de montagem e desmontagem; no caso dos furos, anéis de retenção comuns não poderiam ser montados nem desmontados considerando a folga entre as rodas dentadas e os rolamentos.

*Tabela 19- Especificações da chumaceira*

	PCM 202310 E
Tipo	Chumaceira reta
Fabricante	SKF
<b>Dimensões</b>	
Diâmetro interno (mm)	20
Diâmetro externo (mm)	23
Largura (mm)	10
<b>Desempenho</b>	
Carga dinâmica básica, direção radial (kN)	14,6
Carga estática básica, direção radial (kN)	45,5
Velocidade máxima de deslizamento (m/s)	2

## 3.7. Seletor de velocidades

As velocidades da transmissão são engrenadas através de um anel de engrenamento que encaixa os seus dentes de bloqueio em espaços correspondentes nas rodas dentadas adjacentes. Esse anel é movimentado por um atuador controlado pelo controlador do motor elétrico, que conforme estabelecido no capítulo 3.3.6, atua no sentido de menor gasto energético. O controlador do motor elétrico também é responsável pelo corte de potência do motor aquando da troca de velocidades.

### 3.7.1. Anel de engrenamento

Este mecanismo é um dos fatores na determinação da relação de transmissão das engrenagens pois quanto menor for a diferença de velocidades angulares e quanto maior for a folga de engrenamento (comprimento efetivo do arco de cada espaço entre braços da roda dentada), melhor é a eficácia na troca de velocidade e maior é a fiabilidade da caixa. Além disso, as dimensões da roda dentada devem permitir a maquinagem dos espaços de encaixe sem comprometer a sua integridade.

Define-se que o anel de engrenamento tem um número de dentes equivalente ao número de braços da roda dentada, que de acordo com Maitra (Maitra, 1994), deve ter entre quatro a oito braços. O número de dentes possível também depende da folga de engrenamento disponível e da velocidade de rotação relativa entre o anel de engrenamento e a roda dentada. Restrições dimensionais do processo de maquinagem, nomeadamente o diâmetro da ferramenta de desbaste, e da própria roda dentada também podem limitar o número de dentes a ser utilizado. Um dos parâmetros de dupla dependência entre essas restrições é a espessura radial do dente, pelo que segue-se a recomendação de Maitra (Maitra, 1994) e estabelece-se que a distância radial mínima da superfície de contacto do dente de bloqueio é 3,2 mm.

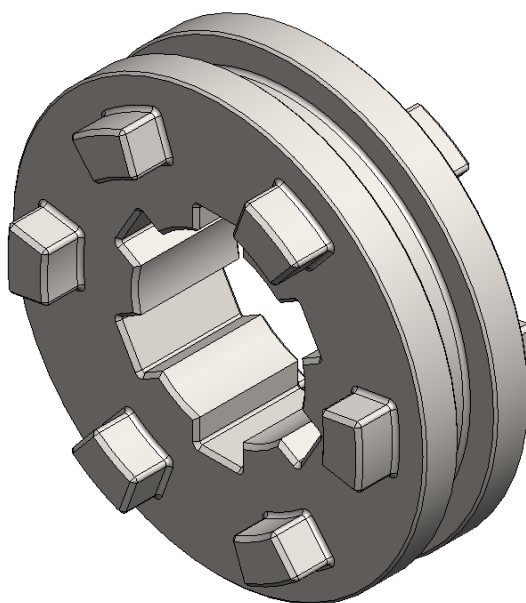


Figura 33 - Anel de engrenamento

Mediante todas essas variáveis e admitindo que o dente de bloqueio cumpre os parâmetros de segurança face às condições de funcionamento, determina-se que, para as rodas dentadas selecionadas, o anel de engrenamento tem seis dentes de bloqueio para seis espaços de encaixe.

### 3.7.2. Atuador eletrônico

O fabricante Kongsberg Automotive disponibiliza no seu catálogo o atuador DCA (especificações no ANEXO C) concebido para o propósito. Desenvolvido para uma atuação rápida e eficiente, este dispositivo é projetado para suportar as condições de funcionamento e temperaturas de serviço de uma transmissão automóvel. Considera-se que os componentes para instalação do componente (parafusos e o-rings) fornecidos pelo fabricante são inadequados às dimensões da carcaça, pois o equipamento está projetado para a caixa de velocidades de um automóvel e não de um motociclo. Por esse motivo, admite-se a personalização do equipamento e adotam-se as medidas de fixação em função das dimensões da carcaça deste projeto.

A necessidade da existência de uma posição neutra entre troca de velocidades implica que a dimensão axial dos dentes do anel de engrenamento é limitada pela amplitude dos braços do atuador.

Na Tabela 20 apresentam-se as propriedades mecânicas do atuador, presentes no ANEXO C. Os limites de temperatura, número de ciclos, tempo de troca de velocidade e o tempo de vida útil estão em concordância com as condições de funcionamento da caixa de velocidades deste projeto.

*Tabela 20 - Propriedades do atuador eletrônico (ANEXO C)*

	Temperatura mínima (°C)	Temperatura máxima (°C)	Números de ciclos	Amplitude (mm)	Tempo de troca (s)	Tempo de vida útil (h)
Kongsberg DCA	-40	125	>8000000	24±0,4	0,1	45000

### 3.7.3. Seleção do material e tratamento térmico

O anel de engrenamento ocupa uma posição de transição na transmissão de binário das rodas dentadas para o veio de saída, pelo que deve haver compatibilidade das suas propriedades mecânicas com os componentes adjacentes. Note-se também que apesar de este operar em conjunto com a roda dentada, este não é sujeito a solicitações dinâmicas tão severas. Em conformidade com esses aspetos e no seguimento das razões económicas enumeradas na seleção do material do veio de saída, seleciona-se como material do anel de engrenamento o aço 20MnCr5 (1.7147), termicamente tratado por um processo de nitruração a gás a baixa pressão para uma dureza superficial de 60 HRC e uma dureza do núcleo de 28 HRC.

### 3.8. Lubrificação

O sistema de lubrificação da transmissão tem como função a minimização de desgaste, redução do atrito entre superfícies, dissipação de calor e remoção de partículas de desgaste. O lubrificante também é compartilhado por vários componentes em simultâneo e deve ser adequado a todos eles. Em muitos casos, esses requisitos são contraditórios e, portanto, a seleção do lubrificante foca-se no melhor equilíbrio entre essas propriedades.

Dessas propriedades, reconhecem-se como principais a resistência ao envelhecimento e oxidação, capacidade de carga, afinidade química com as superfícies em contacto, comportamento térmico e respetiva viscosidade cinemática.

Para este projeto, consideram-se lubrificantes com base de óleo mineral. Lubrificantes com base de óleo sintético apresentam maior longevidade e retenção de propriedades térmicas e viscosas, porém, tendo em conta as solicitações previstas, ambos preenchem os requisitos mínimos da aplicação, pelo que o óleo mineral se torna mais vantajoso do ponto de vista económico (Klüber Lubrication München KG, 2003).

A norma DIN 51517 classifica óleos minerais de acordo com as suas propriedades de resistência contra corrosão e envelhecimento e resistência ao desgaste atribuído. Dentro os quais, destaca-se o óleo mineral do tipo CLP. Este tipo de óleo mineral é reforçado com aditivos para melhoria de resistência à corrosão e envelhecimento e redução de desgaste em regime de lubrificação misto, sendo indicado para engrenagens com altas solicitações de carga e temperatura permanente do banho de óleo até 100°C.

#### 3.8.1. Método de lubrificação

Um sistema de lubrificação por óleo de uma transmissão pode ser feito por alimentação forçada, por banho de óleo (lubrificação por salpicos e nuvem de óleo) ou por uma combinação dos dois. A utilização de lubrificação por alimentação forçada apenas se torna vantajosa para velocidades tangenciais acima de 20 m/s. Atendendo à velocidade tangencial estabelecida pela qualidade de fabrico, opta-se pela lubrificação por banho de óleo para este projeto.

O nível do óleo é um fator importante na otimização da transmissão. Para um nível demasiado baixo, verifica-se insuficiência de óleo nas superfícies em contacto, resultando num regime de lubrificação misto e dissipação de calor pouco eficaz. Para um nível demasiado alto, ocorrem perdas de eficiência e consequente aumento da temperatura; disto resulta uma aceleração do envelhecimento do óleo, que por sua vez traduz-se num aumento de viscosidade, redução de capacidade de absorção de pressão, aumento de produção de espuma e ruído.

Assim sendo, de acordo com a velocidade das engrenagens, recomenda-se uma altura de imersão no banho de óleo de uma a três vezes o módulo das rodas dentadas, sendo a maior imersão preferível de modo a garantir a lubrificação do sistema para qualquer inclinação da via.

De igual modo, é importante restringir a dispersão da nuvem de óleo para evitar perdas de eficiência no óleo por chapinagem. Métodos como o proposto por Neurouth (Neurouth, 2016), para o projeto em questão, provam serem impraticáveis devido ao nível de precisão exigido.

Além disso, apesar da restrição em ambos os lados da roda dentada ser mais eficiente do que apenas num dos lados, essa solução leva à introdução de componentes adicionais tornando-se desfavorável do ponto de vista económico. Assim, determina-se que a geometria da carcaça da transmissão será utilizada para restringir a nuvem de óleo radial e axialmente.

### 3.8.2. Vedação

O sistema de vedação desempenha não só a função de evitar fugas de óleo, mas também de proteger o interior da transmissão contra contaminação de partículas exteriores. Conforme descrito no capítulo 3.10, a carcaça da transmissão é bipartida com dois furos para a montagem do veio de entrada no motor e do pinhão da corrente no veio de saída. Logo, o sistema de vedação é composto por dois vedantes radiais para os veios e pela junta da carcaça da transmissão.

O vedante radial tem como função a retenção de óleo e exclusão de contaminantes simultaneamente. A falha mecânica ocorre tipicamente no lábio interior do vedante. Este deve suportar a amplitude térmica de serviço, pois temperaturas demasiado altas causam insuficiência de lubrificante e conseqüente degradação prematura dos lábios do vedante, e temperaturas demasiado baixas resultam na perda de elasticidade do lábio aumentando a sua fragilidade. Erros de instalação podem também danificar o lábio interior. A velocidade superficial do veio limita também a seleção do vedante, apesar de que neste projeto essa seja perfeitamente aceitável para qualquer opção.

Como seleção final para a vedação da transmissão, opta-se pelo vedante radial do veio HMSA10, do fabricante SKF, num composto de borracha nitrílica específico da marca (NBR RG) e com lábio auxiliar sem contacto, projetado de acordo com a norma ISO 6194-1 e DIN 3760. Note-se que, para o veio de saída, o vedante é montado na porção do veio estriada, pelo que é necessário um casquilho entre o vedante e o veio para evitar fugas de óleo.

Vedante	Temperatura mínima (°C)	Temperatura máxima (°C)	Concentricidade do veio (mm)	Folga dinâmica (mm)	Velocidade tangencial máxima (m/s)
HMSA10	-40	100	0,38	0,51	14

Para a vedação da carcaça da transmissão, opta-se pela utilização de Loctite 574 (ANEXO D), um vedante com propriedades de média resistência e cura rápida. Tipicamente usado como junta de vedação moldada em conexões por flanges rígidas, por exemplo caixa de engrenagens. O processo de cura dá-se quando confinado na ausência de ar, entre superfícies metálicas. Recomenda-se que as superfícies de contacto sejam retificadas para uma folga máxima de 0,25 mm.

A vedação do casquilho mencionado acima e dos furos de montagem do atuador eletrónico 3.7.2 é feita por o-rings fornecidos pelo fabricante ou adquiridos no mercado, conforme o caso.

### 3.8.3. Critério de seleção do lubrificante

O processo de seleção do lubrificante é feito segundo as recomendações do fabricante Klüber Lubrication (Klüber Lubrication München KG, 2003). A determinação da viscosidade cinemática  $\nu$  é feita parcialmente de acordo com a norma DIN 51509 com base na relação entre carga aplicada  $k_s$  e velocidade  $\nu$ .

$$\frac{k_s}{\nu} = \left[ \frac{F_t}{b \cdot d_w} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot Z_H^2 \cdot Z_\epsilon^2 \cdot K_A \right] / \nu \quad (15)$$

onde  $F_t$  é a força tangencial,  $b$  é a largura da face do dente,  $d_w$  é o diâmetro primitivo,  $i$  é a relação de transmissão da engrenagem,  $Z_H$  é o fator geométrico,  $Z_\epsilon$  é o fator de razão de contacto e  $K_A$  é o fator de aplicação.

Apesar dos fatores  $Z_H$  e  $Z_\epsilon$  poderem ser calculados a partir da norma DIN 3990-2, o fabricante permite que  $Z_H^2 \cdot Z_\epsilon^2 = 3$ . Fatores adicionais recomendados pelo fabricante, referentes às condições de serviço e material das superfícies em contacto, também devem ser tidos em conta. Devido à variação de potência durante o regime de funcionamento da transmissão, o cálculo é efetuado ao longo do espectro de carga de cada velocidade. A criação de filme lubrificante na superfície de contacto é altamente dependente da velocidade de rotação das engrenagens, por esse motivo consideram-se negligenciáveis todos os valores obtidos para velocidades inferiores a 25 km/h, correspondentes a aproximadamente 20% do regime de funcionamento da transmissão.

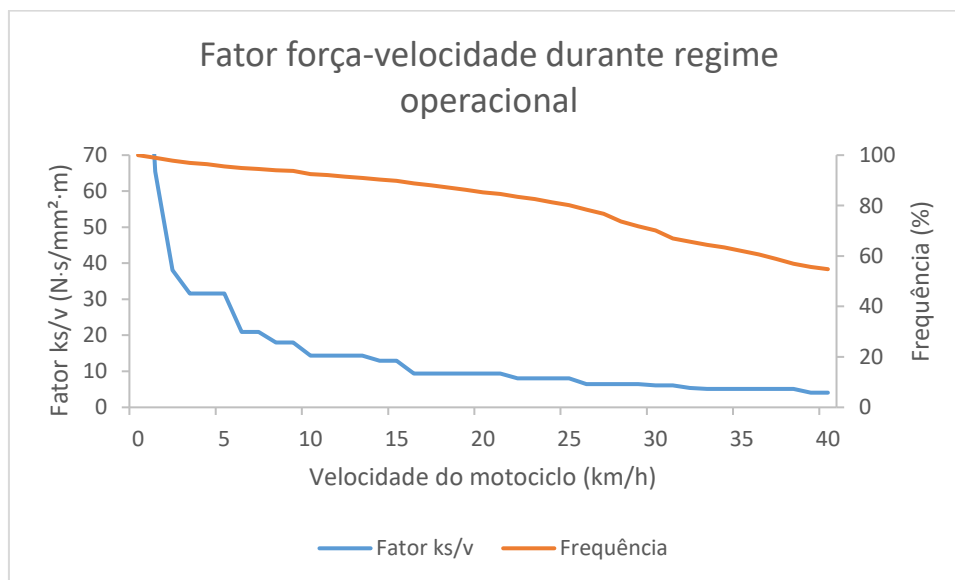


Figura 34 - Fator força-velocidade durante regime operacional

Considerando os ciclos de condução do APÊNDICE B, verifica-se um valor máximo do fator força-velocidade de 6,4426 N.s/mm<sup>2</sup>.m, com a equação (15) para velocidades superiores a 25 km/h, Finalmente, faz-se a conversão da relação  $k_s/\nu$  para a correspondente viscosidade cinemática Figura 35.

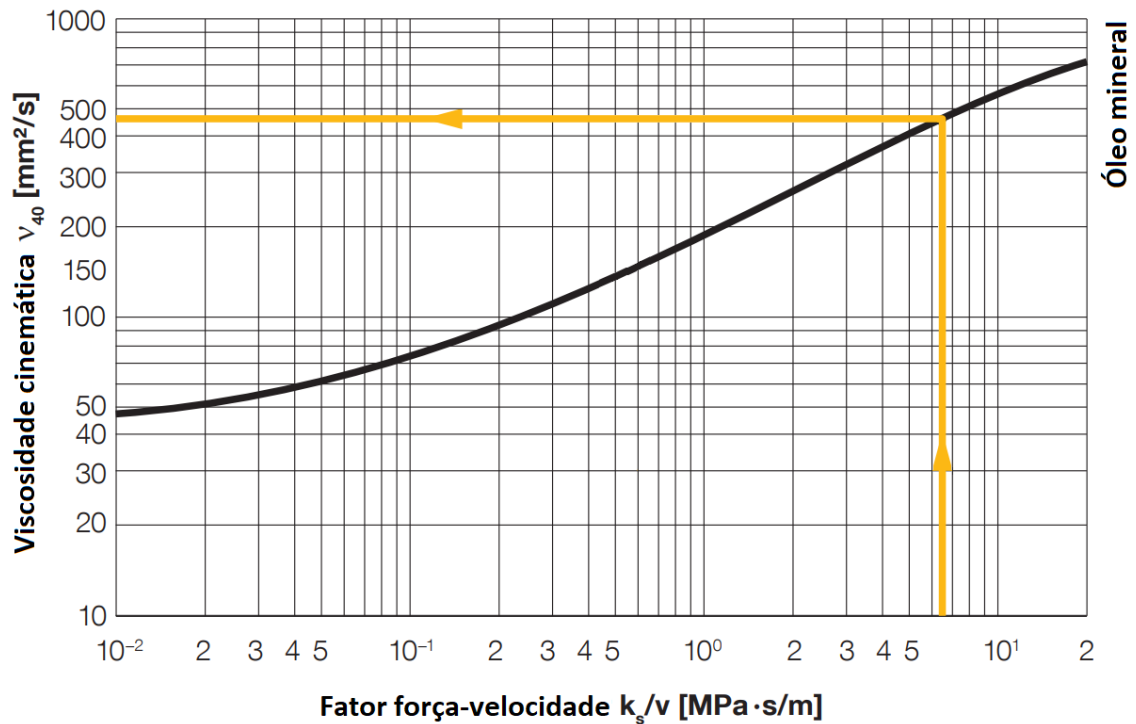


Figura 35 - Determinação da viscosidade em função do fator velocidade-força para um lubrificante sintético

Seguindo as recomendações enumeradas neste capítulo, opta-se pelo óleo mineral Klüberoil GEM 1 – 460N para o sistema de lubrificação da transmissão, equivalente a um lubrificante ISO VG 460.

### 3.9. Transmissão final

#### 3.9.1. Critério de seleção de transmissão por correia

A seleção da transmissão final por correia dentada é feita segundo as recomendações dos fabricantes Mitsubishi (Misumi USA Inc., 2018) e Misumi (Misumi USA Inc., 2018), que se baseiam nas condições e regime de funcionamento, potência máxima de projeto, perfil do dente e dimensões da correia e das polias. Os produtos de ambos os fabricantes são compatíveis entre si de acordo com os mesmos.

Quanto à geometria da correia, os perfis do dentado mais indicados para este tipo de aplicação são o perfil curvilíneo e o perfil curvilíneo modificado. Porém, sabendo as restrições dimensionais referidas no capítulo 3.1.3, as correias com perfil curvilíneo e perfil curvilíneo modificado com passo de 14 mm excedem as dimensões permitidas pela largura do chassi. Assim, para o perfil curvilíneo modificado de passo 8mm, o fabricante disponibiliza as categorias S8M, G-MTS8M, U-MTS8M, GII-MTS8M e GX-G8M, com larguras entre os 12 mm e os 30 mm.

O dimensionamento da correia visa garantir que as exigências da aplicação não excedem a capacidade da correia. Entende-se por exigências da aplicação a potência máxima do motor  $P_{max}$  modificada por um fator de serviço, que é dependente das condições e regime de

funcionamento da correia (fator de correção de serviço  $K_o$ ), da relação de transmissão (fator de correção de velocidade  $K_r$ ) e da existência e posicionamento da polia guia (fator de correção de polia guia  $K_i$ ). A capacidade da correia é dada pela potência de referência da transmissão  $P_s$  ajustada ao número de dentes em contacto simultâneo (fator de correção de razão de condução  $K_m$ ), à largura da correia (fator de correção de largura  $K_b$ ) e ao comprimento da correia (fator de correção de comprimento  $K_L$ ). Os valores de  $P_s$  encontram-se tabelados no catálogo dos fabricantes segundo a velocidade de rotação do pinhão e o diâmetro primitivo da polia, e são exclusivos a cada modelo de correia. No ANEXO E disponibiliza-se o processo conforme especificado pelo fabricante.

$$P_{max}(K_o + K_r + K_i) < P_s K_m K_b K_L \quad (16)$$

Após análise de todas as opções, verifica-se que apenas o modelo GII-MTS8M com 30 mm de largura (GII-MTS8M300) cumpre os requisitos enumerados acima, e, por esse motivo, é a opção selecionada. Com vista a facilitar a determinação de custos, seleciona-se as polias dentadas da Misumi, compatíveis com a correia escolhida, para a transmissão final por correia deste projeto.

### 3.9.2. Critério de seleção de transmissão por corrente

Após a pesquisa por diversos fabricantes, apenas foram identificados métodos de seleção para corrente industriais que diferem das correntes de motociclo da norma ISO 10190, tanto na sua estrutura como nas propriedades mecânicas. Opta-se pelo método geral de dimensionamento de correntes proposto por Rao (Rao, 2008).

Tal como no caso da transmissão final por correia, utiliza-se a potência máxima do motor para o dimensionamento da corrente. A tensão de rotura da corrente  $F_u$  deve ser superior ao somatório da tensão na corrente, tensão centrífuga e tensão devido à folga na corrente. Esse somatório é decomposto na equação (17) em função de potência máxima  $P_{max}$ , passo da corrente  $p$ , número de dentes do pinhão  $z_p$ , número de rotações do pinhão  $n_p$ , peso por metro de comprimento da corrente  $w'$ , velocidade tangencial  $v$ , aceleração gravítica  $g$ , coeficiente de folga  $K_2$ , distância entre eixos  $C$  e fator de segurança  $S_F$ .

$$F_u > \left( \frac{50P_{max}}{3pz_p n_p} + w' \left( \frac{v^2}{g} + K_2 C \right) \right) S_F \quad (17)$$

Para o dimensionamento da corrente, admite-se que o fator  $K_2$  é 6,00 e que o fator  $S_F$  é 12,5.

Por recomendação do fabricante DID (D.I.D, 2020), e tendo em conta a eficiência no movimento da transmissão e desgaste dos seus componentes, o pinhão deve ter um número de dentes ímpar maior que 14. Os dentes do pinhão e da roda da transmissão final estão também limitados pela disponibilidade no mercado; com base em transmissões finais de motociclos similares (Sprockets, 2021), seleciona-se esse conjunto pelo catálogo *online* de correntes do fabricante DID e pelo catálogo *online* de rodas dentadas da JT Sprockets.

Com isso, determina-se que todas as correntes disponíveis estão aptas para seleção face ao método de dimensionamento descrito acima, optando-se pela utilização da corrente 420D para a transmissão final por corrente.

### 3.9.3. Comparação

Segue-se a otimização da transmissão final diante das opções existentes. Embora ambos demonstrem-se aptos para a aplicação, para a seleção da transmissão final faz-se a comparação entre eles com base na sua eficiência e plano de manutenção.

Considere-se o mapa de eficiência ISO de uma correia dentada S8M e correspondentes modificações (referentes ao diâmetro das polias, uso de polia guia e número de correias) proposto por Dereyne et al. (Dereyne et al., 2015) como base para a determinação da eficiência de uma qualquer correia dentada. Para uma qualquer corrente de motociclo tome-se como referência o mapa de eficiência apresentado por De Rossi et al. (Rossi et al., 2022) dependente de fatores como distância entre eixos, pré-tensão da corrente, número de dentes, relação de transmissão, entre outros fatores. Admitindo as características do projeto final da transmissão, a Figura 36 apresenta o mapa de eficiência considerado para o cálculo da transmissão final por corrente e a Figura 37 o mapa de eficiência para o cálculo da transmissão final por correia (tendo em conta a melhor solução final disponível para cada opção), desenvolvidos a partir das folhas de produto.

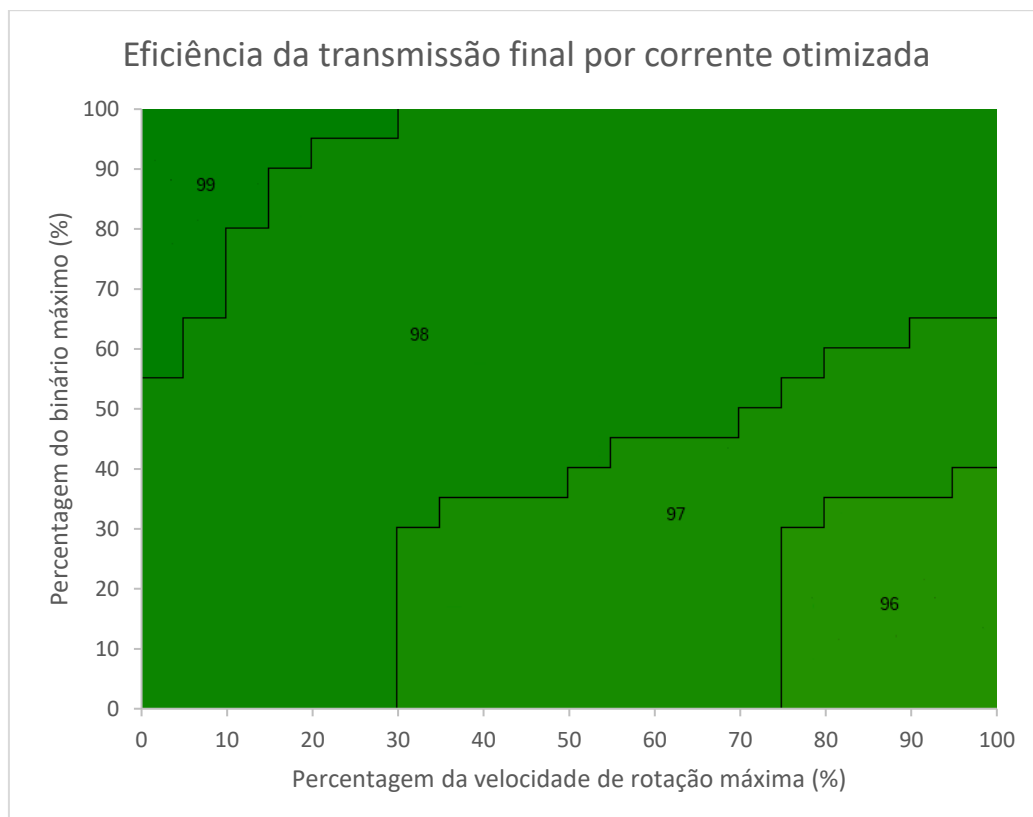


Figura 36 - Mapa de eficiência para o cálculo da transmissão final por corrente

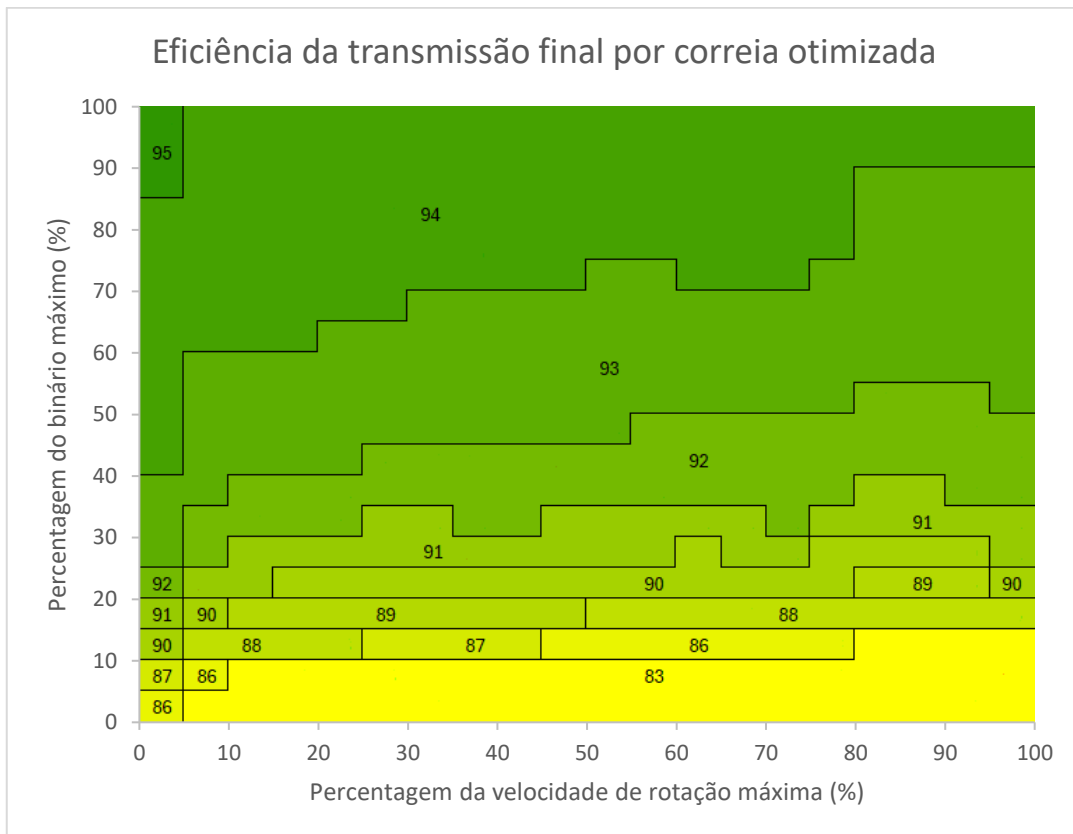


Figura 37 - Mapa de eficiência para o cálculo da transmissão final por correia

Também importante para a determinação do custo total de propriedade é o plano de manutenção da transmissão final. Tal como justificado no capítulo 3.4.10, a eficiência é, na verdade, um fator económico do veículo, assim como a frequência de manutenção dos seus componentes. Sem nenhuma outra referência para o cálculo do tempo de vida útil de uma correia, recorre-se a um plano de manutenção de um motociclo, como por exemplo Kymco K-XTC 300i (Kymco, n.d.), de modo a determinar a frequência de substituição da mesma. Segundo o fabricante, a correia da transmissão final deve ser inspecionada a cada 5 km percorridos e a substituição a cada 20 km percorridos. Por outro lado, tipicamente a corrente de um motociclo não sofre substituições durante o tempo de vida útil do motociclo, exceto em casos de rotura ou alongamento excessivo.

Mediante as informações acima, por um custo de manutenção bastante menor, a corrente apresenta valores de eficiência mais elevados e menor variação de eficiência ao longo do espectro de carga. Considera-se ainda que o ruído produzido pela transmissão final, tal como no caso das rodas dentadas descrito no capítulo 3.4.6, é de baixa importância para a aplicação. Assim, seleciona-se a transmissão final por corrente para este projeto.

### 3.9.4. Posicionamento e fixação

Para efeitos de projeto, apenas se considera o posicionamento e fixação do pinhão da corrente; o eixo da roda traseira do veículo depende das dimensões do braço oscilante do chassis, pelo que entende-se que fica fora do âmbito deste projeto.

Visto que o pinhão da corrente é adquirido no mercado e não personalizado para a aplicação, o método de posicionamento e fixação é imposto pelo fabricante do mesmo. Para o pinhão selecionado na solução final, recorre-se a uma trava de pinhão com estrias de flancos paralelos no seu interior, aparafusada ao pinhão. No veio de saída da transmissão existe a correspondente ranhura para esta função. Em relação à face do veio, o pinhão da corrente é posicionado axialmente pelo casquilho do vedante do veio de saída, descrito no capítulo 3.8.2.

### 3.9.5. Solução final da transmissão por corrente

A relação de transmissão da transmissão final tem dupla dependência com a relação de transmissão das engrenagens, descritas no capítulo 3.4.10. Tal como no caso das rodas dentadas, o capítulo 3.12 apresenta o método de cálculo da relação de transmissão da transmissão final.

Neste capítulo, apresenta-se os valores obtidos na última iteração do processo, que é a solução adotada para o projeto. A análise computacional da transmissão final com o *KISSsoft* não foi possível, pois este não inclui correntes de motociclo na sua base de dados. Assim, os resultados apresentados para o fator de segurança são obtidos com a abordagem do capítulo 3.9.2 sem nenhuma análise posterior. Apesar do cálculo não considerar a falha por fadiga da corrente, o autor indica que o método corresponde a 14000 horas de serviço em condições de funcionamento ideais, um tempo de vida útil bastante acima do necessário. Considera-se então que, mesmo em condições não ideais, a corrente suporta o regime de funcionamento da transmissão.

*Tabela 21 - Solução final para a transmissão final do motociclo*

	Pinhão	Roda
<b>Geometria</b>		
Designação	JTF249	JTR256
Número de dentes	15	37
Passo (mm)	12,7	
Relação de transmissão	2,4667	
Distância entre eixos (mm)	506,0327	
<b>Corrente</b>		
Tipo	Corrente de motociclo ISO 10190	
Designação	DID 420N23	
Número de elos	106	
Passo (mm)	12,7	
Força de rotura (kN)	17,7	
Peso por comprimento (kg/m)	0,5512	
Alongamento permitido (%)	1,5	
Fator de segurança	49,6504	

A Tabela 21 apresenta a solução final para a transmissão final deste projeto, composta por uma corrente DID 420NZ3 (DID, 2024) e um pinhão JTF249 (JT Sprockets, 2024a) e roda JTR256 (JT Sprockets, 2024b).

### 3.10. Carcaça

A carcaça é um elemento estrutural da transmissão que tem como principal função envolver e posicionar os componentes da caixa de velocidades no seu interior. Dadas as suas dimensões e necessidade de espaço vazio interior, determina-se que esta deve ser fabricada por um processo de fundição sob pressão. Este processo de fabrico está amplamente documentado pela *North American Die Casting Association* (NADCA), a qual será tida como referência para a elaboração deste capítulo.

#### 3.10.1. Seleção do material

A carcaça da transmissão é uma peça estática, o que significa que é solicitada de forma localizada ao longo da sua estrutura, ao contrário da distribuição de carga relativamente uniforme observada nos restantes componentes. Nesse caso, considera-se a adição de material como solução para o dimensionamento contra falha por cedência ou fadiga; logo propriedades mecânicas como a tensão de cedência e tensão limite de fadiga são avaliadas em segundo plano. Um fator mais importante é a rigidez da carcaça (dependente em parte do módulo de elasticidade do material), pois a sua deformação resulta numa sequência de alterações estruturais que comprometem o funcionamento dos rolamentos e subsequentemente dos veios e rodas dentadas. Tratando-se de um componente de grandes dimensões, a massa volúmica do material deve ser reduzida de modo a controlar o seu peso. De acordo com o posicionamento da carcaça no motociclo, características como resistência ao desgaste e corrosão também são importantes.

Ainda no seguimento das dimensões do material e ao seu funcionamento, identifica-se o processo de fundição sob pressão como o mais adequado à geometria da peça, com maquinagem como pós-processamento. Portanto, o processo de seleção do material para a carcaça da transmissão baseia-se nas recomendações da NADCA (NADCA, 2015) para ligas de alumínio.

Restringem-se as opções do material à lista de materiais apresentada pela NADCA e à base de dados do *KISSsoft* simultaneamente. Segundo as considerações enumeradas acima e ao processo de fabrico do componente, seleciona-se como material da carcaça GD – AlSi9Cu3 (3.2163), a liga de alumínio que oferece a melhor combinação entre propriedades do material e facilidade de produção face às condições de funcionamento, amplamente utilizado na indústria automóvel.

### 3.10.2. Recomendações gerais de projeto

O projeto da carcaça de transmissão segue uma abordagem sistemática segundo as recomendações gerais de projeto da NADCA relativamente à geometria da peça (NADCA, 2015). Essas recomendações têm como objetivo a maximização do desempenho e facilidade de fabrico do produto bem como a minimização de custos, tendo em conta funcionalidade da peça, o seu material e processo de fabrico. Diante de todas as diretrizes indicadas pela NADCA, apresentam-se em seguida as mais relevantes para a peça em questão.

#### Dimensões gerais

As medidas lineares da peça fabricadas com qualidade corrente iguais ou inferiores a 25,4 mm apresentam uma variação de  $\pm 0,25$  mm, com um acréscimo de  $\pm 0,025$  mm por cada 25,4 mm adicionais.

#### Espessura da parede

A espessura da parede da carcaça deve manter-se o mais uniforme possível para minimizar porosidade interior e outros defeitos de injeção. Admite-se como espessura mínima o menor valor entre metade da espessura máxima e 3,5 mm, com variação de  $\pm 0,5$  mm.

#### Transição entre paredes

Utilizam-se superfícies curvas na transição entre paredes de modo a evitar concentração de tensões e garantir a fluidez do material durante o processo de fabrico. Os raios de transição devem ter a mesma espessura da parede, com um valor mínimo de 1,5 mm. Em transições com paredes de espessuras diferentes, o raio interior é igual à espessura menor e o raio exterior é igual à espessura maior.

#### Ângulo de saída

O ângulo de saída é um detalhe importante em superfícies paralelas à direção de abertura do molde, pois facilita a sua ejeção após a fundição. É prática comum definir um ângulo de saída por uma nota geral com exceções indicadas para detalhes individuais, no lugar de calcular ângulos de saída específicos para todas as superfícies. O ângulo de saída  $A_{Al}$  é aproximado com o comprimento da superfície  $L$  ao qual este é aplicado, aplicando um fator de correção de geometria  $C_{Al}$  de acordo com o tipo de superfície. Considerando a geometria e dimensões da carcaça, o ângulo de saída definido para o projeto é de  $1^\circ$ .

$$A_{Al} = \frac{57,2738}{C_{Al}\sqrt{L/25,4}} \quad (18)$$

Tabela 22 - Valores para o fator de correção de geometria  $C_{Al}$ , adaptado de (NADCA, 2015)

Liga	Parede interna	Parede externa	Furo
Al/Mg/Cu	40	80	28

**Linha de partição**

A linha de partição é a marca residual do plano de fechamento do molde. O posicionamento da linha de partição idealmente minimiza ou elimina a necessidade de pós-processamento adicional. A pressão de injeção pode provocar o afastamento dos moldes, resultando num acréscimo de até 0,19 mm em dimensões dependentes da direção de abertura dos moldes.

**Margem para maquinagem**

Nas situações onde é necessário pós-processamento, a profundidade da porosidade delimita a quantidade de material que pode ser removido da peça. Para superfícies posteriormente maquinadas, deve haver uma margem de segurança que varia entre 0,25 mm e 1,25 mm.

**Fator de segurança**

De acordo com o material selecionado para o fabrico da carcaça, o dimensionamento para resistência à cedência da mesma deve respeitar um fator de segurança mínimo de 1,7 devido à porosidade e outras imperfeições inerentes ao processo de fabrico.

**Toleranciamento geométrico**

Atendendo aos requisitos de montagem e funcionalidade da peça em questão, os furos da peça podem sofrer um desvio até 0,2 mm do seu eixo. Superfícies paralelas ao plano de partição podem apresentar um desvio máximo de 0,13 mm quanto ao seu paralelismo. Superfícies fabricadas com qualidade corrente com dimensões até 76,2 mm têm uma planeza 0,2 mm, com uma acréscimo de 0,08 mm por cada 25,4 mm adicionais.

**3.10.3. Posicionamento e fixação**

Pretende-se que a carcaça seja posicionada e fixa no chassis através de parafusos. O chassis do veículo não é um dos constituintes da transmissão, pelo que não será abordado neste projeto. Tendo isso em conta, apenas serão projetadas flanges na carcaça com esse propósito sem pormenores adicionais.

Além disso, a carcaça é uma peça bipartida. Estipula-se que as partes integrantes da carcaça sejam posicionadas relativamente entre si por meio de pinos. Uma prática comum na indústria automóvel é a utilização de pinos elásticos segundo a norma ISO 28752 para o efeito. Esta variação de pinos localizadores facilita o processo de montagem e desmontagem. Demonstram grande resistência ao corte e, devido às suas propriedades elásticas, são capazes de absorver choques inerentes das condições de funcionamento do veículo.

A fixação das partes da carcaça é feita por meio de parafusos. Considerando que a carcaça requer 6 parafusos para o seu fechamento. Opta-se por utilizar parafusos de cabeça cilíndrica de oco hexagonal, definidos pela norma ISO 4762, com binário de aperto de 16 Nm de modo a reduzir as vibrações da transmissão (binário correspondente a 50% dos valores de binário máximo estipulados). Recomenda-se ainda a utilização de um fixador de rosca como Loctite Threadlocker Red 271 (ANEXO F).

Assim, as partes da carcaça são posicionadas por dois pinos elásticos EN ISO 28752 – 4x30 – St e fixas por oito parafusos ISO 4762 – M6x30 – 12,9 apertados com 6,5 Nm e reforçados com Loctire Threadlocker Red 271.

### 3.11. Custo total de propriedade

Apesar da brevidade deste capítulo, houve um investimento substancial de tempo e dedicação na sua elaboração, de modo a obter os resultados mais realistas possíveis. As decisões tomadas para a condução desta análise foram principalmente limitadas pela disponibilidade da informação, tendo alguns valores sido deduzidos. O custo total de propriedade é o valor económico total gasto com a transmissão ao longo do seu tempo de vida útil, dado pelo somatório dos custos de aquisição, custos de fabrico, custos operacionais e custos de manutenção. Para efeito de projeto, baseado na estagnação do preço por unidade no processo de fundição, assume-se a produção de 5000 unidades.

#### 3.11.1. Custos de aquisição

Entende-se por custos de aquisição o orçamento previsto para todos os componentes e consumíveis adquiridos aos distribuidores. Os materiais necessários à produção das peças por maquinaria são adquiridos sob a forma de barras de aço laminadas a quente segundo as dimensões da norma ISO 1035. O custo de aquisição das rodas dentadas e corrente da transmissão final foram estimados segundo os produtos disponibilizados pelos distribuidores TYMA (TYMA, n.d.) e JT Sprockets (JT Sprockets, n.d.) respetivamente. O custo dos restantes componentes da caixa de velocidades foram estimados segundo o orçamento fornecido pela Misumi (Misumi, n.d.). Embora o fabricante do atuador eletrónico do seletor de velocidades não o disponibilize, o seu valor de aquisição é estimado a partir de equipamentos semelhantes comercializados no Alibaba (Alibaba, n.d.).

Na Tabela 23 e Tabela 24 apresenta-se o material e a lista de componentes, respetivamente, e o seu custo de aquisição correspondente, de acordo com a solução final obtida. Assume-se que os custos de transporte e as taxas adicionais estão incluídos. Estima-se que o custo total de aquisição de uma transmissão é 375,55 €.

*Tabela 23 - Custo de aquisição do material*

Material	Fabricante	Distribuidor	Quantidade (kg)	Custo de aquisição (€/un.)
20MnCr5 (1.7147)	Hongxin Tianjin Iron and Steel, Lda.	Alibaba	5,9185	2,53

Tabela 24 - Custo de aquisição dos componentes

Componente	Designação	Distribuidor	Quantidade	Custo de aquisição (€)
Anel de retenção em espiral	DIN 471 – 35x1,5 – St	Misumi	1	0,30
	DIN 471 – 20x1,2 – St	Misumi	3	0,90
	DIN 472 – 62x1,8 – St	Misumi	1	0,30
	DIN 472 – 42x1,5 – St	Misumi	1	0,30
Anel de ajuste	DIN 988 S20x28	Misumi	4	1,52
Casquilho	KNCLB-20-30-10	Misumi	1	4,17
	KNCLB-16-20-20	Misumi	1	3,88
Chumaceira	PCM 202310 E	Misumi	2	5,66
O-ring	NPBR16	Misumi	1	1,76
Parafuso	ISO 4762 – M6x30 – 12,9	Misumi	6	4,48
Pino elástico	ISO 28752 – 5x30 – St	Misumi	2	1,76
Rolamento	SKF 16007	Misumi	1	9,52
	SKF 16004	Misumi	2	11,12
	SKF 6004	Misumi	1	7,35
Vedante	SKF HMSA10 RG 35x47x6	Misumi	1	7,37
	SKF HMSA10 RG 20x30x5	Misumi	1	4,16
Atuador	Konngsberg DCA	Alibaba	1	245,91
Pinhão	JTF249	TYMA	1	5,95
Roda	JTR256	TYMA	1	8,95
Corrente	420NZ3	TYMA	1	47,66

### 3.11.2. Custos de fabrico

Dentro dos custos de fabrico, distinguem-se os processos de fabrico por maquinagem, processos de tratamento térmico, processos de retificação e processos de fundição sob pressão. Devido ao processo de seleção adotado no capítulo 3.12, as opções consideradas variam apenas na sua distância entre eixos e relações de transmissão, o que requer maior flexibilidade por parte do processo de maquinagem.

## Desenvolvimento

Tabela 25 - Custos de fabrico dos componentes aplicáveis

Designação	Processo de fabrico	Fabricante	Custo de fabrico (€/un.)
Veio de entrada	Maquinagem	ARCEN	11,84
	Tratamento térmico	ThyssenKrupp	0,87
	Retificação do veio	Dedo Duplo	9,84
	Maquinagem do dentado	ThyssenKrupp	28,33
	Retificação do dentado	ThyssenKrupp	28,33
Veio de saída	Maquinagem	ARCEN	8,83
	Tratamento térmico	ThyssenKrupp	0,87
	Retificação do veio	Dedo Duplo	9,84
	Maquinagem das estrias	ThyssenKrupp	7,23
Roda da primeira velocidade	Maquinagem	ARCEN	5,01
	Tratamento térmico	ThyssenKrupp	0,87
	Retificação do cubo	Dedo Duplo	4,92
	Maquinagem do dentado	ThyssenKrupp	22,30
	Retificação do dentado	ThyssenKrupp	22,30
Roda da segunda velocidade	Maquinagem	ARCEN	6,46
	Tratamento térmico	ThyssenKrupp	0,87
	Retificação do cubo	Dedo Duplo	4,92
	Maquinagem do dentado	ThyssenKrupp	19,89
	Retificação do dentado	ThyssenKrupp	19,89
Anel de engrenamento	Maquinagem	ARCEN	12,92
	Tratamento térmico	ThyssenKrupp	0,87
	Maquinagem das estrias	ThyssenKrupp	3,62
Casquilho KNCLB 20-30-10	Maquinagem	ARCEN	0,54
Casquilho KNCLB 16-20-20	Maquinagem	ARCEN	0,72
Carcaça	Fabricação do molde	Get It Made	10,42
	Maquinagem	ARCEN	17,03

Desse modo, define-se que os processos de fabrico por maquinagem (isto é, de desbaste e acabamento anterior ao tratamento térmico) são feitos internamente, a passo que a maquinagem dos dentes das rodas dentadas, tratamento térmico das peças, retificação de superfícies após tratamento térmico e fundição sob pressão são executados por entidades externas.

O orçamento do processo de maquinagem *in-house* foi obtido segundo o sistema de cotação da ARCEN Engenharia, S.A. (ARCEN, n.d.). O tempo total de maquinagem para cada componente foi estimado pelo *software* Mastercam com ferramentas e parâmetros operacionais selecionados do catálogo da Ceratizit (Ceratizit Group, 2024), considerando tempos de preparação, trocas de ferramenta e verificação da ferramenta de corte.

Por sua vez, os processos de fabrico externos foram obtidos de várias entidades. O orçamento para a maquinagem dos dentes das rodas dentadas foi fornecido pela ThyssenKrupp (ThyssenKrupp, n.d.), por ausência de um orçamento para a retificação após tratamento térmico assume-se o mesmo orçamento deste fabricante. A mesma empresa providencia também o orçamento para o tratamento térmico das peças; no caso o valor fornecido foi para o processo de nitruração, mas assume-se o mesmo valor para a cementação. O orçamento para a retificação de superfícies após tratamento térmico foi da autoria da Dedo Duplo – Mecânica Geral de Precisão, Lda. Os custos do processo de fundição dependem principalmente das dimensões e complexidade da peça, pelo que foram derivados a partir de um orçamento de uma carcaça similar à utilizada neste projeto (Ferreira, 2024), providenciado pela Get It Made, Lda. (Get It Made, n.d.).

A Tabela 25 apresenta o orçamento estimado da produção de cada peça da solução final, subdividido por cada processo de fabrico mencionado. Estima-se que o custo de fabrico de uma transmissão é 259,53 €.

### 3.11.3. Custos operacionais

Considera-se como custos operacionais relativos à transmissão apenas o gasto energético do veículo durante o seu tempo de vida útil. Admitindo o consumo em vazio numa tarifa bi-horária da Goldenergy (Goldenergy, 2024), o custo da energia pode atingir os 0,1124 €/kWh.

A partir da equação (13), estima-se o gasto energético total do veículo, considerando os ciclos de condução do APÊNDICE B. Determina-se que um veículo equipado com a transmissão deste projeto apresenta um consumo de 5234 kWh ao longo de 2103 horas, correspondente a um montante de 588,31 €.

### 3.11.4. Custos de manutenção

Apesar da seleção e dimensionamento dos componentes serem feitos segundo as condições de funcionamento e tempo de vida útil do transmissão, a determinação da falha é calculada em função da probabilidade de falha e não como um método determinístico. Em teoria, não está previsto um plano de manutenção para a caixa de velocidades. Porém, com base nos resultados obtidos no dimensionamento e a probabilidade de montagem ou uso indevido de alguns componentes, assumem-se três substituições do vedante do veio de saída e uma substituição do rolamento SKF 6004 durante o tempo de vida útil da transmissão. Por alongamento excessivo, a corrente da transmissão final também pode necessitar de uma substituição durante o mesmo período de tempo. Para o custo horário da mão de obra, utiliza-se como referência o preço praticado pela C.A.M. Porto, S.A. para veículos elétricos de 94 €/h, que também é somado

ao valor de aquisição do componente. Assim, apresentam-se os custos de manutenção da transmissão deste projeto na Tabela 26. Estima-se que o custo total de manutenção de uma transmissão é 231,99 €.

*Tabela 26 - Custos de manutenção dos componentes aplicáveis*

Componente	Designação	Distribuidor	Quantidade	Custo de manutenção (€)
Rolamento	SKF 6004	Misumi	1	101,35
Vedante	SKF HMSA10 RG 20x30x5	Misumi	3	35,98
Corrente	DID 420NZ3	TYMA	1	94,66

### 3.12. Processo de seleção

O dimensionamento da transmissão foi executado por um processo iterativo, o qual depende de todos os parâmetros mencionados ao longo da dissertação. O dimensionamento de todos os componentes foi executado pelos métodos de cálculo enumerados e pelo software KISSsoft de acordo com as normas referidas nos capítulos anteriores. Neste capítulo apresenta-se a última iteração do processo para a solução final considerada.

#### 3.12.1. Síntese de restrições

Sumarizam-se em seguida as restrições geométricas mais significativas previamente discutidas que influenciam o cálculo da relação de transmissão das engrenagens:

1. A partir das dimensões do chassis (capítulo 3.1.3) e do motor (ANEXO A) a face de encosto do motor elétrico e da trava do pinhão da corrente pode ter uma distância máxima de 158 mm. A distância entre eixos da transmissão final deve ser entre 490 mm a 510 mm.
2. A transmissão deve adaptar as capacidades do motor aos ciclos de condução (APÊNDICE B) e inclinações da estrada exigidos.
3. A velocidade tangencial das rodas dentadas deve ser inferior a 12 m/s durante o funcionamento (capítulo 3.4.6).
4. A distância entre eixos das rodas dentadas deve ser entre 61 mm a 71 mm (capítulo 3.4.9).
5. O diâmetro dedendum das rodas dentadas maquinadas no veio deve ser pelo menos 10,8 mm superior ao diâmetro do veio (capítulo 3.4.9). No caso das rodas dentadas livres, o raio dedendum deve ser superior ao somatório das espessuras da chumaceira, do cubo e anel da roda dentada e da altura do dente de bloqueio do anel de engrenamento, tendo em conta as folgas operacionais.

6. Cada engrenagem deve conter pelo menos uma roda dentada com número de dentes ímpar (capítulo 3.4.9).
7. O diâmetro interno de cada rolamento deve ser igual ou superior a 20 mm, exceto no rolamento da interface do motor elétrico onde o diâmetro interno mínimo é 35 mm, imposto pela altura da chaveta (capítulo 3.6).
8. O nível do banho de óleo em cada roda dentada deve ser entre 2 mm a 6 mm (capítulo 3.8).

As restrições geométricas descritas acima essencialmente limitam as relações de transmissão possíveis para as engrenagens e transmissão final. Tendo em conta todas essas restrições e as opções disponíveis dos restantes componentes, obtêm-se as variações para as engrenagens e transmissão final apresentadas no APÊNDICE D e no APÊNDICE E, respetivamente.

### 3.12.2. Condições de funcionamento

Neste subcapítulo definem-se os parâmetros iniciais das condições de funcionamento utilizados no cálculo do projeto. Com base noutros modelos do mercado, assume-se que o motociclo tem um peso bruto de 130 kg com um condutor de 75 kg, totalizando a massa total do veículo de 205 kg. O coeficiente de resistência ao rolamento é aproximadamente 0,01015 N/N (Wiratkasem & Pattana, 2021). Os valores relativos à resistência aerodinâmica e sustentação aerodinâmica em função da área frontal do veículo são 0,42784 m<sup>2</sup> e 0,085 m<sup>2</sup>, respetivamente (Bella et al., 2003). Considera-se ainda que a massa volúmica do ar é de 1,20411 kg/m<sup>3</sup> e que a aceleração gravítica é 9,80665 m/s<sup>2</sup>.

Os momentos de inércia foram aproximados dos diâmetros dos veios e do diâmetro primitivo das rodas dentadas. O cálculo do momento de inércia da roda traseira admitiu um volume vazio de 80% e o momento de inércia do motor foi aproximado segundo as dimensões do seu rotor. O momento de inércia dos rolamentos e demais componentes é negligenciável. Assim, o conjunto do veio de entrada com o motor tem um momento de inércia de 0,00264 kg/m<sup>2</sup>, o conjunto do veio de saída 0,00036 kg/m<sup>2</sup> e o conjunto da roda traseira 0,72235 kg/m<sup>2</sup>.

Admite-se como eficiência mecânica da transmissão, segundo os resultados obtidos no capítulo 3.4.11 e as perdas do capítulo 3.3.6, 99,14% para a engrenagem da primeira velocidade, 99,26% para a engrenagem da segunda velocidade, 99,5% para perdas por chapinagem, 99,9% para os rolamentos e 99,9% para os vedantes.

Apresenta-se na Tabela 17 os parâmetros iniciais para as condições de funcionamento.

Tabela 27 - Parâmetros iniciais de condições de funcionamento

Parâmetro	Valor
Massa do veículo (kg)	205
Coefficiente de resistência ao rolamento (N/N)	0,01015
Resistência aerodinâmica [ $C_dA$ ] ( $m^2$ )	0,42784
Sustentação aerodinâmica [ $C_lA$ ] ( $m^2$ )	0,085
Massa volúmica do ar ( $kg/m^3$ )	1,20411
Aceleração gravítica ( $m/s^2$ )	9,80665
Momento de inércia do veio de entrada ( $kg/m^2$ )	0,00264
Momento de inércia do veio de saída ( $kg/m^2$ )	0,00036
Momento de inércia da roda traseira ( $kg/m^2$ )	0,72235
Eficiência total na primeira velocidade (%)	0,98074
Eficiência total na segunda velocidade (%)	0,98192

### 3.12.3. Índice de desempenho e solução final da transmissão

Considera-se como atributos para o processo de seleção da transmissão o custo total de propriedade, a fiabilidade, equilíbrio de desgaste, velocidade máxima, aceleração e alcance do veículo. Tendo em conta que a transmissão pertence a uma *scooter*, um veículo urbano utilizado para deslocações do quotidiano, define-se o custo total de propriedade como o atributo mais importante para o público-alvo. Seguidamente, encontra-se a fiabilidade, o desgaste e o alcance do veículo como atributos mais importantes. Por fim, consideram-se os atributos relativos ao desempenho desportivo do veículo, nomeadamente a velocidade máxima e aceleração. A Tabela 28 apresenta os atributos e as importâncias correspondentes definidas para este projeto.

Tabela 28 - Importância e importância relativa de cada atributo

	Custo	Fiabilidade	Desgaste	Alcance	Velocidade	Aceleração
Importância (%)	100	60	60	60	40	30
Importância relativa (%)	28,57	17,14	17,14	17,14	11,43	8,58

A obtenção do custo total de propriedade é feita segundo a descrição do capítulo 3.11. A fiabilidade da transmissão traduz a eficácia do seletor de velocidades e é calculada pela diferença entre a relação de transmissão da primeira velocidade e segunda velocidade. A distribuição de desgaste refere-se à distribuição das solicitações pela caixa de velocidades e pode ser obtida pela diferença entre o tempo de vida útil no qual a transmissão está em primeira velocidade e segunda velocidade (o tempo de vida útil para cada velocidade é calculado pelo método descrito no capítulo 3.3.6). Pelo mesmo método, determina-se o gasto

de energia total do veículo e conseqüentemente o seu alcance. A velocidade máxima e aceleração (dos zero aos 50 km/h) do veículo são dadas pela progressão da equação (9) no tempo, conforme representado na Figura 38. A partir dos ciclos de condução do APÊNDICE B obtém-se o espectro de carga utilizado no dimensionamento dos componentes, representado sob a forma de gráfico na Figura 39 e na forma de tabela no APÊNDICE C.

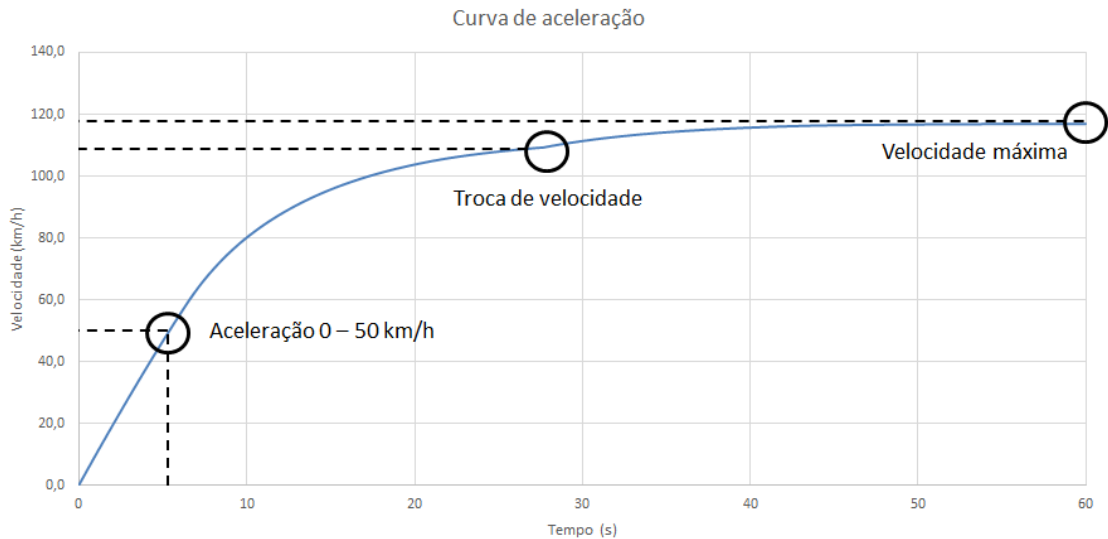


Figura 38 - Curva de aceleração do motociclo e respectivos atributos de performance

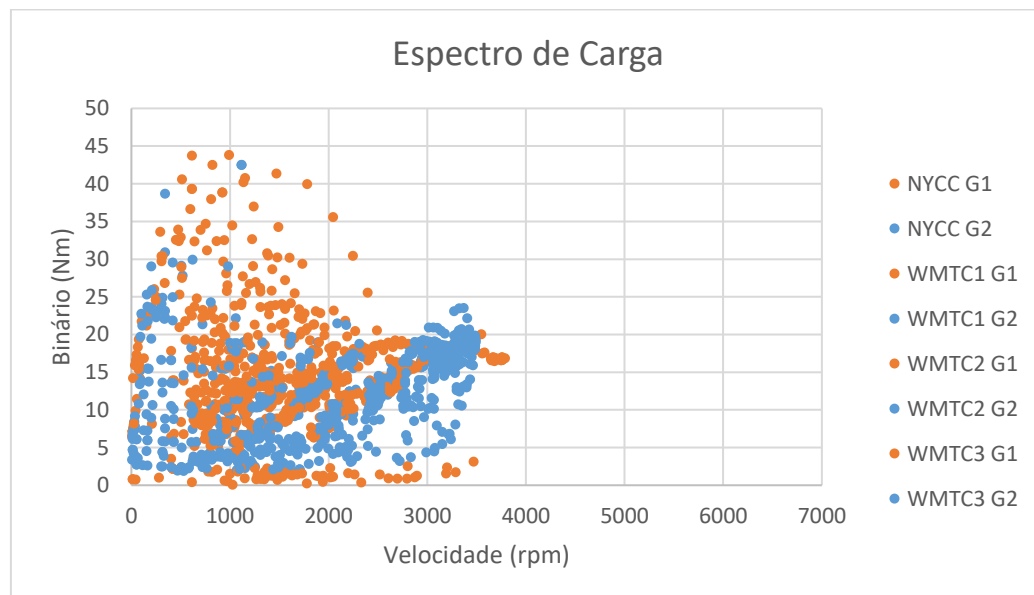


Figura 39 - Espectro de carga do regime de funcionamento

Considerando todos esses fatores, procede-se ao cálculo do índice de desempenho característico do veículo. Apesar de ao longo deste relatório se apresentar apenas a solução final, o processo de cálculo foi feito para todas as combinações possíveis de relações de transmissão da caixa de velocidades e da transmissão final. O processo de seleção dos resultados obtidos dessas combinações baseia-se no maior índice de desempenho possível tendo em conta os atributos e importâncias relativas enumerados, conforme descrito na equação (19) onde  $\omega_i$  representa a

importância relativa de cada atributo. Desse modo, apresenta-se na Tabela 29 os atributos da solução final selecionada para a transmissão do motociclo.

$$\gamma = \omega_1 \frac{\text{Menor Custo}}{\text{Custo}} + \omega_2 \frac{\text{Fiabilidade}}{\text{Maior Fiabilidade}} + \omega_3 \frac{\text{Menor Desgaste}}{\text{Desgaste}} + \omega_4 \frac{\text{Autonomia}}{\text{Maior Autonomia}} + \omega_5 \frac{\text{Velocidade}}{\text{Maior Velocidade}} + \omega_6 \frac{\text{Aceleração}}{\text{Maior Aceleração}} \quad (19)$$

Tabela 29 - Atributos da solução final da transmissão do motociclo

Custo total de propriedade (€)	Fiabilidade (Δrpm)	Equilíbrio de desgaste (Δh)	Gasto total de energia (kWh)	Velocidade (km/h)	Aceleração (s)
1455,38	276	3	5234	117,2	5,4

### 3.13. Resultados e Discussão

#### 3.13.1. Transmissão de velocidade única

Um motor elétrico tem a capacidade de produzir potência e binário praticamente instantâneos. Num motociclo onde a faixa de operação do motor elétrico cobre as necessidades de desempenho, uma transmissão de velocidade única (ou redutor) pode ser considerada como possível solução para o sistema; de facto, esse é o tipo de transmissão mais amplamente adotado no caso dos motociclos elétricos, onde a transmissão de binário é feita por uma correia.

Considerando o processo de dimensionamento da transmissão final por correia e o processo de seleção em função do índice de desempenho, apresenta-se a solução final para uma transmissão de velocidade única, otimizada para a aplicação, na Tabela 30.

Tabela 30 - Solução final para uma transmissão de velocidade única otimizada

	Polia de entrada	Polia de saída
<b>Geometria</b>		
Designação	P 28 S8M 0400 A	P 120 S8M 0400 A
Número de dentes	28	120
Passo (mm)	8	
Relação de transmissão	4,2857	
Distância entre eixos (mm)	510,563	
<b>Corrente</b>		
Tipo	Correia	
Designação	400 MT S8M 1640 G2	
Número de dentes	1640	
Fator de segurança	2,067	

Este tipo de transmissão simplificada é apenas constituído por uma correia dentada e duas polias dentadas do fabricante Mitsuboshi (Mitsuboshi Belting Ltd., n.d.) equipadas com elemento de retenção, cujos custos foram derivados do catálogo *online* da TYMA (TYMA, n.d.). Na Tabela 31 estão os valores obtidos para cada atributo do índice de desempenho, tanto para a transmissão de duas velocidades como para a transmissão de velocidade única. Naturalmente, atributos como o fiabilidade e o equilíbrio de desgaste não se aplicam à transmissão de velocidade única.

*Tabela 31 - Comparação entre a transmissão de duas velocidades e a transmissão de velocidade única*

Atributo	Transmissão de duas velocidades	Transmissão de velocidade única
Custo total de propriedade (€)	1455,38	1684,55
Fiabilidade ( $\Delta$ rpm)	276	–
Equilíbrio de desgaste ( $\Delta$ h)	3	–
Gasto total de energia (kWh)	5234	5361
Velocidade máxima (km/h)	117,2	113,7
Aceleração máxima 0-50 km/h (s)	5,4	4,7

### 3.13.2. Discussão de resultados

A comparação entre as transmissões de uma e duas velocidades revelou algumas diferenças em termos de custo total de propriedade, eficiência e desempenho. Os resultados obtidos demonstram que:

1. A transmissão de velocidade única, apesar de um número de componentes muito inferior, apresenta custos operacionais e de manutenção significativamente mais elevados, o que resulta num maior custo total de propriedade.
2. Para as opções disponíveis de transmissões por correia, verifica-se que nem todas se encontram aptas para as condições de funcionamento impostas pelos ciclos de condução. Nesse seguimento, a otimização possível revela maior gasto total de energia para a mesma distância percorrida, o que se traduz num menor alcance do veículo.
3. Em termos de desempenho, há uma alternância entre a velocidade máxima e a aceleração, onde a transmissão de duas velocidades sacrifica o poder de aceleração por uma velocidade de topo mais elevada e o oposto verifica-se para a transmissão de velocidade única.

Do ponto de vista de um fabricante, a seleção de uma transmissão de velocidade única para o motociclo elétrico é economicamente mais rentável, visto apresentar custos de aquisição extremamente baixos e custos de fabrico nulos. No entanto, considerando a análise global do sistema, a seleção de uma transmissão de duas velocidades é mais vantajosa em praticamente todos os parâmetros.



## 4. Conclusão

A presente dissertação faz o estudo do projeto de uma transmissão de duas velocidades para um motociclo elétrico. Utiliza-se a combinação de uma caixa de velocidades automática com uma transmissão final por corrente para a transmissão de movimento do motor elétrico para a roda traseira. O projeto é elaborado para um motociclo urbano destinado a deslocações diárias do seu utilizador.

### 4.1. Conclusões finais

Inicialmente, a revisão bibliográfica permite obter uma compreensão mais profunda do estado atual da indústria de veículos elétricos e do impacto da eletrificação na sociedade, e em que medida a transmissão de um veículo se adapta a essa condição. A análise de diversas variantes de sistemas de tração, motores elétricos, caixas de velocidades e transmissões finais permite uma decisão mais ponderada sobre a seleção dos componentes do projeto final.

A seleção do veículo em estudo é a etapa inicial do projeto e estabelece a base das condições de funcionamento da transmissão. O motociclo urbano destaca-se como o mais adequado para a investigação considerando a sua competitividade no mercado e potencial de desenvolvimento. A informação limitada relativamente a motores elétricos converge a sua seleção para um motor síncrono de ímanes permanentes, cujas especificações são utilizadas para a modelização do desempenho do motociclo.

Segue-se o desenvolvimento da transmissão e respetivos componentes. Os parâmetros de funcionamento são selecionados de acordo com o progresso tecnológico da indústria e respetivos requerimentos. A solução final foca-se no índice de desempenho do veículo. Ainda numa fase inicial do projeto verifica-se que as restrições geométricas prevalecem sobre as propriedades mecânicas dos materiais selecionados. Sem a possibilidade de obtenção de dados experimentais adicionais, o dimensionamento da transmissão baseia-se nas respetivas normas atualmente em vigor. Utiliza-se o *software* de cálculo KISSsoft para grande parte desse dimensionamento de acordo com as condições de funcionamento mais exigentes e o tempo de vida útil esperado de todos os componentes.

A solução final prioriza o aspeto económico da transmissão acima do seu desempenho físico. Conclui-se que a utilização de engrenagens de dentado reto com menor número de dentes e qualidade de fabrico menos rigorosa é mais vantajoso do que visar a eficiência máxima da

## Conclusão

transmissão. Os restantes parâmetros definidos para as rodas dentadas demonstram resultados positivos sem nenhuma desvantagem em evidência, também devido ao método de seleção adotado.

Presta-se especial atenção à configuração dos veios, pois as limitações dimensionais do veículo levaram a que alguns componentes prestem dupla função na transmissão. A análise computacional do sistema quanto à sua resistência mecânica e deformação revela que, embora de todos os componentes cumpriram os requisitos mínimos estabelecidos, a primeira velocidade da transmissão apresenta valores de deformação acima do esperado. As soluções alternativas analisadas responderam a essa dificuldade, porém com desvantagens noutros aspetos, daí não terem sido executadas. Selecionam-se ainda rolamentos de esferas lubrificadas, em parte sobredimensionados devido a restrições geométricas impostas por outros componentes.

O seletor de velocidades apresentado é uma variação eletrónica dos aplicados em transmissões manuais. A pesquisa por um atuador em concordância com o sistema de transmissão não levou a nenhum resultado, optando-se por utilizar um atuador de uma transmissão de um automóvel.

Para a transmissão de movimento da caixa de velocidades à roda traseira seleciona-se uma transmissão por corrente. Recorre-se a um método alternativo de dimensionamento da corrente, visto que os métodos propostos pelos fabricantes não englobam a variação de corrente selecionada. Contrária à expectativa inicial, esta apresenta maior eficiência comparativamente a uma transmissão por correia.

Estruturalmente, a caixa de velocidades é suportada por uma carcaça em alumínio obtida por fundição sob pressão. Utiliza-se o regulamento acreditado para a seleção da geometria e material deste componente.

Por fim, o cálculo do custo total de propriedade da transmissão, participado por vários fabricantes e distribuidores e parte integrante do índice de desempenho da transmissão. A comparação da transmissão elaborada nesta dissertação com uma transmissão típica de um motociclo elétrico através do seu índice de desempenho revela melhorias em praticamente todos os atributos considerados.

## 4.2. Limitações e trabalhos futuros

Apesar do resultado para o presente projeto ter sido satisfatório, verifica-se que há possibilidade de melhorias adicionais ou lacunas por explorar no que toca a transmissões automóveis, nomeadamente:

1. Análise de uma categoria diferente de motociclo. A desconsideração pelo desempenho do veículo refletiu-se na comparação de resultados entre as duas transmissões. Uma possível vertente a ser explorada seria a capacidade desportiva de uma transmissão de duas velocidades otimizada para o efeito.
2. Componentes personalizados. Apesar de ser uma prática comum na indústria automóvel, o motor elétrico e o atuador eletrónico não estão projetados especialmente

para a transmissão, pelo que apresentam uma interface e pontos de fixação inadequados. Um mecanismo de transmissão de potência mais compacto na saída do motor elétrico, como por exemplo um veio estriado, oferece mais possibilidades no âmbito da otimização das relações de transmissão. A caixa do motor como membro estrutural também permite o estudo dos pontos de fixação da transmissão ao veículo.

3. Processos de fabrico alternativos para rodas dentadas. Embora neste projeto considera-se apenas o processo de maquinagem, o processo de forjamento apresenta-se como uma possível alternativa. A orientação e compactação dos grãos na superfície do dente é uma opção a ser explorada do ponto de vista da resistência mecânica da roda dentada.
4. Análise computacional mais detalhada. Complicações com o KISSsoft não permitiram a análise modal da transmissão, análise de eficiência e a análise térmica durante o funcionamento.
5. Análise dinâmica do anel de engrenamento durante o seu funcionamento. O comportamento do anel de engrenamento ao choque, embora se assuma que este esteja corretamente dimensionado, é uma perspetiva interessante que não foi abordada.
6. Diferentes tipos de transmissões. Distinguem-se as transmissões de dupla embraiagem e as transmissões planetárias para uma possível análise e comparação de resultados. Cada uma permite novas considerações de projeto no âmbito da redução do número de componentes ou de melhor controlo sob a deformação dos veios.
7. Configuração da carcaça. Neste projeto opta-se a divisão radial da carcaça pela linha de partição leva a desafios no toleranciamento geométrico do furo para os rolamentos, pois o fabricante indica uma tolerância de batimento total axial e radialmente dependente do furo do extremo oposto do veio. As dimensões dos furos não permitem que a retificação seja feita com as duas partes montadas uma na outra, pelo que medidas alternativas foram tomadas. A bipartição da carcaça segundo o plano axial dos furos resolve esse problema porém com as suas próprias complicações. Um estudo sobre a configuração ideal da carcaça, embora não tenha sido feito ao longo da dissertação, seria um aspeto interessante a ser considerado.
8. A otimização topológica da carcaça. Tratando-se de um componente estrutural de grandes dimensões, com excesso de material inerente ao processo de fabrico, o estudo da sua otimização topológica talvez indique uma solução com uma geometria que ainda não tenha sido considerada.
9. Realização física do projeto. A implementação do projeto para a obtenção de um exemplar físico da transmissão que até ao momento permanece no âmbito teórico permitiria a validação dos resultados obtidos ao longo da dissertação.



## REFERÊNCIAS

- 1000PS. (2015). *Kymco K-XCT 300i*. <https://www.1000ps.com/pt-pt/modelo/7480/kymco-k-xct-300i>
- ACEM. (2023). *ACEM Statistical Release - Registrations of Motorcycles and Mopeds in Key European Markets Broadly Stable During 2022*. <https://www.acem.eu/acem-statistical-release-registrations-of-motorcycles-and-mopeds-in-key-european-markets-broadly-stable-during-2022/>
- Alibaba. (n.d.). *Alibaba*. <https://portuguese.alibaba.com/>
- Andar de Moto. (n.d.). *Suzuki Burgman 650 Executive | Scooter | Scooter*. Retrieved October 20, 2023, from <https://www.andardemoto.pt/motos-novas/p-420/suzuki-burgman-650-executive/>
- ARCEN. (n.d.). *ARCEN*. <https://www.arcen.pt/pt/>
- ATIC. (2021). *Classification of Motorcycles*. <https://www.atic-ts.com/classification-of-motorcycle/>
- Beitz, W., & Kuttner, K. H. (2013). *Dubbel Handbook of Mechanical Engineering*.
- Bella, G., Ubertini, S., & Desideri, U. (2003). Experimental and Computational Analysis of the Aerodynamic Performances of a Maxi-Scooter. *ResearchGate*. [https://www.researchgate.net/publication/289187183\\_Experimental\\_and\\_Computational\\_Analysis\\_of\\_the\\_Aerodynamic\\_Performances\\_of\\_a\\_Maxi-Scooter](https://www.researchgate.net/publication/289187183_Experimental_and_Computational_Analysis_of_the_Aerodynamic_Performances_of_a_Maxi-Scooter)
- Bertrand, S. (2021). *Climate, Environmental, and Health Impacts of Fossil Fuels - Fact Sheet*. Environmental and Energy Study Institute. <https://www.eesi.org/papers/view/fact-sheet-climate-environmental-and-health-impacts-of-fossil-fuels-2021>
- Bhatti, H. J., Danilovic, M., Nåbo, Arne., & Högskolan i Halmstad Akademin för företagande, innovation och hållbarhet. (2022). *A System Approach to Electrification of Transportation - An International Comparison* (Issue August).
- Cameron, K. (2023). *Carbon Belt vs. Steel Chain Final Drive*. Cycle World. <https://www.cycleworld.com/blogs/ask-kevin/carbon-belt-vs-steel-chain-final-drive-explained/>
- Ceratizit Group. (2024). *El Catálogo*.
- Client Earth. (2022). *Fossil fuel and the climate change: the facts*. Client Earth. <https://www.clientearth.org/latest/latest-updates/stories/fossil-fuels-and-climate-change-the-facts/>
- Cornell, R. W., & Westervelt, W. W. (1978). *Dynamic Tooth Loads and Stressing for High Contact Ratio Spur Gears*. <https://doi.org/https://doi.org/10.1115/1.3453897>
- Denchak, M. (2018). *Fossil Fuels: The Dirty Facts | NRDC*. Natural Resources Defense Council. <https://www.nrdc.org/stories/fossil-fuels-dirty-facts>
- Department of Transport. (2020). *Road Traffic Estimates: Great Britain 2019*. <https://assets.publishing.service.gov.uk/media/5f5a32ade90e072077aafe94/road-traffic-estimates-in-great-britain-2019.pdf>
- Dereyne, S., Defreyne, P., Algoet, E., Derammelaere, S., & Stockman, K. (2015). *An efficiency measurement campaign on belt drives* [Ghent University]. <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:56392026>
- D.I.D. (2020). *DID General Catalogue*.
- DID. (2024). *DID 420NZ3*. <https://www.didchain.com/collections/didchains/products/420nz3>
- Ehsani, M., Gao, Y., Longo, S., & Ebrahimi, K. (2018). *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles* (Third Edit).

## Referências

- EPA. (n.d.). *Dynamometer Drive Schedules*. <https://www.epa.gov/vehicle-and-fuel-emissions-testing/dynamometer-drive-schedules>
- European Environment Agency. (2016). *Electric vehicles in Europe*. <https://doi.org/10.2800/100230>
- Eurostat. (2021). *Passenger Mobility Statistics*. [https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=File:Average\\_distance\\_per\\_person\\_per\\_day\\_\(kilometres\)\\_v3.png](https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=File:Average_distance_per_person_per_day_(kilometres)_v3.png)
- Felix, R. (2024a). *Mapa topológico das vias de trânsito da cidade do Porto*. [https://web.tecnico.ulisboa.pt/~rosamfelig/gis/declives/DeclivesPorto\\_EU.html](https://web.tecnico.ulisboa.pt/~rosamfelig/gis/declives/DeclivesPorto_EU.html)
- Felix, R. (2024b). *Mapa Topológico das Vias de Trânsito de Lisboa*. <https://web.tecnico.ulisboa.pt/~rosamfelig/gis/declives/DeclivesLisboa.html>
- Ferreira, W. (2024). *How much does aluminium casting cost?* <https://get-it-made.co.uk/resources/how-much-does-aluminium-die-casting-cost>
- Freer, W. G. (1978). The production gap. In *Electronics and Power* (Vol. 24, Issue 8). <https://doi.org/10.1049/ep.1978.0323>
- Gersdorf, T., Hertzke, P., Schaufuss, P., & Schenk, S. (2020). *McKinsey Electric Vehicle Index: Europe cushions a global plunge in EV sales*. McKinsey & Company. <https://www.mckinsey.com/industries/automotive-and-assembly/our-insights/mckinsey-electric-vehicle-index-europe-cushions-a-global-plunge-in-ev-sales/>
- Gerwen, R. van. (2016). *Storm Wave Electric Touring Motorcycle to Go Around the World with Technology from TE Connectivity*. TE Connectivity. [https://www.pressreleasefinder.com/TE\\_Connectivity/TECP074/en/](https://www.pressreleasefinder.com/TE_Connectivity/TECP074/en/)
- Get It Made. (n.d.). *Get It Made*. <https://get-it-made.co.uk/>
- Gheran, D., & Profir, F. (2023). *HONDA VFR1200F DCT*. [https://www.autoevolution.com/moto/honda-vfr1200fd-2012.html#aeng\\_honda-vfr1200f-3000-1237](https://www.autoevolution.com/moto/honda-vfr1200fd-2012.html#aeng_honda-vfr1200f-3000-1237)
- Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers, Inc.
- Goldenergy. (2024). *Tarifa Digital*. <https://goldenergy.pt/precos-de-referencia/>
- Guile, C. (2016). *The Automotive TM, HEV & EV Drives magazine by CTI*. 76.
- Hanh, P. T. H., Ha, V. T., Giang, P. T., & Huy, T. Van. (2022). Analysis and Comparison of Electric Motor Types for Electric Vehicles. *Journal of Science and Technology - HaUI*. <https://jst-haui.vn/media/30/uffile-upload-no-title30797.pdf>
- Hausfather, Z., & Friedlingstein, P. (2022). *Analysis: Global CO2 Emissions from Fossil Fuels Hit Record High in 2022*. Carbon Brief Clear on Climate. <https://www.carbonbrief.org/analysis-global-co2-emissions-from-fossil-fuels-hit-record-high-in-2022/>
- Heinz, S. (2002). *Worldwide Harmonised Motorcycle Emissions Certification Procedure*.
- Henning, A. (2017). *MC Garage Video: How Does a Motorcycle Transmission Work?* Motorcyclist. <https://www.motorcyclistonline.com/how-does-motorcycle-transmission-work-mc-garage-video/>
- Henning, A. (2020). *Motorcycle Chain Vs. Belt Vs. Shaft—Which Drivetrain Is Best?* Motorcyclist. <https://www.motorcyclistonline.com/all-about-motorcycle-chains-belts-and-drive-shafts/>
- Herring, D. H. (2004). Gear Heat Treatment: The Influence of Materials and Geometry. *Gear Technology*. <https://www.geartechnology.com/ext/resources/issues/0304x/herring.pdf>
- Höhn, B.-R., & Zhang, Y. (2024). How many speed ratios for electric cars? One example. *Gear Technology*.
- Honda. (2007a). *Honda Develops HFT, a New Automatic Transmission System for Motorcycles*. <https://global.honda/en/newsroom/news/2007/2071004-eng.html>

- Honda. (2007b). *New Automatic Transmission for Motorcycles - Human-Friendly Transmission*. Honda. <https://novrizalbinmuslim.files.wordpress.com/2013/09/hft.pdf>
- Hooshmand, D. (2023). *How BMW Paralever Works*. Motofomo. <https://motofomo.com/bmw-paralever-carc-tetra-lever/>
- Jha, A. (2016). *Let's discuss motors in Electric vehicles continued*. Demeter. <https://etn-demeter.eu/lets-discuss-motors-in-electric-vehicles-continued/>
- JT Sprockets. (n.d.). *JT Sprockets*. <https://www.jtsprockets.com/>
- JT Sprockets. (2024a). *JTF249*. <https://www.jtsprockets.com/catalogue/sprocket/JTF249/>
- JT Sprockets. (2024b). *JTR256*. <https://www.jtsprockets.com/catalogue/sprocket/JTR256/>
- Kawasaki. (2023). *New 2024 Ninja 7 Hybrid*. Kawasaki. [https://www.kawasaki.eu/en/Motorcycles/EV\\_HEV/Ninja\\_7\\_Hybrid.html#productspecifications-78c4964e4d-item-a84b8cb2f2-tab](https://www.kawasaki.eu/en/Motorcycles/EV_HEV/Ninja_7_Hybrid.html#productspecifications-78c4964e4d-item-a84b8cb2f2-tab)
- Kleiber, T. (2020). *DIN Q6 Meets DIN Q10 - The Need for Modern Internal Gear Production. Gear Technology*.
- Klüber Lubrication München KG. (2003). *Lubrication of gear systems*.
- Kymco. (n.d.). *Periodic Maintenance Chart*. file:///D:/Nuno/ISEP/Mestrado/TESE DE MESTRADO/Transmissão/Manutenção/ServiceKXCT300iABS.pdf
- Larminie, J., & Lowry, J. (2012). *Electric Vehicle Technology Explained* (2nd Editio). John Wiley & Sons, Ltd.
- Lauwers, L., & Gijsbertus, C. (n.d.). *Compact Transmission Comprising A Planetary Gear Set* (Patent US8360926). <http://www.rexresearch.com/smeshgear/lauwers.html>
- Lee, K. (2021). *Honda's Dual Clutch Transmission*. Rider Magazine. <https://ridermagazine.com/2021/06/02/hondas-dual-clutch-transmission/>
- Lucena, B. (2009). *Estudo da sincronização de engrenamento em caixas de velocidades por crabots* [Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto]. <https://repositorio-aberto.up.pt/bitstream/10216/59278/1/000137734.pdf>
- Maitra, G. (1994). *Maitra's Handbook of Gear Design*.
- Materials, M. (2015). *Gear Cutter / Broach*.
- MCS. (n.d.). *Suzuki AN 650 Burgman Executive*. MCS. Retrieved October 22, 2023, from [https://www.motorcyclespecs.co.za/model/suzu/suzuki\\_burgman\\_650\\_executive.htm#google\\_vignette](https://www.motorcyclespecs.co.za/model/suzu/suzuki_burgman_650_executive.htm#google_vignette)
- Michelin. (2022). *Two Wheel Professional Tire Guide*.
- Mikolezig, G. (2015). *Surface Roughness Measurements of Cylindrical Gears and Bevel Gears on Gear Inspection Machines. Gear Technology*. <https://www.geartechnology.com/ext/resources/issues/0515x/roughness.pdf>
- Misumi. (n.d.). *Misumi*. <https://uk.misumi-ec.com/>
- Misumi USA Inc. (2018). *Configurable Timing Pulleys & Timing Belts*.
- Mitsuboshi Belting Ltd. (n.d.). *Mitsuboshi Belting*. <https://www.mitsuboshi.com/english/>
- Mototrofa. (n.d.). *Honda CRF450R*. Mototrofa. <https://www.mototrofa.com/portfolio/honda-crf450r/>
- NADCA. (2015). *NADCA Product Specification Standards for Die Casting*.
- Neurouth, A. (2016). *Etude de la performance énergétique d'une transmission de puissance haute vitesse*. Université de Lyon.
- Niemann, G. (1978). *Maschinenelemente*.
- Ntombela, M., Musasa, K., & Moloi, K. (2023). *A Comprehensive Review for Electric Vehicles Drive Circuits Technology, Operations and Challenges*. ResearchGate. <https://doi.org/10.20944/preprints202306.2040.v1>
- Pires, J. (2021). *High-speed Automatic/Manual Gearbox for an Electrical Vehicle*. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Polus, A., Craus, J., & Livneh, M. (n.d.). *Determination of Longitudinal Grades of Rural Roads*.

## Referências

- Rao, T. K. (2008). *Design of Machine Elements*.
- Rolinski, E. (2016). *Distortion Engineering of Gears*.  
<https://www.ahtcorp.com/webres/File/0716-HS.pdf>
- Rossi, L. De, Schramm, A., & Felice, A. De. (2022). Multibody Efficiency Analysis of Chain Drives in Racing Motorcycles. *Journal of Applied and Computational Mechanics*.  
<https://doi.org/10.22055/jacm.2022.39795.3467>
- Schaeffler. (n.d.). *Load Carrying Capacity and Life*. [https://medias-at.schaeffler.com/en/load-carrying-capacity-and-life#Static load carrying capacity](https://medias-at.schaeffler.com/en/load-carrying-capacity-and-life#Static%20load%20carrying%20capacity)
- SKF. (2018). *Rolling bearings*.
- Smesh. (n.d.). *380 km on a Single Battery Charge, SmeshGear Makes It Possible*. Retrieved October 23, 2023, from <https://www.smesh.eu/storm-elektrische-motorfiets/>
- Sprockets, J. (2021). *JT Sprockets Application Guide*.  
[https://www.jtsprockets.com/fileadmin/files/JT Sprockets Application Guide 2021.pdf](https://www.jtsprockets.com/fileadmin/files/JT_Sprockets_Application_Guide_2021.pdf)
- Supriyo, B., Ariyono, S., & Sihono, S. (2021). Electronic system of rubber belt electro-mechanical continuously variable transmission for motorcycle applications. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1108/1/012011>
- TeamZilla. (2020). *How to shift gears on a motorcycle*. <https://www.revzilla.com/common-tread/how-to-shift-gears-on-a-motorcycle>
- TecknoMechanics. (2020a). *How a Motorcycle Transmission Works*. YouTube.  
<https://www.youtube.com/watch?v=g8xnIf4id4>
- TecknoMechanics. (2020b). *How a Scooter Transmission works*. YouTube.  
<https://www.youtube.com/watch?v=9cKbzUgFdS0>
- ThyssenKrupp. (n.d.). *ThyssenKrupp*. <https://www.thyssenkrupp.com/en/home>
- TM4, D. (2024). *DANA TM4*. <https://www.danatm4.com/>
- Toll, M. (2023). *Vammo launches its self-service battery-swapping e-motorcycle system*. Electrek. <https://electrek.co/2023/08/17/vammo-launches-its-self-service-battery-swapping-e-motorcycle-system/>
- TRIMIS. (2020). *STRIA Roadmap on Transport Electrification (ELT). December*.  
<https://trimis.ec.europa.eu>
- TVS. (2019). *Chain Vs Belt Vs Shaft Drive: Motorcycle Final Drive Systems Explained With Their Characteristics*. TVS. <https://www.tvsmotor.com/media/blog/chain-vs-belt-vs-shaft-drive-motorcycle-final-drive-systems-explained-with-their-characteristics/>
- TYMA. (n.d.). *TYMA*.  
<https://www.tyma.eu/?srsltid=AfmBOoq0krhQn1XEE06vEdUDEKvF7sNIWdLEOrPEQ9txpnt9N4G4IR3>
- UNECE. (2002). *TEM STANDARDS AND RECOMMENDED PRACTICE*.
- Vidinha, T. (2017). *Concepção de um Sistema de Transmissão de Alta Velocidade para um Veículo Eléctrico com 50 kW de Potência*. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Vitesco Technologies. (2022). *1000PS - Hybrid Motorcycle*. YouTube.  
<https://www.youtube.com/watch?v=GcTDuKKm2rc>
- WEG Motores. (2021). *Guia de Especificações de Motores Eléctricos*.  
<https://static2.weg.net/medias/downloadcenter/h32/hc5/WEG-motores-eletricos-guia-de-especificacao-50032749-brochure-portuguese-web.pdf>
- Wiratkasem, K., & Pattana, S. (2021). The effect of motorcycle tyre rolling resistance coefficient on the saving of fuel consumption. *ScienceDirect*.  
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352484721004078>





## **DECLARAÇÃO DE INTEGRIDADE**

Declaro ter conduzido este trabalho académico com integridade. Não plagiei ou apliquei qualquer forma de uso indevido de informações ou falsificação de resultados ao longo do processo que levou à sua elaboração.

Declaro que o trabalho apresentado neste documento é original e de minha autoria, não tendo sido utilizado anteriormente para nenhum outro fim.

Declaro ainda que tenho pleno conhecimento do Código de Conduta Ética do P.PORTO.

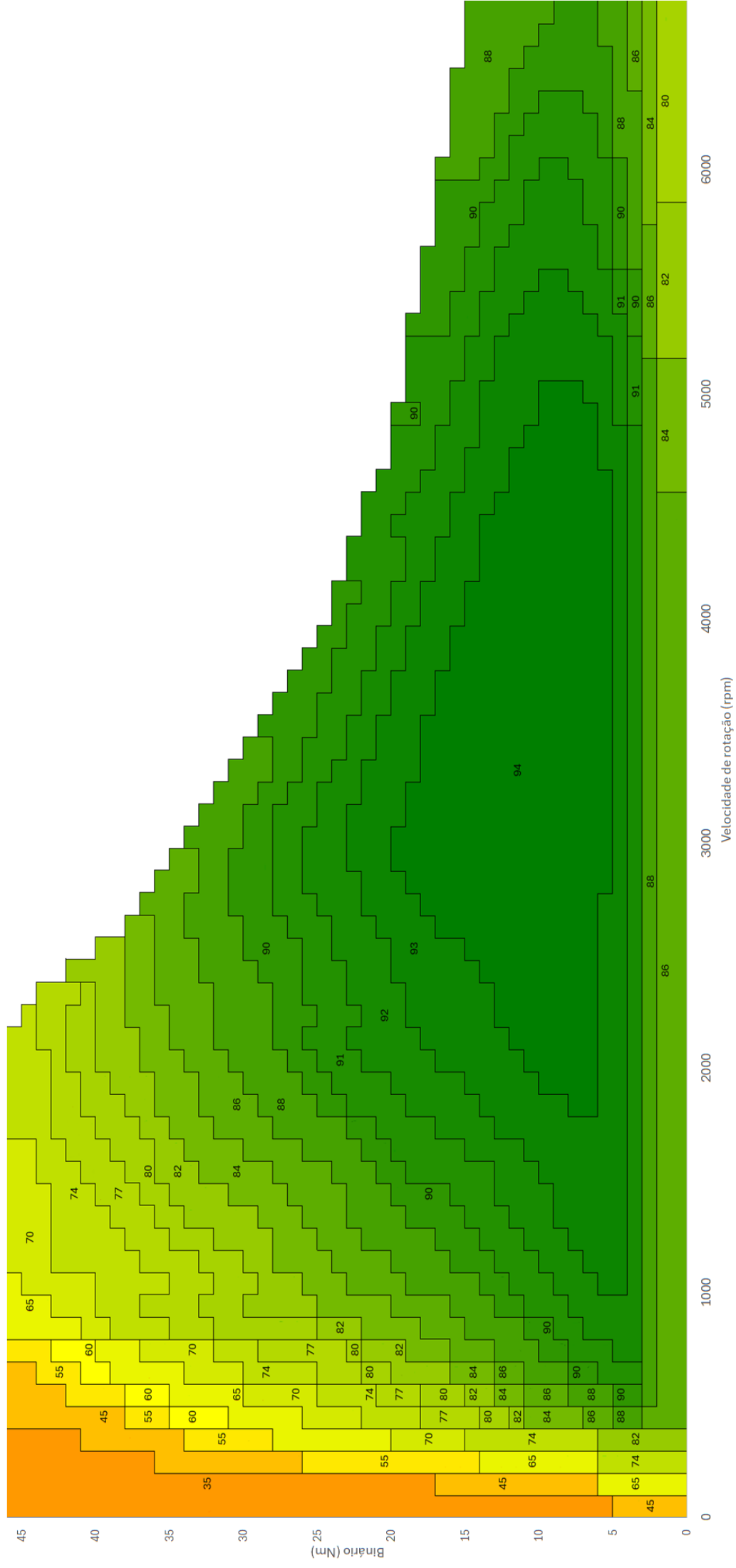
NOME: Nuno André Pires Coelho

ISEP, Porto, 14 de setembro de 2024



## **APÊNDICE A – MAPA DE EFICIÊNCIA DO MOTOR ELÉTRICO**

Mapa de eficiência do motor elétrico (%)



## **APÊNDICE B – CICLOS DE CONDUÇÃO**

NYCC							
Tempo	Vel.	Tempo	Vel.	Tempo	Vel.	Tempo	Vel.
s	km/h	s	km/h	s	km/h	s	km/h
1	0,0	151	26,1	301	17,4	451	0,0
2	0,0	152	25,8	302	16,7	452	0,0
3	0,0	153	26,1	303	15,2	453	0,0
4	0,0	154	27,2	304	17,1	454	0,0
5	0,0	155	28,3	305	20,7	455	0,0
6	0,0	156	29,0	306	22,1	456	0,0
7	0,5	157	31,9	307	20,0	457	0,0
8	0,0	158	35,2	308	16,7	458	0,0
9	0,3	159	37,4	309	13,8	459	0,0
10	0,5	160	38,5	310	9,1	460	0,0
11	0,0	161	39,2	311	5,1	461	0,0
12	0,0	162	39,9	312	3,3	462	0,0
13	0,0	163	40,6	313	1,1	463	0,0
14	0,0	164	41,0	314	0,0	464	0,0
15	0,0	165	39,9	315	0,0	465	0,0
16	0,0	166	39,6	316	0,0	466	0,0
17	0,0	167	37,7	317	0,0	467	0,0
18	0,0	168	36,7	318	0,0	468	0,0
19	0,0	169	35,9	319	0,0	469	0,0
20	0,0	170	35,2	320	0,0	470	0,0
21	0,0	171	34,1	321	0,0	471	0,0
22	0,0	172	33,0	322	0,0	472	0,0
23	0,0	173	31,2	323	4,0	473	0,0
24	0,0	174	27,6	324	9,8	474	0,0
25	0,0	175	22,5	325	9,1	475	0,0
26	0,0	176	22,9	326	5,1	476	0,0
27	0,2	177	23,6	327	5,8	477	0,0
28	0,3	178	23,6	328	9,8	478	0,0
29	0,0	179	23,6	329	14,9	479	0,0
30	0,0	180	23,2	330	16,0	480	0,0
31	0,0	181	22,9	331	13,8	481	0,0
32	0,0	182	22,9	332	10,9	482	0,0
33	0,0	183	21,4	333	9,4	483	0,0
34	0,0	184	18,5	334	9,1	484	0,0
35	0,0	185	13,8	335	9,8	485	0,0
36	0,0	186	9,1	336	11,6	486	0,0
37	0,0	187	6,2	337	13,8	487	0,0
38	0,0	188	4,7	338	15,2	488	0,0
39	0,0	189	2,2	339	12,3	489	0,0
40	0,0	190	1,5	340	9,1	490	0,0
41	0,0	191	0,4	341	4,0	491	0,0
42	0,0	192	0,0	342	0,0	492	0,0
43	0,0	193	0,0	343	0,0	493	0,0
44	0,0	194	0,0	344	0,0	494	0,0
45	0,0	195	2,2	345	0,0	495	1,5

46	0,0	196	6,2	346	0,0	496	6,5
47	0,6	197	16,0	347	0,0	497	12,0
48	4,7	198	25,8	348	0,0	498	16,7
49	9,1	199	31,2	349	0,0	499	18,5
50	11,3	200	33,8	350	0,0	500	19,2
51	12,3	201	34,8	351	0,0	501	20,0
52	12,3	202	34,8	352	0,0	502	23,2
53	10,2	203	33,4	353	0,0	503	26,1
54	10,5	204	30,8	354	0,0	504	29,0
55	12,3	205	27,2	355	0,0	505	30,1
56	15,2	206	21,4	356	0,4	506	31,9
57	14,5	207	18,1	357	0,7	507	32,7
58	13,8	208	24,3	358	1,1	508	32,3
59	15,6	209	32,3	359	0,7	509	31,9
60	20,0	210	38,5	360	0,4	510	33,8
61	24,3	211	41,7	361	0,0	511	34,1
62	29,0	212	42,5	362	0,0	512	30,5
63	34,1	213	42,8	363	0,0	513	28,7
64	37,0	214	37,7	364	0,0	514	21,0
65	35,2	215	31,9	365	0,0	515	12,3
66	29,4	216	30,5	366	0,0	516	4,7
67	23,6	217	31,2	367	0,0	517	1,5
68	16,7	218	31,6	368	0,0	518	0,0
69	9,1	219	30,1	369	0,0	519	0,4
70	4,0	220	28,3	370	0,0	520	1,1
71	3,3	221	26,5	371	0,0	521	2,2
72	5,1	222	25,4	372	0,0	522	3,6
73	9,1	223	25,4	373	0,0	523	4,4
74	14,5	224	26,1	374	0,0	524	4,7
75	17,4	225	27,2	375	0,0	525	4,4
76	17,4	226	28,3	376	0,0	526	1,8
77	15,2	227	29,0	377	0,0	527	0,0
78	10,5	228	31,9	378	0,0	528	1,1
79	6,2	229	35,2	379	0,0	529	2,9
80	4,4	230	38,1	380	0,0	530	5,1
81	1,5	231	39,9	381	0,0	531	6,2
82	1,5	232	40,6	382	0,0	532	8,7
83	0,0	233	39,6	383	0,0	533	12,7
84	0,0	234	37,4	384	0,0	534	15,6
85	0,0	235	33,8	385	0,0	535	16,7
86	0,0	236	27,9	386	0,0	536	16,7
87	0,0	237	21,8	387	0,0	537	15,2
88	0,4	238	14,9	388	0,0	538	11,6
89	0,4	239	5,4	389	0,0	539	10,9
90	0,0	240	0,0	390	0,0	540	14,5
91	0,0	241	0,0	391	0,0	541	17,1
92	0,0	242	0,0	392	0,0	542	19,2
93	0,0	243	0,0	393	0,0	543	25,0

94	0,0	244	0,0	394	0,0	544	31,9
95	0,0	245	0,0	395	0,4	545	37,0
96	4,4	246	0,0	396	2,5	546	40,6
97	13,4	247	0,0	397	4,7	547	42,1
98	20,0	248	0,0	398	4,7	548	43,2
99	25,4	249	0,0	399	3,3	549	44,3
100	28,3	250	0,0	400	3,6	550	45,0
101	27,9	251	0,0	401	7,6	551	44,6
102	27,9	252	0,0	402	12,7	552	44,3
103	24,7	253	0,0	403	16,0	553	41,7
104	18,1	254	0,4	404	17,4	554	37,7
105	13,8	255	3,3	405	16,7	555	33,4
106	9,4	256	7,3	406	16,3	556	29,0
107	8,7	257	10,5	407	17,4	557	24,3
108	10,9	258	11,6	408	17,8	558	18,5
109	11,3	259	12,3	409	18,5	559	12,0
110	7,6	260	11,6	410	18,1	560	7,6
111	9,1	261	10,9	411	16,3	561	2,9
112	11,6	262	10,5	412	14,2	562	1,1
113	10,9	263	8,3	413	13,4	563	0,0
114	9,4	264	7,3	414	13,8	564	0,0
115	9,8	265	9,1	415	16,7	565	0,0
116	9,8	266	4,7	416	19,2	566	0,0
117	9,4	267	5,4	417	21,0	567	0,0
118	9,1	268	4,7	418	21,4	568	0,0
119	9,1	269	4,7	419	20,7	569	0,0
120	11,6	270	2,2	420	18,9	570	0,0
121	16,0	271	1,5	421	18,9	571	0,0
122	17,4	272	0,4	422	20,0	572	0,0
123	18,5	273	0,0	423	22,1	573	0,0
124	19,2	274	0,0	424	23,2	574	0,0
125	19,6	275	0,4	425	23,2	575	0,0
126	20,3	276	7,6	426	24,0	576	0,0
127	20,0	277	15,6	427	24,7	577	0,0
128	17,1	278	22,5	428	24,7	578	0,0
129	16,0	279	27,2	429	25,8	579	0,0
130	15,2	280	30,8	430	23,6	580	0,0
131	14,5	281	33,4	431	20,0	581	0,0
132	12,3	282	33,4	432	18,1	582	0,0
133	9,8	283	31,9	433	19,6	583	0,0
134	8,0	284	32,3	434	21,4	584	0,0
135	6,2	285	33,0	435	20,0	585	0,0
136	4,4	286	33,8	436	14,5	586	0,0
137	1,5	287	34,8	437	12,3	587	0,0
138	1,5	288	35,6	438	12,3	588	0,0
139	0,0	289	36,3	439	13,1	589	0,0
140	0,7	290	35,9	440	9,1	590	0,0
141	0,4	291	34,8	441	5,4	591	0,0

142	0,0	292	33,8	442	4,0	592	0,0
143	0,0	293	33,0	443	2,2	593	0,0
144	0,0	294	33,4	444	1,1	594	0,0
145	2,2	295	31,2	445	0,0	595	0,0
146	9,8	296	27,9	446	0,0	596	0,0
147	16,7	297	27,6	447	0,0	597	0,0
148	19,6	298	27,2	448	0,0	598	0,0
149	22,5	299	23,2	449	0,0	599	0,0
150	24,7	300	19,2	450	0,0	600	0,0

WMTC1							
Tempo	Vel.	Tempo	Vel.	Tempo	Vel.	Tempo	Vel.
s	km/h	s	km/h	s	km/h	s	km/h
1	0,0	151	0,0	301	30,6	451	18,8
2	0,0	152	0,0	302	28,9	452	18,4
3	0,0	153	0,0	303	27,8	453	18,0
4	0,0	154	0,0	304	27,2	454	17,5
5	0,0	155	0,0	305	26,9	455	16,9
6	0,0	156	0,0	306	26,5	456	16,4
7	0,0	157	0,0	307	26,1	457	16,6
8	0,0	158	0,0	308	25,7	458	17,7
9	0,0	159	0,0	309	25,5	459	19,3
10	0,0	160	0,0	310	25,7	460	20,9
11	0,0	161	0,0	311	26,4	461	22,3
12	0,0	162	0,0	312	27,3	462	23,2
13	0,0	163	0,0	313	28,1	463	23,2
14	0,0	164	0,0	314	27,9	464	22,2
15	0,0	165	0,0	315	26,0	465	20,3
16	0,0	166	0,0	316	22,7	466	17,9
17	0,0	167	0,0	317	19,0	467	15,2
18	0,0	168	0,0	318	16,0	468	12,3
19	0,0	169	0,0	319	14,6	469	9,3
20	0,0	170	0,0	320	15,2	470	6,4
21	0,0	171	0,0	321	16,9	471	3,8
22	1,0	172	0,0	322	19,3	472	1,9
23	2,6	173	0,0	323	22,0	473	0,9
24	4,8	174	0,0	324	24,6	474	0,0
25	7,2	175	0,0	325	26,8	475	0,0
26	9,6	176	0,0	326	27,9	476	0,0
27	12,0	177	0,0	327	28,1	477	0,0
28	14,3	178	0,0	328	27,7	478	0,0
29	16,6	179	0,0	329	27,2	479	0,0
30	18,9	180	0,0	330	26,7	480	0,0
31	21,2	181	0,0	331	26,6	481	0,0
32	23,5	182	0,0	332	26,8	482	0,0
33	25,6	183	2,0	333	27,0	483	0,0
34	27,1	184	6,0	334	27,2	484	0,0
35	28,0	185	12,4	335	27,4	485	0,0
36	28,7	186	21,4	336	27,5	486	1,4
37	29,2	187	30,0	337	27,7	487	4,5
38	29,8	188	35,8	338	27,9	488	8,8
39	30,3	189	40,6	339	28,1	489	13,4
40	29,6	190	44,3	340	28,3	490	17,3
41	28,7	191	46,4	341	28,6	491	19,2
42	27,9	192	48,4	342	29,0	492	19,7
43	27,5	193	48,8	343	29,5	493	19,8
44	27,3	194	48,1	344	30,1	494	20,7
45	27,3	195	48,6	345	30,5	495	23,6

46	27,4	196	48,8	346	30,7	496	28,1
47	27,5	197	48,5	347	30,8	497	32,8
48	27,6	198	48,9	348	30,8	498	36,3
49	27,6	199	49,2	349	30,8	499	37,1
50	27,7	200	49,9	350	30,8	500	35,1
51	27,8	201	50,0	351	30,8	501	31,1
52	28,1	202	50,0	352	30,8	502	28,0
53	28,6	203	50,0	353	30,8	503	27,5
54	28,9	204	49,2	354	30,9	504	29,5
55	29,2	205	49,0	355	30,9	505	34,0
56	29,4	206	48,6	356	30,9	506	37,0
57	29,7	207	47,3	357	30,8	507	38,0
58	30,1	208	44,6	358	30,4	508	36,1
59	30,5	209	43,2	359	29,6	509	31,5
60	30,7	210	42,5	360	28,4	510	24,5
61	29,7	211	42,9	361	27,1	511	17,5
62	26,9	212	43,4	362	26,0	512	10,5
63	23,0	213	44,4	363	25,4	513	4,5
64	18,7	214	45,5	364	25,5	514	1,0
65	14,2	215	45,5	365	26,3	515	0,0
66	9,4	216	43,7	366	27,3	516	0,0
67	4,9	217	42,7	367	28,4	517	0,0
68	2,0	218	40,9	368	29,2	518	0,0
69	0,0	219	38,4	369	29,5	519	2,9
70	0,0	220	34,8	370	29,4	520	8,0
71	0,0	221	34,0	371	28,9	521	16,0
72	0,0	222	35,8	372	28,1	522	24,0
73	0,0	223	39,7	373	27,2	523	32,0
74	1,7	224	45,1	374	26,3	524	38,8
75	5,8	225	48,7	375	25,7	525	43,1
76	11,8	226	50,0	376	25,5	526	46,0
77	18,3	227	50,0	377	25,6	527	47,5
78	24,5	228	49,7	378	26,0	528	47,5
79	29,4	229	48,3	379	26,4	529	44,8
80	32,5	230	47,2	380	27,0	530	40,1
81	34,2	231	47,0	381	27,7	531	33,8
82	34,4	232	47,1	382	28,5	532	27,2
83	34,5	233	46,8	383	29,4	533	20,0
84	34,6	234	45,8	384	30,2	534	12,8
85	34,7	235	44,2	385	30,5	535	7,0
86	34,8	236	42,4	386	30,3	536	2,2
87	35,2	237	40,7	387	29,5	537	0,0
88	36,0	238	38,9	388	28,7	538	0,0
89	37,0	239	37,0	389	27,9	539	0,0
90	37,9	240	35,2	390	27,5	540	0,0
91	38,5	241	33,3	391	27,3	541	0,0
92	38,8	242	32,8	392	27,0	542	2,7
93	38,8	243	31,9	393	26,5	543	8,0

94	38,7	244	29,9	394	25,8	544	16,0
95	38,4	245	27,5	395	25,0	545	24,0
96	38,0	246	26,0	396	21,5	546	32,0
97	37,4	247	25,4	397	16,0	547	37,2
98	36,9	248	23,1	398	10,0	548	40,4
99	36,6	249	21,2	399	5,0	549	43,0
100	36,4	250	19,5	400	2,2	550	44,6
101	36,4	251	17,8	401	1,0	551	45,2
102	36,5	252	15,2	402	0,0	552	45,3
103	36,7	253	11,5	403	0,0	553	45,4
104	36,9	254	7,2	404	0,0	554	45,5
105	37,0	255	2,5	405	0,0	555	45,6
106	37,2	256	0,0	406	0,0	556	45,7
107	37,3	257	0,0	407	0,0	557	45,8
108	37,4	258	0,0	408	1,2	558	45,9
109	37,3	259	0,0	409	3,2	559	46,0
110	36,8	260	0,0	410	5,9	560	46,1
111	35,8	261	0,0	411	8,8	561	46,2
112	34,6	262	0,0	412	12,0	562	46,3
113	31,8	263	0,0	413	15,4	563	46,4
114	28,9	264	0,0	414	18,9	564	46,7
115	26,7	265	0,0	415	22,1	565	47,2
116	24,6	266	0,0	416	24,7	566	48,0
117	25,2	267	0,5	417	26,8	567	48,9
118	26,2	268	2,9	418	28,7	568	49,8
119	27,5	269	8,2	419	30,6	569	50,0
120	29,2	270	13,2	420	32,4	570	50,0
121	31,0	271	17,8	421	34,0	571	50,0
122	32,8	272	21,4	422	35,4	572	50,0
123	34,3	273	24,1	423	36,5	573	50,0
124	35,1	274	26,4	424	37,5	574	49,0
125	35,3	275	28,4	425	38,6	575	46,7
126	35,1	276	29,9	426	39,7	576	44,0
127	34,6	277	30,4	427	40,7	577	41,1
128	33,7	278	30,5	428	41,5	578	38,3
129	32,2	279	30,3	429	41,7	579	35,4
130	29,6	280	30,2	430	41,5	580	31,8
131	26,0	281	30,1	431	41,0	581	27,3
132	22,0	282	30,1	432	40,6	582	22,4
133	18,5	283	30,1	433	40,3	583	17,7
134	16,6	284	30,1	434	40,1	584	13,4
135	17,5	285	30,1	435	40,1	585	9,3
136	20,9	286	30,1	436	39,8	586	5,5
137	25,2	287	30,2	437	38,9	587	2,0
138	29,1	288	30,4	438	37,5	588	0,0
139	31,4	289	31,0	439	35,8	589	0,0
140	31,9	290	31,8	440	34,2	590	0,0
141	31,4	291	32,7	441	32,5	591	0,0

142	30,6	292	33,6	442	30,9	592	0,0
143	29,5	293	34,4	443	29,4	593	0,0
144	27,9	294	35,0	444	28,0	594	0,0
145	24,9	295	35,4	445	26,5	595	0,0
146	20,2	296	35,5	446	25,0	596	0,0
147	14,8	297	35,3	447	23,4	597	0,0
148	9,5	298	34,9	448	21,9	598	0,0
149	4,8	299	33,9	449	20,4	599	0,0
150	1,4	300	32,4	450	19,4	600	0,0

WMTC2							
Tempo	Vel.	Tempo	Vel.	Tempo	Vel.	Tempo	Vel.
s	km/h	s	km/h	s	km/h	s	km/h
1	0,0	151	55,3	301	60,3	451	50,2
2	0,0	152	56,1	302	59,2	452	51,6
3	0,0	153	56,5	303	57,2	453	52,8
4	0,0	154	56,3	304	53,9	454	53,6
5	0,0	155	55,2	305	49,2	455	54,0
6	0,0	156	53,2	306	43,1	456	54,4
7	0,0	157	50,7	307	36,6	457	54,9
8	0,0	158	48,1	308	32,2	458	55,8
9	1,9	159	45,4	309	30,4	459	57,4
10	6,0	160	42,7	310	30,4	460	59,3
11	12,5	161	40,3	311	32,7	461	61,0
12	19,6	162	38,5	312	36,7	462	62,4
13	26,6	163	37,5	313	40,6	463	63,1
14	32,1	164	37,3	314	44,1	464	63,3
15	36,1	165	37,0	315	46,1	465	63,3
16	39,4	166	36,6	316	47,7	466	63,3
17	42,0	167	37,4	317	48,3	467	63,3
18	43,7	168	37,7	318	48,3	468	63,2
19	44,7	169	37,4	319	48,1	469	63,1
20	45,7	170	37,0	320	48,1	470	63,0
21	46,6	171	37,2	321	48,6	471	62,9
22	47,1	172	39,0	322	49,6	472	62,8
23	47,5	173	41,6	323	50,9	473	62,5
24	47,9	174	44,5	324	52,0	474	62,2
25	47,9	175	47,1	325	52,7	475	61,9
26	47,9	176	49,3	326	52,1	476	61,9
27	48,0	177	50,6	327	50,0	477	62,2
28	48,3	178	51,1	328	47,1	478	63,0
29	48,6	179	51,3	329	44,1	479	63,8
30	49,0	180	51,1	330	42,6	480	64,5
31	49,3	181	50,4	331	43,4	481	65,0
32	49,6	182	49,4	332	46,4	482	65,2
33	49,8	183	48,3	333	49,9	483	65,1
34	50,1	184	47,1	334	53,4	484	64,5
35	50,4	185	45,9	335	56,4	485	63,0
36	50,8	186	44,9	336	59,0	486	60,6
37	51,2	187	46,1	337	61,0	487	57,7
38	51,6	188	47,6	338	62,5	488	54,6
39	52,0	189	49,1	339	63,7	489	51,6
40	52,2	190	50,7	340	64,6	490	48,4
41	52,3	191	52,4	341	65,3	491	44,5
42	52,4	192	54,3	342	66,0	492	39,8
43	52,3	193	56,2	343	66,6	493	34,2
44	51,8	194	58,1	344	67,3	494	27,9
45	50,6	195	60,0	345	67,9	495	21,5

46	48,3	196	61,9	346	68,5	496	15,0
47	45,2	197	63,5	347	69,1	497	9,3
48	41,8	198	64,7	348	69,7	498	5,1
49	38,3	199	65,2	349	70,3	499	2,5
50	36,0	200	65,2	350	70,9	500	1,4
51	34,8	201	64,4	351	71,7	501	0,3
52	33,9	202	63,1	352	72,6	502	0,0
53	32,9	203	61,6	353	73,4	503	0,0
54	31,4	204	60,1	354	74,3	504	0,0
55	29,5	205	58,6	355	75,0	505	0,0
56	27,2	206	57,2	356	75,4	506	0,0
57	25,1	207	56,2	357	75,6	507	0,0
58	23,2	208	55,4	358	75,7	508	0,0
59	21,9	209	54,6	359	75,6	509	0,0
60	21,2	210	54,1	360	75,3	510	0,0
61	21,3	211	53,7	361	75,0	511	0,0
62	22,4	212	53,9	362	74,5	512	0,0
63	24,5	213	55,0	363	74,2	513	0,0
64	27,2	214	56,7	364	74,0	514	0,0
65	30,4	215	58,7	365	73,9	515	0,0
66	33,4	216	60,4	366	73,8	516	0,0
67	35,6	217	61,4	367	73,7	517	0,0
68	35,4	218	61,5	368	73,6	518	0,0
69	32,5	219	61,0	369	73,6	519	0,0
70	28,1	220	60,2	370	73,6	520	0,0
71	23,7	221	59,6	371	73,5	521	0,0
72	21,7	222	59,0	372	73,4	522	0,0
73	22,2	223	58,7	373	73,1	523	0,0
74	23,8	224	58,1	374	72,8	524	0,0
75	24,6	225	57,4	375	72,6	525	0,0
76	24,0	226	56,4	376	72,4	526	0,0
77	22,7	227	55,6	377	72,2	527	0,0
78	21,5	228	55,2	378	72,0	528	0,0
79	20,9	229	55,3	379	71,7	529	0,0
80	21,2	230	55,8	380	71,4	530	0,0
81	22,3	231	56,9	381	70,4	531	0,0
82	23,6	232	58,5	382	68,8	532	2,1
83	24,8	233	60,3	383	66,0	533	6,4
84	25,3	234	62,1	384	62,2	534	13,1
85	25,3	235	64,0	385	57,3	535	21,0
86	25,2	236	65,8	386	52,5	536	29,6
87	25,2	237	67,7	387	47,7	537	38,2
88	25,6	238	69,6	388	42,8	538	46,4
89	26,7	239	71,4	389	38,0	539	53,2
90	28,3	240	73,0	390	33,1	540	58,5
91	30,4	241	74,3	391	29,6	541	62,3
92	32,7	242	75,7	392	27,7	542	64,8
93	35,0	243	77,0	393	27,7	543	66,2

94	37,2	244	78,3	394	30,0	544	67,2
95	38,8	245	79,4	395	34,0	545	67,8
96	39,9	246	80,3	396	38,1	546	68,5
97	40,4	247	80,8	397	42,1	547	69,2
98	40,4	248	81,2	398	45,7	548	70,0
99	39,3	249	81,7	399	47,9	549	70,7
100	37,1	250	82,2	400	49,4	550	71,1
101	34,4	251	82,8	401	50,5	551	71,3
102	31,8	252	83,3	402	51,3	552	71,0
103	29,5	253	83,8	403	52,0	553	70,6
104	28,0	254	84,3	404	52,7	554	70,0
105	27,5	255	84,5	405	53,2	555	69,4
106	27,8	256	84,6	406	53,6	556	69,1
107	28,8	257	84,6	407	53,5	557	69,1
108	30,5	258	84,5	408	53,2	558	69,4
109	32,2	259	84,5	409	53,0	559	69,8
110	33,9	260	84,4	410	53,0	560	70,3
111	35,6	261	84,4	411	53,3	561	70,8
112	37,3	262	84,4	412	53,7	562	71,3
113	38,6	263	84,3	413	54,2	563	71,7
114	39,7	264	84,2	414	54,6	564	71,8
115	40,3	265	84,2	415	54,8	565	71,9
116	40,8	266	84,1	416	54,9	566	71,7
117	41,0	267	84,1	417	55,0	567	71,5
118	41,2	268	84,1	418	55,3	568	71,2
119	41,3	269	84,1	419	55,8	569	70,8
120	41,4	270	84,1	420	56,4	570	70,6
121	41,3	271	84,2	421	57,0	571	70,4
122	40,9	272	84,2	422	57,2	572	70,2
123	40,3	273	84,3	423	57,1	573	70,1
124	39,7	274	84,4	424	57,0	574	69,9
125	40,0	275	84,5	425	56,7	575	68,7
126	41,9	276	84,6	426	56,2	576	66,0
127	44,9	277	84,6	427	55,4	577	62,2
128	48,0	278	84,6	428	54,2	578	58,0
129	51,0	279	84,6	429	52,5	579	54,0
130	53,2	280	84,6	430	50,6	580	50,3
131	53,9	281	84,6	431	48,9	581	47,0
132	53,1	282	84,6	432	48,2	582	43,9
133	51,5	283	84,7	433	48,8	583	40,5
134	49,6	284	84,8	434	50,2	584	36,5
135	47,0	285	84,9	435	51,9	585	31,7
136	42,9	286	85,0	436	53,4	586	26,3
137	37,1	287	84,9	437	54,8	587	21,0
138	30,8	288	84,5	438	55,8	588	15,9
139	26,9	289	83,6	439	56,5	589	11,3
140	24,2	290	82,1	440	57,0	590	7,2
141	23,7	291	80,3	441	56,9	591	3,7

142	25,7	292	77,9	442	56,2	592	1,2
143	30,3	293	75,3	443	54,5	593	0,0
144	36,1	294	72,7	444	52,6	594	0,0
145	41,7	295	70,2	445	50,5	595	0,0
146	45,1	296	67,8	446	48,8	596	0,0
147	48,3	297	65,6	447	47,7	597	0,0
148	51,0	298	63,7	448	47,5	598	0,0
149	52,9	299	62,2	449	47,9	599	0,0
150	54,3	300	61,2	450	48,9	600	0,0

WMTC3							
Tempo	Vel.	Tempo	Vel.	Tempo	Vel.	Tempo	Vel.
s	km/h	s	km/h	s	km/h	s	km/h
1	0,0	151	73,3	301	87,7	451	99,5
2	0,0	152	74,4	302	87,9	452	99,8
3	0,0	153	75,4	303	88,1	453	99,9
4	0,0	154	76,6	304	88,3	454	100,0
5	0,0	155	77,8	305	88,3	455	99,8
6	0,0	156	78,9	306	88,0	456	99,3
7	0,0	157	79,6	307	87,2	457	98,4
8	0,7	158	79,0	308	86,2	458	97,4
9	2,5	159	77,1	309	85,0	459	96,4
10	5,8	160	74,8	310	84,1	460	95,4
11	9,8	161	72,9	311	83,7	461	94,5
12	14,2	162	72,1	312	83,6	462	94,0
13	18,7	163	72,3	313	83,2	463	93,9
14	23,1	164	72,7	314	82,7	464	93,8
15	27,2	165	72,5	315	81,9	465	93,8
16	30,7	166	71,0	316	81,2	466	93,7
17	33,0	167	68,3	317	80,4	467	93,6
18	34,9	168	65,1	318	80,0	468	93,5
19	36,5	169	61,9	319	79,6	469	93,3
20	38,2	170	58,7	320	79,6	470	93,1
21	39,9	171	55,6	321	79,6	471	93,0
22	41,8	172	52,7	322	79,8	472	92,9
23	43,5	173	50,0	323	80,4	473	92,9
24	44,3	174	47,9	324	81,2	474	93,0
25	43,8	175	46,3	325	82,4	475	93,1
26	42,7	176	45,0	326	83,7	476	93,4
27	41,9	177	43,7	327	85,1	477	93,6
28	41,9	178	42,5	328	86,4	478	93,9
29	43,7	179	41,3	329	87,7	479	94,3
30	46,5	180	40,1	330	88,9	480	94,6
31	49,5	181	38,9	331	89,9	481	94,8
32	52,2	182	37,7	332	90,7	482	94,9
33	54,0	183	37,6	333	91,2	483	95,1
34	54,9	184	37,5	334	91,5	484	95,1
35	55,2	185	37,4	335	91,8	485	95,1
36	55,5	186	37,2	336	92,1	486	95,1
37	56,9	187	37,0	337	92,4	487	95,1
38	56,6	188	36,8	338	92,7	488	95,2
39	57,3	189	36,8	339	93,0	489	95,2
40	57,8	190	37,0	340	93,1	490	95,3
41	58,1	191	37,6	341	93,1	491	95,4
42	58,3	192	38,4	342	93,2	492	95,4
43	58,6	193	39,7	343	93,4	493	95,2
44	59,4	194	41,7	344	93,8	494	95,0
45	60,9	195	43,7	345	94,4	495	94,7

46	62,8	196	45,7	346	95,1	496	94,3
47	64,4	197	47,5	347	95,8	497	94,0
48	65,2	198	49,2	348	96,4	498	93,9
49	64,1	199	51,3	349	96,6	499	93,8
50	62,9	200	54,0	350	96,3	500	93,7
51	61,7	201	57,0	351	95,0	501	93,7
52	60,6	202	59,8	352	92,8	502	93,6
53	59,9	203	62,4	353	90,3	503	93,4
54	59,6	204	64,7	354	88,0	504	93,1
55	59,5	205	67,0	355	87,0	505	92,9
56	59,6	206	69,0	356	87,3	506	92,7
57	59,5	207	71,1	357	88,1	507	92,5
58	59,4	208	73,1	358	88,8	508	92,3
59	59,1	209	75,0	359	89,0	509	92,2
60	59,0	210	76,9	360	87,9	510	92,0
61	59,1	211	78,5	361	85,7	511	91,9
62	59,9	212	80,1	362	83,3	512	91,8
63	61,3	213	81,5	363	81,2	513	91,7
64	62,8	214	82,7	364	79,8	514	91,7
65	64,2	215	83,7	365	79,1	515	91,8
66	65,2	216	84,8	366	78,8	516	91,9
67	65,9	217	85,7	367	78,4	517	92,0
68	66,6	218	86,6	368	79,0	518	92,1
69	67,4	219	87,2	369	80,2	519	92,1
70	67,9	220	87,7	370	81,6	520	91,9
71	68,4	221	88,2	371	82,9	521	91,6
72	68,9	222	88,5	372	83,8	522	91,3
73	69,4	223	88,7	373	84,4	523	90,9
74	70,2	224	88,9	374	84,9	524	90,7
75	70,9	225	89,1	375	85,5	525	90,6
76	71,6	226	89,3	376	86,0	526	90,6
77	72,1	227	89,6	377	86,4	527	90,7
78	72,3	228	90,2	378	87,0	528	90,7
79	72,3	229	91,1	379	87,5	529	90,8
80	72,2	230	92,3	380	88,0	530	90,9
81	72,1	231	93,8	381	88,5	531	91,0
82	71,9	232	95,2	382	89,0	532	91,0
83	71,6	233	96,6	383	89,4	533	91,1
84	71,3	234	97,5	384	89,6	534	91,1
85	70,9	235	98,1	385	89,9	535	91,3
86	70,9	236	98,2	386	90,1	536	91,4
87	70,9	237	98,1	387	90,3	537	91,5
88	71,1	238	97,9	388	90,4	538	91,5
89	71,3	239	97,8	389	90,4	539	91,6
90	71,3	240	97,7	390	90,3	540	91,8
91	71,3	241	97,6	391	90,3	541	92,0
92	71,2	242	97,5	392	90,4	542	92,6
93	70,9	243	97,5	393	90,6	543	93,1

94	70,6	244	97,5	394	90,9	544	93,8
95	70,2	245	97,5	395	91,2	545	94,3
96	69,8	246	97,6	396	91,5	546	94,7
97	69,6	247	97,7	397	91,7	547	94,7
98	69,5	248	97,7	398	91,9	548	94,8
99	69,6	249	97,8	399	92,0	549	94,8
100	69,7	250	97,8	400	92,1	550	94,9
101	69,8	251	97,8	401	92,2	551	95,1
102	69,8	252	97,8	402	92,3	552	95,3
103	69,8	253	97,8	403	92,4	553	95,5
104	69,5	254	98,0	404	92,5	554	95,7
105	69,3	255	98,2	405	92,6	555	95,8
106	69,0	256	98,3	406	92,6	556	95,5
107	68,6	257	98,4	407	92,6	557	94,5
108	68,0	258	98,5	408	92,6	558	92,5
109	67,0	259	98,6	409	92,5	559	90,3
110	65,6	260	98,6	410	92,5	560	88,2
111	64,1	261	98,6	411	92,5	561	85,6
112	62,7	262	98,8	412	92,4	562	83,0
113	61,6	263	99,0	413	92,4	563	80,1
114	60,6	264	99,1	414	92,4	564	77,3
115	58,9	265	99,4	415	92,4	565	74,1
116	56,2	266	99,5	416	92,4	566	70,9
117	52,4	267	99,7	417	92,4	567	67,8
118	48,3	268	99,8	418	92,5	568	64,3
119	44,6	269	99,9	419	92,6	569	60,9
120	42,3	270	100,0	420	92,7	570	57,7
121	41,2	271	100,0	421	92,9	571	54,8
122	40,6	272	100,0	422	93,1	572	52,3
123	40,3	273	99,9	423	93,2	573	50,3
124	40,1	274	99,8	424	93,4	574	48,8
125	40,1	275	99,6	425	93,7	575	48,3
126	40,4	276	99,4	426	94,1	576	47,9
127	40,9	277	99,3	427	94,5	577	47,6
128	41,3	278	99,2	428	94,8	578	47,4
129	41,9	279	98,9	429	95,1	579	47,4
130	42,6	280	98,4	430	95,4	580	46,3
131	43,8	281	97,4	431	95,5	581	43,9
132	45,5	282	96,0	432	95,7	582	40,7
133	47,4	283	94,2	433	95,8	583	36,7
134	49,4	284	92,2	434	96,0	584	31,0
135	51,3	285	90,3	435	96,2	585	25,2
136	53,0	286	88,7	436	96,4	586	19,5
137	54,3	287	87,9	437	96,6	587	13,7
138	55,5	288	87,5	438	97,0	588	8,0
139	56,4	289	87,6	439	97,4	589	4,0
140	57,0	290	87,9	440	97,6	590	1,6
141	57,3	291	88,1	441	97,8	591	0,0

142	58,1	292	88,3	442	98,1	592	0,0
143	59,9	293	88,5	443	98,2	593	0,0
144	62,1	294	88,5	444	98,3	594	0,0
145	64,4	295	88,4	445	98,5	595	0,0
146	66,5	296	88,3	446	98,6	596	0,0
147	68,2	297	88,1	447	98,7	597	0,0
148	69,7	298	87,9	448	98,9	598	0,0
149	71,1	299	87,7	449	99,1	599	0,0
150	72,3	300	87,6	450	99,3	600	0,0

## APÊNDICE C – ESPECTROS DE CARGA

j	it1			it2		
	Freq.	Fator T	Fator v	Freq.	Fator T	Fator v
1	8,519495	9,167	1350	14,2612	9,167	1350
2	14,44333	18,334	1350	10,53031	18,334	1350
3	4,627831	27,501	1350	4,099933	27,501	1350
4	1,886946	36,668	1350	0,818651	36,668	1350
5	1,004453	45,835	1350	0,42462	45,835	1350
6	7,657541	9,167	2700	11,13709	9,167	2700
7	26,43651	18,334	2700	23,98132	18,334	2700
8	5,880646	27,501	2700	0,779816	27,501	2700
9	0,93002	36,668	2700	1,088302	9,167	4050
10	0,266434	45,835	2700	17,37532	18,334	4050
11	1,015403	9,167	4050	3,834677	27,501	4050
12	7,765517	18,334	4050	2,383265	-9,167	1350
13	1,523105	27,501	4050	4,587852	-18,334	1350
14	6,887091	-9,167	1350	2,782748	-27,501	1350
15	2,267582	-18,334	1350	0,218065	-36,668	1350
16	0,675213	-27,501	1350	0,305676	-9,167	2700
17	0,113833	-36,668	1350	1,238329	-18,334	2700
18	7,143162	-9,167	2700	0,152838	-27,501	2700
19	0,456567	-18,334	2700			
20	0,499313	-9,167	4050			

## **APÊNDICE D – COMBINAÇÕES POSSÍVEIS DE RODAS DENTADAS DA CAIXA DE VELOCIDADES**

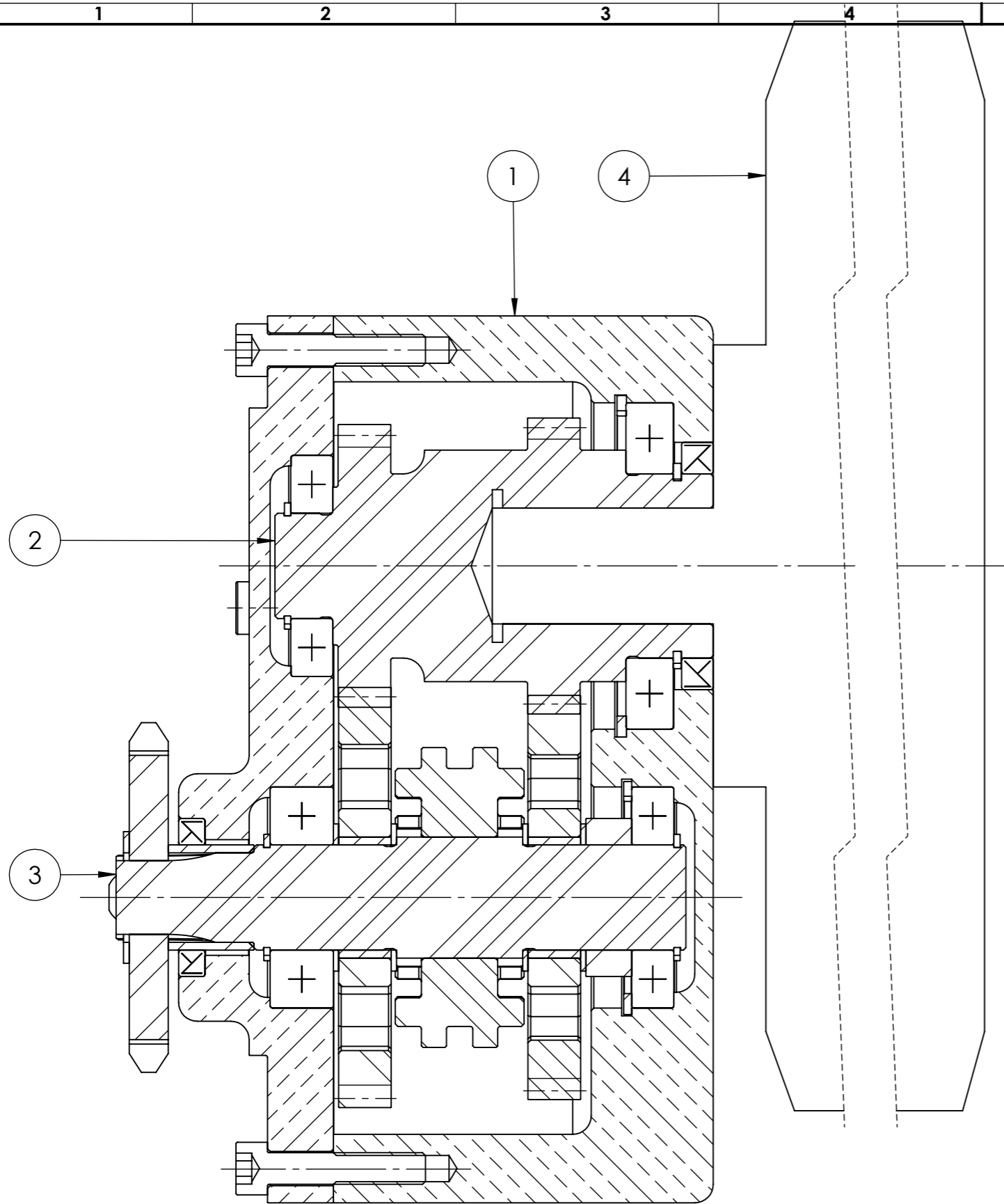
Ref.	a	b <sub>1,2</sub>	mn <sub>1,2</sub>	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>
	mm	mm	mm	-	-	mm	mm
1	61	10	2	21	39	0,2639	0,2659
2	61	10	2	21	37	0,7624	0,9889
3	61	10	2	22	37	0,4440	0,6711
4	61	10	2	23	35	0,7888	0,9625
5	61	10	2	24	35	0,5458	0,5693
6	61	10	2	25	33	0,8169	0,9344
7	62	10	2	21	39	0,4422	0,6712
8	62	10	2	22	37	0,7683	0,9793
9	62	10	2	24	35	0,7949	0,9527
10	62	10	2	26	33	0,8230	0,9246
11	63	10	2	21	40	0,4405	0,6712
12	63	10	2	21	39	0,7492	0,9948
13	63	10	2	23	38	0,4407	0,6710
14	63	10	2	23	37	0,7741	0,9699
15	63	10	2	24	37	0,5417	0,5700
16	63	10	2	25	35	0,8009	0,9431
17	63	10	2	26	35	0,5450	0,5667
18	63	10	2	27	33	0,8289	0,9151
19	64	10	2	21	41	0,4388	0,6713
20	64	10	2	22	39	0,7548	0,9857
21	64	10	2	24	37	0,7800	0,9605
22	64	10	2	26	35	0,8069	0,9336
23	64	10	2	28	33	0,8347	0,9058
24	65	10	2	21	42	0,4371	0,6714
25	65	10	2	22	41	0,4367	0,6718
26	65	10	2	23	40	0,5369	0,5715
27	65	10	2	23	39	0,7605	0,9767
28	65	10	2	24	39	0,4377	0,6707
29	65	10	2	25	37	0,7859	0,9512
30	65	10	2	26	37	0,5407	0,5678
31	65	10	2	27	35	0,8128	0,9243
32	65	10	2	29	33	0,8405	0,8966
33	66	10	2	21	43	0,4355	0,6714
34	66	10	2	22	41	0,7422	0,9916
35	66	10	2	24	39	0,7662	0,9676
36	66	10	2	26	37	0,7918	0,9420
37	66	10	2	28	35	0,8186	0,9152
38	66	10	2	30	33	0,8461	0,8877
39	67	10	2	21	44	0,4339	0,6715
40	67	10	2	22	43	0,4333	0,6722
41	67	10	2	23	42	0,4333	0,6722
42	67	10	2	23	41	0,7477	0,9829
43	67	10	2	25	40	0,5350	0,5705
44	67	10	2	25	39	0,7719	0,9587
45	67	10	2	26	39	0,5365	0,5689

46	67	10	2	27	37	0,7976	0,9330
47	67	10	2	29	35	0,8243	0,9063
48	68	10	2	21	45	0,4324	0,6716
49	68	10	2	22	43	0,7304	0,9970
50	68	10	2	24	41	0,7532	0,9743
51	68	10	2	26	39	0,7776	0,9498
52	68	10	2	28	37	0,8034	0,9241
53	68	10	2	30	35	0,8300	0,8975
54	69	10	2	21	46	0,4309	0,6716
55	69	10	2	22	45	0,4300	0,6726
56	69	10	2	23	44	0,4298	0,6728
57	69	10	2	23	43	0,7357	0,9888
58	69	10	2	25	42	0,4310	0,6715
59	69	10	2	25	41	0,7587	0,9657
60	69	10	2	27	40	0,5342	0,5684
61	69	10	2	27	39	0,7834	0,9411
62	69	10	2	29	37	0,8091	0,9154
63	69	10	2	31	35	0,8355	0,8890
64	70	10	2	21	47	0,4294	0,6717
65	70	10	2	23	45	0,4281	0,6731
66	70	10	2	24	43	0,7410	0,9805
67	70	10	2	26	41	0,7643	0,9572
68	70	10	2	28	39	0,7890	0,9325
69	70	10	2	30	37	0,8147	0,9068
70	70	10	2	32	35	0,8409	0,8806
71	71	10	2	21	48	0,4280	0,6718
72	71	10	2	22	47	0,4268	0,6730
73	71	10	2	23	46	0,4264	0,6735
74	71	10	2	23	45	0,7244	0,9942
75	71	10	2	25	44	0,5272	0,5726
76	71	10	2	25	43	0,7464	0,9723
77	71	10	2	27	42	0,4300	0,6698
78	71	10	2	27	41	0,7699	0,9487
79	71	10	2	29	39	0,7947	0,9240
80	71	10	2	31	37	0,8202	0,8984

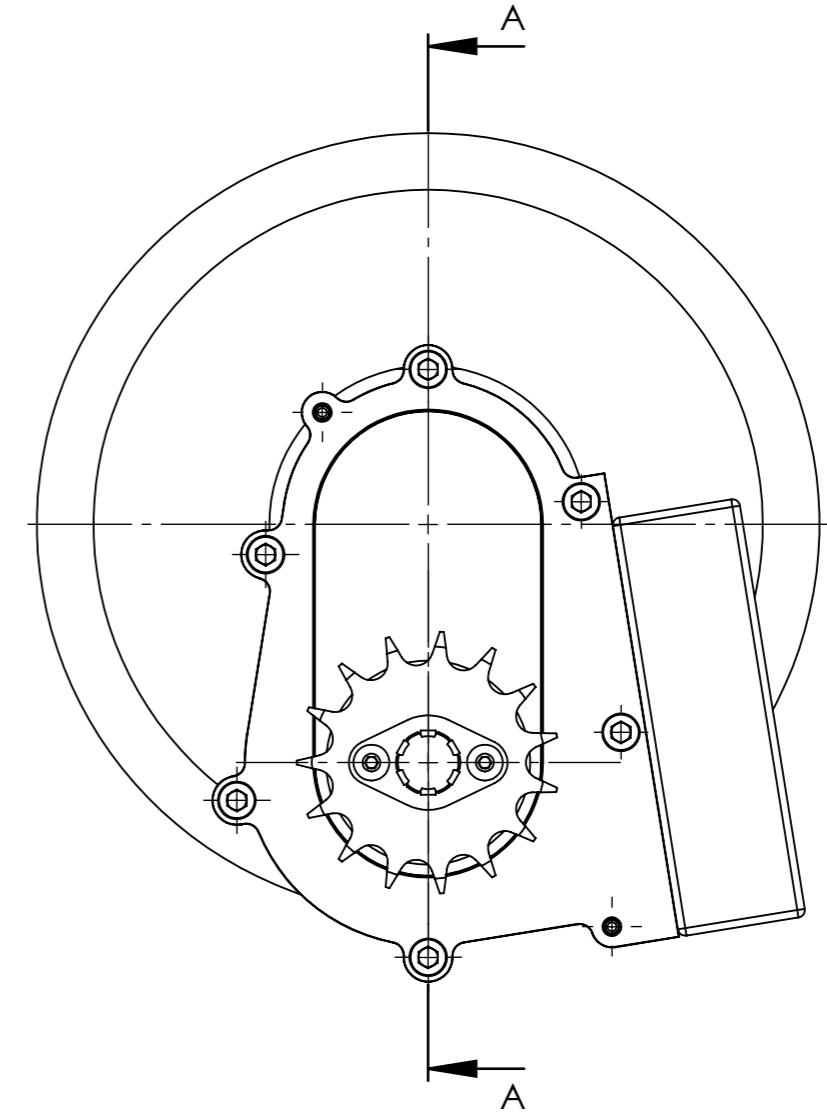
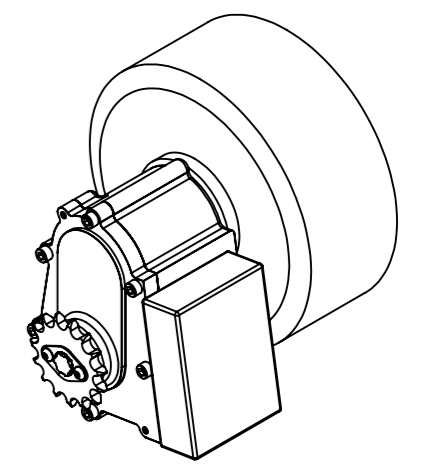
## **APÊNDICE E – COMBINAÇÕES POSSÍVEIS DE RODAS DENTADAS DA TRANSMISSÃO FINAL**

Ref.	Ref. Corr.	z	Z	i	p	C	N
	-	-	-	-	mm	mm	Links
1	420	15	30	2,0000	12,7	503,9010	102
2	420	15	32	2,1333	12,7	497,2764	102
3	420	15	33	2,2000	12,7	493,9489	102
4	420	15	34	2,2667	12,7	503,3489	104
5	420	15	35	2,3333	12,7	500,0000	104
6	420	15	36	2,4000	12,7	496,6476	104
7	420	15	37	2,4667	12,7	506,0327	106
8	420	15	38	2,5333	12,7	502,6616	106
9	420	15	39	2,6000	12,7	499,2797	106
10	420	15	40	2,6667	12,7	495,8865	106
11	420	15	41	2,7333	12,7	505,2529	108
12	420	15	42	2,8000	12,7	501,8433	108
13	420	15	43	2,8667	12,7	498,4222	108
14	420	15	44	2,9333	12,7	494,9892	108
15	420	15	45	3,0000	12,7	504,3394	110
16	420	15	46	3,0667	12,7	500,8900	110
17	420	15	47	3,1333	12,7	497,4283	110
18	420	15	48	3,2000	12,7	493,9542	110
19	420	15	49	3,2667	12,7	503,2905	112
20	420	15	50	3,3333	12,7	499,7998	112
21	420	15	51	3,4000	12,7	496,2961	112
22	420	15	54	3,6000	12,7	498,5706	114


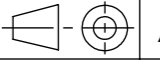
## **APÊNDICE F – DESENHOS TÉCNICOS E DE CONJUNTO**

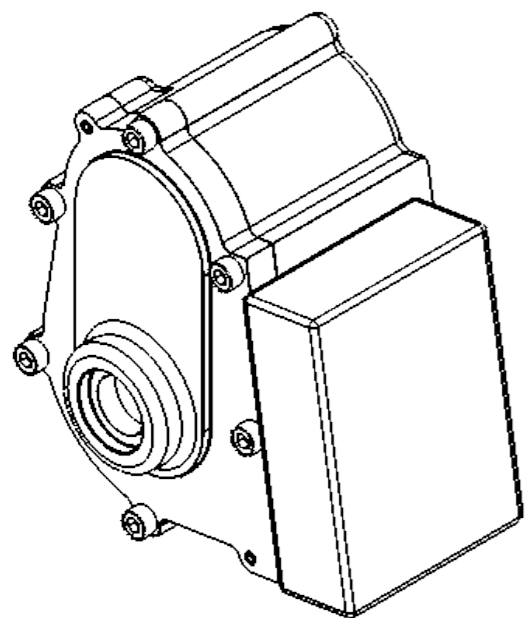
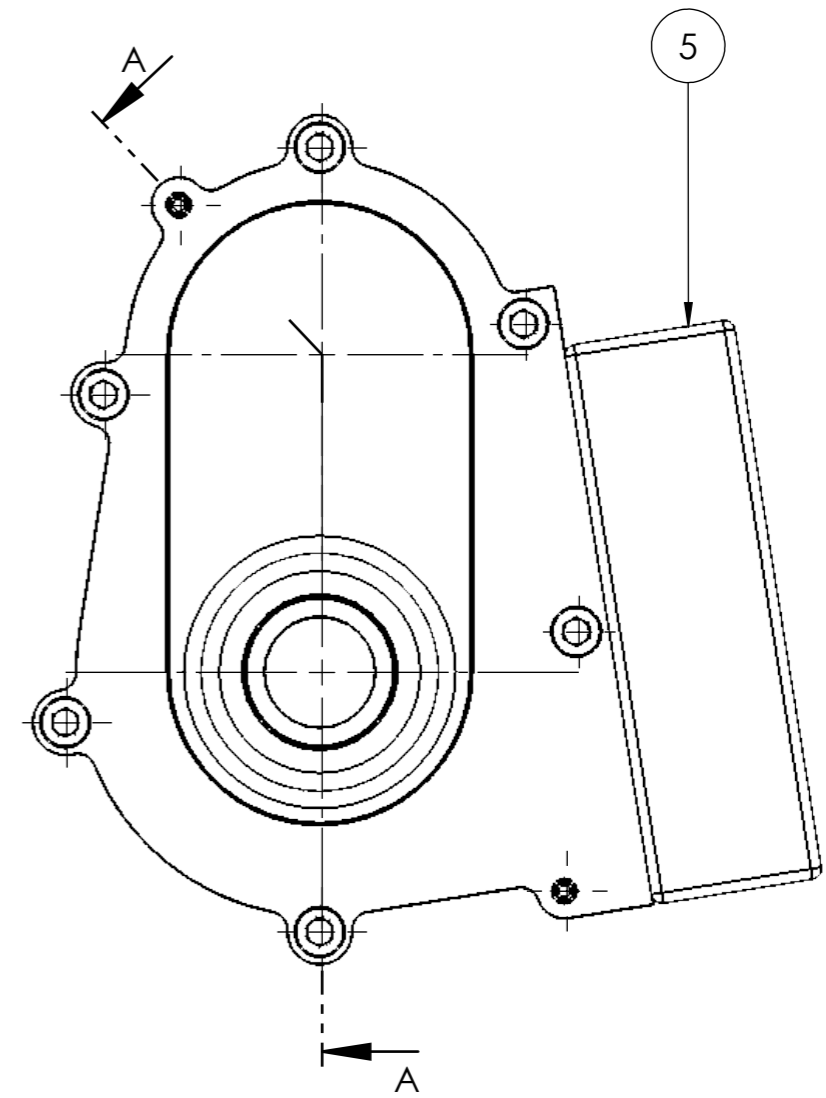
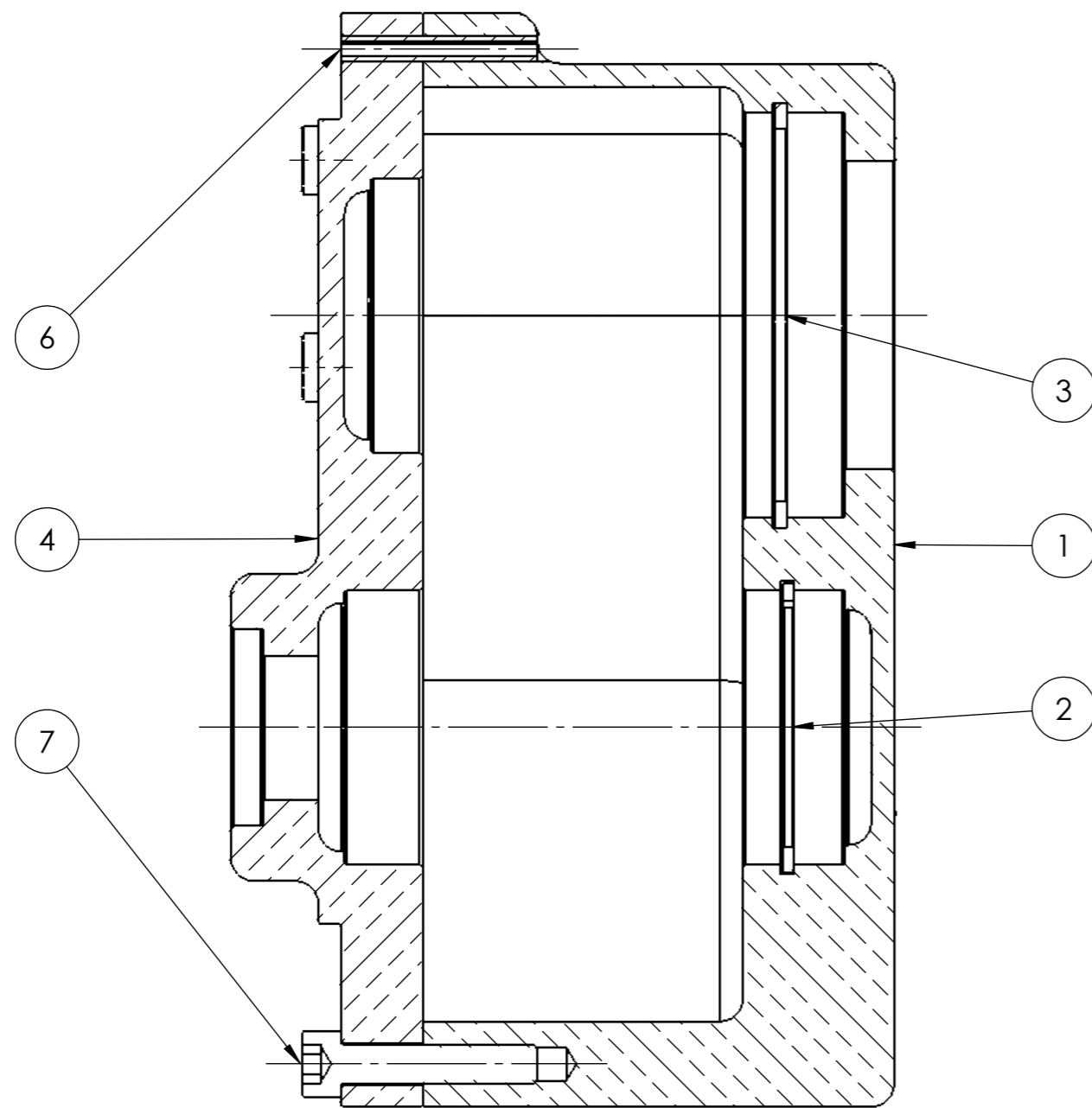


A-A  
1:1



PEÇA	DESENHO	DESCRIÇÃO	QT.
1	10	Conjunto da carcaça	1
2	20	Conjunto do veio de entrada	1
3	30	Conjunto do veio de saída	1
4		Motor DANA TM4 IMP200-33	1

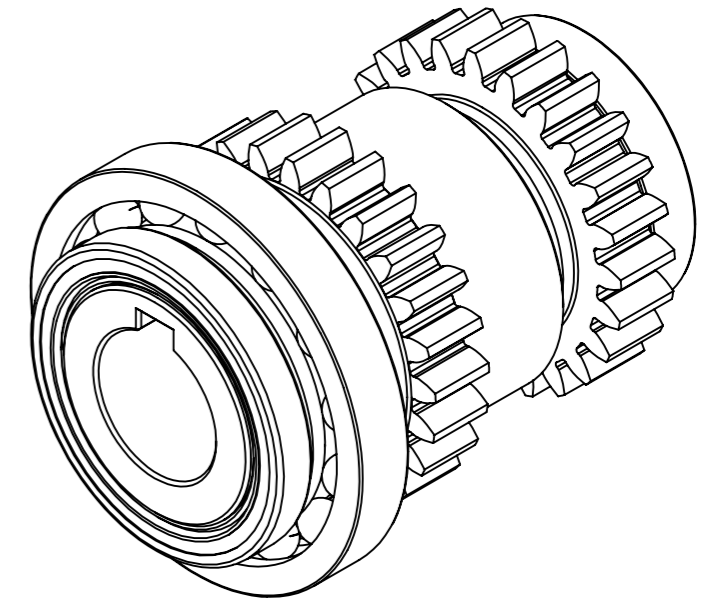
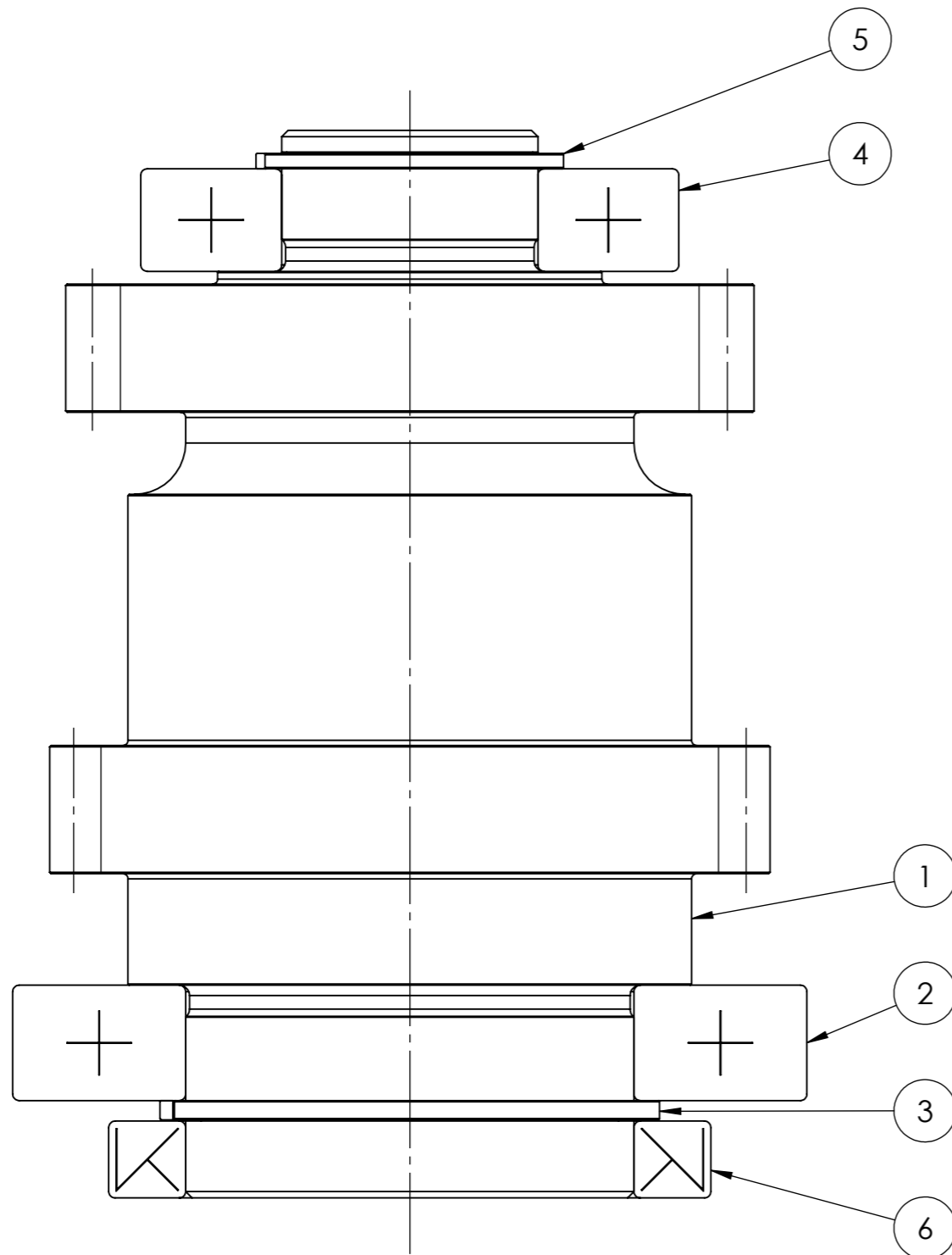
Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia de Lisboa	Projeto			Quantidade	1
Des.	1170794		14/09/2024				Massa (kg)
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:2		A3
Aprov.	1170794	14/09/2024				Material	
Nome	Transmissão de duas velocidades					Descrição	
						Desenho	1 / 1




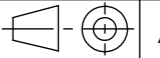
A-A  
1:1

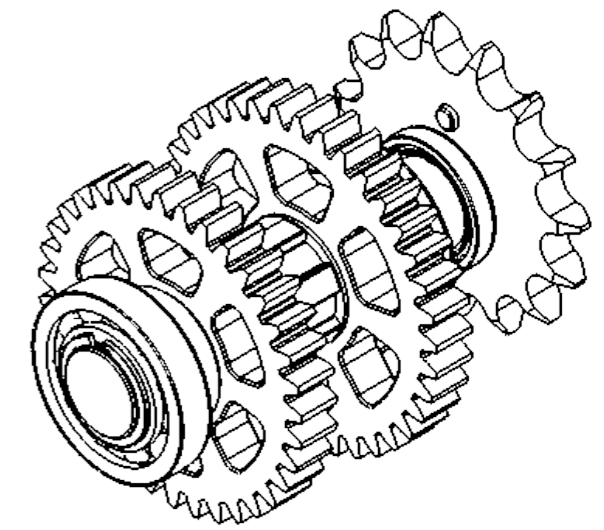
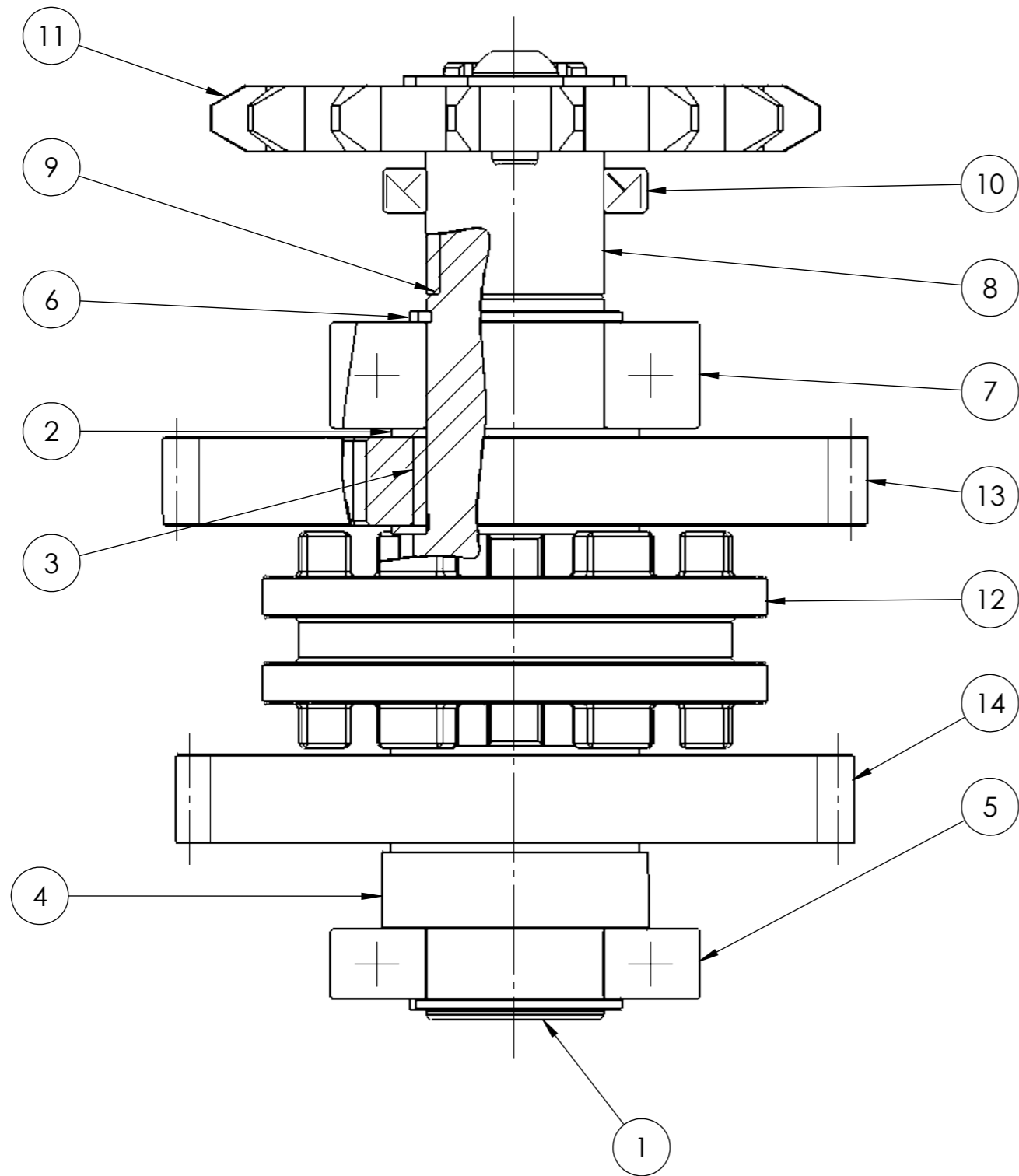
PEÇA	DESENHO	DESCRIÇÃO	QT.
1	110	Carcaça	1
2		Anel de retenção em espiral DIN 472 - 42 x 1,5 - St	1
3		Anel de retenção em espiral DIN 472 - 62 x 1,8 - St	1
4	120	Tampa da carcaça	1
5		Kongsberg DCA	1
6		Pino elástico DIN EN 28752 - 4 x 30 - St	2
7		Parafuso ISO 4762 M6 x 30 - 30N	6

Nome	Data		Projeto			Quantidade	1
Des.	1170794		14/09/2024				Massa (kg)
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:1,5		A3
Aprov.	1170794	14/09/2024				Tratamento	
Nome	Conjunto da carcaça					Material	
						Descrição	
						Desenho	10
							1/1


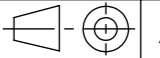


PEÇA	DESENHO	DESCRIÇÃO	QT.
1	210	Veio de entrada	1
2		Rolamento SKF 16007	1
3		Anel de retenção em espiral DIN 471 - 30 x 1,5 - St	1
4		Rolamento SKF 16004	1
5		Anel de retenção em espiral DIN 471 - 20 x 1,2 - St	1
6		Vedante SKF 35 x 47 x 6 HMSA10 RG	1

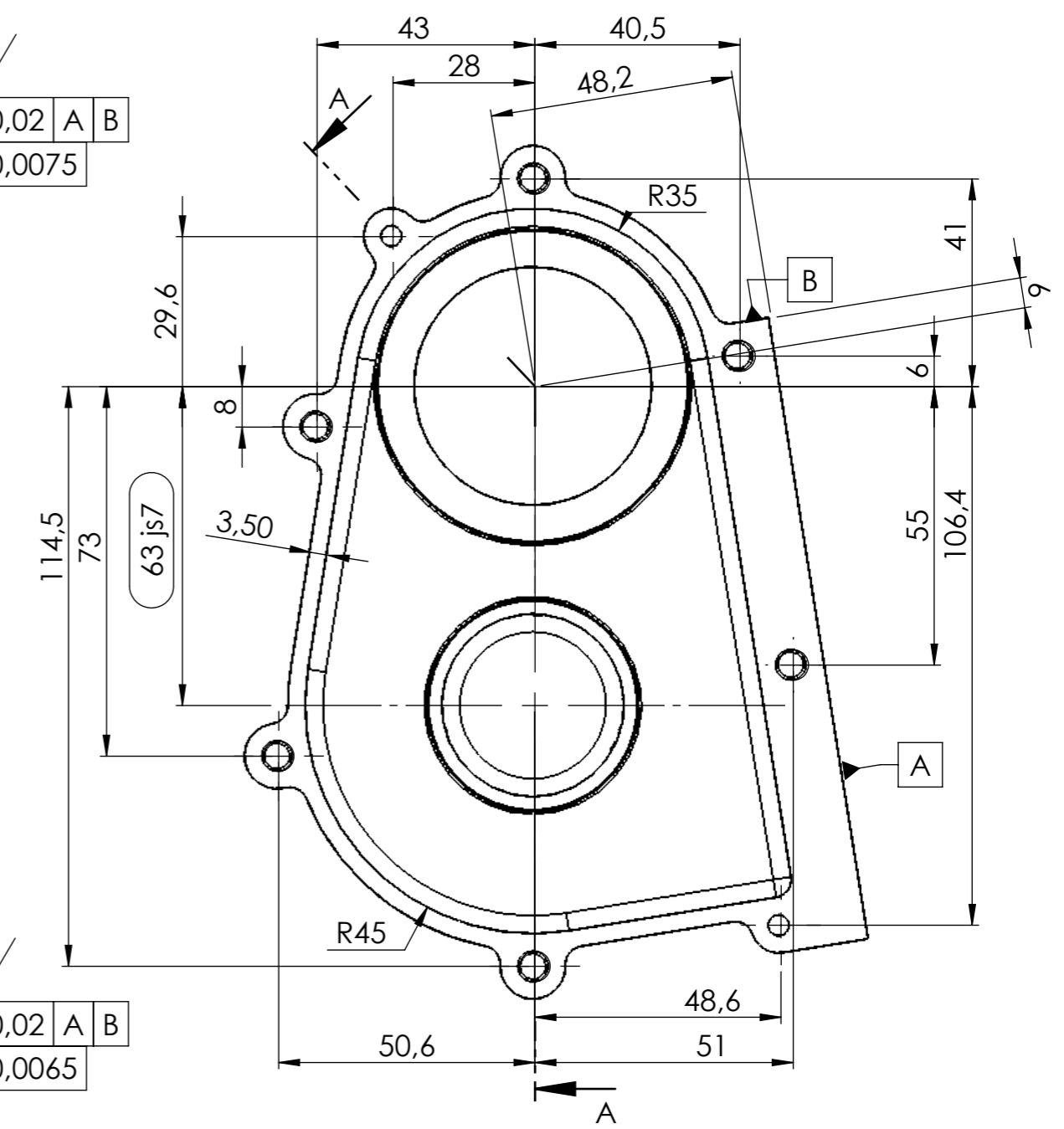
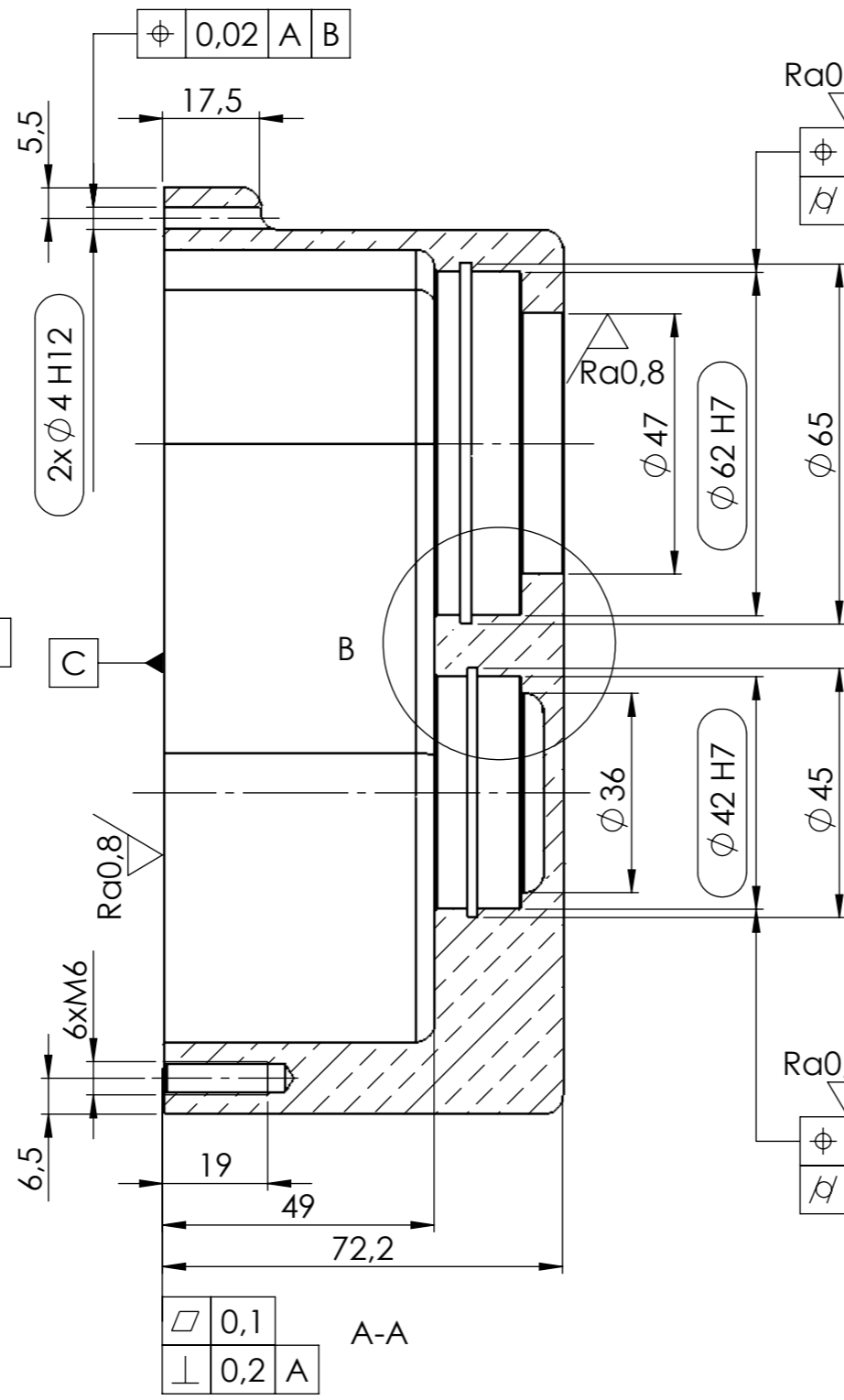
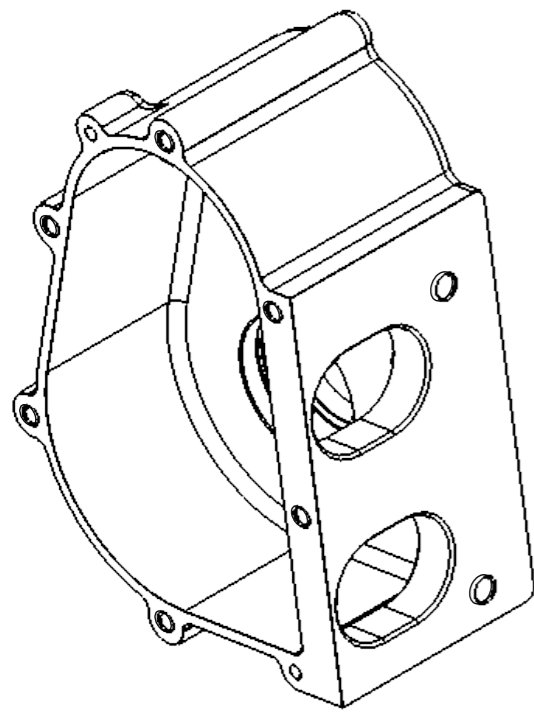
Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia de Lisboa	Projeto			Quantidade	1
Des.	1170794		14/09/2024				Massa (kg)
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 2:1		A3
Aprov.	1170794	14/09/2024				Tratamento	
Nome	Conjunto do veio de entrada					Material	
						Descrição	
						Desenho	20
							1/1



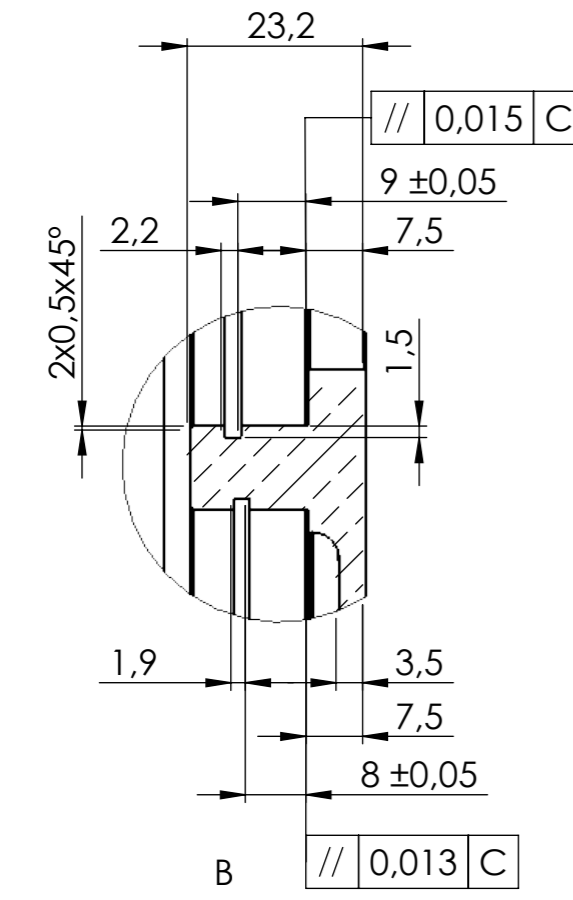
PEÇA	DESENHO	DESCRIÇÃO	QT.
1	310	Veio de saída	1
2		Anel de ajuste DIN 988 S20 x 28	4
3		Chumaceira SKF PCM 202310 E	2
4	350	Casquilho KNCLB - 20-30-10 modificado	1
5		Rolamento SKF 16004	1
6		Anel de retenção em espiral DIN 471 - 20 x 1,2 - st	2
7		Rolamento SKF 6004	1
8	360	Casquilho KNCLB - 16-20-20 modificado	1
9		O-ring NPBR16	1
10		Vedante SKF 20 x 30 x 5 HMSA10 RG	1
11		Transmissão final	1
12	320	Anel de engrenamento	1
13	330	Roda da primeira velocidade	1
14	340	Roda da segunda velocidade	1

Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia de Lisboa	Projeto			Quantidade	1	
Des.	1170794		14/09/2024				Massa (kg)	
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:1,5	 A3	Tratamento	
Aprov.	1170794	14/09/2024				Material		
Nome	Conjunto do veio de saída					Descrição		
						Desenho	30	
							1/1	

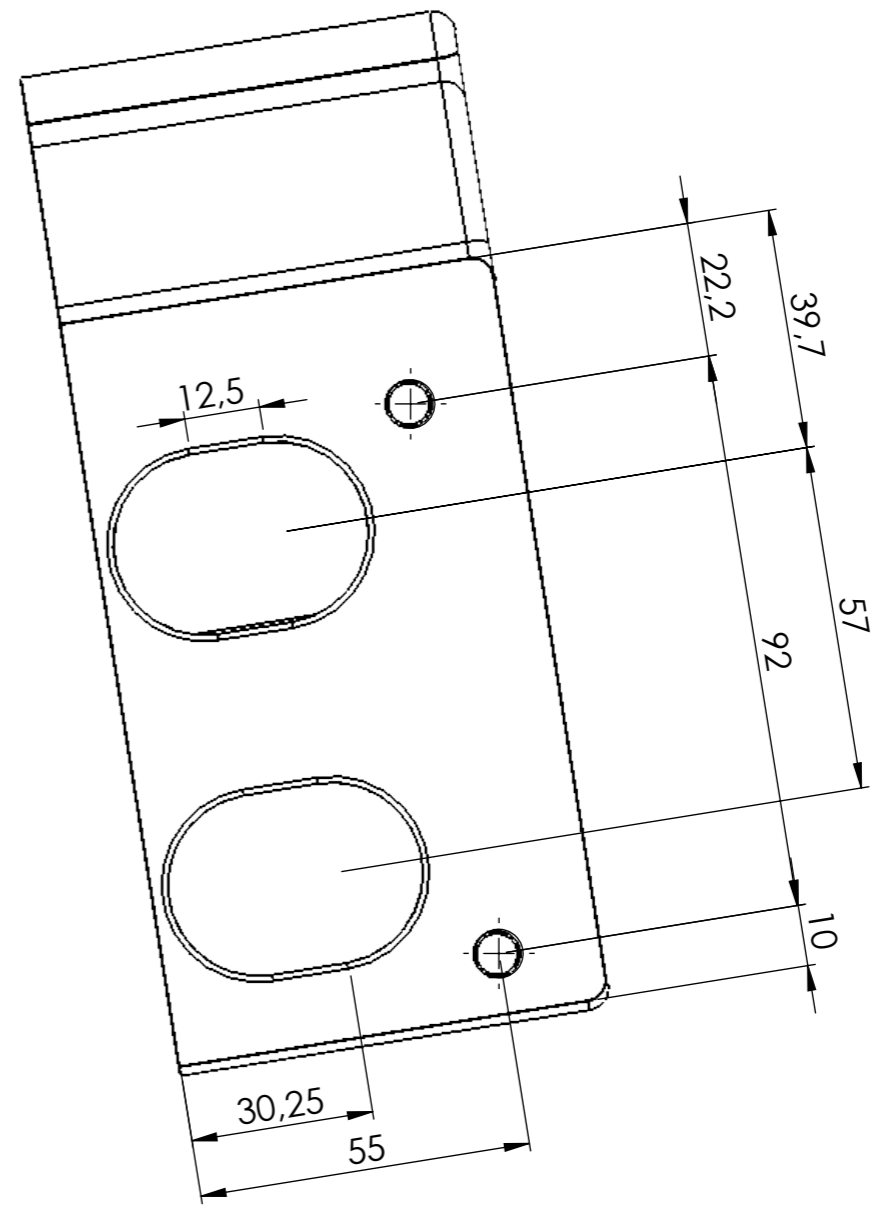
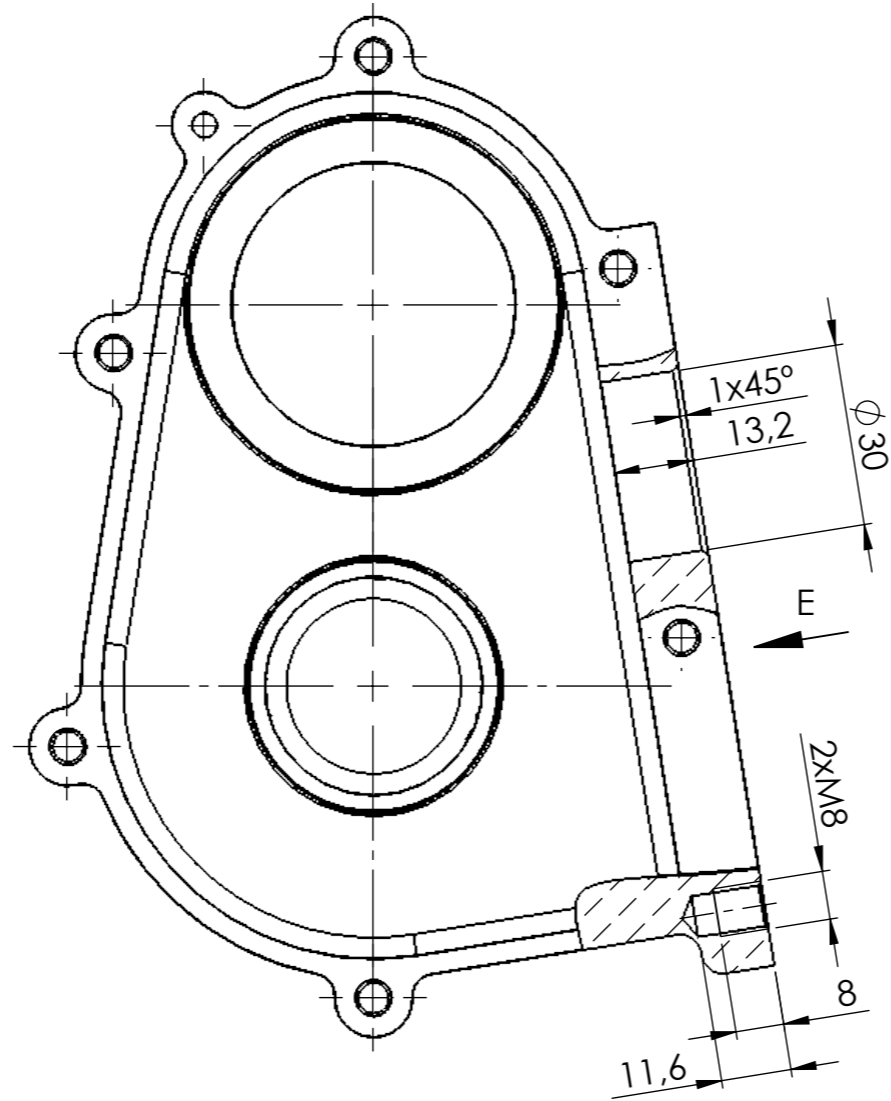
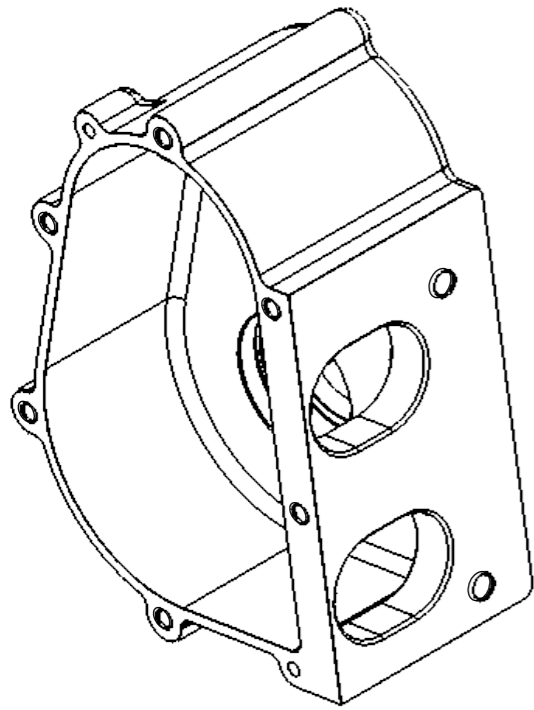
Quebrar arestas vivas 0,1 mm  
Raios de transição 3,5 mm





Ra3,2 / (Ra0,8)



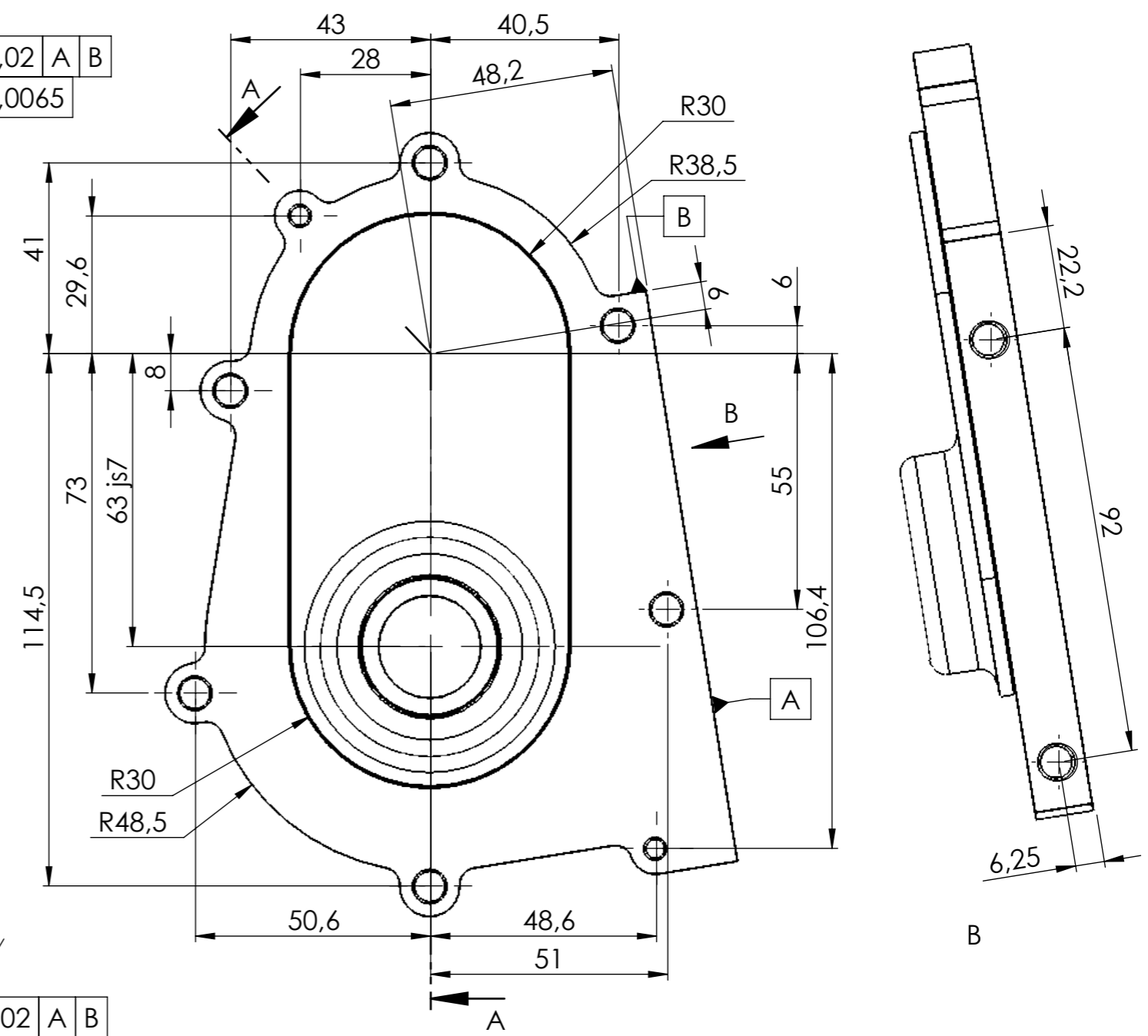
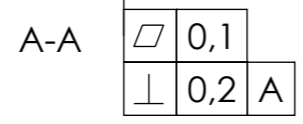
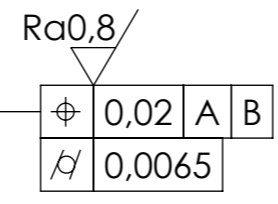
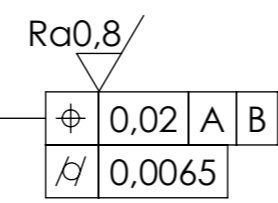
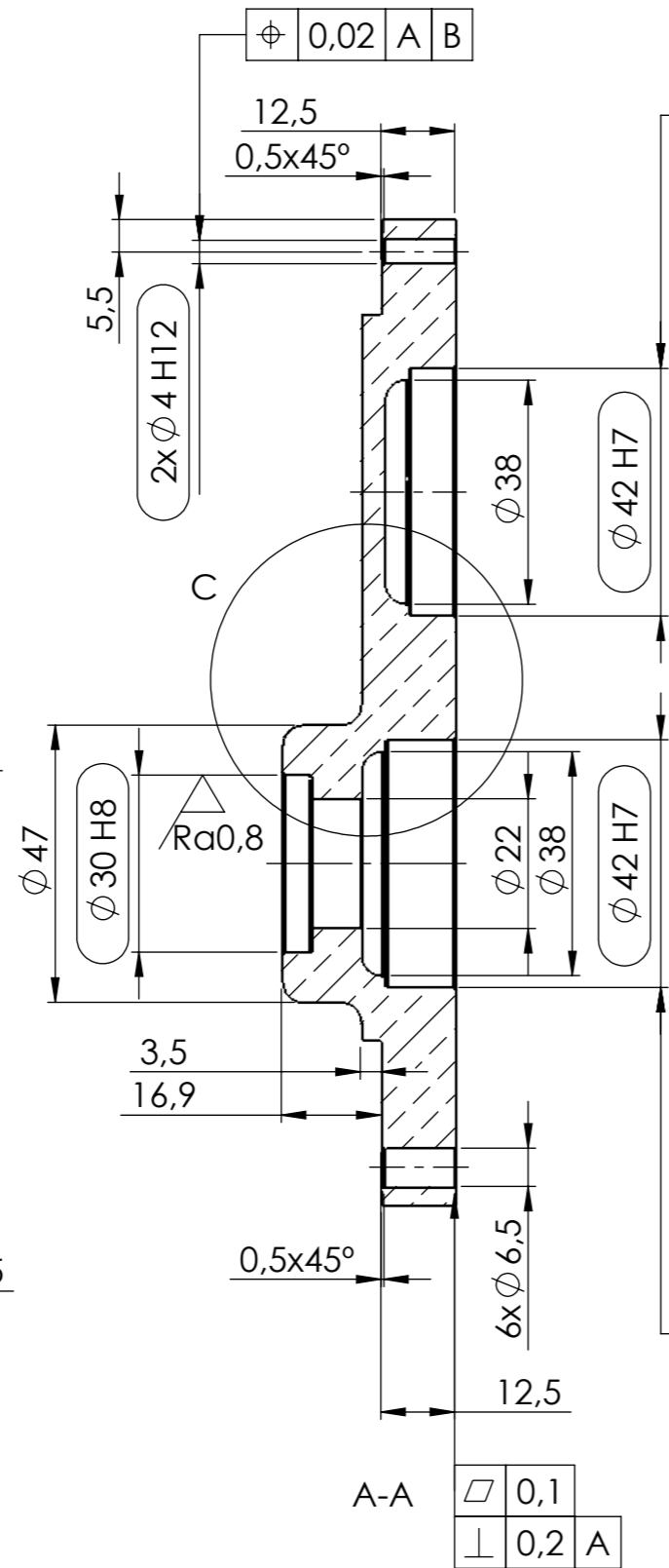
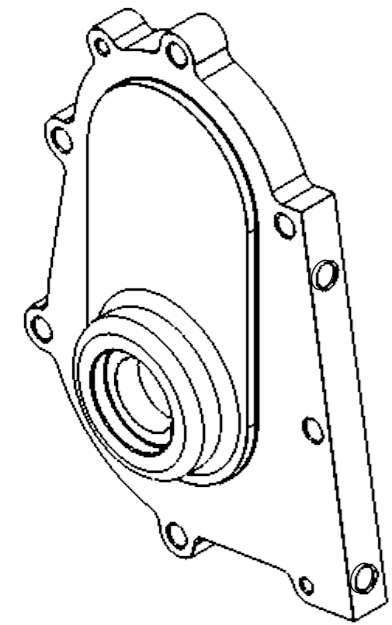
Nome	Carçaça	Data	14/09/2024	Instituto Superior de Engenharia de Lisboa			Projeto	Quantidade	1
Des.	1170794	14/09/2024		ISO 2768	mK	Escala- 0,8:1		Massa (kg)	0,954
Vist.								Tratamento	-
Aprov.	1170794	14/09/2024						Material	GD - AISi9Cu3
Nome	Carçaça							Descrição	-
								Desenho	110 1/2



Ra3,2

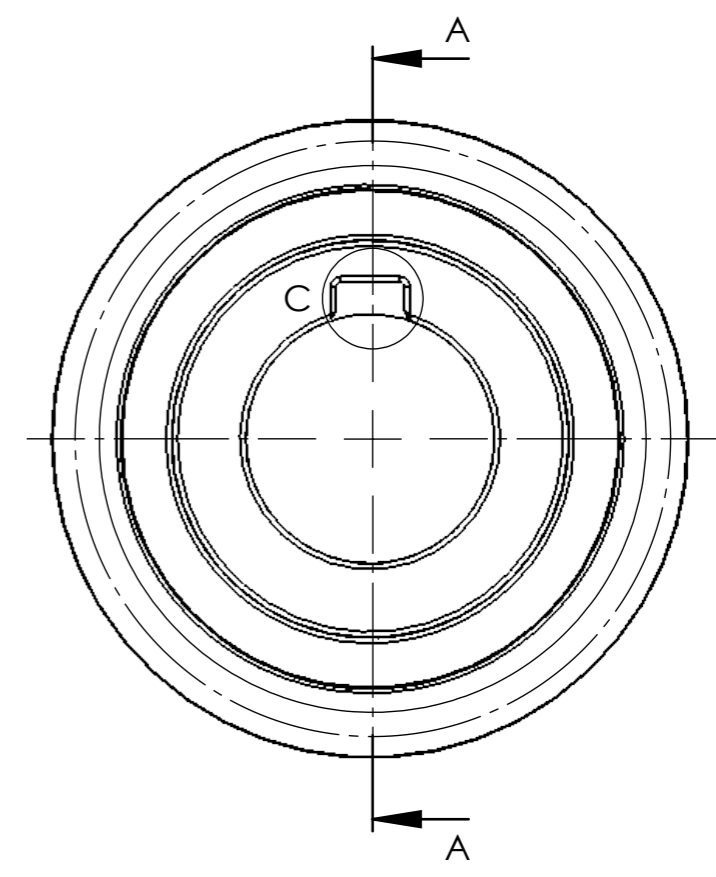
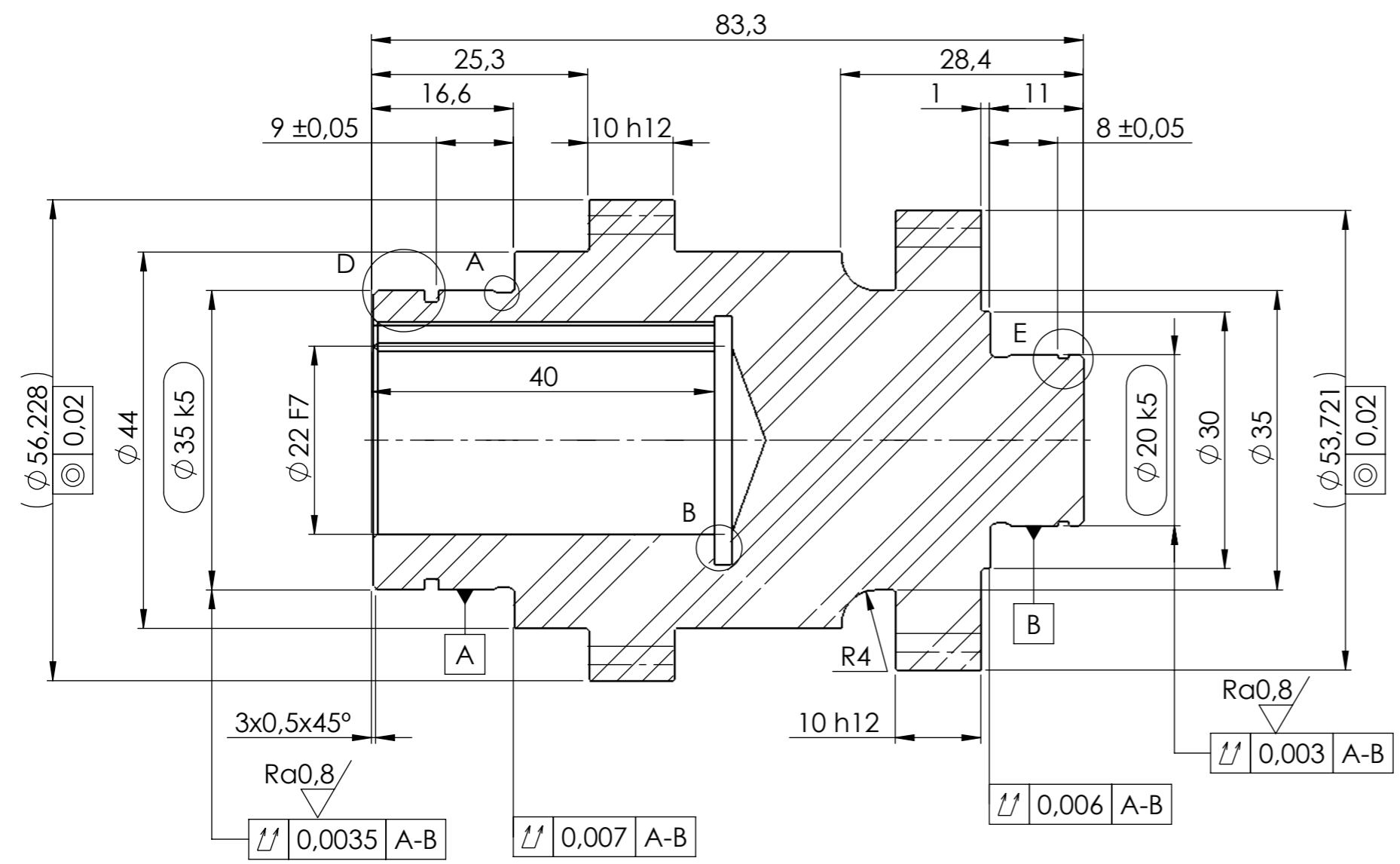
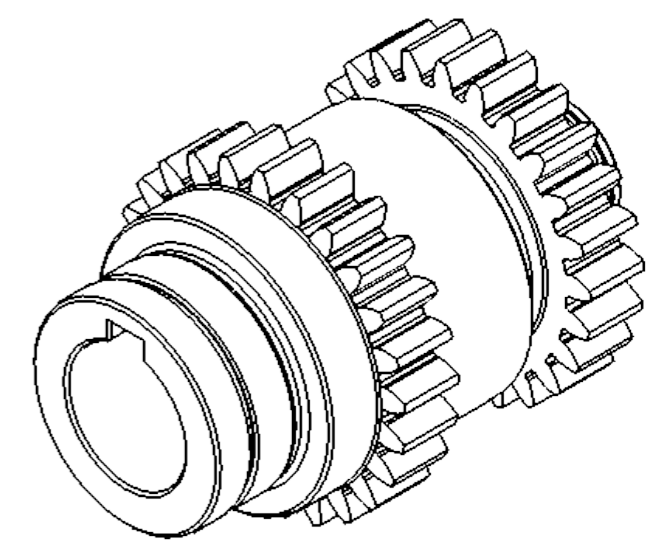
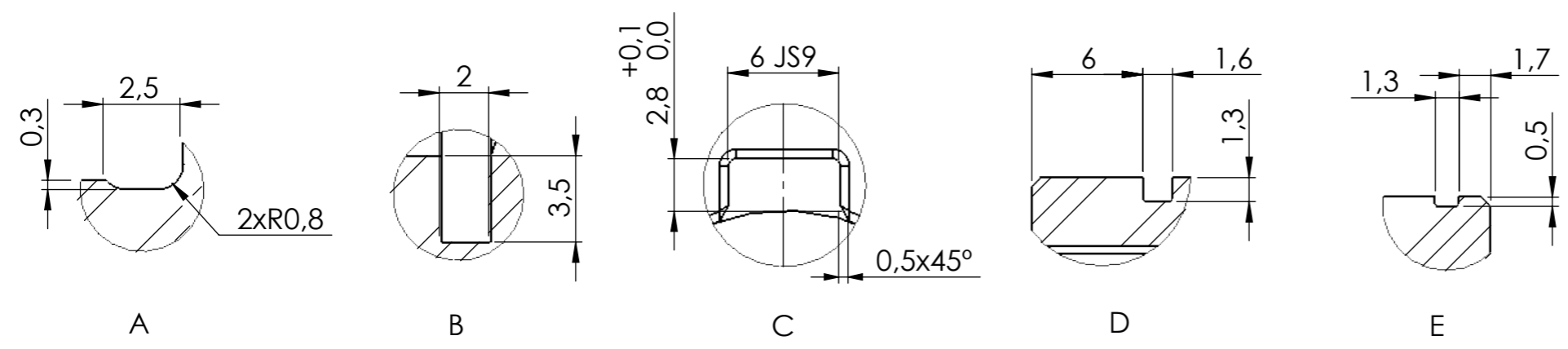
Nome	Data	 <b>Projeto</b>				Quantidade	1	
Des.	1170794	14/09/2024					Massa (kg)	0,954
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 0,8:1		Tratamento	-
Aprov.	1170794	14/09/2024					Material	GD - AISi9Cu3
Nome	Carcaça - Interface do atuador eletrônico						Descrição	-
							Desenho	110
								2/2

Quebrar arestas vivas 0,5 mm  
Raios de transição 3,5 mm



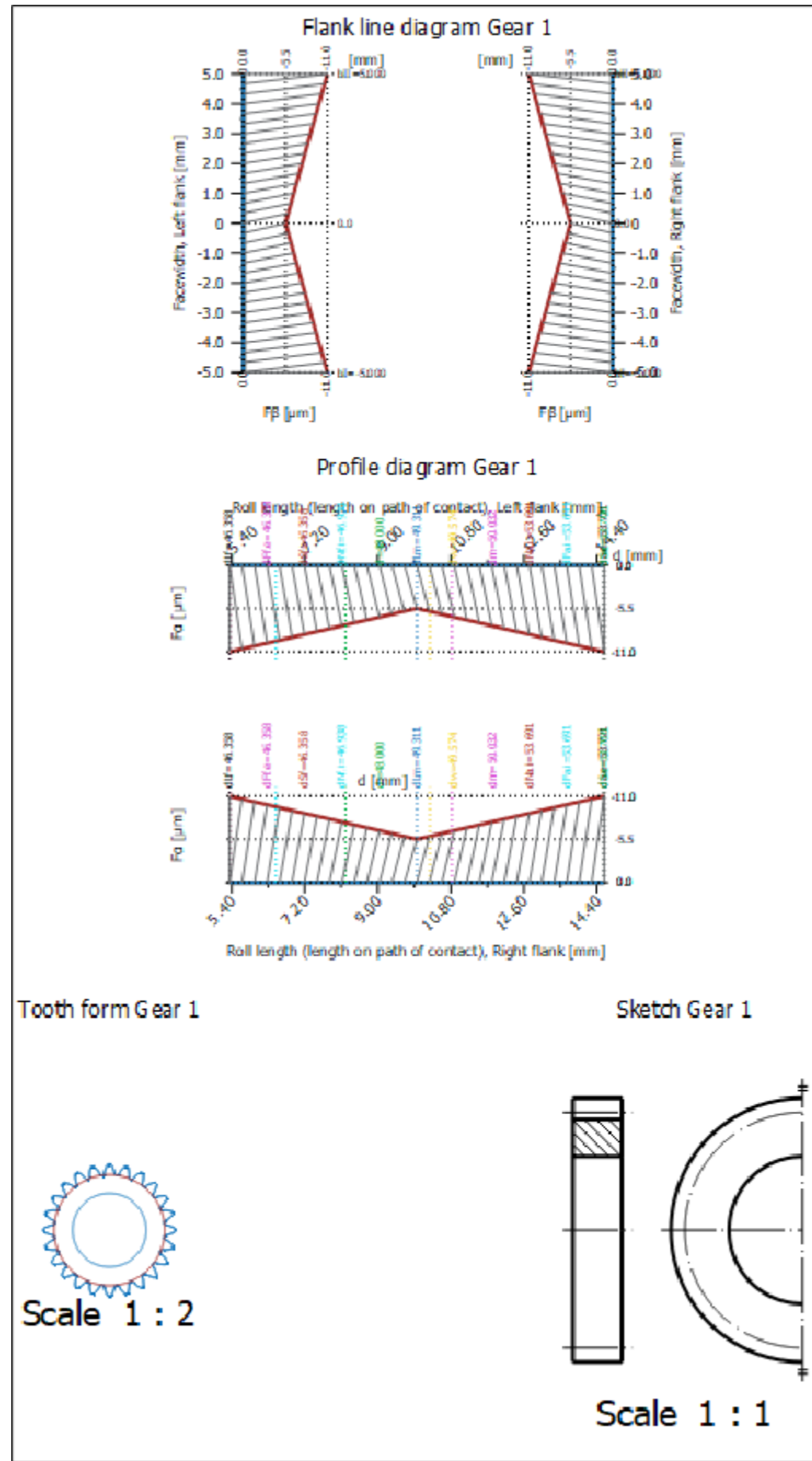
Nome	Data		Projeto			Quantidade	1
Des.	1170794		14/09/2024	ISO 2768	mK	Escala- 0,8:1	Massa (kg)
Vist.						Tratamento	-
Aprov.	1170794	14/09/2024				Material	GD - AISi9Cu3
Nome	Tampa da carcaça					Descrição	-
						Desenho	120
							1/1

Quebrar arestas vivas 0,1 mm



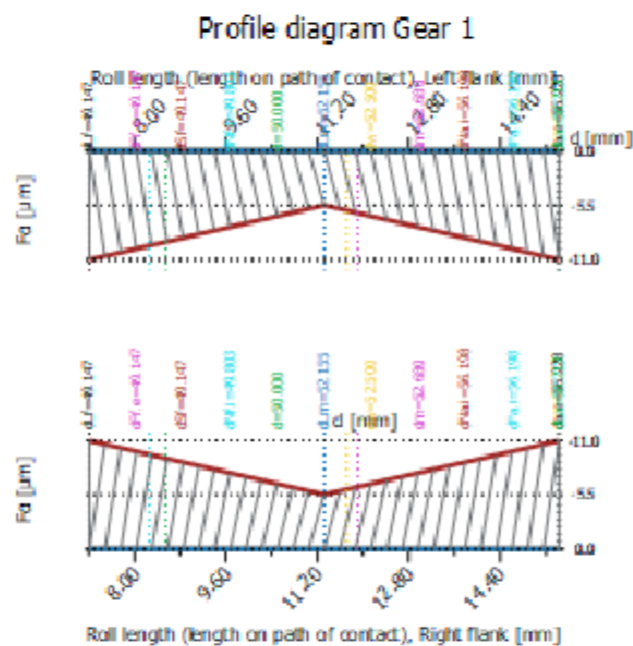
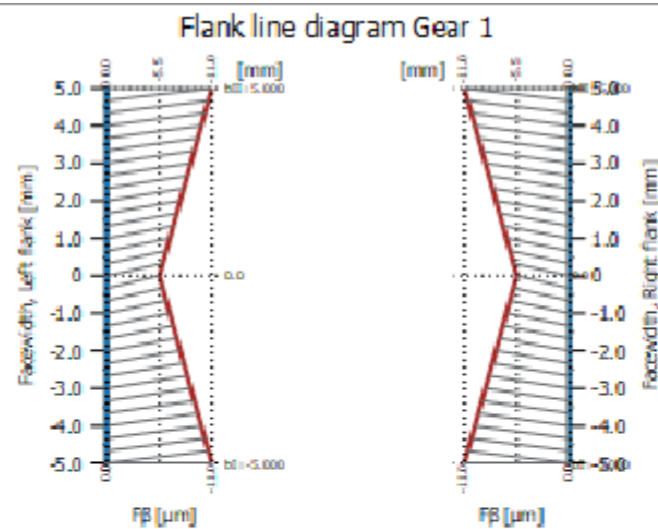
Ra3,2/ (Ra0,8/)

Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia do Porto	Projeto			Quantidade	1	
Des.	1170794		14/09/2024				Massa (kg)	0,773
Vist.				ISO 2768	mK	Escala- 1,5:1	Tratamento	60 HRC
Aprov.	1170794	14/09/2024				Material	20MnCr5	
Nome	Veio de entrada					Descrição	-	
						Desenho	210 1/3	

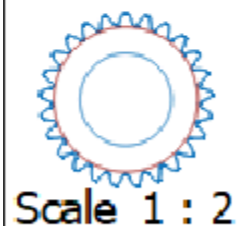


Manufacturing data for cylindrical gears	
Drawing or article number	0.000.0
Number of teeth	[z] 24
Facewidth (mm)	[b] 10.000
Normal module (mm)	[mn] 2.000
Transverse module (mm)	[mt] 2.000
Normal Diametral Pitch (1/in)	[Pnd] 12.70000
Transverse Diametral Pitch (1/in)	[Ptd] 12.70000
Helix angle (°)	[β] 0.000 (0°0'0")
Hand of gear	Spur gear
Normal pressure angle (°)	[αn] 20.000 (20°0'0")
Material	20 MnCr 5
Accuracy grade in accordance with ISO 1328:2013	A6
Profile shift coefficient	[x] 0.542
Reference diameter (mm)	[d] 48.000
Tip diameter (mm)	[da] 53.721 , 0.000 / -0.030
Root diameter (mm)	[df] 45.167 , -0.121 / -0.258
Cutter/Tool: Hobbing cutter	
Addendum coefficient	[haP0*] 1.250
Dedendum coefficient	[hfP0*] 1.200
Tip radius factor	[paP0*] 0.380
Root radius factor	[pfP0*] 0.001
Root form height coefficient	[hFfP0*] 0.000
Protuberance angle (°)	[αprP0] 0.000
Protuberance height coefficient	[hprP0*] 0.000
Ramp angle (°)	[αkP0] 0.000
Tooth thickness coefficient reference line not topping	[sP0*] 1.571
Addendum coeff. ref. profile	[haP*] 1.000
Tooth thickness tolerance	DIN 3967 d26
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[Asn.e/i] -0.044 / -0.094
Number of teeth spanned	[k] 4
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk] 22.078
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i] 22.037 / 21.990
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff] 4.000
Measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i] 56.074 / 55.980
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i] 56.074 / 55.980
Measurement over 3 pins with allowance (mm)	[Md3R.e/i] 0.000 / 0.000
Reference chordal height from da,m (mm)	[hac] 2.933
Tooth thickness at height hac, chord, without play (mm)	[sc] 3.926
Tooth thickness at height hac, chord, with allowance (mm)	[sc.e/i] 3.883 / 3.834

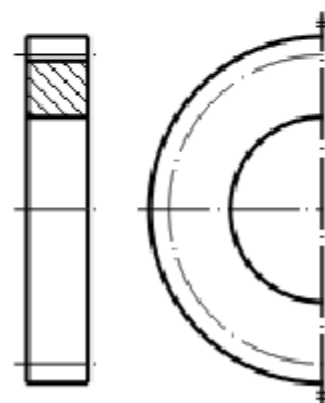
Nome	Data		Projeto			Quantidade	1
Des.	1170794		14/09/2024				Massa (kg)
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:1	Tratamento	60 HRC
Aprov.	1170794	14/09/2024				Material	20MnCr5
Nome	Veio de entrada - Pinhão da primeira velocidade					Descrição	-
						Desenho	210 2/3



Tooth form Gear 1



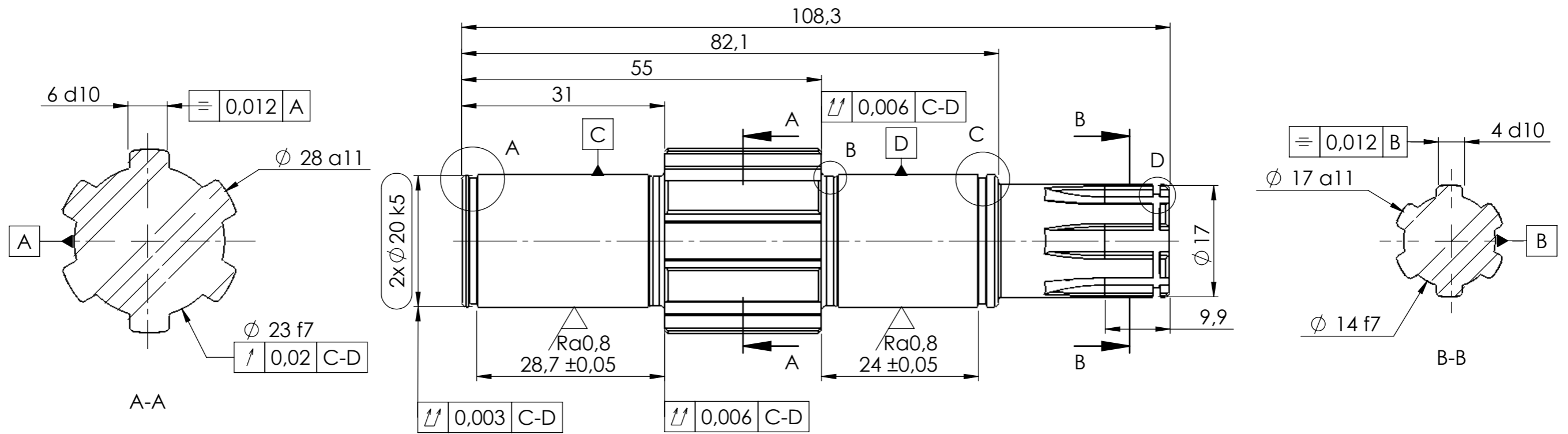
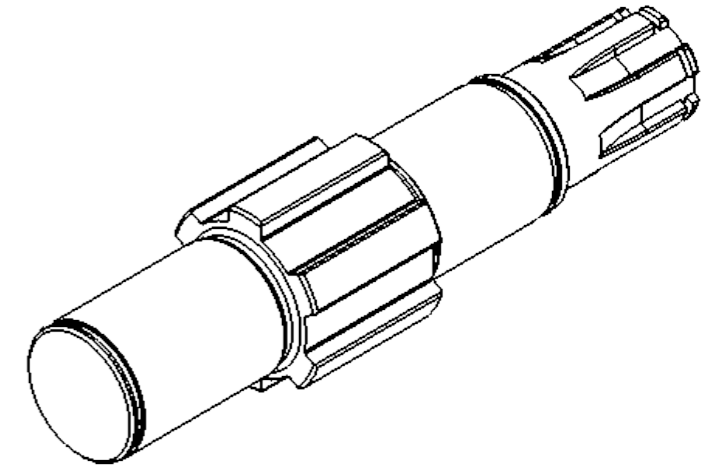
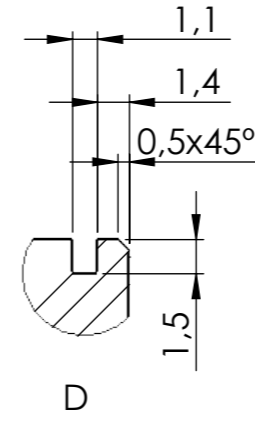
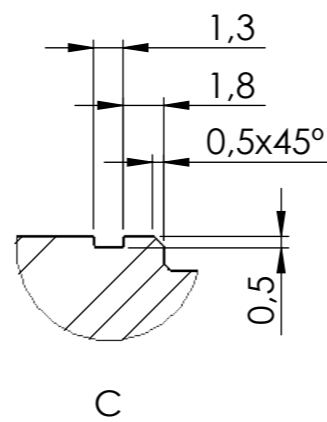
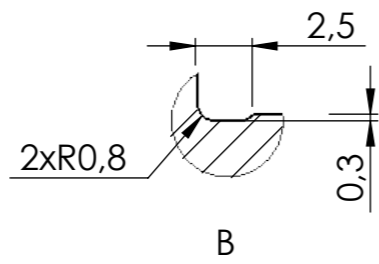
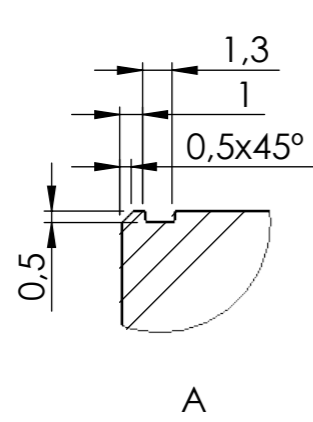
Sketch Gear 1



Manufacturing data for cylindrical gears	
Drawing or article number	0.000.0
Number of teeth	[z] 25
Facewidth (mm)	[b] 10.000
Normal module (mm)	[mn] 2.000
Transverse module (mm)	[mt] 2.000
Normal Diametral Pitch (1/in)	[Pnd] 12.70000
Transverse Diametral Pitch (1/in)	[Ptd] 12.70000
Helix angle (°)	[β] 0.000 (0°0'0")
Hand of gear	Spur gear
Normal pressure angle (°)	[αn] 20.000 (20°0'0")
Material	20 MnCr 5
Accuracy grade in accordance with ISO 1328:2013 A6	
Profile shift coefficient	[x] 0.801
Reference diameter (mm)	[d] 50.000
Tip diameter (mm)	[da] 56.228 , 0.000 /-0.030
Root diameter (mm)	[df] 48.204 , -0.121 /-0.258
Cutter/Tool: Hobbing cutter	
Addendum coefficient	[haP0*] 1.250
Dedendum coefficient	[hfP0*] 1.200
Tip radius factor	[paP0*] 0.380
Root radius factor	[pfP0*] 0.001
Root form height coefficient	[hFfP0*] 0.000
Protuberance angle (°)	[αprP0] 0.000
Protuberance height coefficient	[hprP0*] 0.000
Ramp angle (°)	[αkP0] 0.000
Tooth thickness coefficient reference line	[sP0*] 1.571
not topping	
Addendum coeff. ref. profile	[haP²] 1.000
Tooth thickness tolerance DIN 3967 d26	
Tooth thickness allowance (normal section) (mm) [Asn.e/i] -0.044 /-0.094	
Number of teeth spanned [k] 4	
Base tangent length (no backlash) (mm) [Wk] 22.461	
Base tangent length with allowance (mm) [Wk.e/i] 22.420 /22.373	
Effective diameter of ball/pin (mm) [DMeff] 4.250	
Measurement over two balls (mm) [MdK.e/i] 59.420 /59.331	
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm) [MdR.e/i] 59.420 /59.331	
Measurement over 3 pins with allowance (mm) [Md3R.e/i] 59.311 /59.222	
Reference chordal height from da,m (mm) [hac] 3.199	
Tooth thickness at height hac, chord, without play (mm) [sc] 4.302	
Tooth thickness at height hac, chord, with allowance (mm) [sc.e/i] 4.259 /4.211	

Nome	Data	isep Instituto Superior de Engenharia do Porto	Projeto			Quantidade	1
Des.	1170794		14/09/2024	ISO 2768	mK	Escala- 1:1	Massa (kg)
Vist.						Tratamento	60 HRC
Aprov.	1170794	14/09/2024				Material	20MnCr5
Nome	Veio de entrada - Pinhão da segunda velocidade					Descrição	1
						Desenho	210 3/3

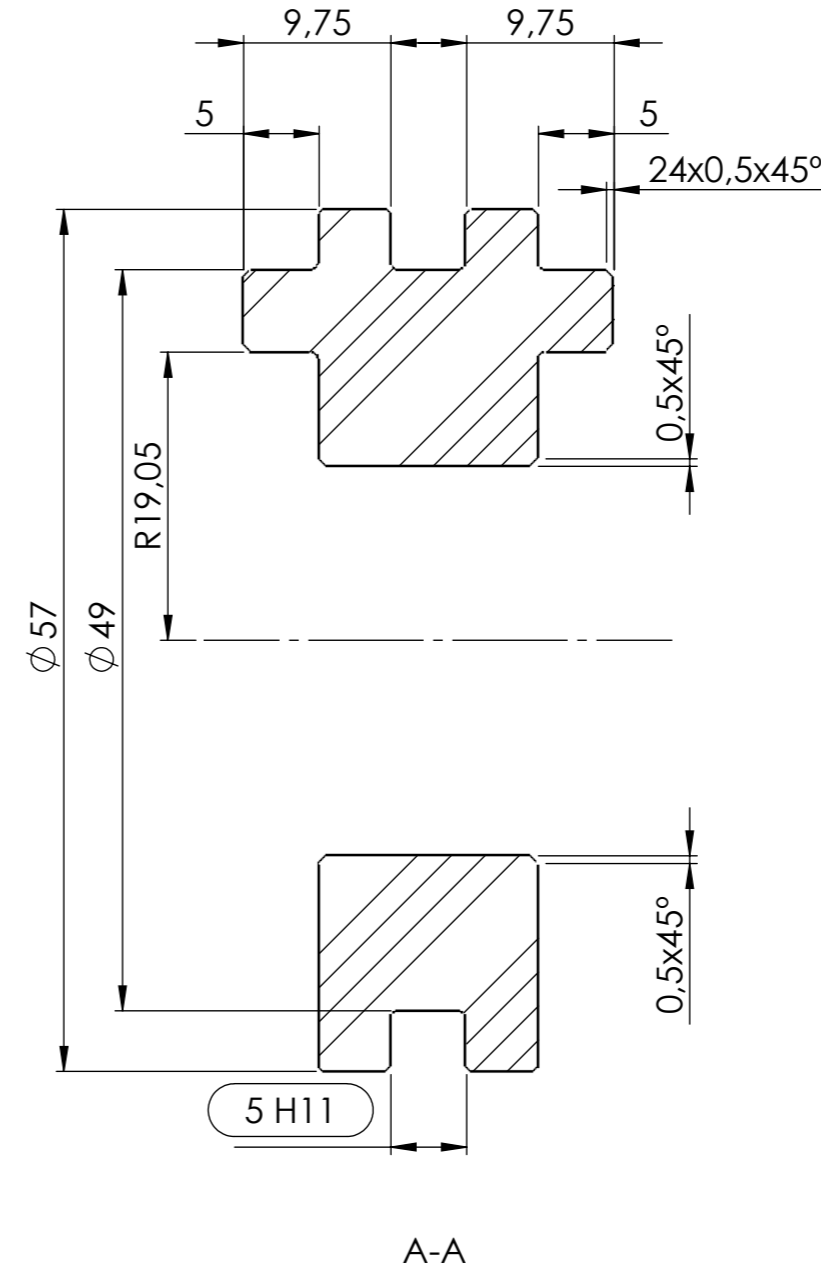
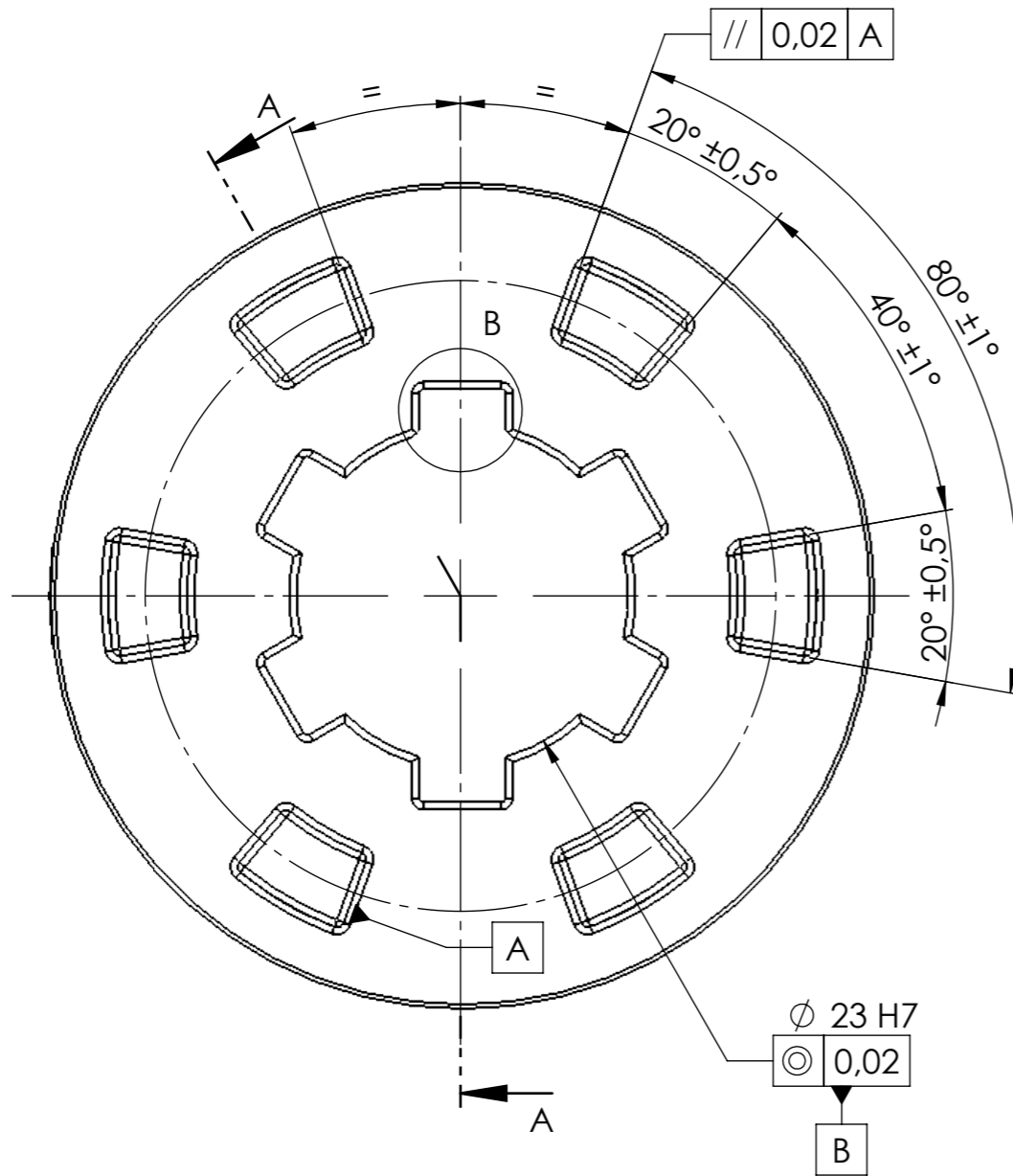
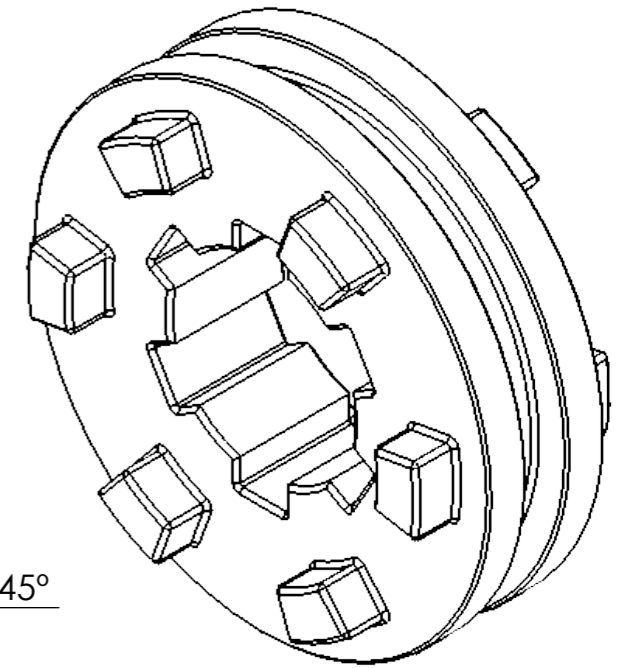
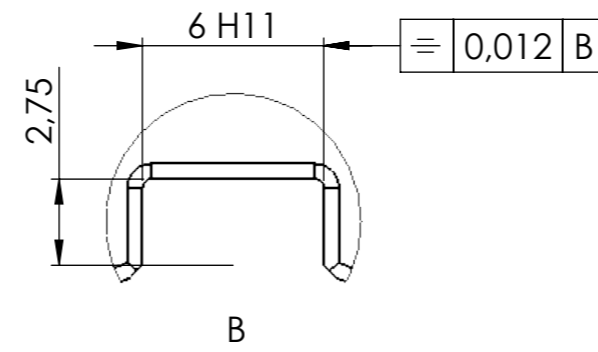
Quebrar arestas vivas 0,1 mm



$\sqrt{Ra3,2}$  / ( $\sqrt{Ra0,8}$ )

Nome	Data	 <small>Instituto Superior de Engenharia de Lisboa</small>	Projeto			Quantidade	1
Des.	1170794		14/09/2024			Massa (kg)	0,277
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1,5:1	Tratamento	60 HRC
Aprov.	1170794	14/09/2024				Material	20MnCr5
Nome	Veio de saída					Descrição	-
						Desenho	310 1/1

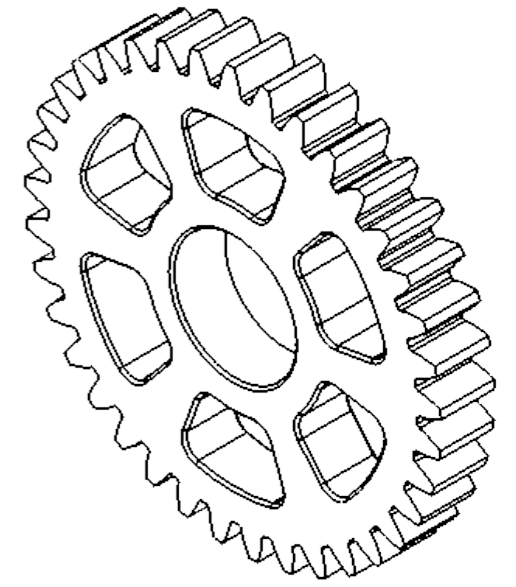
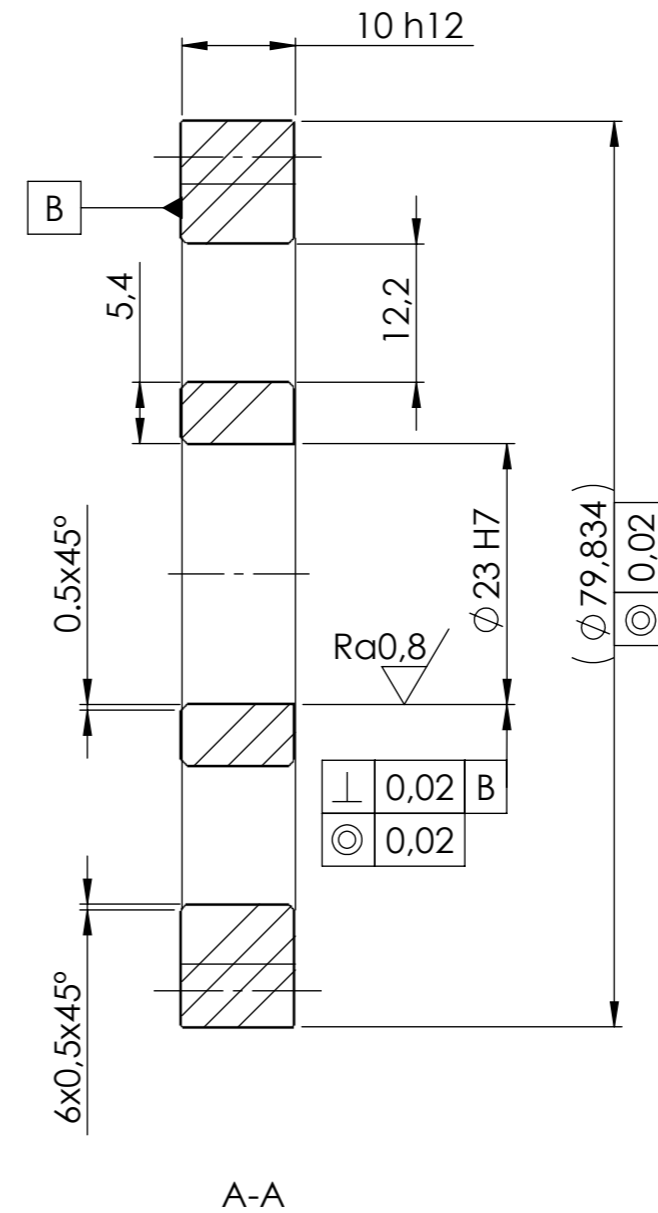
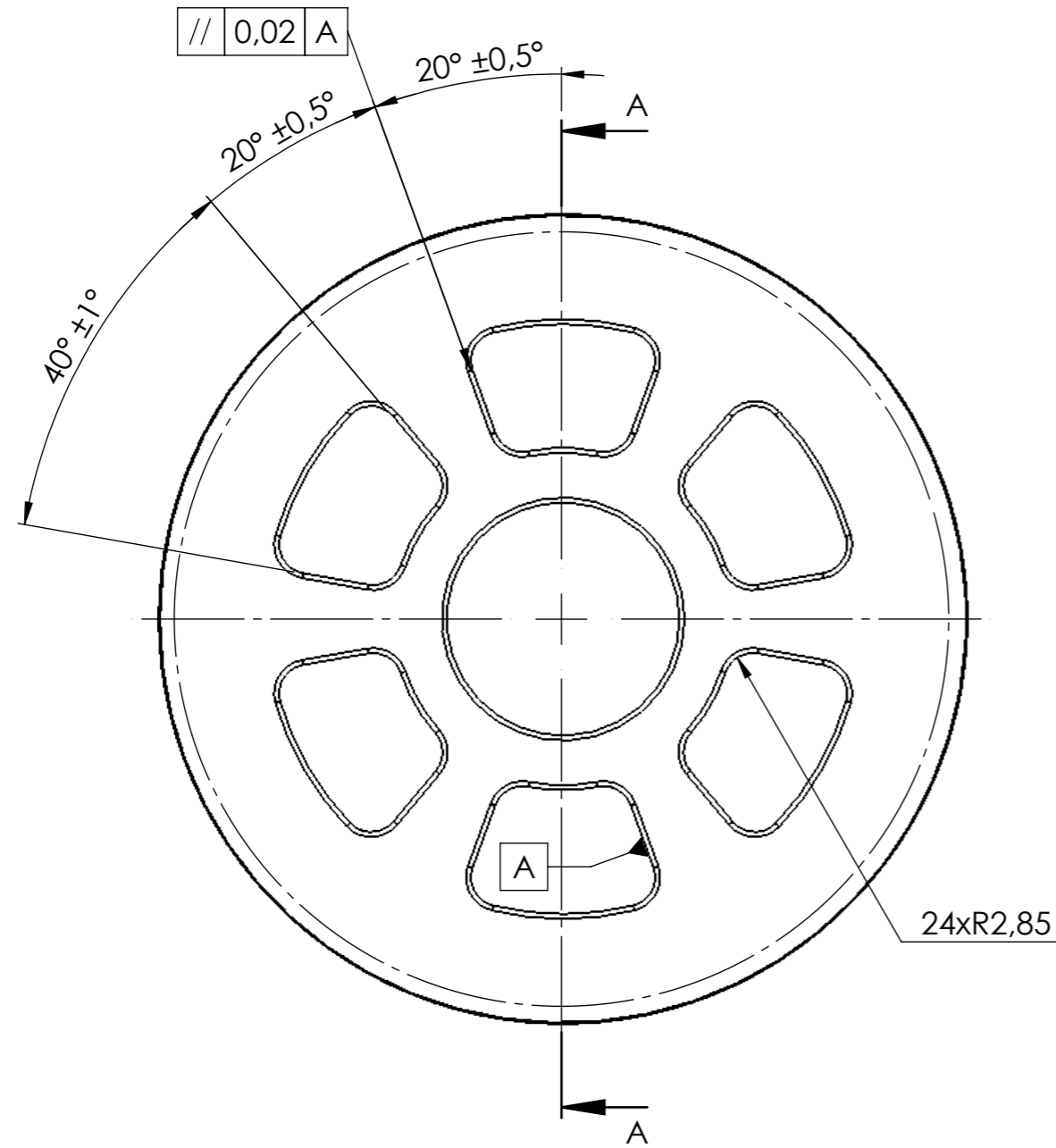
Quebrar arestas vivas 0,1 mm



Ra3,2

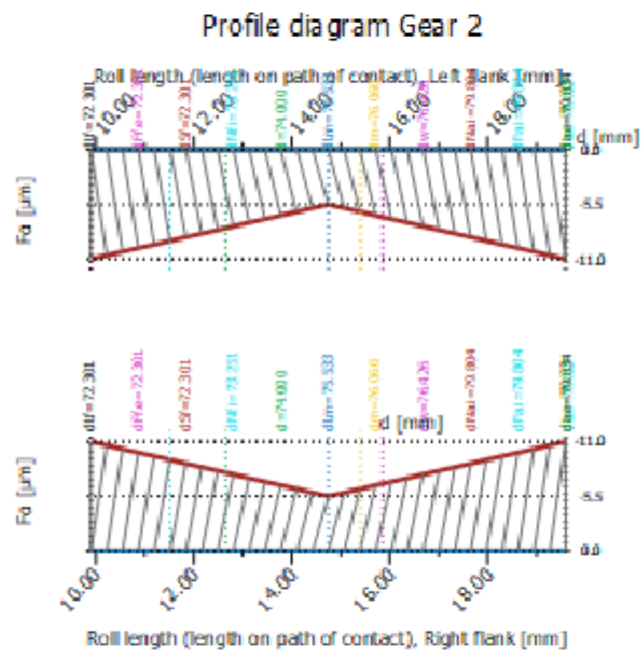
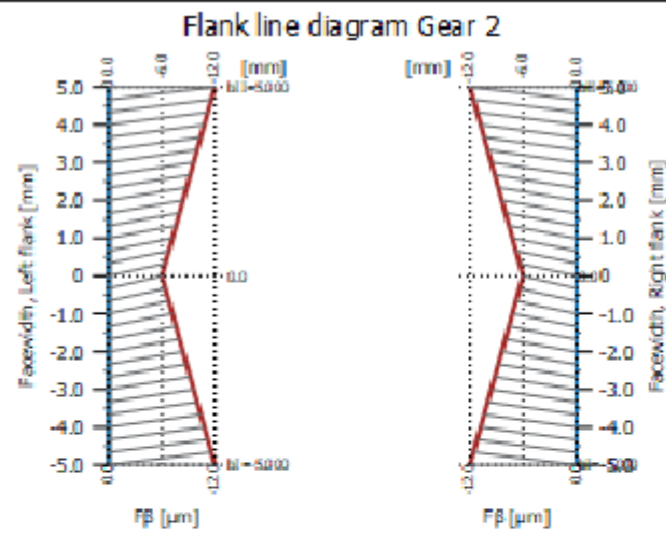
Nome	Data		Projeto			Quantidade	1	
Des.	1170794		14/09/2024				Massa (kg)	0,128
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 2:1	Tratamento	60 HRC	
Aprov.	1170794	14/09/2024				A3	Material	20MnCr5
Nome	Anel de engrenamento					Descrição	-	
						Desenho	320 1/1	

Quebrar arestas vivas 0,1 mm

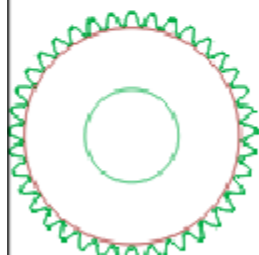


Ra3,2 / (Ra0,8)

Nome	Data		Projeto			Quantidade	1	
Des.	Nuno C.		14/09/2024	ISO 2768	mK	Escala- 1,5:1	Massa (kg)	0,269
Vist.						A3	Tratamento	60 HRC
Aprov.	Nuno C.	14/09/2024					Material	20MnCr5
Nome	Roda da primeira velocidade						Descrição	-
						Desenho	330	1/2



Tooth form Gear 2



Scale 1 : 2

Sketch Gear 2

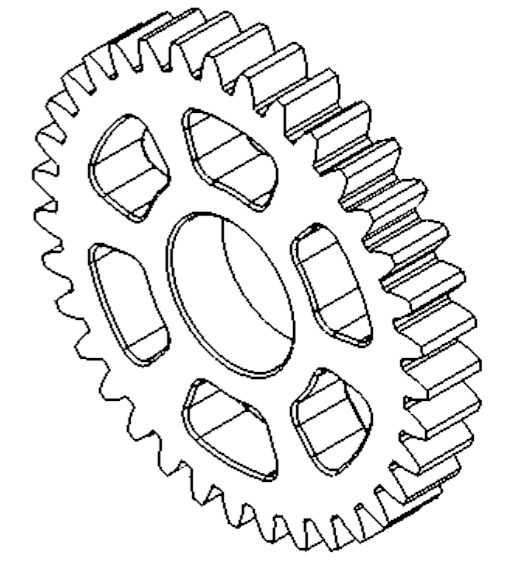
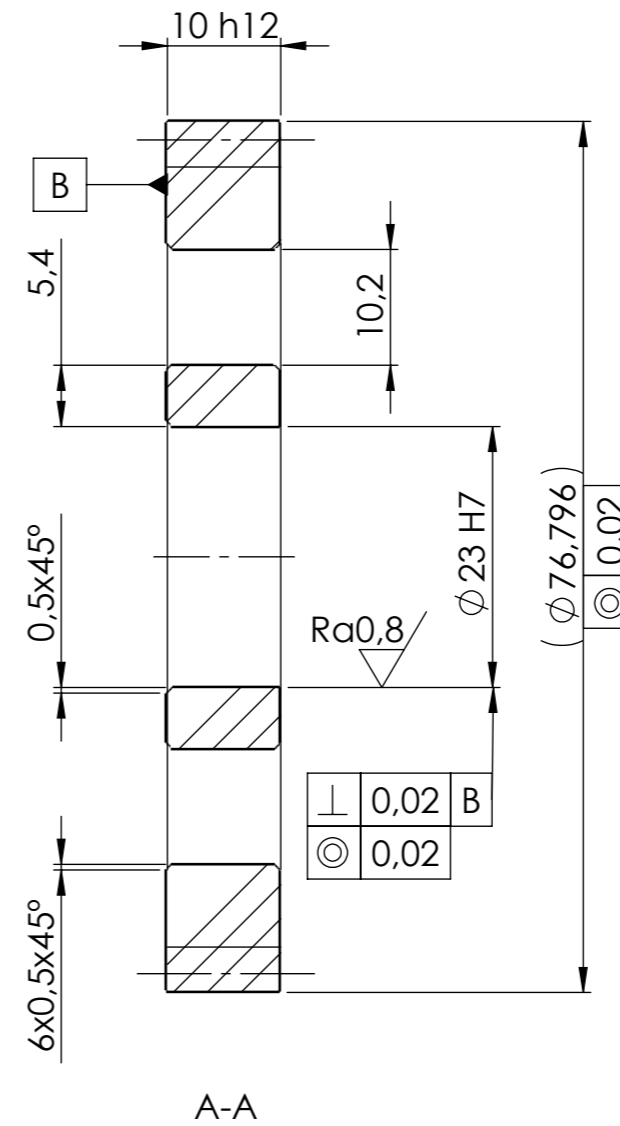
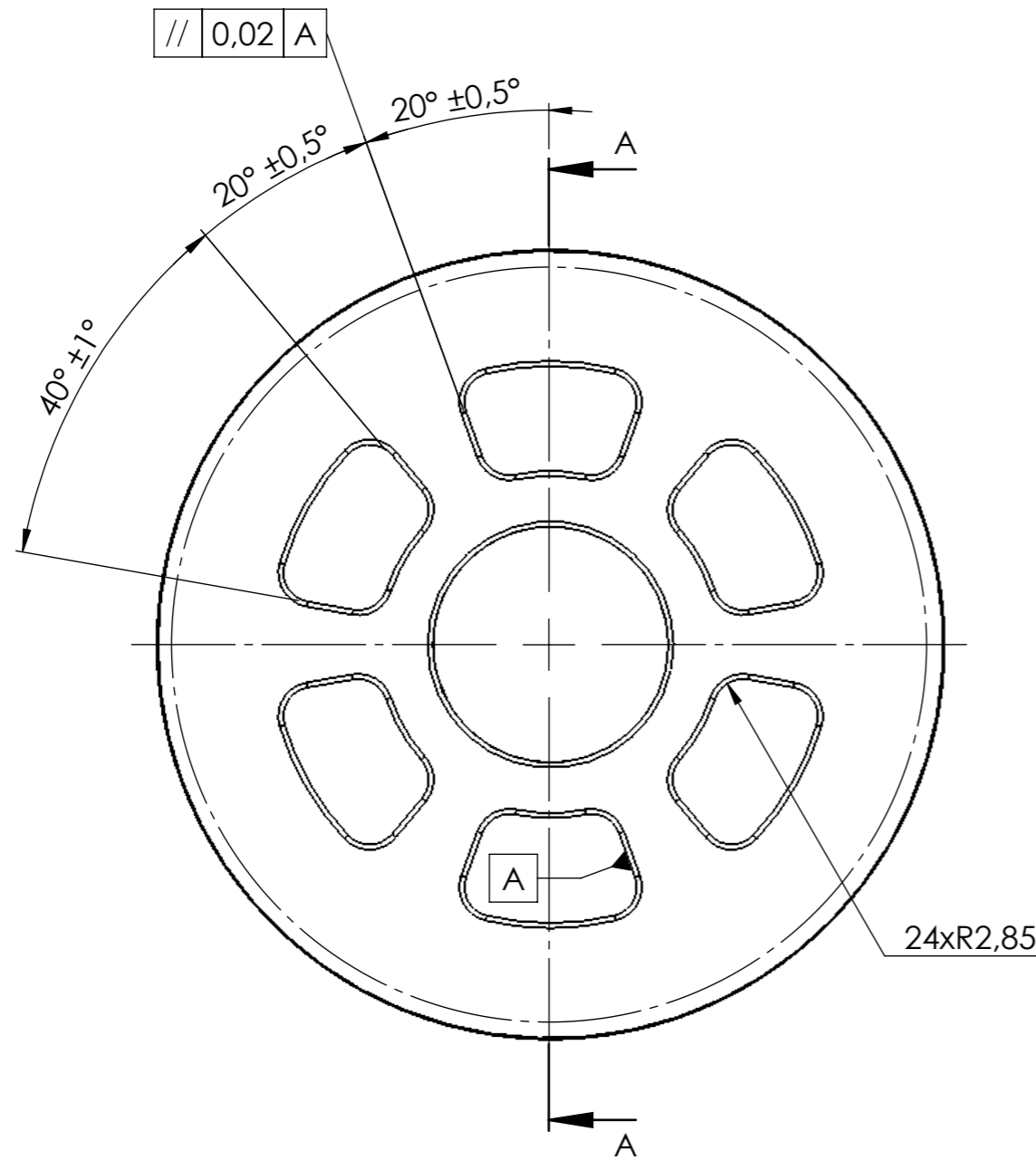


Scale 1 : 2


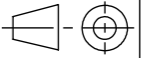
Manufacturing data for cylindrical gears	
Drawing or article number	0.000.0
Number of teeth	[z] 37
Facewidth (mm)	[b] 10.000
Normal module (mm)	[mn] 2.000
Transverse module (mm)	[mt] 2.000
Normal Diametral Pitch (1/in)	[Pnd] 12.70000
Transverse Diametral Pitch (1/in)	[Ptd] 12.70000
Helix angle (°)	[β] 0.000 (0°0'0")
Hand of gear	Spur gear
Normal pressure angle (°)	[αn] 20.000 (20°0'0")
Material	20 MnCr 5
Accuracy grade in accordance with ISO 1328:2013	A6
Profile shift coefficient	[x] 0.570
Reference diameter (mm)	[d] 74.000
Tip diameter (mm)	[da] 79.834 , 0.000 / -0.030
Root diameter (mm)	[df] 71.280 , -0.165 / -0.330
Cutter/Tool: Hobbing cutter	
Addendum coefficient	[haP0*] 1.250
Dedendum coefficient	[hfP0*] 1.200
Tip radius factor	[paP0*] 0.380
Root radius factor	[pfP0*] 0.001
Root form height coefficient	[hFfP0*] 0.000
Protuberance angle (°)	[αprP0] 0.000
Protuberance height coefficient	[hprP0*] 0.000
Ramp angle (°)	[αKP0] 0.000
Tooth thickness coefficient reference line	[sP0*] 1.571
not topping	
Addendum coeff. ref. profile	[haP*] 1.000
Tooth thickness tolerance	DIN 3967 d26
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[Asn.e/i] -0.060 / -0.120
Number of teeth spanned	[k] 6
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk] 34.290
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i] 34.233 / 34.177
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff] 3.750
Measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i] 81.492 / 81.366
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i] 81.492 / 81.366
Measurement over 3 pins with allowance (mm)	[Md3R.e/i] 81.421 / 81.296
Reference chordal height from da,m (mm)	[hac] 2.963
Tooth thickness at height hac, chord, without play (mm)	[sc] 3.970
Tooth thickness at height hac, chord, with allowance (mm)	[sc.e/i] 3.911 / 3.852

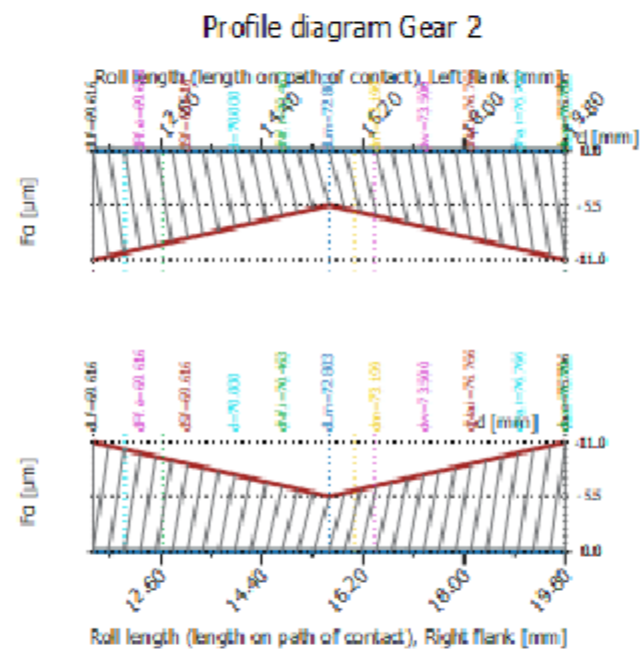
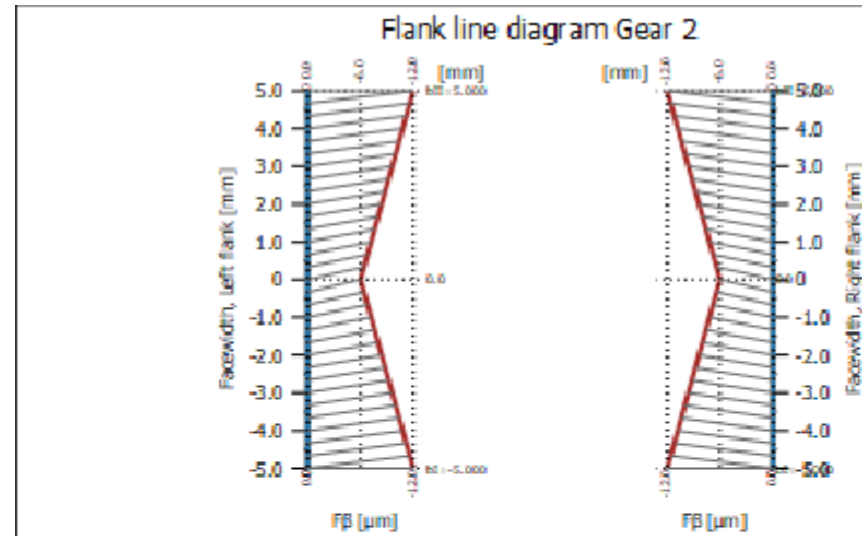
Nome	Data	isep Instituto Superior de Engenharia do Porto				Projeto	Quantidade	1	
Des.	1170794	14/09/2024					Massa (kg)	0,269	
Vist.							Tratamento	60 HRC	
Aprov.	1170794	14/09/2024	ISO 2768	mK	Escala- 1:1		A3	Material	20MnCr5
Nome	Roda da primeira velocidade							Descrição	-
								Desenho	330 2/2

Quebrar arestas vivas 0,1 mm

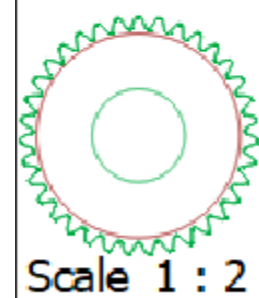


Ra3,2 / (Ra0,8)

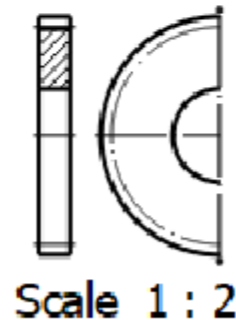
Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia de Lisboa	Projeto			Quantidade	1
Des.	1170794		14/09/2024				Massa (kg)
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1,5:1	Tratamento	60 HRC
Aprov.	1170794	14/09/2024			 A3	Material	20MnCr5
Nome	Roda da segunda velocidade					Descrição	-
						Desenho	340 1/2



Tooth form Gear 2



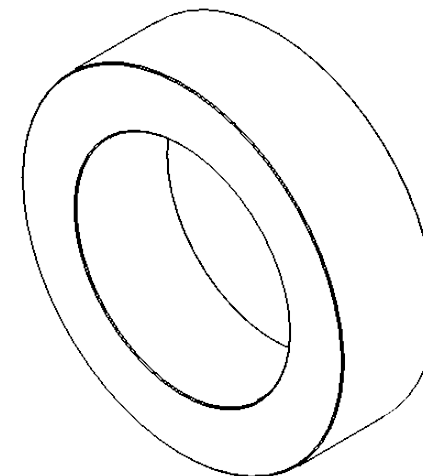
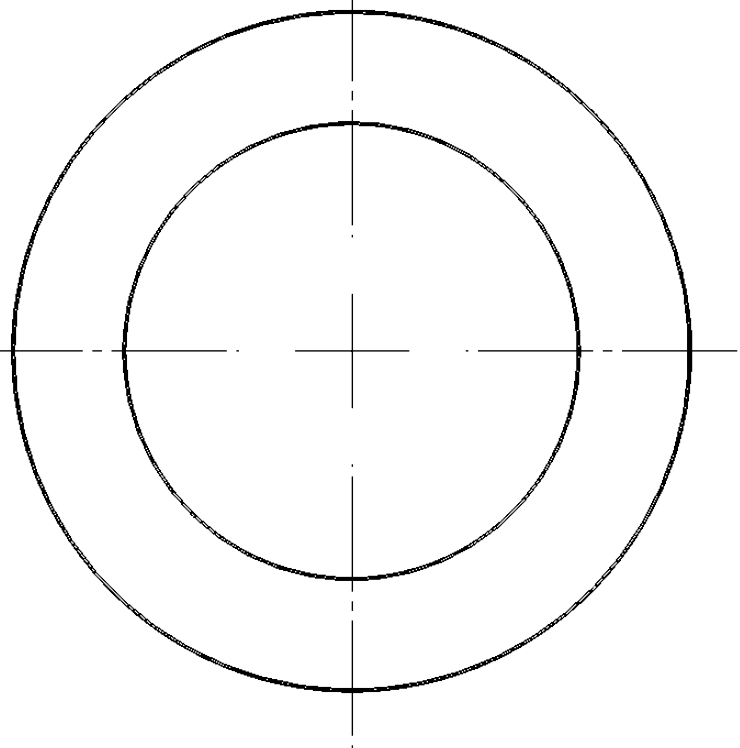
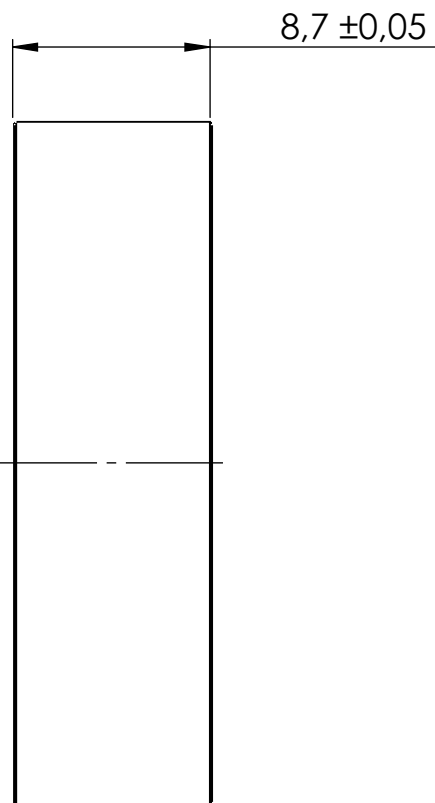
Sketch Gear 2



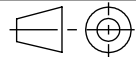
Manufacturing data for cylindrical gears		
Drawing or article number 0.000.0		
Number of teeth	[z]	35
Facewidth (mm)	[b]	10.000
Normal module (mm)	[mn]	2.000
Transverse module (mm)	[mt]	2.000
Normal Diametral Pitch (1/in)	[Pnd]	12.70000
Transverse Diametral Pitch (1/in)	[Ptd]	12.70000
Helix angle (°)	[β]	0.000 (0°0'0")
Hand of gear	Spur gear	
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.000 (20°0'0")
Material	20 MnCr 5	
Accuracy grade in accordance with ISO 1328:2013 AG		
Profile shift coefficient	[x]	0.943
Reference diameter (mm)	[d]	70.000
Tip diameter (mm)	[da]	76.796 , 0.000 / -0.030
Root diameter (mm)	[df]	68.772 , -0.165 / -0.330
Cutter/Tool: Hobbing cutter		
Addendum coefficient	[haP0*]	1.250
Dedendum coefficient	[hfP0*]	1.200
Tip radius factor	[paP0*]	0.380
Root radius factor	[pfP0*]	0.001
Root form height coefficient	[hFfP0*]	0.000
Protuberance angle (°)	[αprP0]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP0*]	0.000
Ramp angle (°)	[αkP0]	0.000
Tooth thickness coefficient reference line not topping	[sP0*]	1.571
Addendum coeff. ref. profile	[haP*]	1.000
Tooth thickness tolerance	DIN 3967 d26	
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[Asn.e/i]	-0.060 / -0.120
Number of teeth spanned	[k]	6
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	34.744
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	34.688 / 34.631
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	4.250
Measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i]	80.081 / 79.968
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	80.081 / 79.968
Measurement over 3 pins with allowance (mm)	[Md3R.e/i]	80.004 / 79.891
Reference chordal height from da,m (mm)	[hac]	3.464
Tooth thickness at height hac, chord, without play (mm)	[sc]	4.512
Tooth thickness at height hac, chord, with allowance (mm)	[sc.e/i]	4.453 / 4.394

Nome	Data		Projeto			Quantidade	1
Des.	1170794		14/09/2024				Massa (kg)
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:1	Tratamento	60 HRC
Aprov.	1170794	14/09/2024			A3	Material	20MnCr5
Nome	Roda da segunda velocidade					Descrição	1
						Desenho	340 2/2

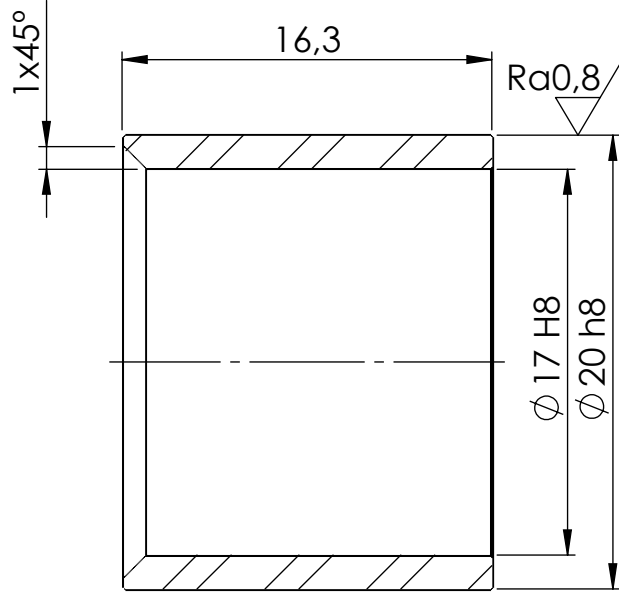
Quebrar arestas vivas 0,1 mm



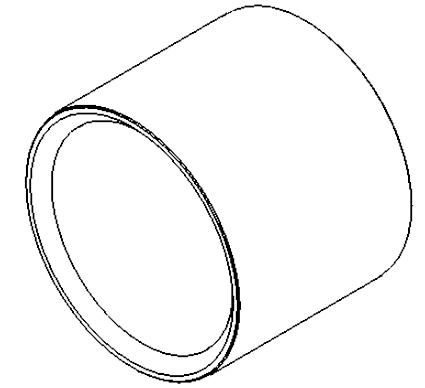
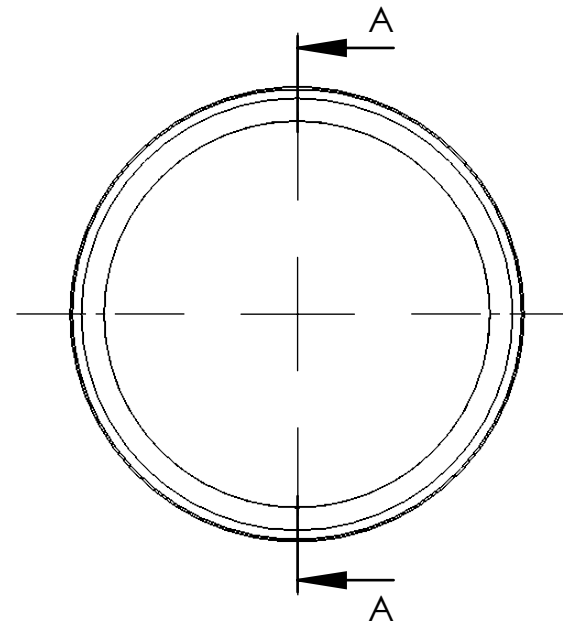
Ra3,2

	Nome	Data	isep <small>Instituto Superior de Engenharia do Porto</small>				Projeto	Quantidade	1
Des.	1170794	14/09/2024					Massa (kg)	0,028	
Vist.							Tratamento		
Aprov.	1170794	14/09/2024	ISO 2768	mK	Escala- 3:1	 A4	Material		
Nome	Casquilho KNCLB-20-30-10 modificado						Descrição		
							Desenho	350	
								1/1	


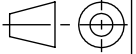
Quebrar arestas vivas 0,1 mm



A-A



Ra3,2 / (Ra0,8)

	Nome	Data	 Projeto				Quantidade	1
Des.	1170794	14/09/2024					Massa (kg)	0,011
Vist.							Tratamento	
Aprov.	1170794	14/09/2024	ISO 2768	mK	Escala- 3:1	 A4	Material	
Nome	Casquilho KNCLB-16-20-20 modificado						Descrição	
							Desenho	360
								1/1

## **ANEXO A – MOTOR DANA TM4 IMP200-33**



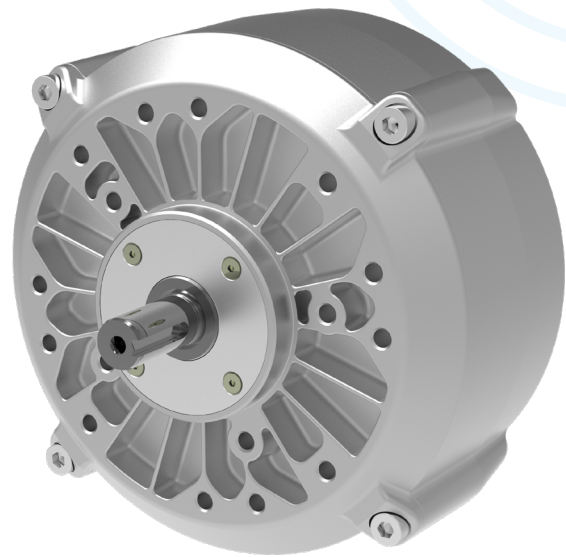
# IPM 200 series Internal Permanent Magnet Motors

## Benefits

- A highly efficient IPM motor
- Compact : Smaller shape optimises space
- Power dense : Motor weight reduced by up to 70%
- Powerful : Best-in-class thermal performance
- Modular : Motors fit within a wide-range of applications

## Key series data

- Voltage range: 24V-96V
- Peak torque @350 Arms: 45-95 Nm
- Cont. power: Up to 3-18 kW
- Peak power capability: up to 5-35 kW
- Max. operating speed: 6,750 RPM

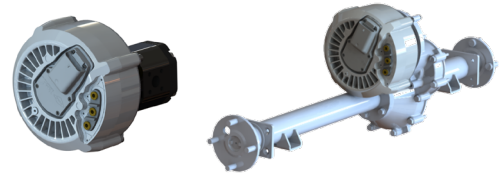


Ideal for Off-Highway Applications.



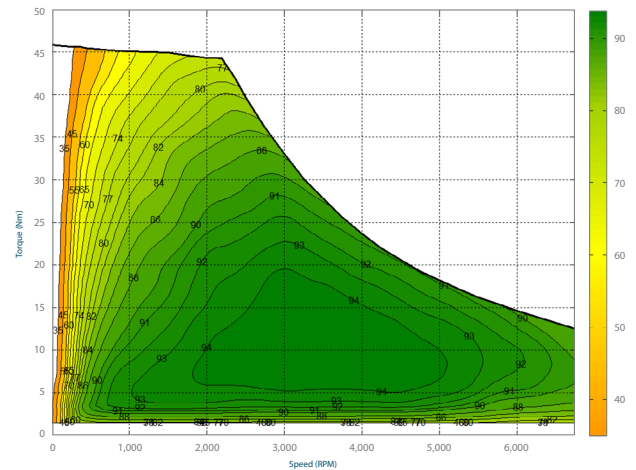
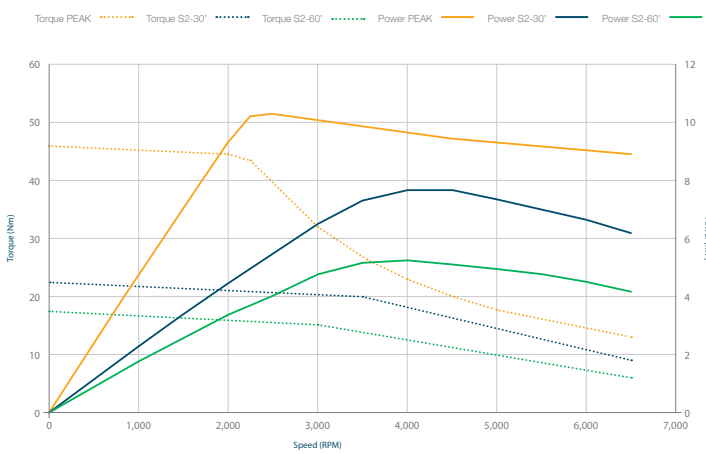
# IPM 200-33-BP01 IP67 Low-Voltage Motor

Our Interior Permanent Magnet (IPM) motors bring together over a decade of research and development into hybrid and electric power technology. We work with various transmission suppliers, and provide IEC and NEMA flanges and pump interfaces to enable integration with a wide-range of applications.

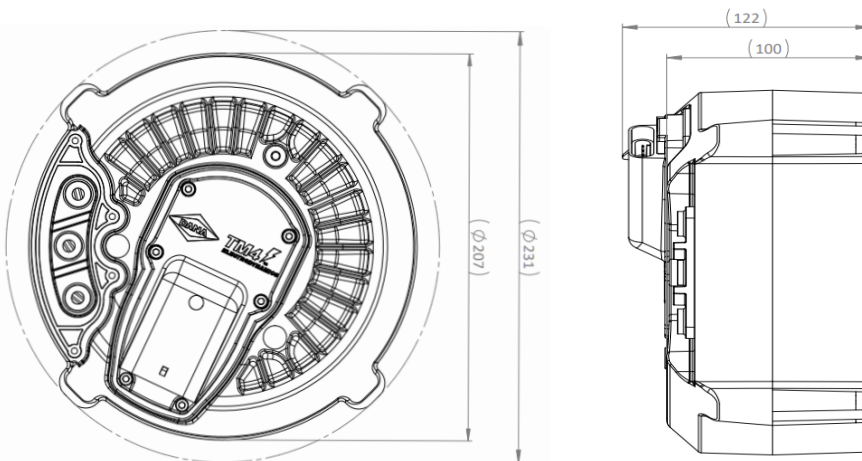


Motor	Voltage	Peak power	Continuous power	Peak torque	Weight	Max operating speed
IPM 200-33	24-96V	5-15 KW	3-8 KW	45 Nm	13 kg	6,750 RPM

## Performance and efficiency at 48V | 350 Arms



## Dimensions (Adapter plate and shaft not shown)



[Dana.com/TM4](http://Dana.com/TM4)

### Application Policy

Capacity ratings, features, and specifications vary depending upon the model and type of service. Application approvals must be obtained from Dana TM4; contact your representative for application approval. We reserve the right to change or modify our product specifications, configurations, or dimensions at any time without notice.



## **ANEXO B – COMPONENTES SKF**



Image may differ from product. See technical specification for details.

## 16004

### Rolamento rígido de esferas

Os rolamentos rígidos de esferas de uma carreira são particularmente versáteis, possuem baixo atrito e são otimizados para baixo ruído e baixa vibração, o que permite uma alta velocidade de rotação. Eles suportam cargas radiais e axiais em ambas as direções, são fáceis de montar e requerem menos manutenção do que muitos outros tipos de rolamentos.

- Modelo simples, versátil e robusto
- Baixo atrito
- Capacidade de alta velocidade
- Suporta cargas radiais e axiais em ambas as direções
- Requer pouca manutenção

## Visão geral

### Dimensões

Diâmetro do furo	20 mm
Diâmetro externo	42 mm
Largura	8 mm

### Desempenho

Classificação de carga dinâmica básica	7.28 kN
Classificação de carga estática básica	4.05 kN
Velocidade de referência	38 000 r/min
Velocidade-limite	24 000 r/min
Classe de desempenho SKF	SKF Explorer

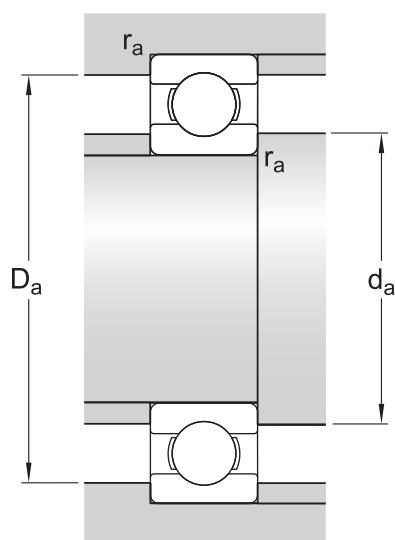
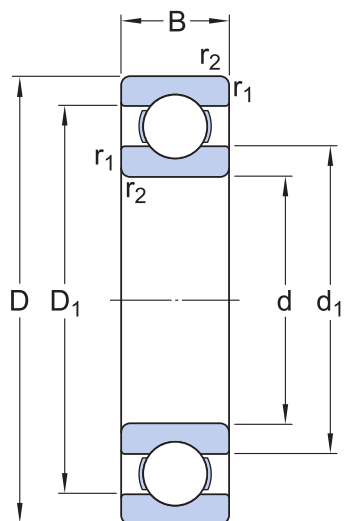
### Propriedades

Rasgos de entrada	Sem
Número de carreiras	1
Recurso de localização, anel externo do rolamento	Nenhum
Tipo de furo	Cilíndrico
Gaiola	Metal laminado
Arranjo pareado	Não
Folga interna radial	CN
Material, rolamento	Aço para rolamentos
Revestimento	Sem
Vedação	Sem
Lubrificante	Nenhum
Recurso de relubrificação	Sem

### Logística

Peso líquido do produto	0.0488 kg
Código eClass	23-05-08-01
Código UNSPSC	31171504

## Especificação técnica



## Dimensões

$d$	20 mm	Diâmetro do furo
$D$	42 mm	Diâmetro externo
$B$	8 mm	Largura
$d_1$	$\approx 27.25$ mm	Diâmetro do ressalto
$D_1$	$\approx 34.3$ mm	Diâmetro do ressalto
$r_{1,2}$	min. 0.3 mm	Dimensão de chanfro

## Dimensões do encosto

Diâmetro do encosto do eixo	$d_a$	min. 22 mm
Diâmetro do encosto do mancal	$D_a$	max. 40 mm
Raio de concordância do eixo ou filete do mancal	$r_a$	max. 0.3 mm

## Dados de cálculo

Classe de desempenho SKF		SKF Explorer
Classificação de carga dinâmica básica	C	7.28 kN
Classificação de carga estática básica	C <sub>0</sub>	4.05 kN
Limite de carga de fadiga	P <sub>u</sub>	0.173 kN
Velocidade de referência		38 000 r/min
Velocidade-limite		24 000 r/min
Fator de carga mínima	k <sub>r</sub>	0.02
Fator de cálculo	f <sub>0</sub>	14.9

## Classe de tolerância

Tolerâncias dimensionais	P6
Desvio radial	P5

## Tolerâncias e folgas

### ESPECIFICAÇÕES GERAIS DO ROLAMENTO

- **Tolerâncias:** Normal (métrico), P6, P5, Normal (polegadas)
- **Folga interna radial:** Classes C2 a C5



Image may differ from product. See technical specification for details.

## 16007

### Rolamento rígido de esferas

Os rolamentos rígidos de esferas de uma carreira são particularmente versáteis, possuem baixo atrito e são otimizados para baixo ruído e baixa vibração, o que permite uma alta velocidade de rotação. Eles suportam cargas radiais e axiais em ambas as direções, são fáceis de montar e requerem menos manutenção do que muitos outros tipos de rolamentos.

- Modelo simples, versátil e robusto
- Baixo atrito
- Capacidade de alta velocidade
- Suporta cargas radiais e axiais em ambas as direções
- Requer pouca manutenção

## Visão geral

### Dimensões

Diâmetro do furo	35 mm
Diâmetro externo	62 mm
Largura	9 mm

### Desempenho

Classificação de carga dinâmica básica	13 kN
Classificação de carga estática básica	8.15 kN
Velocidade de referência	24 000 r/min
Velocidade-limite	15 000 r/min
Classe de desempenho SKF	SKF Explorer

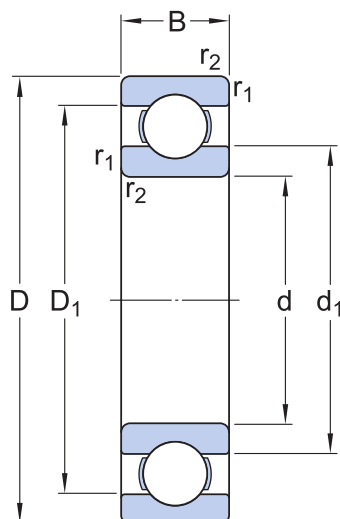
### Propriedades

Rasgos de entrada	Sem
Número de carreiras	1
Recurso de localização, anel externo do rolamento	Nenhum
Tipo de furo	Cilíndrico
Gaiola	Metal laminado
Arranjo pareado	Não
Folga interna radial	CN
Material, rolamento	Aço para rolamentos
Revestimento	Sem
Vedação	Sem
Lubrificante	Nenhum
Recurso de relubrificação	Sem

### Logística

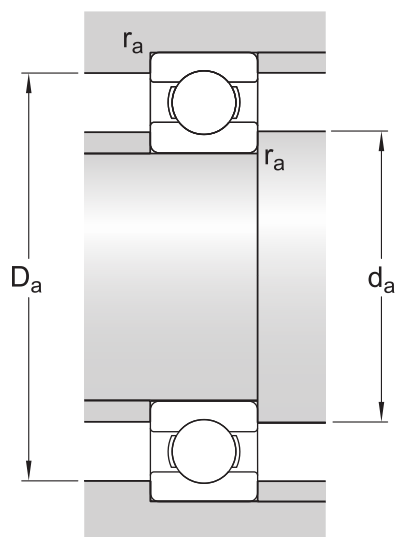
Peso líquido do produto	0.108 kg
Código eClass	23-05-08-01
Código UNSPSC	31171504

## Especificação técnica



## Dimensões

$d$	35 mm	Diâmetro do furo
$D$	62 mm	Diâmetro externo
$B$	9 mm	Largura
$d_1$	$\approx 44.05$ mm	Diâmetro do ressalto
$D_1$	$\approx 52.95$ mm	Diâmetro do ressalto
$r_{1,2}$	min. 0.3 mm	Dimensão de chanfro



## Dimensões do encosto

$d_a$	min. 37 mm	Diâmetro do encosto do eixo
$D_a$	max. 60 mm	Diâmetro do encosto do mancal
$r_a$	max. 0.3 mm	Raio de concordância do eixo ou filete do mancal

## Dados de cálculo

Classe de desempenho SKF		SKF Explorer
Classificação de carga dinâmica básica	C	13 kN
Classificação de carga estática básica	C <sub>0</sub>	8.15 kN
Limite de carga de fadiga	P <sub>u</sub>	0.375 kN
Velocidade de referência		24 000 r/min
Velocidade-limite		15 000 r/min
Fator de carga mínima	k <sub>r</sub>	0.02
Fator de cálculo	f <sub>0</sub>	14

## Classe de tolerância

Tolerâncias dimensionais	P6
Desvio radial	P6

## Tolerâncias e folgas

### ESPECIFICAÇÕES GERAIS DO ROLAMENTO

- **Tolerâncias:** Normal (métrico), P6, P5, Normal (polegadas)
- **Folga interna radial:** Classes C2 a C5



Image may differ from product. See technical specification for details.

## 6004

### Rolamento rígido de esferas

Os rolamentos rígidos de esferas de uma carreira são particularmente versáteis, possuem baixo atrito e são otimizados para baixo ruído e baixa vibração, o que permite uma alta velocidade de rotação. Eles suportam cargas radiais e axiais em ambas as direções, são fáceis de montar e requerem menos manutenção do que muitos outros tipos de rolamentos.

- Modelo simples, versátil e robusto
- Baixo atrito
- Capacidade de alta velocidade
- Suporta cargas radiais e axiais em ambas as direções
- Requer pouca manutenção

## Visão geral

### Dimensões

Diâmetro do furo	20 mm
Diâmetro externo	42 mm
Largura	12 mm

### Desempenho

Classificação de carga dinâmica básica	9.95 kN
Classificação de carga estática básica	5 kN
Velocidade de referência	38 000 r/min
Velocidade-limite	24 000 r/min
Classe de desempenho SKF	SKF Explorer

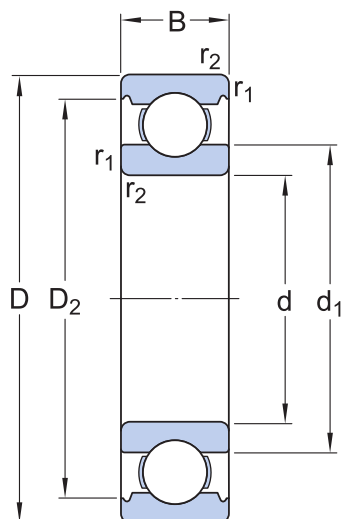
### Propriedades

Rasgos de entrada	Sem
Número de carreiras	1
Recurso de localização, anel externo do rolamento	Nenhum
Tipo de furo	Cilíndrico
Gaiola	Metal laminado
Arranjo pareado	Não
Folga interna radial	CN
Material, rolamento	Aço para rolamentos
Revestimento	Sem
Vedação	Sem
Lubrificante	Nenhum
Recurso de relubrificação	Sem

### Logística

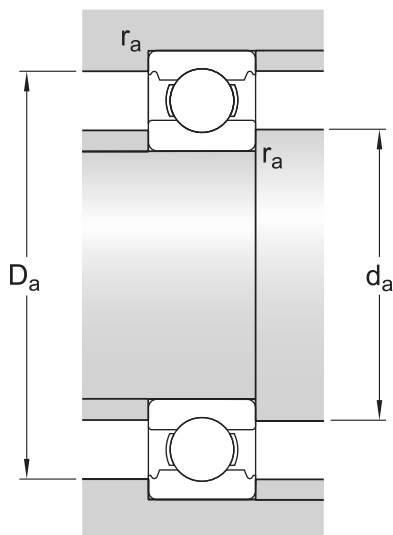
Peso líquido do produto	0.0656 kg
Código eClass	23-05-08-01
Código UNSPSC	31171504

## Especificação técnica



## Dimensões

d	20 mm	Diâmetro do furo
D	42 mm	Diâmetro externo
B	12 mm	Largura
d <sub>1</sub>	≈ 27.2 mm	Diâmetro do ressalto
D <sub>2</sub>	≈ 37.19 mm	Diâmetro do rebaixo
r <sub>1,2</sub>	min. 0.6 mm	Dimensão de chanfro



## Dimensões do encosto

d <sub>a</sub>	min. 23.2 mm	Diâmetro do encosto do eixo
D <sub>a</sub>	max. 38.8 mm	Diâmetro do encosto do mancal
r <sub>a</sub>	max. 0.6 mm	Raio de concordância do eixo ou filete do mancal

## Dados de cálculo

Classe de desempenho SKF		SKF Explorer
Classificação de carga dinâmica básica	C	9.95 kN
Classificação de carga estática básica	C <sub>0</sub>	5 kN
Limite de carga de fadiga	P <sub>u</sub>	0.212 kN
Velocidade de referência		38 000 r/min
Velocidade-limite		24 000 r/min
Fator de carga mínima	k <sub>r</sub>	0.025
Fator de cálculo	f <sub>0</sub>	14

## Classe de tolerância

Tolerâncias dimensionais	P6
Desvio radial	P5

## Tolerâncias e folgas

### ESPECIFICAÇÕES GERAIS DO ROLAMENTO

- **Tolerâncias:** Normal (métrico), P6, P5, Normal (polegadas)
- **Folga interna radial:** Classes C2 a C5



Image may differ from product. See technical specification for details.

## PCM 202310 E

### Bucha reta de compósito de PTFE

As buchas retas (cilíndricas) de compósito de PTFE da SKF são adequadas para movimentos oscilantes, giratórios e lineares e podem suportar cargas radiais. Apesar de seu modelo fino, elas podem suportar cargas elevadas. Elas também fornecem boa dissipação de calor, permitindo velocidades de deslizamento relativamente altas.

- Funcionamento sem manutenção
- Custo-benefício com longa vida útil
- Altas temperaturas operacionais
- Alta capacidade de carga
- Alta velocidade de deslizamento e pequena folga operacional

## Visão geral

### Dimensões

Diâmetro do furo	20 mm
Diâmetro externo	23 mm
Largura	10 mm

### Desempenho

Classificação de carga dinâmica básica	14.6 kN
Classificação de carga estática básica	45.5 kN

### Propriedades

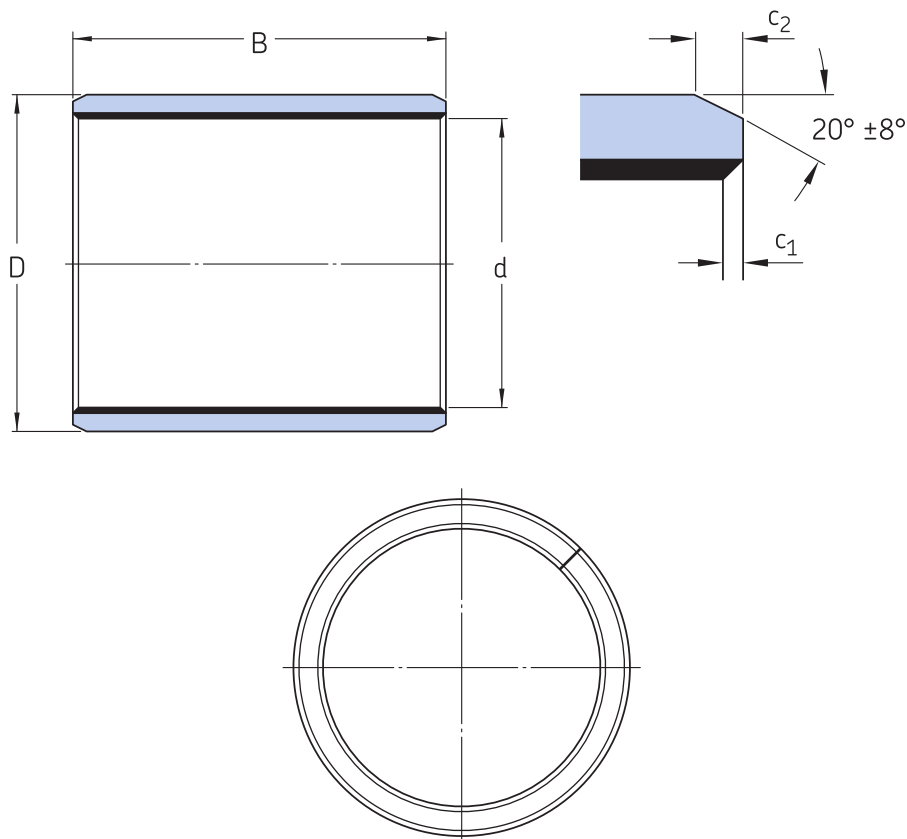
Projeto	Reto
Material	Composto de PTFE
Recurso de relubrificação	Sem

### Logística

Peso líquido do produto	0.0074 kg
Código eClass	23-05-01-90
Código UNSPSC	31171605

## Especificação técnica

Material	Composto de PTFE
Temperatura operacional	min. -200 °C
Temperatura operacional	max. 250 °C



## Dimensões

d	20 mm	Diâmetro do furo
D	23 mm	Diâmetro externo
B	10 mm	Largura
c <sub>1</sub>	min. 0.1 mm	Comprimento do chanfro do furo - direção axial
c <sub>1</sub>	max. 0.7 mm	Comprimento do chanfro do furo - direção axial
c <sub>2</sub>	min. 0.2 mm	Comprimento do chanfro do diâmetro externo - direção axial
c <sub>2</sub>	max. 1 mm	Comprimento do chanfro do diâmetro externo - direção axial

## Ajustes recomendados

Tolerância do eixo	f7
Tolerância da caixa de mancal	H7

## Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica, direção radial	C	14.6 kN
Classificação de carga estática básica, direção radial	C <sub>0</sub>	45.5 kN
Fator de carga dinâmica específica	K	80 N/mm <sup>2</sup>
Fator de carga estática específica	K <sub>0</sub>	250 N/mm <sup>2</sup>
Fator dependente do tipo de rolamento e do material	K <sub>M</sub>	480
Velocidade de deslizamento permitida	v	max. 2 m/s
Coefficiente de atrito	μ	min. 0.03
Coefficiente de atrito	μ	max. 0.25

## Tolerâncias e folgas

### DADOS DAS BUCHAS

- [Tolerâncias](#)
- [Folga operacional](#)



Image may differ from product. See technical specification for details.

## 35X47X6 HMSA10 RG

Vedação radial de eixo com diâmetro externo do componente de borracha e lábio de vedação único, para óleo ou graxa, em metros

As vedações radiais de eixos são usadas entre componentes de máquinas giratórias e estacionárias, ou entre componentes em movimento relativo. As vedações HMSA10 são projetadas com um diâmetro externo de borracha. Elas têm um lábio de vedação duplo convencional feito de elastômero ou termoplástico. Uma mola de lâmina na vedação e um lábio auxiliar sem contato otimizam a vedação no eixo, também em ambientes poluídos.

- Alta taxa de bombeamento
- Maior exclusão de contaminação com lábio antipoeira
- Com mola de lâmina
- Suporta desalinhamento

## Visão geral

### Dimensões

Diâmetro do eixo	35 mm
Diâmetro do furo da caixa de mancal	47 mm
Largura nominal	6 mm

### Desempenho

Velocidade-limite	3 480 r/min
Temperatura máxima de operação	100 °C
Temperatura mínima de operação	-40 °C
Velocidade circunferencial permissível	6.4 m/s
Velocidade rotacional	3 480 r/min

### Propriedades

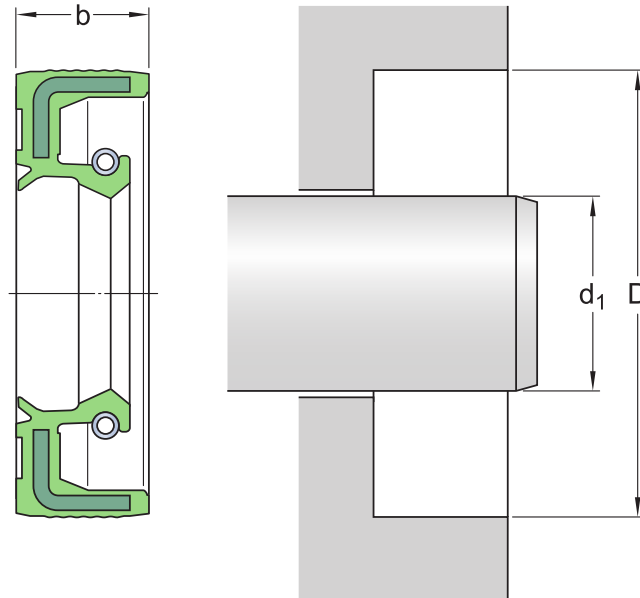
Projeto	HMSA10
Lábio auxiliar	Sim
Material do lábio de vedação	Borracha nitrilica (NBR)
Tipo de diâmetro externo	Metal de borracha reforçado
Sistema de medição métrico/polegadas	Métrico

### Logística

Peso líquido do produto	0.0095 kg
Código eClass	23-07-08-01
Código UNSPSC	31181602

## Especificação técnica

Tipo de diâmetro externo	Metal de borracha reforçado
Material do retentor	Borracha nitrilica (NBR)
Design de vedação	HMSA10
Conformidade com a norma	ISO 6194, DIN 3760



## Dimensões

$d_1$	35 mm	Diâmetro do eixo
D	47 mm	Diâmetro do furo da caixa de mancal
b	6 mm	Largura da vedação

## Aplicação e condições operacionais

Temperatura operacional	min. -40 °C
Temperatura operacional	max. 100 °C
Temperatura operacional, períodos curtos	max. 120 °C
Velocidade periférica	max. 6.4 m/s
Velocidade de rotação	max. 3 480 r/min
Diferença de pressão	0.05 N/mm <sup>2</sup>

## Produtos associados

SKF Speedi-Sleeve

[99139](#)



Image may differ from product. See technical specification for details.

## 20X30X5 HMSA10 RG

Vedação radial de eixo com diâmetro externo do componente de borracha e lábio de vedação único, para óleo ou graxa, em metros

As vedações radiais de eixos são usadas entre componentes de máquinas giratórias e estacionárias, ou entre componentes em movimento relativo. As vedações HMSA10 são projetadas com um diâmetro externo de borracha. Elas têm um lábio de vedação duplo convencional feito de elastômero ou termoplástico. Uma mola de lâmina na vedação e um lábio auxiliar sem contato otimizam a vedação no eixo, também em ambientes poluídos.

- Alta taxa de bombeamento
- Maior exclusão de contaminação com lábio antipoeira
- Com mola de lâmina
- Suporta desalinhamento

## Visão geral

### Dimensões

Diâmetro do eixo	20 mm
Diâmetro do furo da caixa de mancal	30 mm
Largura nominal	5 mm

### Desempenho

Velocidade-limite	3 960 r/min
Temperatura máxima de operação	100 °C
Temperatura mínima de operação	-40 °C
Velocidade circunferencial permissível	4.12 m/s
Velocidade rotacional	3 960 r/min

### Propriedades

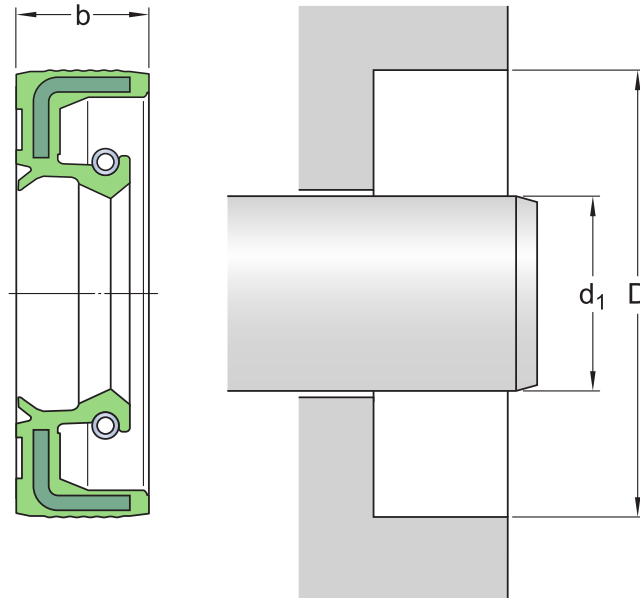
Projeto	HMSA10
Lábio auxiliar	Sim
Material do lábio de vedação	Borracha nitrilica (NBR)
Tipo de diâmetro externo	Metal de borracha reforçado
Sistema de medição métrico/polegadas	Métrico

### Logística

Peso líquido do produto	0.0038 kg
Código eClass	23-07-08-01
Código UNSPSC	31181602

## Especificação técnica

Tipo de diâmetro externo	Metal de borracha reforçado
Material do retentor	Borracha nitrilica (NBR)
Design de vedação	HMSA10
Conformidade com a norma	ISO 6194, DIN 3760



## Dimensões

$d_1$	20 mm	Diâmetro do eixo
D	30 mm	Diâmetro do furo da caixa de mancal
b	5 mm	Largura da vedação

## Aplicação e condições operacionais

Temperatura operacional	min. -40 °C
Temperatura operacional	max. 100 °C
Temperatura operacional, períodos curtos	max. 120 °C
Velocidade periférica	max. 4.12 m/s
Velocidade de rotação	max. 3 960 r/min
Diferença de pressão	0.05 N/mm <sup>2</sup>

## Produtos associados

SKF Speedi-Sleeve

[99078](#)

## **ANEXO C – ATUADOR KONGSBERG DCA**

## DCA

DOG CLUTCH ACTUATOR



### AT A GLANCE

- > MOTOR AND GEAR UNIT FOR PROVIDING NECESSARY PERFORMANCE.
- > SPRING ELEMENT FOR EFFICIENT ACTUATION OPTIMIZED FOR DOG-CLUTCH ACTUAL NEEDS.
- > SHIFT FORK FOR MANEUVERING THE CLUTCH SLEEVE.
- > SENSOR ON THE FORK FOR CONTROLLING THE ACTUATION PROCEDURE.
- > FEATURE FOR HOLDING THE FORK IN PLACE, I.E. DETENT FUNCTIONALITY.
- > OPTION OF HAVING EMBEDDED ELECTRONICS PLATFORM OR HARDWIRED SIGNALS.
- > SUITABLE APPLICATIONS MIGHT BE:
  - » CONNECT/DISCONNECT ELECTRICAL DRIVE AXLE UNIT ON PHEVS.
  - » CONNECT/DISCONNECT AWD COUPLING
  - » GEAR SHIFTING ON EV TRANSMISSIONS WITH DOG CLUTCH COUPLING WITHOUT SYNC.

### PRODUCT DESCRIPTION

The actuator system manages the actuation of the dog-clutch coupling from vehicle input to the transmission shift sleeve. Designed for efficient actuation, meeting the needs of dog-clutch coupling with fast engagement and deep penetration while remaining strong during disengagement of the clutch.





## MECHANICAL SPECIFICATION

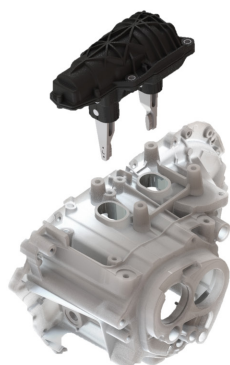
AMBIENT TEMPERATURE RANGE:	-40°C to 125°C
NUMBER OF SHIFTS	>8 000 000
MAX DECOUPLING FORCE	1 500N
SHIFT STROKE	max ±12 mm
SHIFT TIME	approx. ±100 ms
INGRESS PROTECTION	IP6K7 / IP6K9K
LIFETIME	45 000 h / 15 years

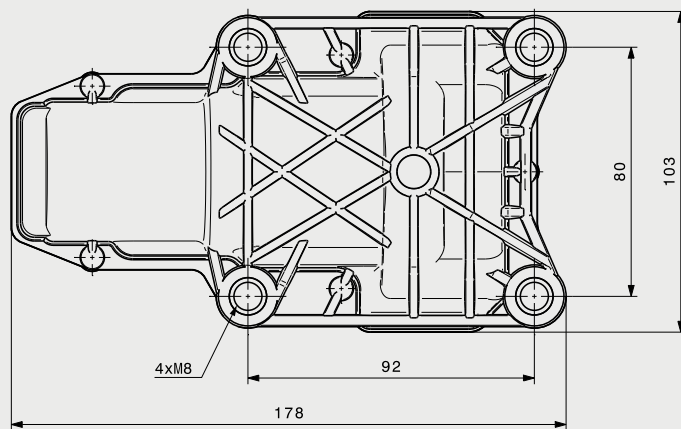
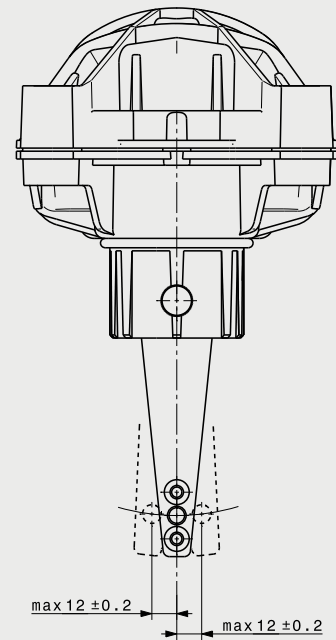
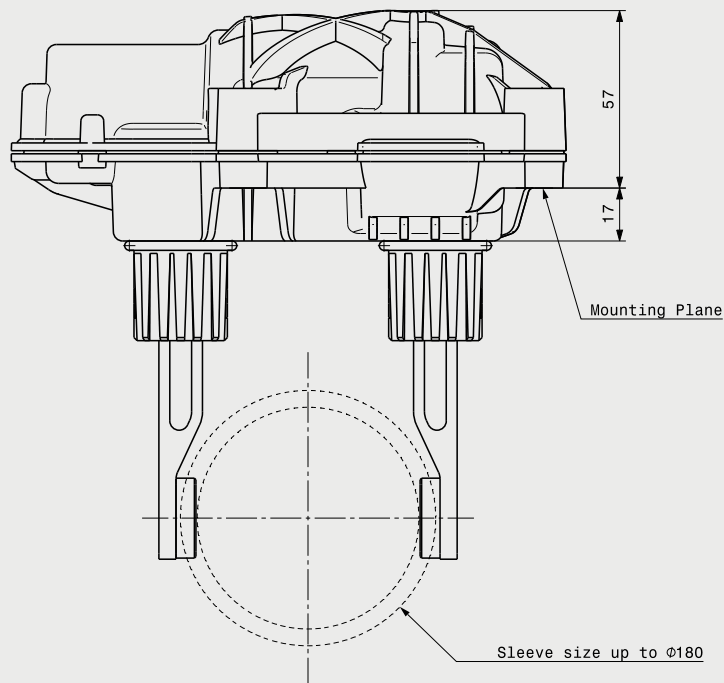
## ELECTRICAL SPECIFICATION

MOTOR OPERATING VOLTAGE	24V
MOTOR TYPE	BLDC 125W
ISO 26262 COMPLIANCE	ASIL B
COMMUNICATION	CAN FD
EMC COMPLIANCE	CISPR 25 class 3

## UNIQUE AND BENEFICIAL INSTALLATION

- > DESIGNED FOR A SIMPLE INSTALLATION, FORK LEGS GO THROUGH TWO SMALL OBLONG HOLES ON TRANSMISSION HOUSING THEN SEALED BY TWO O-RINGS, PROTECTING TRANSMISSION INTERIOR ENCLOSURE FROM INGRESS. IT'S FIXED IN PLACE BY FOUR SCREWS.
- > TWO SMALLER HOLES RATHER THAN ONE BIG IS BENEFICIAL FOR BOTH TRANSMISSION CASE AND ACTUATOR STRUCTURAL ROBUSTNESS. THE TRANSMISSION WALL EFFICIENTLY SUPPORTS THE PIVOT FORCE OF THE LARGE FORK.





## **ANEXO D – LOCTITE 574**

# LOCTITE

Henkel Ltda

Av. Prof. Vernon Kriebel, 91  
06690-111 - Itapevi  
São Paulo - Brasil  
Fone: 55-11-4143-7000

## Folha de Dados Técnicos

### Loctite 574

Produtos Industriais, 2003

#### DESCRIÇÃO DO PRODUTO

O produto LOCTITE® 574 é um vedante monocomponente anaeróbico, tixotrópico, de média resistência e com propriedades de cura rápida. O produto cura quando confinado na ausência de ar, entre superfícies metálicas.

#### APLICAÇÕES TÍPICAS

Vedação de conexões flangeadas e metálicas. Apresenta resistência a baixas pressões imediatamente após a montagem dos flanges. Tipicamente usado como junta de vedação moldada em conexões flangeadas rígidas, como caixas de engrenagens, carcaças de motores etc.

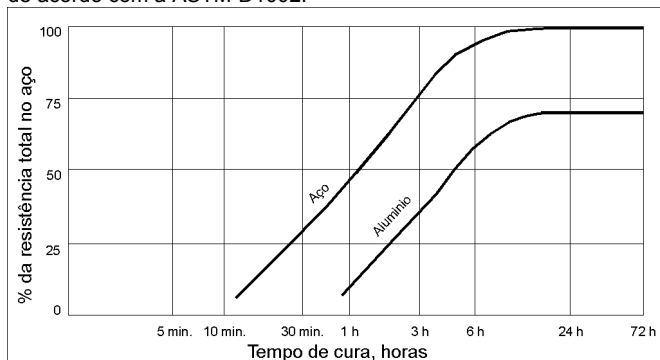
#### PROPRIEDADES DO MATERIAL NÃO-CURADO

	Valor	Típicos	Faixa
Tipo químico:	Éster dimetacrílico		
Aparência:	Líquido Alaranjado		
Densidade @ 25°C	1,1		
Viscosidade @ 25°C, mPa.s (cP)			
Brookfield RVT (Helipath)			
Haste 6 @ 2,5 rpm	95.000		70.000 a 120.000
@ 20 rpm	29.000		23.000 a 35.000
DIN-54453, MV			
D = 36 s <sup>-1</sup> após t = 180 s	10.500		7.000 a 14.000
Ponto de fulgor (TCC), °C	>93		

#### DESEMPENHO TÍPICO DE CURA

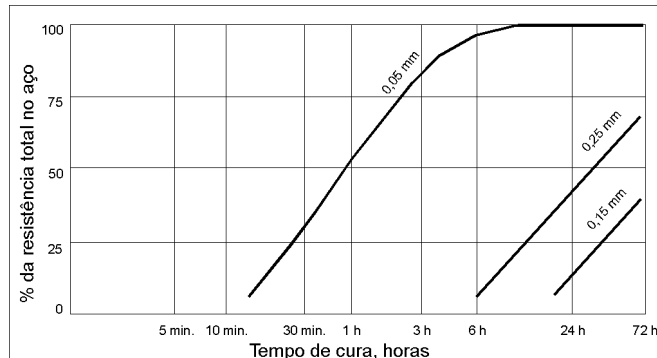
##### Velocidade de cura vs. substrato

A velocidade de cura depende do substrato usado. O gráfico abaixo mostra a resistência ao cisalhamento evoluindo com o tempo em lâminas de aço jateado comparadas em diferentes materiais e testadas de acordo com a ASTM-D1002.



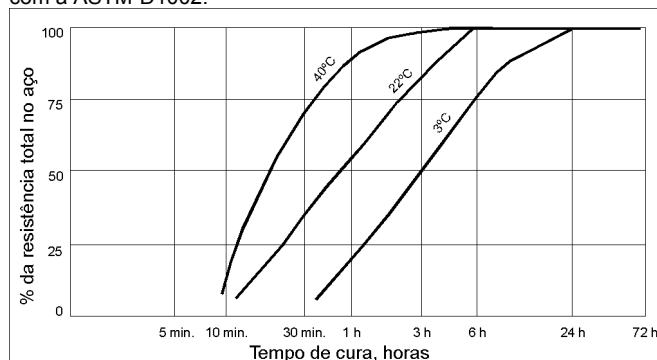
##### Velocidade de cura vs. folga entre as partes

A velocidade de cura depende da folga entre as partes. O gráfico a seguir mostra a resistência ao cisalhamento evoluindo com o tempo em lâminas de aço jateado comparadas em diferentes folgas controladas e testadas de acordo com a ASTM-D1002.



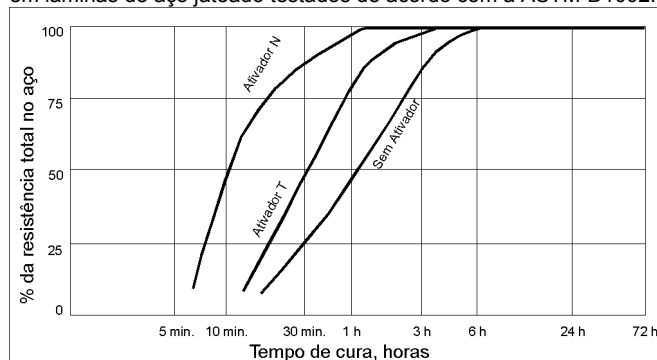
##### Velocidade de cura vs. temperatura

A velocidade de cura depende da temperatura ambiente. O gráfico abaixo mostra a resistência ao cisalhamento evoluindo com o tempo em lâminas de aço jateado sob diferentes temperaturas, testadas de acordo com a ASTM-D1002.



##### Velocidade de cura vs. ativador

Em presença de grandes folgas ou quando o tempo de cura for inaceitavelmente longo, a aplicação de um ativador na superfície aumentará a velocidade de cura. O gráfico abaixo mostra a resistência ao cisalhamento evoluindo com o tempo usando-se os ativadores N e T em lâminas de aço jateado testadas de acordo com a ASTM-D1002.



#### PROPRIEDADES TÍPICAS DO MATERIAL CURADO

##### Propriedades Físicas

Coefficiente de dilatação térmica, ASTM-D696, K <sup>-1</sup>	80 x 10 <sup>-6</sup>
Coefficiente de condutividade térmica, ASTM-C177, W.m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	0,1
Calor específico, kJ.kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	0,3

NÃO SERVE PARA ESPECIFICAÇÕES DE PRODUTO.  
OS DADOS TÉCNICOS CONTIDOS NA PRESENTE DESTINAM-SE A SIMPLES REFERÊNCIA.  
PEDIMOS CONTACTAR O DEPARTAMENTO DE QUALIDADE DA LOCTITE PARA  
ASSISTÊNCIA E RECOMENDAÇÕES A RESPEITO DE ESPECIFICAÇÕES DESTE PRODUTO.

**DESEMPENHO DO MATERIAL CURADO**

(Após 72 h a 22°C sobre aço doce jateado)

	Típicos	
	Valor	Faixa
Resistência ao cisalh., ASTM-D1002, N/mm <sup>2</sup> (psi)	8,5 (1.200)	5 a 12 (700 a 1.700)
Resistência ao cisalh., DIN-53283, N/mm <sup>2</sup> (psi)	8,5 (1.200)	5 a 12 (700 a 1.700)
Carga de ruptura, DIN-53288, N/mm <sup>2</sup> (psi)	7 (1010)	6 a 8 (840 a 1.200)

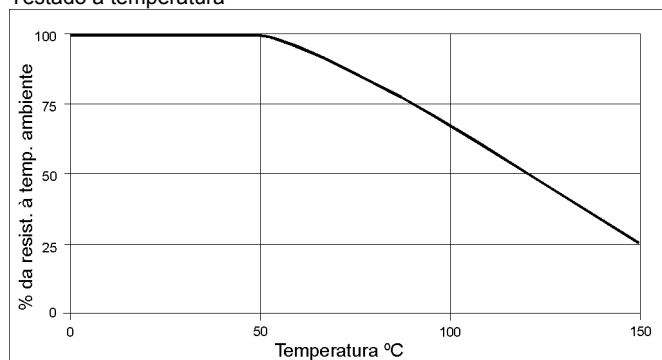
**RESISTÊNCIA TÍPICA À VARIAÇÃO AMBIENTAL**

Os testes abaixo referem-se ao efeito do ambiente sobre a resistência. Não se trata de medição de desempenho da vedação.

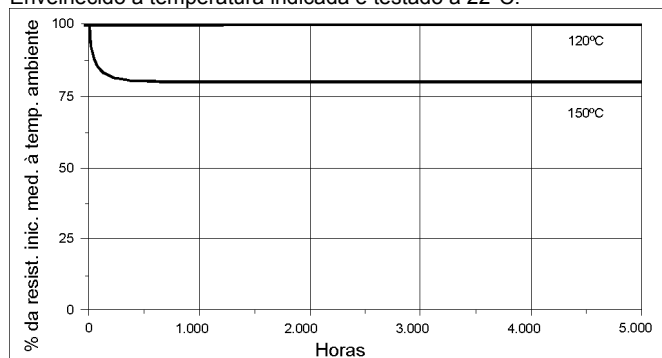
Procedimento de teste:	Resistência ao cisalh., ASTM-D1002
Substrato:	Lâminas de aço doce jateado
Procedimento de cura:	1 semana a 22°C

**Resistência ao calor**

Testado à temperatura

**Envelhecimento ao calor**

Envelhecido à temperatura indicada e testado a 22°C.

**Resistência química a solventes**

Envelhecido sob as condições indicadas e testado a 22°C.

Solvente	Temp.	% da resist. inicial retida a		
		100 h	500 h	1.000 h
Óleo de motor	125°C	100	100	100
Gasolina com chumbo	22°C	75	75	75
Água/Glicol (50%/50%)	87°C	85	85	85

**INFORMAÇÕES GERAIS**

**Este produto não é recomendado para uso em sistemas de oxigênio puro ou em altas concentrações e não deve ser especificado como vedante para cloro e outros materiais fortemente oxidantes.**

**Para informações seguras de manuseio deste produto, consulte a Folha de Dados de Segurança do Produto (FDSP).**

Quando sistemas de desengraxe com soluções aquosas forem utilizados para limpar as superfícies antes da fixação, será importante verificar a compatibilidade da solução desengraxante com o adesivo. Há casos em que esta solução poderá afetar a cura e o desempenho do adesivo.

Normalmente não se recomenda este produto para uso em plásticos (principalmente termoplásticos, onde podem surgir stress). Recomendamos aos usuários confirmarem a compatibilidade do produto com tais substratos.

**Instruções de uso**

Para o melhor desempenho, as superfícies devem estar limpas e isentas de gordura e outros contaminantes. O produto destina-se a peças flangeadas de conexão justa, com folga máxima de 0,25 mm. Aplique manualmente como filete contínuo ou com tela de silk-screen a uma das superfícies do flange. Baixas pressões (<0,5 bar) podem ser usadas para confirmar a total vedação imediatamente após a montagem e antes da cura. Os flanges devem ser apertados assim que possível após a montagem, para espalhar o produto e garantir contato pleno e integral.

**Armazenagem**

Em condições ideais, os produtos devem ficar armazenados em um local frio e seco, em suas embalagens fechadas, a uma temperatura entre 8°C-21°C (46°F-70°F), salvo indicação em contrário na etiqueta. A vida útil de armazenagem da embalagem de 250 ml é de 12 meses a partir da data de fabricação. Para evitar contaminação de material não-utilizado, não torne a colocar qualquer sobra do produto em sua embalagem original. Para informações mais específicas a respeito da vida útil de armazenagem para outros tamanhos de embalagem, entre em contato com o Centro de Assistência Técnica de sua localidade.

**Amplitude dos dados**

Os dados contidos na presente podem ser considerados valores típicos e/ou de faixa (baseados em desvio padrão de valor médio  $\pm$  2). Os valores baseiam-se em dados de testes reais e são verificados periodicamente.

**Nota**

Os dados contidos na presente são fornecidos apenas para informação, sendo julgados confiáveis. Não podemos assumir responsabilidade pelos resultados obtidos por terceiros sobre cujos métodos não temos controle. Constitui responsabilidade do usuário determinar a aplicabilidade aos seus próprios fins de qualquer método de produção mencionado na presente e adotar as devidas e recomendáveis precauções para a proteção de bens e pessoas contra quaisquer danos que possam derivar de tal manipulação e uso. À luz desta condição, a Henkel Ltda especificamente repudia quaisquer garantias, expressas ou implícitas, inclusive garantias de comerciabilidade ou adequação a determinado fim, surgidas da venda ou uso dos produtos de sua fabricação. A Henkel Ltda especificamente repudia qualquer responsabilidade por qualquer tipo de dano conseqüente ou imprevisto, inclusive lucros cessantes. A presente discussão de vários processos ou composições não deve ser interpretada como representação de que eles estejam livres da jurisdição de patentes detidas por terceiros ou como uma licença, sob qualquer patente da Henkel Ltda que possa cobrir tais processos ou composições. Recomendamos a cada usuário em potencial testar a aplicação que pretende antes do uso repetido do produto, usando os dados da presente como guia. Este produto pode estar coberto por uma ou mais patentes, concedidas ou requeridas, norte-americanas ou de outros países.

## **ANEXO E – MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO PARA CORREIA DO FABRICANTE MITSUBOSHI**

## Design process

Design flow

1

**Set conditions required in design work.**

1. Type of machine

2. Transmission power

It is ideal to use the actual load applied to the belt as the value of the transmission power, but the rated power of the motor is commonly used for calculation.

3. Degree of load fluctuation (Magnitude and speed)

Contact us for the case of using a brake or forward/reverse rotation.

4. Running hours in a single day

5. Small pulley speed

6. Speed ratio

$$\text{Speed ratio} = \frac{\text{Number of teeth on large pulley}}{\text{Number of teeth on small pulley}}$$

7. Interim center distance

8. Restrictions on pulley diameters

9. Special uses and environmental conditions

Contact us for the case of exposed to high or low temperature, water, oil, acid, or alkali.

\* If to be used at low speed and high torque, it is recommended to design the belt using MEGA TORQUE.

Design flow

2

**Set the design power.**

1. How to calculate the service factor (Ks)

$$K_s = K_o + K_r + K_i$$

Wherein, Ks : Service factor

Ko : Service correction factor >> (Table 2-16)

Kr : Speed ratio correction factor >> (Table 2-17)

Ki : Idler correction factor >> (Table 2-18)

2. How to calculate the design power (Pd)

(1) Calculation from the transmission power (Pt)

$$P_d = P_t \times K_s$$

Wherein, Pd : Design power (kW)

Pt : Transmission power (kW)

Ks : Service factor

(2) Calculation from the transmission torque (Tq)

$$T_q = T_t \times K_s$$

Wherein, Tq : Design torque (N·m)

Tt : Transmission torque (N·m)

Ks : Service factor

If it is required to convert the transmission torque (Tq) into the transmission power (Pt), apply the below formula.

$$P_t = \frac{T_q \times n}{9.55 \times 10^3}$$

Wherein, Pt : Transmission power (kW)

Tq : Transmission torque (N·m)

n : Shaft speed (rpm)

### ① If using servomotors

i. If using the maximum torque at a frequency of several turns/day

- Use the design power obtained by multiplying the service factor (Ks) by the maximum torque for a service correction factor (Ko) of 1.0.

ii. If using the maximum torque very often

- Use the design power obtained by multiplying the service factor (Ks) obtained in 1 by the maximum torque.

### ② If using spindle motors

Use the design power obtained by multiplying the service factor (Ks) by the motor's power at the base speed.

### ③ If using linear drives

Calculate the design power with the below formula.

$$T_e = m \times \alpha$$

$$P_t = \frac{T_e \times V}{1000}$$

$$P_d = P_t \times K_s$$

Wherein,

Te : Effective tension (N)

m : Weight (kg)

α : Acceleration (m/sec<sup>2</sup>)

V : Belt speed (m/sec)

Pt : Transmission power (kW)

Pd : Design power (kW)

Ks : Service factor

2  
Design



## 1.Ko

### Service correction factor (Ko)

Table 2 -16

Driven machine	Driving unit / Motor					
	Rated max. output of 300% or less			Rated max. output of more than 300%		
	AC motor (standard motor, synchronized motor) DC motor (Shunt) 2 or higher cylinder engine			Special motor (High torque) DC motor (Series coil) 1-cylinder engine Operation by line shaft or clutch		
	Running time (hr/day)			Running time (hr/day)		
	3~5	8~12	16~24	3~5	8~12	16~24
● Display equipment ● Medical equipment	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
● Carpenter's lathe ● Band saw	1.2	1.4	1.6	1.4	1.6	1.8
● Packaging machine ● Light load belt conveyor ● Screen	1.3	1.5	1.7	1.5	1.7	1.9
● Liquid stirring machine ● Drilling machine ● Lathe ● Threading machine ● Circular saw ● Planer	1.4	1.6	1.8	1.6	1.8	2.0
● Grinder ● Mixer (Cement/Viscous medium) ● Boring machine ● Milling machine ● Centrifugal compressor ● Vibrating screen ● Rotary compressor ● Injection molding machine ● Shaping machine ● Belt conveyor (ore, coal or sand)	1.5	1.7	1.9	1.7	1.9	2.1
● Extraction pump ● Hoist ● Elevator ● Washer ● Rubber processing machine (Calender, roll, extrusion machine) ● Fan ● Blower ● Conveyor (Apron, pan, bucket elevator) ● Textile machine	1.6	1.8	2.0	1.8	2.0	2.2
● Centrifugal separator ● Conveyor (Flight or screw) ● Hammer mill ● Papermaking machine (Pulper and beater)	1.7	1.9	2.1	1.9	2.1	2.3
● Kiln machinery (Brick or kneading machine) ● Mine propeller ● Air circulator	1.8	2.0	2.2	2.0	2.2	2.4

## 2.Kr

### Speed ratio correction factor (Kr)

Table 2 -17

Speed ratio	Correction factor Kr
1.00~1.24	0
1.25~1.74	0.1
1.75~2.49	0.2
2.50~3.49	0.3
3.50 and higher	0.4

## 3.Ki

### Idler correction factor (Ki)

Table 2 -18

Idler position	Correction factor(Ki)
When used on belt inner side on slack side of belt	0
When used on belt outer side on slack side of belt	0.1
When used on belt inner side on tight side of belt	0.1
When used on belt outer side on tight side of belt	0.2

\* The idler correction factor is  $K_i \times n$  when using  $n$  number of idler pulleys.

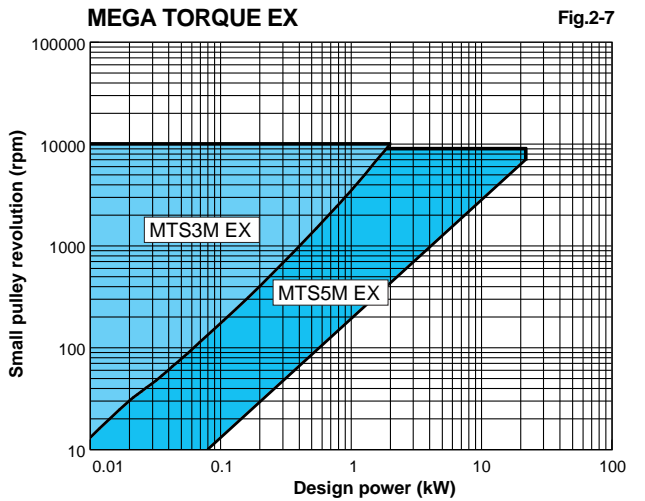
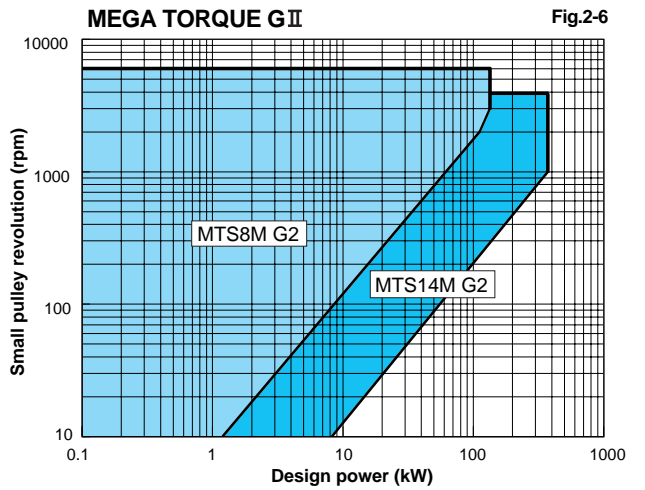
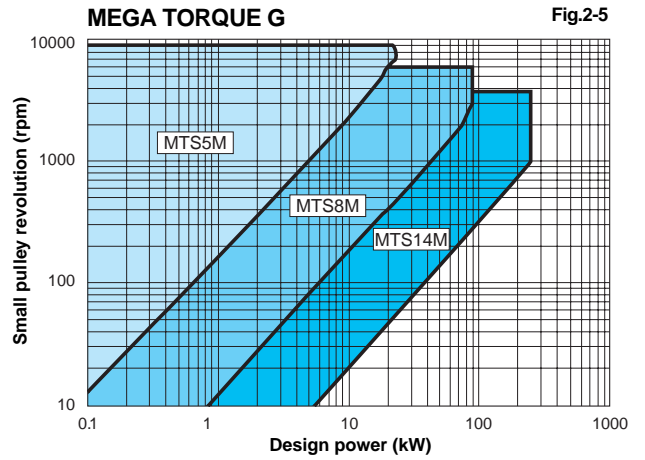
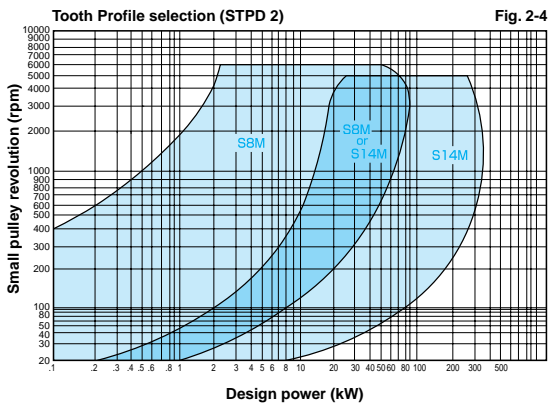
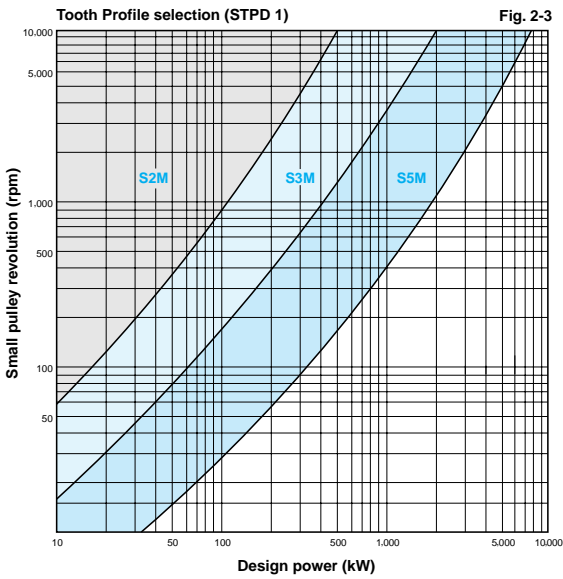
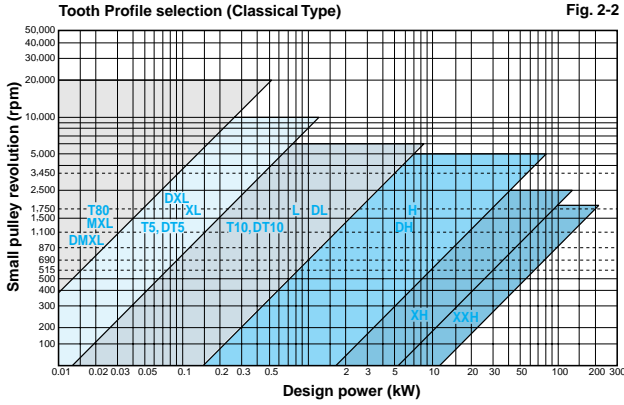


# 3

## Select the tooth Profile.

Select the tooth Profile from the quick selection charts according to design power and small pulley revolution.

### Quick selection charts



## 4

## Determine the belt length.

## 1. Determine the large and small pulleys.

Determine the combination of large and small pulleys from the already obtained speed ratio.

$$\text{Speed ratio} = \frac{\text{Number of teeth on large pulley}}{\text{Number of teeth on small pulley}}$$

Use small pulleys that have the minimum number of teeth given in the Table 2-19 or more.

Allowable minimum number of teeth Table 2-19

Revolution (rpm)	S2M	S3M DS3M	S5M DS5M	S8M DS8M	S14M DS14M	T80 MXL DMXL	XL DXL	L DL	H DH	XH	XXH	T5 DT5	T10 DT10
Over 3,500	20	20	–	30	–	–	16	20	24	–	–	20	22
3,500	18	18	24	28	48	16	12	16	20	30	–	16	20
1,750	16	16	20	26	40	14	11	14	18	26	26	14	18
1,160	14	14	16	24	38	12	10	12	16	24	24	12	16
870	14	14	14	22	34	–	10	12	14	22	22	12	14
690	–	–	–	–	–	–	10	12	14	20	20	12	14
575	–	–	–	–	–	–	10	12	14	18	18	12	14

Type	Tooth number	Pitch diameter (mm)
MTS3M	24	22.92
MTS5M	14	22.28
MTS8M	24	61.12
MTS14M	28	124.78

## 2. Determine the belt length.

Obtain an interim belt pitch length using the below formula from the design center distance, and pitch diameters of large and small pulleys. Select the belt length closest (standard belt pitch length) to the interim belt pitch length obtained here.

$$L_p' = 2C' + \frac{\pi(D_p + d_p)}{2} + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C'}$$

Wherein,

$L_p'$  : Interim belt pitch length (mm)  $C'$  : Interim center distance (mm)  
 $D_p$  : Large pulley pitch diameter (mm)  $d_p$  : Small pulley pitch diameter (mm)

Ref. Interim belt pitch length can be calculated expediently with below formula.

$$L_p' = 2C' + 1.57 \times (D_p + d_p)$$

Wherein,

$L_p'$  : Interim belt pitch length (mm)  $C'$  : Interim center distance (mm)  
 $D_p$  : Large pulley pitch diameter (mm)  $d_p$  : Small pulley pitch diameter (mm)

## 3. Determine the correct center distance.

Obtain the correct center distance from the selected belt length (standard belt pitch length) using the below formula.

## ○How to obtain the correct center distance (C)

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8}$$

$$b = 2L_p - \pi(D_p + d_p)$$

Wherein,

$C$  : Center distance (mm)  $L_p$  : Selected belt pitch length (mm)  
 $D_p$  : Large pulley pitch diameter (mm)  $d_p$  : Small pulley pitch diameter (mm)

[Concern MEGA TORQUE G II S14M type tooth pitch]

The belt tooth pitch of MEGA TORQUE G II S14M type is 13.98mm.

Use this tooth pitch when determine the belt length.

Pulley tooth pitch is 14.00mm, that must be used for pulley calculations.

## 5

## Determine the belt width.

## 1. Determine the interim belt width.

## ○How to obtain teeth in mesh correction factor (Km)

Calculate the number of teeth in mesh ( $Z_m$ ) using the following formula and then obtain the teeth in mesh correction factor ( $K_m$ ) from Table 2-20.

$$Z_m = \frac{Z_d \times \theta}{360^\circ}$$

$$\theta = 180 - \frac{57.3 \times (D_p - d_p)}{C}$$

Wherein,

$Z_m$  : Number of teeth in mesh  $Z_d$  : Number of teeth on small pulley  
 $\theta$  : Contact angle(°)  $D_p$  : Large pulley pitch diameter (mm)  
 $d_p$  : Small pulley pitch diameter(mm)  $C$  : Center distance (mm)

## Teeth in mesh correction factor (Km) Table 2-20

Number of teeth in mesh	6 or more	5	4	3	2
Factor $K_m$	1.0	0.8	0.6	0.4	0.2

## ○How to obtain the interim belt width (Bw')

$$B_w' = \frac{P_d}{P_s \times K_m} \times W_p$$

Wherein,

$B_w'$  : Interim belt width (mm)  $P_d$  : Design power (kW)  
 $P_s$  : Basic power rating (kW) → Pg. 2-33 to 2-74  
 $K_m$  : Teeth in mesh correction factor → Table 2-20  
 $W_p$  : Standard belt width (Wp) → Table 2-21

## Standard belt width (Wp)

Table 2-21

Type	Wp	Type	Wp
S2M	4.0mm	MXL, DMXL	6.4mm
S3M, DS3M, MTS3M	6.0mm	XL, DXL	25.4mm(1 inch)
S5M, DS5M, MTS5M	10.0mm	L, DL	25.4mm(1 inch)
S8M, DS8M, MTS8M	60.0mm	H, DH	25.4mm(1 inch)
S14M, DS14M, MTS14M	120.0mm	XH, DXH	25.4mm(1 inch)
		XXH	25.4mm(1 inch)
		T5, DT5	10.0mm
		T10, DT10	10.0mm
		T80	6.4mm

## ○How to obtain the basic power rating (Ps)

The basic power rating for the standard belt width can be obtained from the basic power rating table, using the number of teeth and revolution of the small pulley.

## 2. Obtain the belt width.

Select the belt width closest to the interim belt width ( $B_w'$ ) from amongst the belt widths ( $B_w$ ) lineup. (Table 2-22)

## Belt width (Bw)

Table 2-22

Type	Nominal width (Belt width, mm)
S2M	40(4), 60(6), 100(10)
S3M(DS3M), MTS3M	60(6), 100(10), 150(15)
S5M(DS5M), MTS5M	100(10), 150(15), 250(25)
S8M(DS8M), MTS8M	150(15), 250(25), 300(30), 400(40), 600(60)
S14M(DS14M), MTS14M	400(40), 600(60), 800(80), 1000(100), 1200(120)
MXL(DMXL)	3.2(3.2), 4.8(4.8), 6.4(6.4), 9.5(9.5), 12.7(12.7)
XL(DXL)	025(6.4), 031(7.9), 037(9.5), 050(12.7)
L(DL)	050(12.7), 075(19.1), 100(25.4), 150(38.1)
H(DH)	075(19.1), 100(25.4), 150(38.1), 200(50.8), 300(76.2)
XH	200(50.8), 300(76.2), 400(101.6), 500(127.0), 600(152.4)
XXH	200(50.8), 300(76.2), 400(101.6), 500(127.0), 600(152.4)
T5(DT5)	05(5.0), 10(10.0), 15(15.0), 20(20.0)
T10(DT10)	15(15.0), 20(20.0), 25(25.0), 30(30.0), 40(40.0), 50(50.0)
T80	3.2(3.2), 4.8(4.8), 6.4(6.4), 9.5(9.5)



### 3. Check that the width correction factor (Kb) obtained from the belt width satisfies the following formula.

If the formula does not work, choose the next highest belt width and check again.

$$Pd < Ps \times Km \times Kb$$

Wherein,

**Pd** : Design power (kW)      **Ps** : Basic power rating (kW)  
**Km** : Teeth in mesh correction factor      **Kb** : Width correction factor

Width correction factor Kb (1)

Table 2-23a

Nominal width	Width(mm)	S2M	S3M(DS3M) MTS3M	S5M(DS5M) MTS5M	S8M(DS8M) MTS8M	S14M(DS14M) MTS14M
40	4.0	1.00				
60	6.0	1.59	1.00			
100	10.0	2.84	1.79	1.00		
150	15.0		2.84	1.59	0.21	
200	20.0				0.29	
250	25.0			2.84	0.37	
300	30.0				0.45	0.21
400	40.0				0.63	0.29
500	50.0				0.81	0.37
600	60.0				1.00	0.45
700	70.0				1.19	
800	80.0				1.39	0.63
1000	100.0				1.79	0.81
1200	120.0					1.00
1400	140.0					1.19

Width correction factor Kb (2)

Table 2-23b

Nominal width	Width(mm)	MXL,T80	XL	L	H	XH	XXH
3.2	3.2	0.45					
4.8	4.8	0.72					
025(6.4)	6.4	1.00	0.15				
031(7.9)	7.9		0.21				
037(9.5)	9.5	1.57	0.28				
050(12.7)	12.7	2.18	0.42	0.42			
075	19.1			0.71	0.71		
100	25.4		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
150	38.1			1.56	1.56		
200	50.8				2.14	2.14	2.14
300	76.2				3.36	3.36	3.36
400	101.6					4.76	4.76
500	127.0					6.15	6.15
600	152.4					7.50	7.50

Width correction factor Kb (3)

Table 2-23c

Nominal width	Width (mm)	T5 (DT5)	T10 (DT10)
05	5.0	0.35	
10	10.0	1.0	1.0
15	15.0	1.6	1.6
20	20.0	2.3	2.3
25	25.0		2.9
30	30.0		3.5
40	40.0		4.6
50	50.0		5.8

Design flow



### Check the center distance adjustment allowance.

According to the selected belt length, take the adjustment allowance from an appropriate point to the inner side (installation allowance) and to the outer side (elongation allowance) as the guaranteed adjustment allowance of the center distance.

Obtain the adjustment allowance to the inner side from Tables 2-24a and b.

Obtain the adjustment allowance to the outer side from Tables 2-25a to d.

Inner adjustment allowance (1)

Table 2-24a

Tooth Profile	MXL,T80 DMXL	XL DXL	L DL	H DH
Adjustment allowance (mm)	3	5	10	15

Tooth Profile	XH DXH	XXH	T5 DT5	T10 DT10
Adjustment allowance (mm)	40	50	5	10

Inner adjustment allowance (2)

Table 2-24b

Tooth Profile	S2M	S3M DS3M MTS3M	S5M DS5M MTS5M	S8M DS8M MTS8M	S14M DS14M MTS14M
Adjustment allowance (mm)	10	10	10	15	15

Outer adjustment allowance (1)

Table 2-25a

S2M, S3M, S5M, DS3M, DS5M, MTS3M, MTS5M		Outer adjustment allowance (mm)
Belt length	Lp (mm)	
	Lp ≤ 508.0	2
	508.0 < Lp ≤ 1016.0	3
	1016.0 < Lp ≤ 2032.0	5
	2032.0 < Lp ≤ 2540.0	10

Outer adjustment allowance (2)

Table 2-25b

S8M, S14M, DS8M, DS14M, MTS8M, MTS14M		Outer adjustment allowance (mm)
Belt length	Lp (mm)	
	Lp ≤ 508.0	3
	508.0 < Lp ≤ 1016.0	5
	1016.0 < Lp ≤ 2032.0	10
	2032.0 < Lp ≤ 4572.0	15
	4572.0 < Lp ≤ 5080.0	20

Outer adjustment allowance (3)

Table 2-25c

MXL,DMXL,T80		Outer adjustment allowance (mm)
Belt length	Lp (mm)	
	Lp ≤ 254.00	3
	254.00 < Lp ≤ 379.99	5
	379.99 < Lp ≤ 508.00	10
	508.00 < Lp ≤ 1016.00	15
	1016.00 < Lp ≤ 1524.00	25
	1524.00 < Lp ≤ 1778.00	30

Outer adjustment allowance (4)

Table 2-25d

XL,L,H,XH,XXH,T5,T10,DXL,DL,DH,DT5,DT10		Outer adjustment allowance (mm)
Belt length	Lp (mm)	
	Lp ≤ 254.0	3
	254.0 < Lp ≤ 381.0	5
	381.0 < Lp ≤ 762.0	10
	762.0 < Lp ≤ 1270.0	15
	1270.0 < Lp ≤ 1778.0	25
	1778.0 < Lp ≤ 4572.0	30

2  
Design



# 7

## Belt tension

Without proper tension, power transmissivity and durability cannot be maintained at satisfactory levels. When the tension is insufficient, the slack side of the belt vibrates, and when the belt is set too tightly, the tight side vibrates.

### 1. Simple belt tensioning

Press on the center of the belt span with a finger and draw the belt taut until it feels elastic. Generally, this simple tensioning method is used, but greater accuracy is obtained from the following method.

### 2. Correct belt tensioning

#### ① Obtain the span length (L<sub>s</sub>).

Obtain the length without the belt contacting the pulleys. Though the center distance can be taken as the span length (L<sub>s</sub>) when there is minimal difference in diameter between the two pulleys, span length should be obtained with the following formula.

#### ○ How to obtain the span length (L<sub>s</sub>)

$$L_s = \sqrt{C^2 - \frac{(D_p - d_p)^2}{4}}$$

Wherein, L<sub>s</sub> : Span length (mm)  
 C : Center distance (mm)  
 D<sub>p</sub> : Large pulley pitch diameter (mm)  
 d<sub>p</sub> : Small pulley pitch diameter (mm)

#### ② Obtain the deflection (δ).

##### ○ How to obtain the deflection (δ)

$$\delta = \frac{1.6 \times L_s}{100}$$

Wherein, δ : Deflection (mm)  
 L<sub>s</sub> : Span length (mm)

#### ③ Obtain the deflection force (Tδ) to apply to the deflection (δ).

##### ○ How to obtain the deflection force (Tδ)

$$T\delta = \frac{T_o + \frac{L_s \times Y}{L_p}}{16}$$

Wherein, Tδ : deflection force (N)  
 T<sub>o</sub> : Required initial tension (N). See Table 2-26, Pg.2-22-24.  
 (Obtain both T<sub>omin</sub> and T<sub>omax</sub>.)  
 L<sub>s</sub> : Span length (mm)  
 Y : Obtain from Table 2-26.  
 L<sub>p</sub> : Belt length (mm)

#### ④ Tension the belt.

Draw the belt taut so that the deflection force at the amount of deflection (δ) is Tδ<sub>min</sub> to Tδ<sub>max</sub>.

# 8

## Shaft load

The shaft load is the load applied to the shaft on which the pulley is mounted, when the belt is tensioned.

#### ○ How to obtain static shaft load (F<sub>s</sub>)

$$F_s = 2T_o \cdot \sin \frac{\theta}{2}$$

$$\theta = 180 - \frac{57.3(D_p - d_p)}{C}$$

Wherein, F<sub>s</sub> : Static shaft load (N)  
 T<sub>o</sub> : Initial tension (N)  
 θ : Contact angle of small pulley (°)  
 D<sub>p</sub> : Large pulley pitch diameter (mm)  
 d<sub>p</sub> : Small pulley pitch diameter (mm)  
 C : Center distance (mm)

#### Initial tension T<sub>o</sub> and Y (SUPER TORQUE) Table 2 - 26a Unit: N

Tooth Profile	Belt width (mm)	4	6	10	15	25	
S2M	T <sub>o</sub>	min	5.88	9.34	16.7		
		max	7.85	12.5	22.3		
	Y	9.8	15.7	27.5			
S3M	T <sub>o</sub>	min	12.4	19.6	35.1	55.7	
		max	16.7	26.5	47.4	75.3	
	Y	14.7	26.5	48.1	75.5		
S5M	T <sub>o</sub>	min			57.9	91.9	164
		max			77.5	123	220
	Y			52.8	85.5	151	



## **ANEXO F – LOCTITE THREADLOCKER RED 271**



# TECHNICAL DATA SHEET



Henkel Corporation  
 Professional and Consumer Adhesives  
 Rocky Hill, CT  
 Phone 1-800-624-7767  
[www.henkel.com](http://www.henkel.com) [www.loctiteproducts.com](http://www.loctiteproducts.com)



Item #	Package	Size
209741	Carded Tube	0.20 fl. oz. (6 ml)

## DESCRIPTION:

Loctite® Threadlocker Red 271™ is designed for the permanent locking and sealing of threaded fasteners. The product cures anaerobically, when there is an absence of air between close fitting metal surfaces. It protects threads from rust and corrosion and prevents loosening from shock and vibration. It is only removable once cured by heating up parts to 450°F (232°C).

## RECOMMENDED FOR:

Use on metal fasteners up to 1" (25mm) in diameter in a wide variety of applications including:

- Automotive** – Internal engine, auto frame, auto suspension, wheel studs
- Maintenance** – Heavy machinery, structural fasteners, heavy conveyors, material movers
- Home** – Structural bolts, handrails, play sets, H.D. equipment

## LIMITATIONS

- Not for use on plastic parts, particularly thermoplastic materials where stress cracking of the plastic could result
- Not for use in pure oxygen and/or oxygen rich systems and should not be selected as a sealant for chlorine or other strong oxidizing materials
- A primer is needed if two inactive metals are used
- Do not use in applications requiring "food safe" locking and sealing of fasteners

## FEATURES & BENEFITS:

Feature	Benefits
Protects threads.....	Prevents rusting of threads
Medium strength.....	Can be removed with hand tools
Locks threads.....	Prevents loosening of metal fasteners caused by vibrations

## TECHNICAL DATA

Typical Uncured Physical Properties		Typical Application Properties	
<b>Color:</b>	Red	<b>Application Temperature:</b>	Apply above 50°F (10°C)
<b>Appearance:</b>	Liquid	<b>Odor:</b>	Minimal
<b>Base:</b>	Dimethylacrylate ester	<b>Set Time:</b>	10 minutes on active metals (steel). Longer for less active metals.
<b>Specific Gravity:</b>	1.10	<b>Cure Time:</b>	24* hours *Cure time is dependent on temperature, and type of metal being bonded
<b>VOC Content</b>	7.81 g/l, SCAQMD	<b>Viscosity:</b>	400-600 cP
<b>Flashpoint:</b>	>199.9°F (93°C)	<b>Lot Code Explanation:</b>	<b>7GAA2230</b> Y= Last digit of year of manufacture (7= 2017) G= Month of Year (1=Jan., B= Feb., C= March, etc.) Example: 7G = July 2017
<b>Shelf Life:</b>	24 months from date of manufacture (unopened)		



# TECHNICAL DATA SHEET

## TECHNICAL DATA

### Typical Cured Performance Properties

<b>Color:</b>	Blue	<b>Cured form:</b>	Non-flammable, hard solid.
<b>Service Temperature:</b>	-65°F (-54°C) to 300°F (149°C)	<b>Moisture Resistant:</b>	Yes

#### Clean-Up:

**Uncured:** Wipe with damp cloth.

**Cured:** Remove with a combination of soaking in methylene chloride and mechanical abrasion such as a wire brush.

**For disassembly:** Shear with hand tools and remove with methylene chloride. In rare instances where hand tools do not work because of excessive engagement length, apply localized heat to nut or bolt to approximately 250°C and disassemble while hot.

#### Adhesive Properties:

##### After 90 minutes @ 72°F (22°C):

##### Breakaway Torque:

3/8 x 16 steel nuts (grade 2) and bolts (grade 5) 75 to 225 lb-in (8.5 to 25.4 N-m)

##### Prevail Torque:

3/8 x 16 steel nuts (grade 2) and bolts (grade 5) 150 to 300 lb-in (16.9 to 34 N-m)

##### After 24 hours @ 72°F (22°C):

##### Breakaway Torque (ISO 10964):

3/8 X 16 steel nuts (grade 2) and bolts (grade 5) 150 to 300 lb-in (16.9 to 34 N-m)

3/8 x 16 cadmium nuts and bolts 40 to 125 lb-in (4.5 to 14.1 N-m)

3/8 x 16 zinc nuts and bolts 40 to 125 lb-in (4.5 to 14.1 N-m)

M10 black oxide steel nuts and bolts 150 to 350 lb-in (17 to 40 N-m)

##### Prevail Torque (ISO 10964):

3/8 x 16 steel nuts (grade 2) and bolts (grade 5) 200 to 355 lb-in (22.6 to 40 N-m)

3/8 x 16 cadmium nuts and bolts 150 to 300 lb-in (16.9 to 34 N-m)

3/8 x 16 zinc nuts and bolts 150 to 300 lb-in (16.9 to 34 N-m)

M10 steel nuts and bolts 200 to 350 lb-in (23 to 40 N-m)

##### Applicable Specifications:

Tested to the requirements of

- Military Specification Mil-S-46163A
- ASTM D 5363

### Chemical/Solvent Resistance, aged under conditions indicated and tested @ 22°C

	Temperature	% of initial strength
Environment	°F	1000 h
Motor Oil (MIL-L-46152)	257	75
Unleaded gasoline	72	95
Leaded gasoline I	72	100
Brake fluid	72	100
Ethanol	72	95
Acetone	72	95
1,1,1 Trichloroethane	72	95
Water/glycol 50/50	189	85



# TECHNICAL DATA SHEET

## DIRECTIONS

### Tools Typically Required:

Utility knife, damp cloth.

### Safety Precautions:

Keep out of reach of children.

### Preparation:

Protect work area. Parts to be sealed must be clean and dry. Shake the product thoroughly before use.

*Note:* To prevent the product from clogging in the nozzle, avoid touching the bottle tip to the metal surface.

### Application:

#### *For Thru Holes:*

Apply several drops of the product onto the bolt at the nut engagement area.

#### *For Blind Holes:*

Apply several drops of the product down the internal threads to the bottom of the hole.

#### *For Sealing Applications:*

Apply a 360° bead of product to the leading threads of the male fitting, leaving the first thread free. Force the material into the threads to thoroughly fill the voids. For bigger threads and voids, adjust product amount accordingly and apply a 360° bead of product on the female threads also.

Assemble parts and tighten as required. Sets in approximately 10 minutes and fully cures in 24 hours.

### Clean-up

Clean adhesive residue immediately with a damp cloth. Cured product can be removed with a combination of soaking in methylene chloride and mechanical abrasion such as a wire brush.

**For Disassembly:** shear with standard hand tools and remove with methylene chloride. In rare instances where hand tools do not work because of excessive engagement length, apply localized heat to nut or bolt to approximately 482°F (250°C). Disassemble while hot.

## STORAGE AND DISPOSAL

Not damaged by freezing. Close the tube tightly after each use. Store product in the unopened container in a dry location. Optimal storage is between 46°F (8°C) to 70°F (21°C).

## LABEL PRECAUTIONS

**WARNING: Contains methacrylate ester.** May cause allergic skin reaction and eye irritation. Avoid eye and skin contact. Avoid breathing vapors. Use only with adequate ventilation.

**FIRST AID:** For eye contact, flush with water for 15 minutes; call a physician. For skin contact, wash thoroughly with soap and water. If inhaled, move to fresh air. If swallowed, do not induce vomiting. Obtain medical attention. **KEEP OUT OF REACH OF CHILDREN.**



**WARNING: Cancer – [www.P65Warnings.ca.gov](http://www.P65Warnings.ca.gov)**

**Refer to the Safety Data Sheet (SDS) for further information**

## DISCLAIMER

The information and recommendations contained herein are based on our research and are believed to be accurate, but no warranty, express or implied, is made or should be inferred. Henkel recommends purchasers/users should test the products to determine acceptable quality and suitability for the intended use. All adhesive/sealant applications should be tested under simulated or actual end use conditions to ensure the adhesive/sealant meets or exceeds all required project specifications. Since assembly conditions may be critical to adhesive/sealant performance, it is also recommended that testing be performed on specimens assembled under simulated or actual production conditions. Nothing contained herein shall be construed to imply the nonexistence of any relevant patents or to constitute a permission, inducement or recommendation to practice any invention covered by any patent, without authority from the owner of the patent.



Revision: April 9, 2018  
Supersedes: March 25, 2014  
Ref. #: 153461

# TECHNICAL DATA SHEET

---



**Trusted Performance. Proven Results.** For over 50 years, Loctite Brand adhesives and sealants have taken on the toughest jobs. Used in race cars, airplanes, and even in the space-shuttle, Loctite provides solutions for the most demanding industrial, and consumer applications. Loctite gives you not the specialization, power and performance to not only get your job done, but to get it done right.

For Technical Assistance call : 1-800-624-7767 – Mon-Fri - 9:00a – 4:00p ET  
[www.loctiteproducts.com](http://www.loctiteproducts.com)

---



Loctite Brand is part of the Henkel family of brands. Founded in 1876, Henkel is a global leader in the consumer and industrial businesses. Henkel operates worldwide with leading brands and technologies in three business areas: Laundry & Home Care, Beauty Care and Adhesive Technologies.

Henkel Corporation - Professional & Consumer Adhesives Headquarters - Rocky Hill, CT 06067  
[www.henkelna.com](http://www.henkelna.com)

---

## **ANEXO G – ANÁLISE COMPUTACIONAL DA ENGRENAGEM DA PRIMEIRA VELOCIDADE**

## Cylindrical gear pair, spur

Analysis of first speed gear pair


Changed on	12.09.2024, 05:19:04
Changed by	Nuno Coelho


Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto  
(4752)  
KISSsoft Release 2023 -SP3


## Contents


<b>1</b>	<b>Messages</b>	3
<b>2</b>	<b>Load spectrum</b>	3
<b>3</b>	<b>Results</b>	4
<b>4</b>	<b>Overview</b>	5
<b>5</b>	<b>Tooth geometry</b>	5
<b>6</b>	<b>Materials</b>	5
6.1	Gear roughness	6
6.2	Lubrication	6
<b>7</b>	<b>Geometry</b>	6
7.1	Reference profiles	6
7.2	Basic data	7
7.3	Diameters and their allowances	7
7.4	Tip clearances and tooth heights	7
7.5	Roll angle	8
7.6	Tooth thickness and pitch	8
7.7	Sliding	8
7.8	Contact ratios	8
<b>8</b>	<b>General influence factors</b>	9
8.1	Forces and circumferential speed	9
8.2	Contact stiffness	9
8.3	Calculation of K factors	9
8.4	K factors	9
<b>9</b>	<b>Calculation of tooth root strength (fracture)</b>	10
9.1	Safety factors	10
<b>10</b>	<b>Calculation of flank strength (pitting)</b>	10
10.1	Safety factors	11
<b>11</b>	<b>Micropitting</b>	11
<b>12</b>	<b>Tooth flank fracture</b>	11
<b>13</b>	<b>Scuffing load capacity</b>	11
13.1	Flash temperature-criteria	12
13.2	Integral temperature-criteria	12
<b>14</b>	<b>Measurements for tooth thickness</b>	12
14.1	Tooth thickness tolerances	12
14.2	Base tangent lengths	12
14.3	Measurement over balls and pins	12
14.4	Tooth thickness	13
14.5	Backlash	13
<b>15</b>	<b>Toothing tolerances</b>	13
<b>16</b>	<b>Modifications and determination of the tooth form</b>	13
16.1	Data for the tooth form calculation	14
<b>17</b>	<b>Supplementary data</b>	14
17.1	Masses, stiffnesses and moments of inertia	14
17.2	Wear, power loss, sound pressure level	14
<b>18</b>	<b>Service life, damage</b>	14
18.1	Damage	14
18.2	Equivalent load	15
18.3	F.E.M. Classification	15
<b>19</b>	<b>Reliability calculation</b>	15
19.1	Calculation method	15
19.2	Factors	15
19.3	Resulting reliabilities and service lives	16
<b>20</b>	<b>Remarks</b>	16
20.1	Conventions	16
20.2	Calculations and factors	16

## 1 Messages


 Calculation is consistent.

 Calculation with methods ISO 6336 and AGMA 2001 results in a reduction of resistance in the domain of fatigue resistance (from circa  $10^7$  to  $10^{10}$  cycles). The lifetime calculation takes this into account (also with the S-N curve (Woehler Curve) of the Miner type).

 Calculation for load spectra:  
The application factor  $K_A$  should typically be 1.00.

 Load spectrum with negative torque:  
In the transition from + to - torque the tooth is submitted to alternating bending stress. This transition should be considered with an additional duty cycle element with an alternating bending factor (mean stress influence factor,  $Y_M$ ). Consult the manual for more information. (Element no. 14)

Load spectrum with negative load bins:  
The working flank changes from right flank to left flank or vice versa. These bins can be neglected when calculating the damage.  
See the corresponding inputs in the Settings-Button dialog for root and flank calculation.

 Calculation of scuffing:  
The entered gear pair data is outside the boundary of the calculation method!

The application of ISO/TS 6336-21 has following limitations:  
 $w_{Bt} (=129.7 \text{ N/mm}) \geq 150.0 \text{ N/mm}$

## 2 Load spectrum

Own input

Number of bins in the load spectrum: 20

Reference gear: Gear 1

Application factor  $K_A = 1.25$

Load bin	Frequency	Power	Speed	Torque	Factors						
					No	%	kW	1/min	Nm	$K_v$	$K_{H\beta}$
1	8.519495	1.296	1350.0	9.1670	1.099	1.535	1.345	1.038	1.000	1.000	1.000
2	14.443335	2.592	1350.0	18.3340	1.059	1.292	1.194	1.000	1.000	1.000	1.000
3	4.627831	3.888	1350.0	27.5010	1.044	1.185	1.125	1.000	1.000	1.000	1.000
4	1.886946	5.184	1350.0	36.6680	1.036	1.140	1.095	1.000	1.000	1.000	1.000
5	1.004453	6.480	1350.0	45.8350	1.032	1.112	1.076	1.000	1.000	1.000	1.000
6	7.657541	2.592	2700.0	9.1670	1.198	1.485	1.315	1.016	1.000	1.000	1.000
7	26.436513	5.184	2700.0	18.3340	1.119	1.272	1.181	1.000	1.000	1.000	1.000
8	5.880646	7.776	2700.0	27.5010	1.088	1.177	1.120	1.000	1.000	1.000	1.000
9	0.930020	10.368	2700.0	36.6680	1.073	1.135	1.092	1.000	1.000	1.000	1.000
10	0.266434	12.960	2700.0	45.8350	1.064	1.109	1.074	1.000	1.000	1.000	1.000
11	1.015403	3.888	4050.0	9.1670	1.296	1.443	1.289	1.000	1.000	1.000	1.000
12	7.765517	7.776	4050.0	18.3340	1.178	1.254	1.170	1.000	1.000	1.000	1.000
13	1.523105	11.664	4050.0	27.5010	1.132	1.170	1.115	1.000	1.000	1.000	1.000

14	6.887091	-1.296	1350.0	-9.1670	1.099	1.535	1.345	1.038	1.000	1.000	1.000
15	2.267582	-2.592	1350.0	-18.3340	1.059	1.292	1.194	1.000	1.000	1.000	1.000
16	0.675213	-3.888	1350.0	-27.5010	1.044	1.185	1.125	1.000	1.000	1.000	1.000
17	0.113833	-5.184	1350.0	-36.6680	1.036	1.140	1.095	1.000	1.000	1.000	1.000
18	7.143162	-2.592	2700.0	-9.1670	1.198	1.485	1.315	1.016	1.000	1.000	1.000
19	0.456567	-5.184	2700.0	-18.3340	1.119	1.272	1.181	1.000	1.000	1.000	1.000
20	0.499313	-3.888	4050.0	-9.1670	1.296	1.443	1.289	1.000	1.000	1.000	1.000

### Numbers of load cycles

Load bin	Frequency	Load cycle Gear 1	Load cycle Gear 2
No	%		
1	8.519495	14512364	9413426
2	14.443335	24603211	15958840
3	4.627831	7883187	5113419
4	1.886946	3214282	2084940
5	1.004453	1711017	1109849
6	7.657541	26088170	16922057
7	26.436513	90065498	58420864
8	5.880646	20034540	12995378
9	0.930020	3168449	2055211
10	0.266434	907703	588781
11	1.015403	5189005	3365841
12	7.765517	39684044	25741002
13	1.523105	7783507	5048762
14	6.887091	11731678	7609737
15	2.267582	3862669	2505515
16	0.675213	1150178	746062
17	0.113833	193907	125778
18	7.143162	24335754	15785355
19	0.456567	1555460	1008947
20	0.499313	2551635	1655115
<b>SUM</b>	<b>100.000000</b>	<b>290226239</b>	<b>188254858</b>

The number of load cycles applies for the tooth root load

#### Note:

- Tooth flank with load spectrum: Consider all negative load spectrum bins as positive
- Tooth root with load spectrum: Consider all negative load spectrum bins as positive

Consider load bins with 0% frequency: No

S-N curve (Woehler line) in the long life domain according:  according to standard

#### Note:

Calculation-method according to:

- ISO 6336-6 / DIN3990-6

During the calculation all the load factors (ISO 6336/DIN 3990:  $K_v$ ,  $K_{H\beta}$ ,  $K_{F\beta}$ ; AGMA 2001:  $K_v$ ,  $K_m$ , ...) for each load spectrum bin are calculated separately.

#### Note:

Calculation with methods ISO 6336 and AGMA 2001 results in a reduction of resistance in the domain of fatigue resistance (from circa  $10^7$  to  $10^{10}$  cycles). The lifetime calculation takes this into account (also with the S-N curve (Woehler Curve) of the Miner type).

## 3 Results

**When load spectra are calculated, the value 1.0 is usually set for the application factor  $K_A$ !**

Safeties, calculated with load spectrum:

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Root safety	[S <sub>F</sub> ]	2.078	2.135
Flank safety	[S <sub>H</sub> ]	1.400	1.488

Safeties against scuffing/micropitting/EHT/TFF are indicated for the most critical element of the load spectrum:

Safety against scuffing (integral temperature)	[S <sub>intS</sub> ]	3.834
Safety against scuffing (flash temperature)	[S <sub>B</sub> ]	11.999
Safety against micropitting, Method B	[S <sub>λ</sub> ]	1.423

Safeties calculated with nominal torque and K<sub>A</sub>:

Safety against micropitting, Method B	[S <sub>λ</sub> ]	2.634
---------------------------------------	-------------------	-------

Analysis of critical elements in load spectrum: See Service life, Damage

## Calculation with reference power

This section is for information purposes only. All strength values relate to the reference power, with no influence from the load spectrum.

### 4 Overview

Calculation method	ISO 6336:2019		
Drawing or article number:			
Gear 1:	0.000.0		
Gear 2:	0.000.0		
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Power (kW)	[P]	4.210	
Speed (1/min)	[n]	2300.1	1492.0
Torque (Nm)	[T]	17.5	26.9
Application factor	[K <sub>A</sub> ]	1.25	
Required service life (h)	[H]	2103.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank Gear 1:	Right flank		
Gear 1 direction of rotation:	Clockwise		

### 5 Tooth geometry

Geometry calculation according to	ISO 21771:2007		
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Center distance (mm)	[a]	63.000	
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	2.0000	
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	0.0000	
Number of teeth	[z]	24	37
Facewidth (mm)	[b]	10.00	10.00
Hand of gear	Spur gear		
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:2013]	A6	A6
Inner diameter (mm)	[di]	30.00	30.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

### 6 Materials

#### Gear 1

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

#### Gear 2

20 MnCr 5, 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 60	HRC 60
Material treatment according to ISO 6336:2006 Normal, Life factors Z <sub>NT</sub> and Y <sub>NT</sub> ≥ 0.85			
Infinite life strength for tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[σHlim]	1500.00	1500.00

Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	[σB]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm <sup>2</sup> )	[σS]	850.00	850.00

## 6.1 Gear roughness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Arithmetic mean roughness value R <sub>a</sub> , flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Arithmetic mean roughness value R <sub>a</sub> , root (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean peak-to-valley roughness R <sub>z</sub> , flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean peak-to-valley roughness R <sub>z</sub> , root (μm)	[RZF]	20.00	20.00

## 6.2 Lubrication

Lubrication type	Oil bath lubrication		
Type of oil	Klüberoil GEM 1-460 N		
Lubricant base	Mineral-oil base		
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm <sup>2</sup> /s)	[ν40]	460.00	
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm <sup>2</sup> /s)	[ν100]	30.00	
Specific density at 15°C (kg/dm <sup>3</sup> )	[ρ]	0.910	
Oil temperature (°C)	[TS]	85.000	

## 7 Geometry

### 7.1 Reference profiles

#### Tool reference profile from Gear 1

Cutter lable, own input		
Addendum coefficient	[haP0*]	1.250
Dedendum coefficient	[hfP0*]	1.200
Tip radius factor	[paP0*]	0.380
	[paP0max*]	0.472
Root radius factor	[pfP0*]	0.001
Protuberance height coefficient	[hprP0*]	0.000
Protuberance angle (°)	[qprP0]	0.000
Root form height coefficient	[hFfP0*]	0.000
Ramp angle (°)	[αKP0]	0.000
Tooth thickness coefficient reference line	[sP0*]	1.571
	not topping	
Addendum coefficient reference profile Gear	[haP*]	1.000
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[pmin.e/i]	0.781 /0.785

#### Tool reference profile from Gear 2

Cutter lable, own input		
Addendum coefficient	[haP0*]	1.250
Dedendum coefficient	[hfP0*]	1.200
Tip radius factor	[paP0*]	0.380
	[paP0max*]	0.472
Root radius factor	[pfP0*]	0.001
Protuberance height coefficient	[hprP0*]	0.000
Protuberance angle (°)	[qprP0]	0.000
Root form height coefficient	[hFfP0*]	0.000
Ramp angle (°)	[αKP0]	0.000
Tooth thickness coefficient reference line	[sP0*]	1.571
	not topping	
Addendum coefficient reference profile Gear	[haP*]	1.000
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[pmin.e/i]	0.772 /0.775

#### 7.1.1 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 (°)	[qprP]	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

## 7.2 Basic data

Overall transmission ratio	[itot]	-1.542
Gear ratio	[u]	1.542
Transverse module (mm)	[mt]	2.000
Transverse pressure angle (°)	[αt]	20.000
Working pressure angle (°)	[αwt]	24.514
(°)	[αwt.e/i]	24.544 /24.484
Working pressure angle at normal section (°)	[αwn]	24.514
Base helix angle (°)	[βb]	0.000
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	0.000
Reference center distance (mm)	[ad]	61.000
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	1.1117
		----- Gear 1 ----- Gear 2 -----
Profile shift coefficient	[x]	0.5417 0.5700
Generating profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.5115/0.4771 0.5288/0.4876
Virtual gear no. of teeth	[zn]	24.000 37.000
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	4.042 4.051

## 7.3 Diameters and their allowances

		----- Gear 1 ----- Gear 2 -----
Reference diameter (mm)	[d]	48.000 74.000
Base diameter (mm)	[db]	45.105 69.537
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.223 -0.223
Tip diameter (mm)	[da]	53.721 79.834
(mm)	[da.e/i]	53.721 /53.691 79.834 /79.804
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 /-0.030 0.000 /-0.030
Tip form diameter (mm)	[dFa]	53.721 79.834
(mm)	[dFa.e/i]	53.721 /53.691 79.834 /79.804
Active tip diameter (mm)	[dNa]	53.721 79.834
(mm)	[dNa.e/i]	53.721 /53.691 79.834 /79.804
V-Circle diameter (mm)	[dv]	50.167 76.280
(mm)	[dv.e/i]	50.046 /49.909 76.115 /75.950
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	49.574 76.426
(mm)	[dw.e/i]	49.586 /49.562 76.444 /76.408
Root diameter (mm)	[df]	45.167 71.280
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	45.046 /44.909 71.115 /70.950
Active root diameter (mm)	[dNf]	46.958 73.274
(mm)	[dNf.e/i]	46.996 /46.938 73.314 /73.251
Root form diameter (mm)	[dFf]	46.441 72.434
(mm)	[dFf.e/i]	46.358 /46.267 72.301 /72.170

## 7.4 Tip clearances and tooth heights

		----- Gear 1 ----- Gear 2 -----
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.500 0.500
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.694 /0.567 0.659 /0.545
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.364 /0.290 0.572 /0.475
Addendum, $m_n(h_{aP}^*+x+k)$ (mm)	[ha]	2.860 2.917
(mm)	[ha.e/i]	2.860 /2.845 2.917 /2.902
Dedendum, $m_n(h_{fP}^*-x)$ (mm)	[hf]	1.417 1.360
(mm)	[hf.e/i]	1.477 /1.546 1.442 /1.525
Tooth height (mm)	[h]	4.277 4.277

## 7.5 Roll angle

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Roll angle at dFa (°)	[ξFa.e/i]	37.066 /36.996	32.314 /32.263
Roll angle to dNf (°)	[ξNf.e/i]	16.761 /16.499	19.138 /18.973
Roll angle at dFf (°)	[ξFf.e/i]	13.597 /13.087	16.314 /15.916

## 7.6 Tooth thickness and pitch

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth thickness on reference circle, arc, in module	[sn*]	1.9651	1.9857
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	1.293	1.445
(mm)	[san.e/i]	1.263 /1.188	1.397 /1.316
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	1.293	1.445
(mm)	[sFan.e/i]	1.263 /1.188	1.397 /1.316
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	1.543	1.428
(mm)	[efn.e/i]	0.000 /0.000	1.446 /1.466
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	6.283	6.283
Base pitch (mm)	[pbt]	5.904	5.904
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	5.904	5.904

## 7.7 Sliding

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	1.710	1.491
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.487	0.487
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.948	-0.947
Mean specific sliding	[ζm]		0.487
Sliding factor on tip	[Kga]	0.286	0.250
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.250	-0.286

## 7.8 Contact ratios

		----- Pair -----	
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	10.000	
Transverse contact ratio	[εα]	1.365	
	[εα.e/m/i]	1.371 /1.360/ 1.349	
Overlap ratio	[εβ]	0.000	
Total contact ratio	[εγ]	1.365	
	[εγ.e/m/i]	1.371 /1.360/ 1.349	
Length of path of contact (mm)	[ga]	8.059	
(mm)	[ga.e/i]	8.095 /7.965	
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Addendum contact ratio	[ε]	0.729	0.636
	[ε.e/i]	0.732 /0.722	0.639 /0.627
Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A,T2A]	6.531	19.609
(mm)	[.e/i]	6.494 /6.597	19.609 /19.578
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B,T2B]	8.685	17.454
(mm)	[.e/i]	8.685 /8.658	17.418 /17.518
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C,T2C]	10.284	15.855
(mm)	[.e/i]	10.270 /10.299	15.833 /15.877
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D,T2D]	12.435	13.705
(mm)	[.e/i]	12.399 /12.502	13.705 /13.674
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E,T2E]	14.590	11.550
(mm)	[.e/i]	14.590 /14.562	11.514 /11.614
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	26.140	
(mm)	[.e/i]	26.103 /26.176	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	48.335	77.807
(mm)	[d-B.e/i]	48.335 /48.315	77.775 /77.865
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	51.507	74.744
(mm)	[d-D.e/i]	51.472 /51.572	74.744 /74.722

## 8 General influence factors

### 8.1 Forces and circumferential speed

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	728.2	
Axial force (N)	[Fa]	0.0	0.0
Radial force (N)	[Fr]	265.1	265.1
Normal force (N)	[Fnorm]	775.0	775.0
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	72.82	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	705.1	
Axial force (N)	[Faw]	0.0	0.0
Radial force (N)	[Frw]	321.5	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	5.78	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	5.97	

### 8.2 Contact stiffness

Running-in value ( $\mu\text{m}$ )	[yp]	0.6
Running-in value ( $\mu\text{m}$ )	[yf]	0.6
Correction factor	[CM]	0.800
Gear blank factor	[CR]	1.000
Basic rack factor	[CB]	0.975
Material coefficient	[E/Est]	1.000
Single stiffness (N/mm/ $\mu\text{m}$ )	[c']	14.672
Meshing stiffness (N/mm/ $\mu\text{m}$ )	[c $\gamma\alpha$ ]	18.688
Meshing stiffness (N/mm/ $\mu\text{m}$ )	[c $\gamma\beta$ ]	15.885
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.00563
Resonance speed (min <sup>-1</sup> )	[nE1]	22919
Resonance ratio (-)	[N]	0.100
Subcritical range		

### 8.3 Calculation of K factors

Running-in value ( $\mu\text{m}$ )	[y $\alpha$ ]	0.6
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	20.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	2.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	10.000
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[-]	4
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006	[K']	-1.00
Without stiffening		
Tooth trace deviation (active) ( $\mu\text{m}$ )	[F $\beta$ y]	3.67
from deformation of shaft ( $\mu\text{m}$ )	[fsh*B1]	0.88
fsh ( $\mu\text{m}$ )	[fsh]	0.88
B1	[B1]	1.00
fH $\beta$ 5 ( $\mu\text{m}$ )	[fH $\beta$ 5]	5.50
Tooth without flank line modification		
Position of contact pattern: from production tolerances ( $\mu\text{m}$ )	favorable [fma*B2]	10.97
B <sub>2</sub> =1.00		
Tooth trace deviation, theoretical ( $\mu\text{m}$ )	[F $\beta$ x]	4.32
Running-in value ( $\mu\text{m}$ )	[y $\beta$ ]	0.65

### 8.4 K factors

Dynamic factor	[Kv]	1.105
Face load factors		
- Flank	[KH $\beta$ ]	1.290
- Tooth root	[KF $\beta$ ]	1.193
- Scuffing	[KB $\beta$ ]	1.290
Transverse load factors		
- Flank	[KH $\alpha$ ]	1.000
- Tooth root	[KF $\alpha$ ]	1.000

- Scuffing	[KBa]	1.000
Application factor	[KA]	1.250
Mesh load factor	[Kv]	1.000

## 9 Calculation of tooth root strength (fracture)

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.i]	0.4771	0.4876
Tooth form factor	[YF]	1.42	1.46
Stress correction factor	[YS]	2.11	2.13
Load application angle (°)	[αFen]	26.16	24.93
Load distribution influence factor	[fε]	1.000	
Load application diameter (mm)	[d <sub>en</sub> ]	51.507	77.807
Bending moment arm (mm)	[hF]	2.45	2.59
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	4.44	4.54
Tooth root radius (mm)	[ρF]	0.85	0.83
Bending moment arm (-)	[hF/mn]	1.226	1.294
Tooth thickness at root (-)	[sFn/mn]	2.220	2.269
Tooth root radius (-)	[ρF/mn]	0.426	0.416
Calculation cross section diameter (mm)	[d <sub>sFn</sub> ]	45.567	71.647
Tangents on calculation cross section (°)	[α <sub>sFn</sub> ]	30.000	30.000
Notch parameter	[q <sub>s</sub> ]	2.604	2.727
Helix angle factor	[Yβ]	1.000	
Deep tooth factor	[YDT]	1.000	
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	10.00	10.00
Nominal stress at tooth root (N/mm <sup>2</sup> )	[σF0]	109.55	112.64
Tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σF]	180.44	185.53
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[Y <sub>δrelT</sub> ]	1.001	1.002
Surface factor	[Y <sub>RrelT</sub> ]	0.957	0.957
Size factor, tooth root	[YX]	1.000	1.000
Life factor	[Y <sub>NT</sub> ]	0.912	0.920
Y <sub>δrelT</sub> *Y <sub>RrelT</sub> *Y <sub>X</sub> *Y <sub>NT</sub>		0.874	0.882
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[YST]	2.00	
Y <sub>ST</sub> *σ <sub>Flim</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	[σFE]	860.00	860.00
Permissible tooth root stress σ <sub>FG</sub> /σ <sub>Fmin</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	[σFP]	536.79	542.08
Limit strength tooth root (N/mm <sup>2</sup> )	[σFG]	751.51	758.91

### 9.1 Safety factors

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40

## 10 Calculation of flank strength (pitting)

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Zone factor	[ZH]	2.229	
Elasticity coefficient (√N/mm)	[ZE]	189.812	
Contact ratio factor	[Zε]	0.937	
Helix angle factor	[Zβ]	1.000	
Effective facewidth (mm)	[beff]	10.00	
Nominal contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σH0]	627.01	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm <sup>2</sup> )	[σHw]	836.88	
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.04	1.00
Contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σHB, σHD]	867.95	836.88
Lubricant coefficient for N <sub>L</sub>	[ZL]	1.072	1.072
Speed factor at N <sub>L</sub>	[ZV]	0.986	0.986
Roughness factor for N <sub>L</sub>	[ZR]	0.951	0.951
Material hardening factor for N <sub>L</sub>	[ZW]	1.000	1.000
Life factor	[ZNT]	0.947	0.960
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.952	0.965
Limited pitting is permissible:	No		



Angle factor $\epsilon_1 = 0.729, \epsilon_2 = 0.636$	[Xαβ]	1.043
--	-------	-------

### 13.1 Flash temperature-criteria

		Pair
Lubricant factor	[XL]	0.829
Tooth mass temperature (°C) $\theta_{Mi} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.47 \cdot X_{mp} \cdot \theta_{flm}$	[θMi]	88.22
Average flash temperature (°C)	[θflm]	6.86
Scuffing temperature (°C)	[θS]	445.40
Γ coordinates (point of highest temperature) [Γ.A]= -0.365, [Γ.E]= 0.419	[Γ]	0.205
Maximum contact temperature (°C)	[θB]	98.70
Flash factor (°K·N <sup>-1</sup> ·.75·s <sup>1.5</sup> ·m <sup>-1.5</sup> ·mm)	[XM]	50.058
Approach factor	[XJ]	1.000
Load sharing factor	[XΓ]	1.000
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηM]	42.99 (85.0 °C)
Coefficient of friction	[μ <sub>m</sub> ]	0.052

### 13.2 Integral temperature-criteria

		Pair
Lubricant factor	[XL]	1.000
Tooth mass temperature (°C) $\theta_{MC} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.70 \cdot \theta_{flaint}$	[θMC]	89.40
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint]	452.09
Flash factor (°K·N <sup>-1</sup> ·.75·s <sup>1.5</sup> ·m <sup>-1.5</sup> ·mm)	[XM]	50.058
Running-in factor, well run in	[XE]	1.000
Contact ratio factor	[Xε]	0.300
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηOil]	42.99 (85.0 °C)
Mean coefficient of friction	[μ <sub>m</sub> ]	0.061
Geometry factor	[XBE]	0.244
Meshing factor	[XQ]	1.000
Tip relief factor	[XCa]	1.215
Mean flash temperature (°C)	[θflaint]	6.28
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	98.82

## 14 Measurements for tooth thickness

### 14.1 Tooth thickness tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth thickness tolerance		DIN 3967 d26	DIN 3967 d26
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[Asn.e/i]	-0.044 /-0.094	-0.060 /-0.120

### 14.2 Base tangent lengths

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Number of teeth spanned	[k]	4.000	6.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	22.078	34.290
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	22.037 /21.990	34.233 /34.177
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.041 /-0.088	-0.056 /-0.113
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	50.190	77.495

### 14.3 Measurement over balls and pins

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	3.924	3.727
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	4.000	3.750
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	28.078	40.843
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	28.037 /27.990	40.781 /40.718
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	50.153	76.145
Diametral measurement over two balls, no backlash (mm)	[MdK]	56.156	81.617
Diametral measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i]	56.074 /55.980	81.492 /81.366
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	56.156	81.617
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	56.074 /55.980	81.492 /81.366
Measurement over 3 pins without play (mm)	[Md3R]	0.000	81.547
Measurement over 3 pins (mm)	[Md3R.e/i]	0.000 /0.000	81.421 /81.296

## 14.4 Tooth thickness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Medium tip diameter (mm)	[da.m]	53.706	79.819
Reference chordal height from da.m (mm)	[hac]	2.933	2.963
Tooth thickness at height hac, chord (mm)	[sc]	3.926	3.970
(mm)	[sc.e/i]	3.883 /3.834	3.911 /3.852
Tooth thickness on reference circle, arc (mm)	[sn]	3.930	3.971
(mm)	[sn.e/i]	3.886 /3.836	3.911 /3.851

## 14.5 Backlash

		----- Pair -----	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.014 /-0.014	
Radial backlash (mm)	[jrw.e/i]	0.260 /0.103	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	0.235 /0.094	
Normal backlash (mm)	[jnw.e/i]	0.211 /0.087	
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.015 /-0.015	
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	62.882 /62.755	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.118 /-0.245	
		----- Gear 1 ----- Gear 2 -----	
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	46.641	72.907
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	0.142	0.303
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.337	0.315
Torsional angle on input with output fixed:			
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.5425/0.2167 (0°32'33"/ 0°13'0")	

## 15 Toothing tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
According to ISO 1328-1:2013, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	A6	A6
Single pitch tolerance (µm)	[fpT]	8.50	8.50
Base pitch tolerance (µm)	[fpbT]	7.99	7.99
Sector pitch tolerance (µm)	[Fpz/8T]	16.00	18.00
Profile form tolerance (µm)	[ffaT]	8.50	8.50
Profile slope tolerance (µm)	[fHαT]	7.00	7.00
Profile tolerance, total (µm)	[FαT]	11.00	11.00
Helix form tolerance (µm)	[ffbT]	8.50	8.50
Helix slope tolerance (µm)	[fHβT]	7.50	8.00
Helix tolerance, total (µm)	[FβT]	11.00	12.00
Cumulative pitch tolerance, total (µm)	[FpT]	24.00	26.00
Adjacent pitch difference tolerance (µm)	[fuT]	12.00	12.00
Runout tolerance (µm)	[FrT]	22.00	23.00
Single flank composite tolerance, total (µm)	[FisT]	33.00	34.00
Single flank composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	8.00	8.00
Radial composite tolerance, total (µm)	[FidT]	26.00	31.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	9.50	9.50
FidT (Fi") and fidT (fi") according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for m <sub>n</sub> and d.			
According to ISO 1328-2:2020			
Accuracy grade	[Q]	R38	R39
Radial composite tolerance, total (µm)	[FidT]	24.00	29.00
Radial composite tolerance, 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]	12.00	(F <sub>β</sub> =12.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fΣδ]	24.00	

## 16 Modifications and determination of the tooth form

## 16.1 Data for the tooth form calculation

Data not available.

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

## 17 Supplementary data

Maximal possible center distance (eps\_a=1.0) [aMAX] 63.924

### 17.1 Masses, stiffnesses and moments of inertia

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Mass (g)	[m]	94.99	295.73
Total mass (g)	[mGes]	390.72	
Moment of inertia for system, relative to the input: calculation without consideration of the exact tooth shape			
Gears individually ((da+df)/2...di) (kg*m <sup>2</sup> )	[J]	3.972e-05	0.0002443
System (da+df)/2...di (kg*m <sup>2</sup> )	[J]	0.0001425	

### 17.2 Wear, power loss, sound pressure level

Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	0.078
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.013
Average coefficient of friction according to Niemann	[μ <sub>m</sub> ]	0.066
Wear sliding coefficient by Niemann	[ζ <sub>w</sub> ]	0.664
Loss factor	[HV]	0.123
Gear power loss (kW)	[PVZ]	0.034
Meshing efficiency (%)	[ηz]	99.188
Sound pressure level based on Masuda, without PPTe/δs	[dB(A)]	54.060

## 18 Service life, damage

Calculation with load spectrum

Required safety for tooth root	[S <sub>Fmin</sub> ]	1.4000
Required safety for tooth flank	[S <sub>Hmin</sub> ]	1.0000
Required service life	[H]	2103.0000

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[H <sub>att</sub> ]	> 1000000
-------------------------	---------------------	-----------

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth root service life (h)	[H <sub>Fatt</sub> ]	1e+06	1e+06
Tooth flank service life (h)	[H <sub>Hatt</sub> ]	1e+06	1e+06

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

### 18.1 Damage

Damage relative to the required service life (H, 2103.0 h)

No.	F <sub>1</sub> (%)	F <sub>2</sub> (%)	H <sub>1</sub> (%)	H <sub>2</sub> (%)
1	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
2	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
3	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
4	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
5	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
6	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
7	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
8	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
9	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
10	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
11	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

12	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
13	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
14	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
15	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
16	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
17	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
18	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
19	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
20	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
<b>Σ</b>	<b>0.0000</b>	<b>0.0000</b>	<b>0.0000</b>	<b>0.0000</b>

Most critical duty cycle elements for Scuffing ( $S_B$ ,  $S_{int}$ ), Tooth Flank Fracture ( $S_{FF}$ ), hardened layer ( $S_{EHT}$ ) and Micropitting ( $S_\lambda$ )

$S_B$ : 10  
 $S_{int}$ : 10  
 $S_\lambda$ : 5

## 18.2 Equivalent load

Application factor calculated according to ISO 6336-6, Annex A.3

(The slope of the S-N curve (Woehler lines) in the range of endurance limit according to ISO 6336-6, Table A.1 is used.)

Gear		p	$T_{eq}$			$K_A$
1	Tooth root	8.738	45.2	$K_{A,F}$	1	2.585
1	Tooth flank	6.611	31.6	$K_{A,H}$	1	1.807
2	Tooth root	8.738	66.5	$K_{A,F}$	2	2.469
2	Tooth flank	6.611	46.1	$K_{A,H}$	2	1.712

Application factor, ISO 6336-6 A.3

$[K_{Amax}]$	----- Pair -----	2.5851
$[K_{A,Fmax}/K_{A,Hmax}]$		2.585 / 1.807

Note: For entry as the application factor, the  $K_A$  values shown here must be multiplied by 1.250!

## 18.3 F.E.M. Classification

Classification according to F.E.M., Edition 1.001, 1998

Spectrum factor	[km]	0.091
Spectrum class	[L]	1
Application class, predefined service life	[T]	4
Machine class, predefined service life	[M]	3
Application class, achievable service life	[T]	9
Machine class, achievable service life	[M]	8

## 19 Reliability calculation

### 19.1 Calculation method

Calculation method according to B. Bertsche, Reliability in Automotive and Mechanical Engineering, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008

### 19.2 Factors

Reliability of material data for $\sigma_{Hlim}$ (%)	$[R\sigma_{Hlim}]$	99.00
Reliability of material data for $\sigma_{Flim}$ (%)	$[R\sigma_{Flim}]$	99.00

Calculation of coefficients for reliability  $R(t)$   
 $R(t) = 100 * \text{Exp}(-((t*fac - t_0)/(T - t_0))^\beta)$  (%)

Gear	Type	fac	$\beta$	$t_0$	T	R(H)
		cycles/h		cycles	cycles	%
1	Tooth root	138006	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
1	Tooth flank	138006	1.500e+00	8.778e+29	3.501e+30	100.0000

2	Tooth root	89517	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
2	Tooth flank	89517	1.500e+00	8.778e+29	3.501e+30	100.0000

fac = Number of load cycles per hour  
 $\beta$  = Weibull shape parameter  
 $t_0$  = Failure-free number of load cycles  
 T = Characteristic service life (in load cycles) for 63.2% failure probability  
 R(H) = Reliability for required service life

### 19.3 Resulting reliabilities and service lives

Required service life (h)	[H <sub>min</sub> ]	2103.0000
Reliability R, tooth roots subsystem (%)	[R <sub>subF</sub> ]	100.0000
Reliability R, tooth flanks subsystem (%)	[R <sub>subH</sub> ]	100.0000
Reliability R, gears subsystem (%)	[R <sub>subG</sub> ]	100.0000
Required reliability (%)	[R <sub>min</sub> ]	99.0000
Service life H, tooth roots subsystem (h)	[H <sub>subF</sub> ]	> 1'000'000
Service life H, tooth flanks subsystem (h)	[H <sub>subH</sub> ]	> 1'000'000
Service life H, gears subsystem (h)	[H <sub>subG</sub> ]	> 1'000'000

## 20 Remarks

### 20.1 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.

### 20.2 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  
 $f_{ma}$  according to equation 66,  $f_{sh}$  according to 59/60,  $F_{\beta x}$  according to 54/55/57  
 $K_{Ha}$ ,  $K_{Fa}$  according to Method B
- The logarithmically interpolated value must be entered for factors  $Z_L$ ,  $Z_V$ ,  $Z_R$ ,  $Z_W$ ,  $Z_X$ ,  $Y_{\delta relT}$ ,  $Y_{RrelT}$  and  $Y_X$ . This value is calculated from the infinite life strength and static strength values, based on the number of load cycles.

End of report (lines: 845)

## **ANEXO H – ANÁLISE COMPUTACIONAL DA ENGRENAGEM DA SEGUNDA VELOCIDADE**

## Cylindrical gear pair, spur

Analysis of second speed gear pair


Changed on	12.09.2024, 06:12:26
Changed by	Nuno Coelho


Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto  
(4752)  
KISSsoft Release 2023 -SP3


## Contents


<b>1</b>	<b>Messages</b>	<b>3</b>
<b>2</b>	<b>Load spectrum</b>	<b>3</b>
<b>3</b>	<b>Results</b>	<b>4</b>
<b>4</b>	<b>Overview</b>	<b>5</b>
<b>5</b>	<b>Tooth geometry</b>	<b>5</b>
<b>6</b>	<b>Materials</b>	<b>5</b>
6.1	Gear roughness	6
6.2	Lubrication	6
<b>7</b>	<b>Geometry</b>	<b>6</b>
7.1	Reference profiles	6
7.2	Basic data	7
7.3	Diameters and their allowances	7
7.4	Tip clearances and tooth heights	7
7.5	Roll angle	8
7.6	Tooth thickness and pitch	8
7.7	Sliding	8
7.8	Contact ratios	8
<b>8</b>	<b>General influence factors</b>	<b>9</b>
8.1	Forces and circumferential speed	9
8.2	Contact stiffness	9
8.3	Calculation of K factors	9
8.4	K factors	9
<b>9</b>	<b>Calculation of tooth root strength (fracture)</b>	<b>10</b>
9.1	Safety factors	10
<b>10</b>	<b>Calculation of flank strength (pitting)</b>	<b>10</b>
10.1	Safety factors	11
<b>11</b>	<b>Micropitting</b>	<b>11</b>
<b>12</b>	<b>Tooth flank fracture</b>	<b>11</b>
<b>13</b>	<b>Scuffing load capacity</b>	<b>11</b>
13.1	Flash temperature-criteria	12
13.2	Integral temperature-criteria	12
<b>14</b>	<b>Measurements for tooth thickness</b>	<b>12</b>
14.1	Tooth thickness tolerances	12
14.2	Base tangent lengths	12
14.3	Measurement over balls and pins	12
14.4	Tooth thickness	13
14.5	Backlash	13
<b>15</b>	<b>Toothing tolerances</b>	<b>13</b>
<b>16</b>	<b>Modifications and determination of the tooth form</b>	<b>13</b>
16.1	Data for the tooth form calculation	14
<b>17</b>	<b>Supplementary data</b>	<b>14</b>
17.1	Masses, stiffnesses and moments of inertia	14
17.2	Wear, power loss, sound pressure level	14
<b>18</b>	<b>Service life, damage</b>	<b>14</b>
18.1	Damage	14
18.2	Equivalent load	15
18.3	F.E.M. Classification	15
<b>19</b>	<b>Reliability calculation</b>	<b>15</b>
19.1	Calculation method	15
19.2	Factors	15
19.3	Resulting reliabilities and service lives	16
<b>20</b>	<b>Remarks</b>	<b>16</b>
20.1	Conventions	16
20.2	Calculations and factors	16

## 1 Messages


 Calculation is consistent.

 Calculation with methods ISO 6336 and AGMA 2001 results in a reduction of resistance in the domain of fatigue resistance (from circa  $10^7$  to  $10^{10}$  cycles). The lifetime calculation takes this into account (also with the S-N curve (Woehler Curve) of the Miner type).

 Calculation for load spectra:  
The application factor  $K_A$  should typically be 1.00.

 Load spectrum with negative torque:  
In the transition from + to - torque the tooth is submitted to alternating bending stress. This transition should be considered with an additional duty cycle element with an alternating bending factor (mean stress influence factor,  $Y_M$ ). Consult the manual for more information. (Element no. 12)

Load spectrum with negative load bins:  
The working flank changes from right flank to left flank or vice versa. These bins can be neglected when calculating the damage.  
See the corresponding inputs in the Settings-Button dialog for root and flank calculation.

 Calculation of scuffing:  
The entered gear pair data is outside the boundary of the calculation method!

The application of ISO/TS 6336-21 has following limitations:  
 $w_{Bt} (=126.6 \text{ N/mm}) \geq 150.0 \text{ N/mm}$

## 2 Load spectrum

Own input

Number of bins in the load spectrum: 18

Reference gear: Gear 1

Application factor  $K_A = 1.25$

Load bin	Frequency	Power	Speed	Torque	Factors						
					No	%	kW	1/min	Nm	$K_v$	$K_{H\beta}$
1	14.261196	1.296	1350.0	9.1670	1.120	1.526	1.340	1.000	1.000	1.000	1.000
2	10.530308	2.592	1350.0	18.3340	1.072	1.290	1.193	1.000	1.000	1.000	1.000
3	4.099933	3.888	1350.0	27.5010	1.053	1.185	1.125	1.000	1.000	1.000	1.000
4	0.818651	5.184	1350.0	36.6680	1.043	1.140	1.095	1.000	1.000	1.000	1.000
5	0.424620	6.480	1350.0	45.8350	1.038	1.113	1.077	1.000	1.000	1.000	1.000
6	11.137090	2.592	2700.0	9.1670	1.240	1.469	1.305	1.000	1.000	1.000	1.000
7	23.981316	5.184	2700.0	18.3340	1.143	1.267	1.178	1.000	1.000	1.000	1.000
8	0.779816	7.776	2700.0	27.5010	1.106	1.176	1.119	1.000	1.000	1.000	1.000
9	1.088302	3.888	4050.0	9.1670	1.360	1.422	1.276	1.000	1.000	1.000	1.000
10	17.375319	7.776	4050.0	18.3340	1.215	1.247	1.165	1.000	1.000	1.000	1.000
11	3.834677	11.664	4050.0	27.5010	1.159	1.168	1.114	1.000	1.000	1.000	1.000
12	2.383265	-1.296	1350.0	-9.1670	1.120	1.526	1.340	1.000	1.000	1.000	1.000
13	4.587852	-2.592	1350.0	-18.3340	1.072	1.290	1.193	1.000	1.000	1.000	1.000

14	2.782748	-3.888	1350.0	-27.5010	1.053	1.185	1.125	1.000	1.000	1.000	1.000
15	0.218065	-5.184	1350.0	-36.6680	1.043	1.140	1.095	1.000	1.000	1.000	1.000
16	0.305676	-2.592	2700.0	-9.1670	1.240	1.469	1.305	1.000	1.000	1.000	1.000
17	1.238329	-5.184	2700.0	-18.3340	1.143	1.267	1.178	1.000	1.000	1.000	1.000
18	0.152838	-7.776	2700.0	-27.5010	1.106	1.176	1.119	1.000	1.000	1.000	1.000

Numbers of load cycles

Load bin	Frequency	Load cycle Gear 1	Load cycle Gear 2
No	%		
1	14.261196	24292950	17352107
2	10.530308	17937643	12812602
3	4.099933	6983949	4988536
4	0.818651	1394516	996083
5	0.424620	723312	516652
6	11.137090	37942506	27101790
7	23.981316	81700988	58357849
8	0.779816	2656723	1897660
9	1.088302	5561539	3972528
10	17.375319	88792920	63423514
11	3.834677	19596310	13997365
12	2.383265	4059727	2899805
13	4.587852	7815085	5582204
14	2.782748	4740217	3385870
15	0.218065	371459	265328
16	0.305676	1041396	743854
17	1.238329	4218815	3013440
18	0.152838	520698	371928
<b>SUM</b>	<b>100.000000</b>	<b>310350734</b>	<b>221679096</b>

The number of load cycles applies for the tooth root load

Note:

- Tooth flank with load spectrum: Consider all negative load spectrum bins as positive
- Tooth root with load spectrum: Consider all negative load spectrum bins as positive

Consider load bins with 0% frequency: No

S-N curve (Woehler line) in the long life domain according: according to standard

Note:

Calculation-method according to:

- ISO 6336-6 / DIN3990-6

During the calculation all the load factors (ISO 6336/DIN 3990:  $K_v$ ,  $K_{H\beta}$ ,  $K_{F\beta}$ ; AGMA 2001:  $K_v$ ,  $K_m$ , ...) for each load spectrum bin are calculated separately.

Note:

Calculation with methods ISO 6336 and AGMA 2001 results in a reduction of resistance in the domain of fatigue resistance (from circa  $10^7$  to  $10^{10}$  cycles). The lifetime calculation takes this into account (also with the S-N curve (Woehler Curve) of the Miner type).

### 3 Results

**When load spectra are calculated, the value 1.0 is usually set for the application factor  $K_A$ !**

Safeties, calculated with load spectrum:

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Root safety	[S <sub>F</sub> ]	2.494	2.519
Flank safety	[S <sub>H</sub> ]	1.499	1.593

Safeties against scuffing/micropitting/EHT/TFF are indicated for the most critical element of the load spectrum:

Safety against scuffing (integral temperature)	[S <sub>ints</sub> ]	4.151
--	----------------------	-------

Safety against scuffing (flash temperature)	[S <sub>B</sub> ]	15.285
Safety against micropitting, Method B	[S <sub>A</sub> ]	1.615

Safeties calculated with nominal torque and K<sub>A</sub>:

Safety against micropitting, Method B	[S <sub>A</sub> ]	2.983
---------------------------------------	-------------------	-------

Analysis of critical elements in load spectrum: See Service life, Damage

## Calculation with reference power

This section is for information purposes only. All strength values relate to the reference power, with no influence from the load spectrum.

### 4 Overview

Calculation method	ISO 6336:2019	
Drawing or article number:		
Gear 1:	0.000.0	
Gear 2:	0.000.0	
	----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Power (kW)	[P]	4.210
Speed (1/min)	[n]	2300.1                      1642.9
Torque (Nm)	[T]	17.5                              24.5
Application factor	[K <sub>A</sub> ]	1.25
Required service life (h)	[H]	2103.00
Gear driving (+) / driven (-)		+                              -
Working flank Gear 1:	Right flank	
Gear 1 direction of rotation:	Clockwise	

### 5 Tooth geometry

Geometry calculation according to	ISO 21771:2007	
	----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Center distance (mm)	[a]	63.000
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7	
Normal module (mm)	[m <sub>n</sub> ]	2.0000
Normal pressure angle (°)	[α <sub>n</sub> ]	20.0000
Helix angle at reference circle (°)	[β]	0.0000
Number of teeth	[z]	25                              35
Facewidth (mm)	[b]	10.00                              10.00
Hand of gear	Spur gear	
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:2013]	A6                              A6
Inner diameter (mm)	[d <sub>i</sub> ]	30.00                              30.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[d <sub>bi</sub> ]	0.00                              0.00

### 6 Materials

#### Gear 1

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

#### Gear 2

20 MnCr 5, 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 60                              HRC 60	
Material treatment according to ISO 6336:2006 Normal, Life factors Z <sub>NT</sub> and Y <sub>NT</sub> ≥ 0.85		
Infinite life strength for tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>Flim</sub> ]	430.00                              430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>Hlim</sub> ]	1500.00                              1500.00
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	[E]	206000                              206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300                              0.300
Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>B</sub> ]	1200.00                              1200.00
Yield point (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>S</sub> ]	850.00                              850.00

## 6.1 Gear roughness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Arithmetic mean roughness value $R_a$ , flank ( $\mu\text{m}$ )	[RAH]	0.60	0.60
Arithmetic mean roughness value $R_a$ , root ( $\mu\text{m}$ )	[RAF]	3.00	3.00
Mean peak-to-valley roughness $R_z$ , flank ( $\mu\text{m}$ )	[RZH]	4.80	4.80
Mean peak-to-valley roughness $R_z$ , root ( $\mu\text{m}$ )	[RZF]	20.00	20.00

## 6.2 Lubrication

Lubrication type	Oil bath lubrication		
Type of oil	Klüberoil GEM 1-460 N		
Lubricant base	Mineral-oil base		
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )	[v40]	460.00	
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )	[v100]	30.00	
Specific density at 15°C ( $\text{kg}/\text{dm}^3$ )	[ $\rho$ ]	0.910	
Oil temperature (°C)	[TS]	85.000	

## 7 Geometry

### 7.1 Reference profiles

#### Tool reference profile from Gear 1

Cutter lable, own input		
Addendum coefficient	[haP0*]	1.250
Dedendum coefficient	[hfP0*]	1.200
Tip radius factor	[paP0*]	0.380
	[paP0max*]	0.472
Root radius factor	[pfP0*]	0.001
Protuberance height coefficient	[hprP0*]	0.000
Protuberance angle (°)	[ $\alpha$ prP0]	0.000
Root form height coefficient	[hFfP0*]	0.000
Ramp angle (°)	[ $\alpha$ KP0]	0.000
Tooth thickness coefficient reference line	[sP0*]	1.571
	not topping	
Addendum coefficient reference profile Gear	[haP*]	1.000
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[pmin.e/i]	0.762 /0.763

#### Tool reference profile from Gear 2

Cutter lable, own input		
Addendum coefficient	[haP0*]	1.250
Dedendum coefficient	[hfP0*]	1.200
Tip radius factor	[paP0*]	0.380
	[paP0max*]	0.472
Root radius factor	[pfP0*]	0.001
Protuberance height coefficient	[hprP0*]	0.000
Protuberance angle (°)	[ $\alpha$ prP0]	0.000
Root form height coefficient	[hFfP0*]	0.000
Ramp angle (°)	[ $\alpha$ KP0]	0.000
Tooth thickness coefficient reference line	[sP0*]	1.571
	not topping	
Addendum coefficient reference profile Gear	[haP*]	1.000
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[pmin.e/i]	0.760 /0.760

#### 7.1.1 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 (°)	[ $\alpha$ prP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[ $\alpha$ KP]	0.000	0.000
Type of profile modification:	none (only running-in)		
Tip relief by running in ( $\mu\text{m}$ )	[Ca L/R]	2.0 /2.0	2.0 /2.0

## 7.2 Basic data

Overall transmission ratio	[itot]	-1.400	
Gear ratio	[u]	1.400	
Transverse module (mm)	[mt]	2.000	
Transverse pressure angle (°)	[αt]	20.000	
Working pressure angle (°)	[αwt]	26.499	
(°)	[αwt.e/i]	26.526 /26.471	
Working pressure angle at normal section (°)	[αwn]	26.499	
Base helix angle (°)	[βb]	0.000	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	0.000	
Reference center distance (mm)	[ad]	60.000	
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	1.7440	
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Profile shift coefficient	[x]	0.8009	0.9431
Generating profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.7707/0.7363	0.9019/0.8607
Virtual gear no. of teeth	[zn]	25.000	35.000
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	3.915	3.911

## 7.3 Diameters and their allowances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Reference diameter (mm)	[d]	50.000	70.000
Base diameter (mm)	[db]	46.985	65.778
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.488	-0.488
Tip diameter (mm)	[da]	56.228	76.796
(mm)	[da.e/i]	56.228 /56.198	76.796 /76.766
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 /-0.030	0.000 /-0.030
Tip form diameter (mm)	[dFa]	56.228	76.796
(mm)	[dFa.e/i]	56.228 /56.198	76.796 /76.766
Active tip diameter (mm)	[dNa]	56.228	76.796
(mm)	[dNa.e/i]	56.228 /56.198	76.796 /76.766
V-Circle diameter (mm)	[dv]	53.204	73.772
(mm)	[dv.e/i]	53.083 /52.945	73.608 /73.443
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	52.500	73.500
(mm)	[dw.e/i]	52.512 /52.487	73.517 /73.483
Root diameter (mm)	[df]	48.204	68.772
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	48.083 /47.945	68.608 /68.443
Active root diameter (mm)	[dNf]	49.825	70.488
(mm)	[dNf.e/i]	49.867 /49.803	70.531 /70.463
Root form diameter (mm)	[dFf]	49.252	69.775
(mm)	[dFf.e/i]	49.147 /49.031	69.616 /69.460

## 7.4 Tip clearances and tooth heights

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.500	0.500
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.695 /0.567	0.659 /0.545
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.418 /0.328	0.536 /0.424
Addendum, $m_n(h_{aP}^*+x+k)$ (mm)	[ha]	3.114	3.398
(mm)	[ha.e/i]	3.114 /3.099	3.398 /3.383
Dedendum, $m_n(h_{fP}^*-x)$ (mm)	[hf]	0.898	0.614
(mm)	[hf.e/i]	0.959 /1.027	0.696 /0.779
Tooth height (mm)	[h]	4.012	4.012

## 7.5 Roll angle

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Roll angle at dFa (°)	[ξFa.e/i]	37.665 /37.598	34.523 /34.473
Roll angle to dNf (°)	[ξNf.e/i]	20.376 /20.141	22.171 /22.006
Roll angle at dFf (°)	[ξFf.e/i]	17.584 /17.094	19.855 /19.435

## 7.6 Tooth thickness and pitch

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth thickness on reference circle, arc, in module	[sn*]	2.1538	2.2573
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	1.418	1.470
(mm)	[san.e/i]	1.388 /1.313	1.422 /1.339
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	1.418	1.470
(mm)	[sFan.e/i]	1.388 /1.313	1.422 /1.339
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	1.374	1.330
(mm)	[efn.e/i]	1.386 /1.401	1.336 /1.343
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	6.283	6.283
Base pitch (mm)	[pbt]	5.904	5.904
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	5.904	5.904

## 7.7 Sliding

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	1.541	1.412
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.414	0.414
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.707	-0.707
Mean specific sliding	[ζm]	0.414	
Sliding factor on tip	[Kga]	0.244	0.223
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.223	-0.244

## 7.8 Contact ratios

		----- Pair -----	
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	10.000	
Transverse contact ratio	[εα]	1.211	
	[εα.e/m/i]	1.217 /1.206/ 1.196	
Overlap ratio	[εβ]	0.000	
Total contact ratio	[εγ]	1.211	
	[εγ.e/m/i]	1.217 /1.206/ 1.196	
Length of path of contact (mm)	[ga]	7.151	
(mm)	[ga.e/i]	7.185 /7.061	
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Addendum contact ratio	[ε]	0.632	0.579
	[ε.e/i]	0.634 /0.625	0.583 /0.571
Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A,T2A]	8.292	19.817
(mm)	[.e/i]	8.258 /8.355	19.817 /19.788
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B,T2B]	9.539	18.570
(mm)	[.e/i]	9.539 /9.512	18.536 /18.631
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C,T2C]	11.712	16.397
(mm)	[.e/i]	11.698 /11.726	16.377 /16.417
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D,T2D]	14.196	13.913
(mm)	[.e/i]	14.163 /14.259	13.913 /13.884
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E,T2E]	15.443	12.666
(mm)	[.e/i]	15.443 /15.416	12.632 /12.727
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	28.109	
(mm)	[.e/i]	28.075 /28.143	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	50.710	75.539
(mm)	[d-B.e/i]	50.710 /50.690	75.506 /75.599
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	54.897	71.422
(mm)	[d-D.e/i]	54.862 /54.962	71.422 /71.399

## 8 General influence factors

### 8.1 Forces and circumferential speed

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	699.1	
Axial force (N)	[Fa]	0.0	0.0
Radial force (N)	[Fr]	254.5	254.5
Normal force (N)	[Fnorm]	744.0	744.0
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	69.91	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	665.8	
Axial force (N)	[Faw]	0.0	0.0
Radial force (N)	[Frw]	331.9	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	6.02	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	6.32	

### 8.2 Contact stiffness

Running-in value ( $\mu\text{m}$ )	[yp]	0.6
Running-in value ( $\mu\text{m}$ )	[yf]	0.6
Correction factor	[CM]	0.800
Gear blank factor	[CR]	1.000
Basic rack factor	[CB]	0.975
Material coefficient	[E/Est]	1.000
Single stiffness (N/mm/ $\mu\text{m}$ )	[c']	15.494
Meshing stiffness (N/mm/ $\mu\text{m}$ )	[cya]	17.948
Meshing stiffness (N/mm/ $\mu\text{m}$ )	[cy $\beta$ ]	15.256
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.00625
Resonance speed (min-1)	[nE1]	20471
Resonance ratio (-)	[N]	0.112
Subcritical range		

### 8.3 Calculation of K factors

Running-in value ( $\mu\text{m}$ )	[ya]	0.6
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	20.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	2.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	10.000
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[-]	4
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006	[K']	-1.00
Without stiffening		
Tooth trace deviation (active) ( $\mu\text{m}$ )	[F $\beta$ y]	3.69
from deformation of shaft ( $\mu\text{m}$ )	[fsh*B1]	0.87
fsh ( $\mu\text{m}$ )	[fsh]	0.87
B1	[B1]	1.00
fH $\beta$ 5 ( $\mu\text{m}$ )	[fH $\beta$ 5]	5.50
Tooth without flank line modification		
Position of contact pattern: from production tolerances ( $\mu\text{m}$ )	favorable [fma*B2]	10.97
B <sub>2</sub> =1.00		
Tooth trace deviation, theoretical ( $\mu\text{m}$ )	[F $\beta$ x]	4.34
Running-in value ( $\mu\text{m}$ )	[y $\beta$ ]	0.65

### 8.4 K factors

Dynamic factor	[Kv]	1.126
Face load factors		
- Flank	[KH $\beta$ ]	1.286
- Tooth root	[KF $\beta$ ]	1.190
- Scuffing	[KB $\beta$ ]	1.286
Transverse load factors		
- Flank	[KH $\alpha$ ]	1.000
- Tooth root	[KF $\alpha$ ]	1.000

- Scuffing	[KBa]	1.000
Application factor	[KA]	1.250
Mesh load factor	[Kv]	1.000

## 9 Calculation of tooth root strength (fracture)

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.i]	0.7363	0.8607
Tooth form factor	[YF]	1.39	1.40
Stress correction factor	[YS]	2.20	2.21
Load application angle (°)	[αFen]	28.94	27.90
Load distribution influence factor	[fε]	1.000	
Load application diameter (mm)	[d <sub>en</sub> ]	54.897	75.539
Bending moment arm (mm)	[hF]	2.67	2.74
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	4.62	4.70
Tooth root radius (mm)	[ρF]	0.77	0.76
Bending moment arm (-)	[hF/mn]	1.334	1.371
Tooth thickness at root (-)	[sFn/mn]	2.312	2.349
Tooth root radius (-)	[ρF/mn]	0.386	0.380
Calculation cross section diameter (mm)	[d <sub>sFn</sub> ]	48.573	69.104
Tangents on calculation cross section (°)	[α <sub>sFn</sub> ]	30.000	30.000
Notch parameter	[q <sub>s</sub> ]	2.994	3.091
Helix angle factor	[Yβ]	1.000	
Deep tooth factor	[YDT]	1.000	
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	10.00	10.00
Nominal stress at tooth root (N/mm <sup>2</sup> )	[σF0]	107.06	108.49
Tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σF]	179.41	181.80
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[Y <sub>δrelT</sub> ]	1.004	1.005
Surface factor	[Y <sub>RrelT</sub> ]	0.957	0.957
Size factor, tooth root	[YX]	1.000	1.000
Life factor	[YNT]	0.912	0.919
Y <sub>δrelT</sub> *Y <sub>RrelT</sub> *Y <sub>X</sub> *Y <sub>NT</sub>		0.877	0.884
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[YST]	2.00	
Y <sub>ST</sub> *σ <sub>Flim</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	[σFE]	860.00	860.00
Permissible tooth root stress σ <sub>FG</sub> /σ <sub>Fmin</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	[σFP]	538.67	542.77
Limit strength tooth root (N/mm <sup>2</sup> )	[σFG]	754.14	759.88

### 9.1 Safety factors

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40

## 10 Calculation of flank strength (pitting)

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Zone factor	[ZH]	2.131	
Elasticity coefficient (√N/mm)	[ZE]	189.812	
Contact ratio factor	[Zε]	0.964	
Helix angle factor	[Zβ]	1.000	
Effective facewidth (mm)	[beff]	10.00	
Nominal contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σH0]	603.91	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm <sup>2</sup> )	[σHw]	812.62	
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.04	1.00
Contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σHB, σHD]	846.11	812.62
Lubricant coefficient for N <sub>L</sub>	[ZL]	1.072	1.072
Speed factor at N <sub>L</sub>	[ZV]	0.987	0.987
Roughness factor for N <sub>L</sub>	[ZR]	0.953	0.953
Material hardening factor for N <sub>L</sub>	[ZW]	1.000	1.000
Life factor	[ZNT]	0.947	0.957
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.955	0.965
Limited pitting is permissible:	No		

Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress, $\sigma_{HG}/SH_{min}$ (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_{HP}$ ]	1432.91	1447.77
Pitting stress limit (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_{HG}$ ]	1432.91	1447.77

## 10.1 Safety factors

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00

## 11 Micropitting

Calculation method according to ISO/TS 6336-22:2018  
 Lubricant load according to FVA Info sheet 54/7 10, Klüberoil GEM 1-460 N  
 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)	[ $\theta_{OilRef}$ ]	90.000
Tooth mass temperature (°C)	[ $\theta_{MRef}$ ]	126.975
Contact temperature (°C)	[ $\theta_{BRef,A}$ ]	247.896
Lubrication gap thickness ( $\mu\text{m}$ )	[hRef,A]	0.071
Specific film thickness in test	[ $\Delta GFT$ ]	0.143

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Calculation of permissible specific film thickness			
Material coefficient	[WW]	1.000	
Permissible specific film thickness	[ $\Delta GFP$ ]	0.200	

Interim results in accordance with ISO/TS 6336-22:2018

Coefficient of friction	[ $\mu_m$ ]	0.057
Lubricant factor	[XL]	1.000
Roughness factor	[XR]	1.198
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.000
Tooth mass temperature (°C)	[ $\theta_M$ ]	88.754
Tip relief factor	[XCa(A)]	1.184
Loss factor	[HV]	0.113
Equivalent Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	[Er]	226373.626
Pressure-viscosity coefficient (m <sup>2</sup> /N)	[ $\alpha_{38}$ ]	0.02399
Dynamic viscosity (Ns/m <sup>2</sup> )	[ $\eta_{tM}$ ]	37.423
Roughness average value ( $\mu\text{m}$ )	[Ra]	0.600

Calculation of speeds, load distribution and flank curvature according to method B following ISO/TS 6336-22:2018.

C<sub>a</sub> taken as optimal in the calculation. 0=no, 1=yes

	0	0
--	---	---

## 12 Tooth flank fracture

Failed to calculate the tooth flank fracture. Please check ISO6336-4\_res.TMP file for more information.

## 13 Scuffing load capacity

Calculation method according to ISO/TS 6336-20/21:2022

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Thermal contact coefficient (N/mm/s <sup>0.5</sup> /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief ( $\mu\text{m}$ )	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief ( $\mu\text{m}$ )	[Ceff]	5.64	
C <sub>a</sub> taken as optimal in the calculation. 0=no, 1=yes		0	0

		----- Pair -----
Helical load factor for scuffing	[KBy]	1.000
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.000
Scuffing test, load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1), 14
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.000
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]	1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	10.000
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	126.582
K <sub>By</sub> = 1.000, w <sub>Bt</sub> *K <sub>By</sub> = 126.582		

Angle factor $\epsilon_1 = 0.632, \epsilon_2 = 0.579$	[Xαβ]	1.071
--	-------	-------

### 13.1 Flash temperature-criteria

		Pair
Lubricant factor	[XL]	0.829
Tooth mass temperature (°C) $\theta_{Mi} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.47 \cdot X_{mp} \cdot \theta_{flm}$	[θMi]	87.89
Average flash temperature (°C)	[θflm]	6.15
Scuffing temperature (°C)	[θS]	445.40
Γ coordinates (point of highest temperature) [Γ.A]= -0.292, [Γ.E]= 0.319	[Γ]	0.208
Maximum contact temperature (°C)	[θB]	98.72
Flash factor (°K*N <sup>-1</sup> ·.75*s <sup>1.5</sup> *m <sup>-1.5</sup> *mm)	[XM]	50.058
Approach factor	[XJ]	1.000
Load sharing factor	[XΓ]	1.000
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηM]	42.99 (85.0 °C)
Coefficient of friction	[μ <sub>m</sub> ]	0.049

### 13.2 Integral temperature-criteria

		Pair
Lubricant factor	[XL]	1.000
Tooth mass temperature (°C) $\theta_{MC} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.70 \cdot \theta_{flaint}$	[θMC]	89.12
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint]	452.09
Flash factor (°K*N <sup>-1</sup> ·.75*s <sup>1.5</sup> *m <sup>-1.5</sup> *mm)	[XM]	50.058
Running-in factor, well run in	[XE]	1.000
Contact ratio factor	[Xε]	0.358
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηOil]	42.99 (85.0 °C)
Mean coefficient of friction	[μ <sub>m</sub> ]	0.057
Geometry factor	[XBE]	0.195
Meshing factor	[XQ]	1.000
Tip relief factor	[XCa]	1.184
Mean flash temperature (°C)	[θflaint]	5.88
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	97.93

## 14 Measurements for tooth thickness

### 14.1 Tooth thickness tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth thickness tolerance		DIN 3967 d26	DIN 3967 d26
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[Asn.e/i]	-0.044 /-0.094	-0.060 /-0.120

### 14.2 Base tangent lengths

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Number of teeth spanned	[k]	4.000	6.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	22.461	34.744
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	22.420 /22.373	34.688 /34.631
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.041 /-0.088	-0.056 /-0.113
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	52.049	74.351

### 14.3 Measurement over balls and pins

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	4.226	4.099
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	4.250	4.250
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	29.804	40.135
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	29.765 /29.720	40.079 /40.022
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	53.123	73.826
Diametral measurement over two balls, no backlash (mm)	[MdK]	59.498	80.193
Diametral measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i]	59.420 /59.331	80.081 /79.968
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	59.498	80.193
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	59.420 /59.331	80.081 /79.968
Measurement over 3 pins without play (mm)	[Md3R]	59.389	80.117
Measurement over 3 pins (mm)	[Md3R.e/i]	59.311 /59.222	80.004 /79.891

## 14.4 Tooth thickness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Medium tip diameter (mm)	[da.m]	56.213	76.781
Reference chordal height from da.m (mm)	[hac]	3.199	3.464
Tooth thickness at height hac, chord (mm)	[sc]	4.302	4.512
(mm)	[sc.e/i]	4.259 /4.211	4.453 /4.394
Tooth thickness on reference circle, arc (mm)	[sn]	4.308	4.515
(mm)	[sn.e/i]	4.264 /4.214	4.455 /4.395

## 14.5 Backlash

		----- Pair -----	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.015 /-0.015	
Radial backlash (mm)	[jrw.e/i]	0.242 /0.095	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	0.240 /0.094	
Normal backlash (mm)	[jnw.e/i]	0.211 /0.087	
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.015 /-0.015	
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	62.890 /62.773	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.110 /-0.227	
		----- Gear 1 ----- Gear 2 -----	
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	49.494	70.126
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	0.173	0.255
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.355	0.333
Torsional angle on input with output fixed:			
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.5231/0.2057 (0°31'23"/ 0°12'21")	

## 15 Toothing tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
According to ISO 1328-1:2013, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	A6	A6
Single pitch tolerance (µm)	[fpT]	8.50	8.50
Base pitch tolerance (µm)	[fpbT]	7.99	7.99
Sector pitch tolerance (µm)	[Fpz/8T]	16.00	16.00
Profile form tolerance (µm)	[ffaT]	8.50	8.50
Profile slope tolerance (µm)	[fHαT]	7.00	7.00
Profile tolerance, total (µm)	[FαT]	11.00	11.00
Helix form tolerance (µm)	[ffβT]	8.50	8.50
Helix slope tolerance (µm)	[fHβT]	7.50	8.00
Helix tolerance, total (µm)	[FβT]	11.00	12.00
Cumulative pitch tolerance, total (µm)	[FpT]	25.00	26.00
Adjacent pitch difference tolerance (µm)	[fuT]	12.00	12.00
Runout tolerance (µm)	[FrT]	22.00	23.00
Single flank composite tolerance, total (µm)	[FisT]	33.00	34.00
Single flank composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	8.00	8.00
Radial composite tolerance, total (µm)	[FidT]	26.00	31.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	9.50	9.50
FidT (Fi") and fidT (fi") according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for m <sub>n</sub> and d.			
According to ISO 1328-2:2020			
Accuracy grade	[Q]	R38	R39
Radial composite tolerance, total (µm)	[FidT]	24.00	29.00
Radial composite tolerance, 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]	12.00	(F <sub>β</sub> =12.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fΣδ]	24.00	

## 16 Modifications and determination of the tooth form

## 16.1 Data for the tooth form calculation

Data not available.

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

## 17 Supplementary data

Maximal possible center distance (eps\_a=1.0) [aMAX] 63.566

### 17.1 Masses, stiffnesses and moments of inertia

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Mass (kg)	[m]	0.112	0.270
Total mass (kg)	[mGes]	0.383	
Moment of inertia for system, relative to the input: calculation without consideration of the exact tooth shape			
Gears individually ((da+df)/2...di) (kg*m <sup>2</sup> )	[J]	5.092e-05	0.0002095
System (da+df)/2...di (kg*m <sup>2</sup> )	[J]	0.0001578	

### 17.2 Wear, power loss, sound pressure level

Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	0.080
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.012
Average coefficient of friction according to Niemann	[μ <sub>m</sub> ]	0.062
Wear sliding coefficient by Niemann	[ζ <sub>w</sub> ]	0.502
Loss factor	[HV]	0.113
Gear power loss (kW)	[PVZ]	0.029
Meshing efficiency (%)	[ηz]	99.302
Sound pressure level based on Masuda, without PPTe/δs	[dB(A)]	54.878

## 18 Service life, damage

Calculation with load spectrum

Required safety for tooth root	[S <sub>Fmin</sub> ]	1.4000
Required safety for tooth flank	[S <sub>Hmin</sub> ]	1.0000
Required service life	[H]	2103.0000

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[H <sub>att</sub> ]	> 1000000
-------------------------	---------------------	-----------

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth root service life (h)	[H <sub>Fatt</sub> ]	1e+06	1e+06
Tooth flank service life (h)	[H <sub>Hatt</sub> ]	1e+06	1e+06

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

### 18.1 Damage

Damage relative to the required service life (H, 2103.0 h)

No.	F <sub>1</sub> (%)	F <sub>2</sub> (%)	H <sub>1</sub> (%)	H <sub>2</sub> (%)
1	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
2	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
3	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
4	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
5	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
6	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
7	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
8	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
9	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
10	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
11	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

12	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
13	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
14	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
15	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
16	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
17	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
18	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
<b>Σ</b>	<b>0.0000</b>	<b>0.0000</b>	<b>0.0000</b>	<b>0.0000</b>

Most critical duty cycle elements for Scuffing ( $S_B, S_{int}$ ), Tooth Flank Fracture ( $S_{FF}$ ), hardened layer ( $S_{EHT}$ ) and Micropitting ( $S_A$ )

$S_B$ : 5  
 $S_{int}$ : 5  
 $S_A$ : 5

## 18.2 Equivalent load

Application factor calculated according to ISO 6336-6, Annex A.3

(The slope of the S-N curve (Woehler lines) in the range of endurance limit according to ISO 6336-6, Table A.1 is used.)

Gear		p	$T_{eq}$			$K_A$
1	Tooth root	8.738	39.7	$K_{A,F}$	1	2.269
1	Tooth flank	6.611	27.7	$K_{A,H}$	1	1.583
2	Tooth root	8.738	53.6	$K_{A,F}$	2	2.193
2	Tooth flank	6.611	38.3	$K_{A,H}$	2	1.565

Application factor, ISO 6336-6 A.3

$[K_{Amax}]$	----- Pair -----	2.2690
$[K_{A,Fmax}/K_{A,Hmax}]$		2.269 / 1.583

Note: For entry as the application factor, the  $K_A$  values shown here must be multiplied by 1.250!

## 18.3 F.E.M. Classification

Classification according to F.E.M., Edition 1.001, 1998

Spectrum factor	[km]	0.074
Spectrum class	[L]	1
Application class, predefined service life	[T]	4
Machine class, predefined service life	[M]	3
Application class, achievable service life	[T]	9
Machine class, achievable service life	[M]	8

## 19 Reliability calculation

### 19.1 Calculation method

Calculation method according to B. Bertsche, Reliability in Automotive and Mechanical Engineering, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008

### 19.2 Factors

Reliability of material data for $\sigma_{Hlim}$ (%)	$[R\sigma_{Hlim}]$	99.00
Reliability of material data for $\sigma_{Flim}$ (%)	$[R\sigma_{Flim}]$	99.00

Calculation of coefficients for reliability  $R(t)$   
 $R(t) = 100 * \text{Exp}(-((t*fac - t_0)/(T - t_0))^\beta)$  (%)

Gear	Type	fac	$\beta$	$t_0$	T	R(H)
		cycles/h		cycles	cycles	%
1	Tooth root	147575	1.800e+00	1.029e+30	1.543e+30	100.0000
1	Tooth flank	147575	1.500e+00	9.387e+29	3.744e+30	100.0000
2	Tooth root	105411	1.800e+00	1.029e+30	1.543e+30	100.0000
2	Tooth flank	105411	1.500e+00	9.387e+29	3.744e+30	100.0000

fac = Number of load cycles per hour

$\beta$  = Weibull shape parameter  
 $t_0$  = Failure-free number of load cycles  
 $T$  = Characteristic service life (in load cycles) for 63.2% failure probability  
 $R(H)$  = Reliability for required service life

## 19.3 Resulting reliabilities and service lives

Required service life (h)	[H <sub>min</sub> ]	2103.0000
Reliability R, tooth roots subsystem (%)	[R <sub>subF</sub> ]	100.0000
Reliability R, tooth flanks subsystem (%)	[R <sub>subH</sub> ]	100.0000
Reliability R, gears subsystem (%)	[R <sub>subG</sub> ]	100.0000
Required reliability (%)	[R <sub>min</sub> ]	99.0000
Service life H, tooth roots subsystem (h)	[H <sub>subF</sub> ]	> 1'000'000
Service life H, tooth flanks subsystem (h)	[H <sub>subH</sub> ]	> 1'000'000
Service life H, gears subsystem (h)	[H <sub>subG</sub> ]	> 1'000'000

## 20 Remarks

### 20.1 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.

### 20.2 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
  - $f_{m\alpha}$  according to equation 66,  $f_{sh}$  according to 59/60,  $F_{\beta\alpha}$  according to 54/55/57
  - $K_{Ha}$ ,  $K_{Fa}$  according to Method B
- The logarithmically interpolated value must be entered for factors  $Z_L$ ,  $Z_V$ ,  $Z_R$ ,  $Z_W$ ,  $Z_X$ ,  $Y_{\delta relT}$ ,  $Y_{RrelT}$  and  $Y_X$ . This value is calculated from the infinite life strength and static strength values, based on the number of load cycles.

End of report (lines: 839)

## **ANEXO I – ANÁLISE COMPUTACIONAL DO VEIO DE ENTRADA EM PRIMEIRA VELOCIDADE**

## Shaft

Analysis of main shaft in first speed

Changed on	12.09.2024, 09:34:51
Changed by	Nuno Coelho

Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto  
(4752)  
KISSsoft Release 2023 -SP3

## Contents

<b>1</b>	<b>Messages</b>	3
<b>2</b>	<b>Input data</b>	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
<b>3</b>	<b>Shaft definition (Main shaft)</b>	5
3.1	Outer contour	5
3.2	Inner contour	6
3.3	Forces	6
3.4	Bearing	8
<b>4</b>	<b>Gears</b>	9
4.1	Shaft 'Main shaft': Cylindrical gear 'Gear 2'	9
4.2	Shaft 'Main shaft': Cylindrical gear 'Gear 1'	10
<b>5</b>	<b>Results</b>	11
5.1	Shafts	11
5.2	Bearing	12
5.3	'Main shaft' Rolling bearing 'Bearing 2'	12
5.4	'Main shaft' Rolling bearing 'Bearing 1'	14
5.5	Damage relative to the required service life ( $L_{req} = 2103$ h)	17
5.6	Utilization relative to the required service life ( $L_{req} = 2103$ h)	17
5.7	Calculation of the factors required to define reliability $R(t)$ using the Weibull distribution. $t$ in (h)	17
<b>6</b>	<b>Strength calculation according to DIN 743:2012</b>	19
6.1	Summary	19
6.2	Calculation details	21

## 1 Messages



Calculation is consistent.



In the rolling bearing database, the data for the internal geometry (e.g. number of rolling elements, rolling element diameter, etc.) is not completely available for the bearing "SKF 16007".

For calculations based on the bearing internal geometry, the data as available in the database are used. The missing data are estimated and documented in the protocol.



In the rolling bearing database, the data for the internal geometry (e.g. number of rolling elements, rolling element diameter, etc.) is not completely available for the bearing "SKF 16004".

For calculations based on the bearing internal geometry, the data as available in the database are used. The missing data are estimated and documented in the protocol.



Shaft 'Main shaft', Rolling bearing 'Bearing 2':  
The minimal load of the bearing is not achieved!  
(P =  
kN, P<sub>mind</sub> =  
kN, Condition: P/C >  
1.000 %)

0.1  
0.1



Cross section C-C:  
Radius is wrong.  
(r = 0.01 mm)



Cross section A-A:  
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.



Cross section H-H:  
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 'Main shaft'

Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	83.400
Speed (1/min)	2300.097
Direction of rotation:	clockwise
Material	20 MnCr 5

Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000	
Poisson's ratio nu	0.300	
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7830.000	
Coefficient of thermal expansion	(10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)	85.000	
Mass of shaft (kg)	0.608	
Note: mass stands for the shaft only without considering the gears		
Mass of shaft, including additional masses (kg)	0.735	
Mass moment of inertia (kg*mm <sup>2</sup> )	207.175	
Momentum of mass GD <sup>2</sup> (Nm <sup>2</sup> )	0.008	

## 2.2 Weight force

Weight towards	0.000		
Weight towards		0.000	
Weight towards			-1.000

## 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)	25.000
----------------------------	--------

## 2.7 Load applications

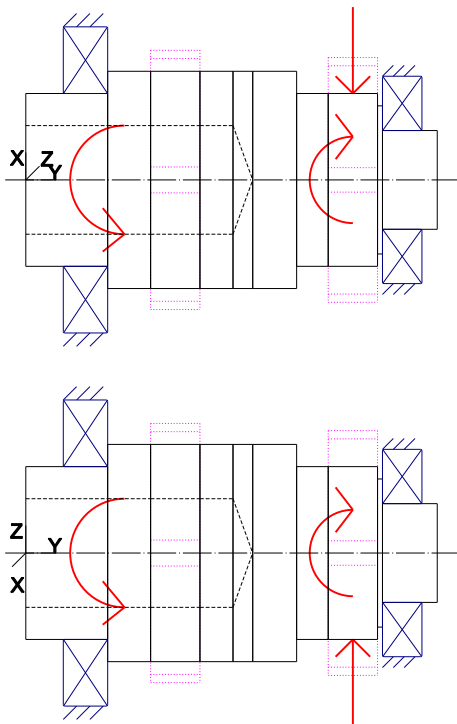


Figure: Load applications

## 3 Shaft definition (Main shaft)

### 3.1 Outer contour

#### 3.1.1 Cylinder (Zylinder), 0.000mm ...16.600mm

Diameter (mm)	[d]	35.0000
Length (mm)	[l]	16.6000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Square groove (Square groove)

b=1.60 (mm), t=1.00 (mm), r=0.10 (mm), Rz=32.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Relief groove right (Relief groove right)

r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Chamfer left (Chamfer left)

l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

#### 3.1.2 Cylinder (Zylinder), 16.600mm ...54.900mm

Diameter (mm)	[d]	44.0000
Length (mm)	[l]	38.3000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)

l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer right (Chamfer right)

l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

#### 3.1.3 Cylinder (Zylinder), 54.900mm ...71.300mm

Diameter (mm)	[d]	35.0000
Length (mm)	[l]	16.4000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Radius left (Radius left)

r=4.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

#### 3.1.4 Cylinder (Cylinder), 71.300mm ...72.300mm

Diameter (mm)	[d]	30.0000
Length (mm)	[l]	1.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)

l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

#### 3.1.5 Cylinder (Zylinder), 72.300mm ...83.400mm

Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	11.1000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Square groove (Square groove)

b=1.30 (mm), t=0.55 (mm), r=0.10 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Relief groove left (Relief groove left)

r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Chamfer right (Chamfer right)

l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

## 3.2 Inner contour

### 3.2.1 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 0.000mm ...42.000mm

Diameter (mm)	[d]	22.0000
Length (mm)	[l]	42.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	32.0000

### 3.2.2 Conical bore (Conical bore), 42.000mm ...46.000mm

Diameter left (mm)	[d]	22.0000
Diameter right (mm)	[d]	0.0000
Length (mm)	[l]	4.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

## 3.3 Forces

### 3.3.1 Cylindrical gear (Gear 2)

Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	30.3000
Position in global system (mm)	[y <sub>global</sub> ]	30.3000
Operating pitch diameter (mm)		52.5000
Spur gear		
Working pressure angle at normal section (°)		26.4986
Position of contact (°)		10.7843
Length of load application (mm)		10.0000
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

### 3.3.2 Cylindrical gear (Gear 1)

Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	66.3000
Position in global system (mm)	[y <sub>global</sub> ]	66.3000
Operating pitch diameter (mm)		49.5738
Spur gear		
Working pressure angle at normal section (°)		24.5138
Position of contact (°)		10.7843
Length of load application (mm)		10.0000
Power (kW)		4.2098
Torque (Nm)		-17.4777

### Load spectrum, driving (output)

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	8.5195	1350.0000	-1.2960	-9.1670
2	14.4433	1350.0000	-2.5919	-18.3340
3	4.6278	1350.0000	-3.8879	-27.5010
4	1.8869	1350.0000	-5.1838	-36.6680
5	1.0045	1350.0000	-6.4798	-45.8350
6	7.6575	2700.0000	-2.5919	-9.1670
7	26.4365	2700.0000	-5.1838	-18.3340
8	5.8806	2700.0000	-7.7757	-27.5010
9	0.9300	2700.0000	-10.3676	-36.6680
10	0.2664	2700.0000	-12.9595	-45.8350
11	1.0154	4049.9999	-3.8879	-9.1670

12	7.7655	4049.9999	-7.7757	-18.3340
13	1.5231	4049.9999	-11.6636	-27.5010
14	6.8871	1350.0000	1.2960	9.1670
15	2.2676	1350.0000	2.5919	18.3340
16	0.6752	1350.0000	3.8879	27.5010
17	0.1138	1350.0000	5.1838	36.6680
18	7.1432	2700.0000	2.5919	9.1670
19	0.4566	2700.0000	5.1838	18.3340
20	0.4993	4049.9999	3.8879	9.1670

No.	Axial force (N)	Shearing force X (N)	Shearing force Z (N)	Bending moment X (Nm)	Bending moment Z (Nm)
1	0.0000	-234.8717	331.7441	-0.0000	0.0000
2	0.0000	-469.7434	663.4882	-0.0000	0.0000
3	0.0000	-704.6151	995.2323	-0.0000	0.0000
4	0.0000	-939.4868	1326.9763	-0.0000	0.0000
5	0.0000	-1174.3585	1658.7204	-0.0000	0.0000
6	0.0000	-234.8717	331.7441	-0.0000	0.0000
7	0.0000	-469.7434	663.4882	-0.0000	0.0000
8	0.0000	-704.6151	995.2323	-0.0000	0.0000
9	0.0000	-939.4868	1326.9763	-0.0000	0.0000
10	0.0000	-1174.3585	1658.7204	-0.0000	0.0000
11	0.0000	-234.8717	331.7441	-0.0000	0.0000
12	0.0000	-469.7434	663.4882	-0.0000	0.0000
13	0.0000	-704.6151	995.2323	-0.0000	0.0000
14	-0.0000	-96.4714	-394.8571	0.0000	-0.0000
15	-0.0000	-192.9429	-789.7142	0.0000	-0.0000
16	-0.0000	-289.4143	-1184.5712	0.0000	-0.0000
17	-0.0000	-385.8858	-1579.4283	0.0000	-0.0000
18	-0.0000	-96.4714	-394.8571	0.0000	-0.0000
19	-0.0000	-192.9429	-789.7142	0.0000	-0.0000
20	-0.0000	-96.4714	-394.8571	0.0000	-0.0000

### 3.3.3 Coupling (Input)

Position on shaft (mm) [Y <sub>local</sub> ]	20.0000
Position in global system (mm) [Y <sub>global</sub> ]	20.0000
Effective diameter (mm)	22.0000
Radial force factor (-)	0.0000
Direction of the radial force (°)	0.0000
Axial force factor (-)	0.0000
Length of load application (mm)	40.0000
Power (kW)	4.2098
Torque (Nm)	17.4777
Mass (kg)	0.0000
Mass moment of inertia J <sub>p</sub> (kg*m <sup>2</sup> )	0.0000e+00
Mass moment of inertia J <sub>xx</sub> (kg*m <sup>2</sup> )	0.0000e+00
Mass moment of inertia J <sub>zz</sub> (kg*m <sup>2</sup> )	0.0000e+00
Eccentricity (mm)	0.0000

### Load spectrum, driven (input)

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)

1	8.5195	1350.0000	1.2960	9.1670
2	14.4433	1350.0000	2.5919	18.3340
3	4.6278	1350.0000	3.8879	27.5010
4	1.8869	1350.0000	5.1838	36.6680
5	1.0045	1350.0000	6.4798	45.8350
6	7.6575	2700.0000	2.5919	9.1670
7	26.4365	2700.0000	5.1838	18.3340
8	5.8806	2700.0000	7.7757	27.5010
9	0.9300	2700.0000	10.3676	36.6680
10	0.2664	2700.0000	12.9595	45.8350
11	1.0154	4049.9999	3.8879	9.1670
12	7.7655	4049.9999	7.7757	18.3340
13	1.5231	4049.9999	11.6636	27.5010
14	6.8871	1350.0000	-1.2960	-9.1670
15	2.2676	1350.0000	-2.5919	-18.3340
16	0.6752	1350.0000	-3.8879	-27.5010
17	0.1138	1350.0000	-5.1838	-36.6680
18	7.1432	2700.0000	-2.5919	-9.1670
19	0.4566	2700.0000	-5.1838	-18.3340
20	0.4993	4049.9999	-3.8879	-9.1670

No.	Axial force (N)	Shearing force X (N)	Shearing force Z (N)
1	0.0000	0.0000	0.0000
2	0.0000	0.0000	0.0000
3	0.0000	0.0000	0.0000
4	0.0000	0.0000	0.0000
5	0.0000	0.0000	0.0000
6	0.0000	0.0000	0.0000
7	0.0000	0.0000	0.0000
8	0.0000	0.0000	0.0000
9	0.0000	0.0000	0.0000
10	0.0000	0.0000	0.0000
11	0.0000	0.0000	0.0000
12	0.0000	0.0000	0.0000
13	0.0000	0.0000	0.0000
14	0.0000	-0.0000	-0.0000
15	0.0000	-0.0000	-0.0000
16	0.0000	-0.0000	-0.0000
17	0.0000	-0.0000	-0.0000
18	0.0000	-0.0000	-0.0000
19	0.0000	-0.0000	-0.0000
20	0.0000	-0.0000	-0.0000

### 3.4 Bearing

#### 3.4.1 Bearing 2 (SKF 16007)

Bearing type

Deep groove ball bearing (single row)  
SKF Explorer

Bearing position (mm)	[Y <sub>lokal</sub> ]		12.100
Bearing position (mm)	[Y <sub>global</sub> ]		12.100
Attachment of external ring		Fixed bearing	
Inner diameter (mm)	[d]		35.000
External diameter (mm)	[D]		62.000
Width (mm)	[b]		9.000
Corner radius (mm)	[r]		0.300

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] (* ISO 5753-1:2009 C0)			13.000
Nominal axial clearance (µm)	[Pe]		127.832
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0</sub> ]		8.150
Basic dynamic load rating (kN)	[C]		13.000
Fatigue load limit (kN)	[C <sub>u</sub> ]		0.375
Values for approximated geometry:			
Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]		12.256
Basic static load rating (kN)	[C <sub>otheo</sub> ]		8.796
Correction factor Basic dynamic load rating	[f <sub>c</sub> ]		1.000
Correction factor Basic static load rating	[f <sub>co</sub> ]		1.000

### 3.4.2 Bearing 1 (SKF 16004)

Bearing type		Deep groove ball bearing (single row) SKF Explorer	
Bearing position (mm)	[Y <sub>lokal</sub> ]		76.300
Bearing position (mm)	[Y <sub>global</sub> ]		76.300
Attachment of external ring		Free bearing	
Inner diameter (mm)	[d]		20.000
External diameter (mm)	[D]		42.000
Width (mm)	[b]		8.000
Corner radius (mm)	[r]		0.300

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] (* ISO 5753-1:2009 C0)			12.500
Nominal axial clearance (µm)	[Pe]		111.102
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0</sub> ]		4.050
Basic dynamic load rating (kN)	[C]		7.280
Fatigue load limit (kN)	[C <sub>u</sub> ]		0.173
Values for approximated geometry:			
Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]		6.949
Basic static load rating (kN)	[C <sub>otheo</sub> ]		4.085
Correction factor Basic dynamic load rating	[f <sub>c</sub> ]		1.000
Correction factor Basic static load rating	[f <sub>co</sub> ]		1.000

## 4 Gears

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

### 4.1 Shaft 'Main shaft': Cylindrical gear 'Gear 2'

Center point	[y]		30.300 mm
<b>Left side of the gear</b>			
Position (Y-coordinate)	[y]		25.300 mm
Second moment of area	[I <sub>zz</sub> ]		254548.478 mm <sup>4</sup>
Product E·I	[E·I <sub>zz</sub> ]		52436.986 Nm <sup>2</sup>
<b>Right side of the gear</b>			
Position (Y-coordinate)	[y]		35.300 mm

Second moment of area	[I <sub>zz</sub> ]	254548.478 mm <sup>4</sup>
Product E·I	[E·I <sub>zz</sub> ]	52436.986 Nm <sup>2</sup>
Mass	[m]	0.050 kg
Center of mass	[y <sub>s</sub> ]	30.300 mm
Polar mass moment of inertia	[J <sub>p</sub> ]	2.9586e-05 kg·m <sup>2</sup>
Mass moment of inertia	[J <sub>xx</sub> ]	1.5213e-05 kg·m <sup>2</sup>
Mass moment of inertia	[J <sub>zz</sub> ]	1.5213e-05 kg·m <sup>2</sup>

#### 4.2 Shaft 'Main shaft': Cylindrical gear 'Gear 1'

Center point	[y]	66.300 mm
<b>Left side of the gear</b>		
Position (Y-coordinate)	[y]	61.300 mm
Second moment of area	[I <sub>zz</sub> ]	156961.336 mm <sup>4</sup>
Product E·I	[E·I <sub>zz</sub> ]	32334.035 Nm <sup>2</sup>
<b>Right side of the gear</b>		
Position (Y-coordinate)	[y]	71.300 mm
Second moment of area	[I <sub>zz</sub> ]	156961.336 mm <sup>4</sup>
Product E·I	[E·I <sub>zz</sub> ]	32334.035 Nm <sup>2</sup>
Mass	[m]	0.076 kg
Center of mass	[y <sub>s</sub> ]	66.300 mm
Polar mass moment of inertia	[J <sub>p</sub> ]	3.4891e-05 kg·m <sup>2</sup>
Mass moment of inertia	[J <sub>xx</sub> ]	1.8077e-05 kg·m <sup>2</sup>
Mass moment of inertia	[J <sub>zz</sub> ]	1.8077e-05 kg·m <sup>2</sup>

## 5 Results

Note: the maximum deflection and torsion of the shaft under torque, the life modification factor  $a_{ISO}$ , and the bearing's minimum lubricant film thickness EHL, are predefined for the first load bin.

### 5.1 Shafts

Maximum deflection ( $\mu\text{m}$ )	30.357
Position of the maximum (mm)	83.400
Mass center of gravity (mm)	40.862
Total axial load (N)	0.000
Torsion of the shaft under torque ( $^\circ$ ) (Difference between left and right shaft end)	-0.002

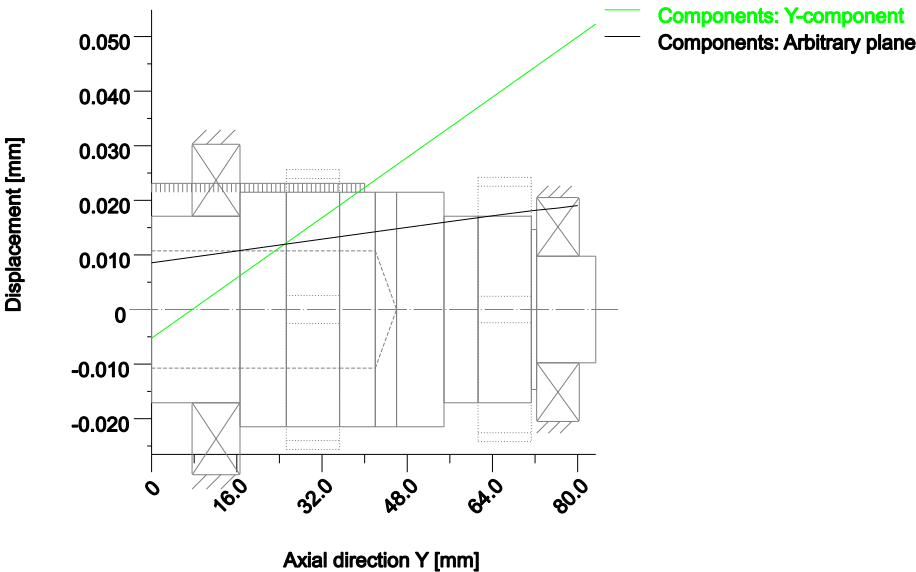
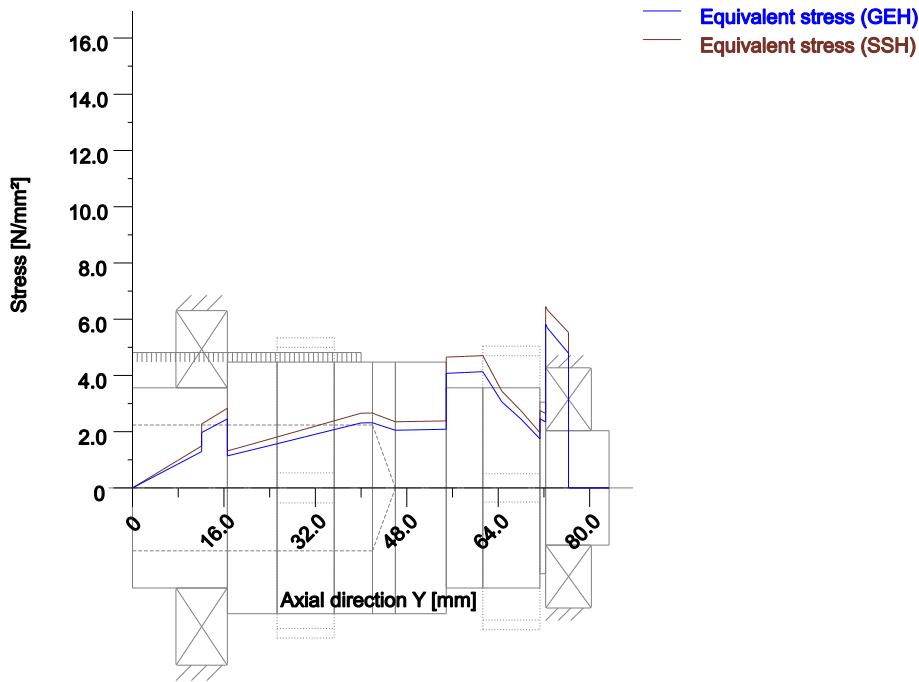


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 125.9272424 127)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations  
 GEH(von Mises):  $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$   
 SSH(Tresca):  $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

## 5.2 Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance (ISO 281)	[ $u_a$ ]	10.00	$\mu\text{m}$
Lubricant		Klüberoil GEM 1-460 N	
Lubricant - service temperature	[ $T_b$ ]	85.00	$^{\circ}\text{C}$
Rolling bearing rating life according to ISO/TS 16281:2008			

## 5.3 'Main shaft' Rolling bearing 'Bearing 2'

Position (Y-coordinate)	[y]	12.10	mm
Minimum EHL lubricant film thickness		[ $h_{\text{min}}$ ]	0.199 $\mu\text{m}$
Spin to roll ratio	[ $\omega_s / \omega_{\text{roll}}$ ]	0.001	
Life modification factor for reliability	[ $a_1$ ]	1.000	

### 5.3.1 Operating bearing clearance

Clearance change not considered in the calculation of the operating bearing clearance

#	$\Delta P_d$ [ $\mu\text{m}$ ]	$P_d$ [ $\mu\text{m}$ ]
1	0.000	13.00 0
2	0.000	13.00 0
3	0.000	13.00 0
4	0.000	13.00 0
5	0.000	13.00 0

6	0.000	13.00 0
7	0.000	13.00 0
8	0.000	13.00 0
9	0.000	13.00 0
10	0.000	13.00 0
11	0.000	13.00 0
12	0.000	13.00 0
13	0.000	13.00 0
14	0.000	13.00 0
15	0.000	13.00 0
16	0.000	13.00 0
17	0.000	13.00 0
18	0.000	13.00 0
19	0.000	13.00 0
20	0.000	13.00 0

# ... Load bin

$\Delta P_d$  ... Total diametral clearance change

$P_d = P_{d0} + \Delta P_d$  ... Operating diametral clearance

### 5.3.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Klüberoil GEM 1-460 N	
Load ratio	[C/P]	215.643
Operating viscosity	[ $\nu$ ]	49.935 mm <sup>2</sup> /s
Reference viscosity	[ $\nu_r$ ]	0.000 mm <sup>2</sup> /s
Basic rating life	[L <sub>10h</sub> ]	> 1000000 h
Bearing rating life	[L <sub>nh</sub> ]	> 1000000 h
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	25.982

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

Fatigue load limit	[C <sub>u</sub> ]	0.375 kN
Dynamic equivalent reference load	[P <sub>ref</sub> ]	0.366 kN
Basic reference rating life	[L <sub>10rh</sub> ]	> 1000000 h
Reference rating life	[L <sub>nrh</sub> ]	> 1000000 h

Maximum contact stress	[p <sub>max</sub> ]	1457.832 N/mm <sup>2</sup>
Static equivalent load	[P <sub>0ref</sub> ]	0.024 kN
Effective static safety factor	[S <sub>0w</sub> ]	23.913
Static safety factor	[S <sub>0ref</sub> ]	9999.990

(S<sub>0w</sub> = (p<sub>0</sub> / p<sub>max</sub>)<sup>n</sup>, S<sub>0ref</sub> = C<sub>0</sub> / P<sub>0ref</sub>)

### 5.3.4 Bearing reactions

#### Bearing reaction force

#### Bearing reaction moment

	F <sub>x</sub> (kN)	F <sub>y</sub> (kN)	F <sub>z</sub> (kN)	F <sub>r</sub> (kN)	M <sub>x</sub> (Nm)	M <sub>z</sub> (Nm)	M <sub>r</sub> (Nm)
1	0.037	0.000	-0.048	0.060	-0.000	0.000	0.000
2	0.073	0.000	-0.100	0.124	-0.000	-0.000	0.000
3	0.110	0.000	-0.151	0.187	-0.000	-0.000	0.000

4	0.146	0.000	-0.203	0.250	-0.001	-0.001	0.001
5	0.183	0.000	-0.255	0.314	-0.001	-0.001	0.002
6	0.037	0.000	-0.048	0.060	-0.000	0.000	0.000
7	0.073	0.000	-0.100	0.124	-0.000	-0.000	0.000
8	0.110	0.000	-0.151	0.187	-0.000	-0.000	0.000
9	0.146	0.000	-0.203	0.250	-0.001	-0.001	0.001
10	0.183	0.000	-0.255	0.314	-0.001	-0.001	0.002
11	0.037	0.000	-0.048	0.060	-0.000	0.000	0.000
12	0.073	0.000	-0.100	0.124	-0.000	-0.000	0.000
13	0.110	0.000	-0.151	0.187	-0.000	-0.000	0.000
14	0.015	0.000	0.065	0.067	0.000	-0.000	0.000
15	0.030	0.000	0.127	0.130	0.000	0.000	0.000
16	0.045	0.000	0.188	0.194	0.000	0.000	0.000
17	0.060	0.000	0.250	0.257	0.001	0.000	0.001
18	0.015	0.000	0.065	0.067	0.000	-0.000	0.000
19	0.030	0.000	0.127	0.130	0.000	0.000	0.000
20	0.015	0.000	0.065	0.067	0.000	-0.000	0.000

	Displacement of bearing			Misalignment of bearing			
	$u_x$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_y$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_z$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_r$ ( $\mu\text{m}$ )	$r_x$ (mrad)	$r_z$ (mrad)	$r_r$ (mrad)
1	-5.438	2.039	7.184	9.010	0.076	0.046	0.089
2	-6.003	3.190	8.356	10.289	0.112	0.082	0.139
3	-6.690	4.127	9.109	11.301	0.147	0.106	0.182
4	-7.186	4.947	9.812	12.162	0.179	0.129	0.220
5	-7.622	5.699	10.458	12.941	0.208	0.150	0.256
6	-5.438	2.039	7.184	9.010	0.076	0.046	0.089
7	-6.003	3.190	8.356	10.289	0.112	0.082	0.139
8	-6.690	4.127	9.109	11.301	0.147	0.106	0.182
9	-7.186	4.947	9.812	12.162	0.179	0.129	0.220
10	-7.622	5.699	10.458	12.941	0.208	0.150	0.256
11	-5.438	2.039	7.184	9.010	0.076	0.046	0.089
12	-6.003	3.190	8.356	10.289	0.112	0.082	0.139
13	-6.690	4.127	9.109	11.301	0.147	0.106	0.182
14	-2.061	2.020	-8.926	9.161	-0.084	0.025	0.088
15	-2.436	3.178	-10.127	10.415	-0.135	0.030	0.138
16	-2.636	4.110	-11.092	11.401	-0.177	0.040	0.181
17	-2.843	4.930	-11.915	12.250	-0.214	0.049	0.220
18	-2.061	2.020	-8.926	9.161	-0.084	0.025	0.088
19	-2.436	3.178	-10.127	10.415	-0.135	0.030	0.138
20	-2.061	2.020	-8.926	9.161	-0.084	0.025	0.088

#### 5.4 'Main shaft' Rolling bearing 'Bearing 1'

Position (Y-coordinate)	[y]	76.30	mm
Minimum EHL lubricant film thickness		[ $h_{\min}$ ]	0.113 $\mu\text{m}$
Spin to roll ratio	[ $\omega_s/\omega_{\text{roll}}$ ]	0.001	
Life modification factor for reliability [ $a_1$ ]		1.000	

##### 5.4.1 Operating bearing clearance

Clearance change not considered in the calculation of the operating bearing clearance

#	$\Delta P_d$	$P_d$
---	--------------	-------

	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]
1	0.000	12.500
2	0.000	12.500
3	0.000	12.500
4	0.000	12.500
5	0.000	12.500
6	0.000	12.500
7	0.000	12.500
8	0.000	12.500
9	0.000	12.500
10	0.000	12.500
11	0.000	12.500
12	0.000	12.500
13	0.000	12.500
14	0.000	12.500
15	0.000	12.500
16	0.000	12.500
17	0.000	12.500
18	0.000	12.500
19	0.000	12.500
20	0.000	12.500

# ... Load bin

$\Delta P_d$  ... Total diametral clearance change

$P_d = P_{d0} + \Delta P_d$  ... Operating diametral clearance

#### 5.4.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Klüberoil GEM 1-460 N	
Load ratio	[C/P]	21.389
Operating viscosity	[ $\nu$ ]	49.935 mm <sup>2</sup> /s
Reference viscosity	[ $\nu_i$ ]	0.000 mm <sup>2</sup> /s
Basic rating life	[ $L_{10h}$ ]	6520.477 h
Bearing rating life	[ $L_{nh}$ ]	6520.477 h
Static safety factor	[ $S_0$ ]	2.365

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

Fatigue load limit	[ $C_U$ ]	0.173 kN
Dynamic equivalent reference load	[ $P_{ref}$ ]	1.794 kN
Basic reference rating life	[ $L_{10rh}$ ]	5276.466 h
Reference rating life	[ $L_{nrh}$ ]	5276.466 h
Maximum contact stress	[ $p_{max}$ ]	3116.746 N/mm <sup>2</sup>
Static equivalent load	[ $P_{0ref}$ ]	0.002 kN
Effective static safety factor	[ $S_{0w}$ ]	2.447

Static safety factor  $[S_{0ref}]$  1.980  
 $(S_{0w} = (p_0 / p_{max})^n, S_{0ref} = C_0 / P_{0ref})$

## 5.4.4 Bearing reactions

	Bearing reaction force				Bearing reaction moment		
	$F_x$ (kN)	$F_y$ (kN)	$F_z$ (kN)	$F_r$ (kN)	$M_x$ (Nm)	$M_z$ (Nm)	$M_r$ (Nm)
1	0.198	0.000	-0.277	0.340	-0.000	0.000	0.001
2	0.397	0.000	-0.557	0.684	-0.000	-0.001	0.001
3	0.595	0.000	-0.837	1.027	-0.002	-0.003	0.003
4	0.793	0.000	-1.117	1.370	-0.004	-0.005	0.006
5	0.991	0.000	-1.397	1.713	-0.007	-0.007	0.010
6	0.198	0.000	-0.277	0.340	-0.000	0.000	0.001
7	0.397	0.000	-0.557	0.684	-0.000	-0.001	0.001
8	0.595	0.000	-0.837	1.027	-0.002	-0.003	0.003
9	0.793	0.000	-1.117	1.370	-0.004	-0.005	0.006
10	0.991	0.000	-1.397	1.713	-0.007	-0.007	0.010
11	0.198	0.000	-0.277	0.340	-0.000	0.000	0.001
12	0.397	0.000	-0.557	0.684	-0.000	-0.001	0.001
13	0.595	0.000	-0.837	1.027	-0.002	-0.003	0.003
14	0.081	0.000	0.337	0.346	-0.000	-0.000	0.000
15	0.163	0.000	0.670	0.690	0.001	0.001	0.001
16	0.244	0.000	1.003	1.033	0.003	0.001	0.003
17	0.326	0.000	1.337	1.376	0.006	0.001	0.006
18	0.081	0.000	0.337	0.346	-0.000	-0.000	0.000
19	0.163	0.000	0.670	0.690	0.001	0.001	0.001
20	0.081	0.000	0.337	0.346	-0.000	-0.000	0.000

	Displacement of bearing				Misalignment of bearing		
	$u_x$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_y$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_z$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_r$ ( $\mu\text{m}$ )	$r_x$ (mrad)	$r_z$ (mrad)	$r_r$ (mrad)
1	-8.306	46.337	11.963	14.563	0.072	0.043	0.083
2	-11.134	47.488	15.337	18.952	0.103	0.076	0.128
3	-13.293	48.425	18.245	22.574	0.134	0.097	0.165
4	-15.163	49.245	20.858	25.787	0.161	0.116	0.198
5	-16.867	49.997	23.261	28.733	0.185	0.134	0.229
6	-8.306	46.337	11.963	14.563	0.072	0.043	0.083
7	-11.134	47.488	15.337	18.952	0.103	0.076	0.128
8	-13.293	48.425	18.245	22.574	0.134	0.097	0.165
9	-15.163	49.245	20.858	25.787	0.161	0.116	0.198
10	-16.867	49.997	23.261	28.733	0.185	0.134	0.229
11	-8.306	46.337	11.963	14.563	0.072	0.043	0.083
12	-11.134	47.488	15.337	18.952	0.103	0.076	0.128
13	-13.293	48.425	18.245	22.574	0.134	0.097	0.165
14	-3.649	46.318	-14.190	14.652	-0.079	0.024	0.082
15	-4.324	47.476	-18.524	19.022	-0.124	0.028	0.127
16	-5.098	48.408	-22.053	22.634	-0.161	0.036	0.165
17	-5.841	49.228	-25.173	25.842	-0.193	0.043	0.198
18	-3.649	46.318	-14.190	14.652	-0.079	0.024	0.082
19	-4.324	47.476	-18.524	19.022	-0.124	0.028	0.127
20	-3.649	46.318	-14.190	14.652	-0.079	0.024	0.082

(\*) 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  $C_0$  (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 ( $L_{req} = 2103$ h)

Wälzlagerschäden pro Lastkollektiv-Element (%)		
Load bin	B1	B2
1	0.00	0.21
2	0.00	2.61
3	0.00	2.69
4	0.00	2.52
5	0.00	2.56
6	0.00	0.38
7	0.02	9.55
8	0.01	6.83
9	0.00	2.48
10	0.00	1.36
11	0.00	0.08
12	0.01	4.21
13	0.00	2.65
14	0.00	0.18
15	0.00	0.42
16	0.00	0.40
17	0.00	0.15
18	0.00	0.37
19	0.00	0.17
20	0.00	0.04
$\Sigma$	0.06	39.86

Note: Damage =  $L_{req}/L_n$

B1 : Bearing 2 (SKF 16007)

B2 : Bearing 1 (SKF 16004)

## 5.6 Utilization relative to the required service life ( $L_{req} = 2103$ h)

Rolling bearings	B1	B2
Utilization (%)	12.81	73.59

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

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

B1 : Bearing 2 (SKF 16007)

B2 : Bearing 1 (SKF 16004)

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

Calculation method: Bertsche

Bearing	p	fac	b	t0	T	R(H)%
1	Bearing	290	110	5.805e+07	1.854e+09	100.00
2	Bearing	55004	110	5.805e+07	1.854e+09	97.75

Reliability of the configuration for required service life (%)99.00



## 6 Strength calculation according to DIN 743:2012

### 6.1 Summary

Main shaft

Material	20 MnCr 5
Material type	Case hardening steel
Material treatment	case-hardened
Surface treatment	No

Calculation of static strength

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	72.60	Interference fit
B-B	72.30	Shoulder with relief groove
C-C	71.30	Shoulder
D-D	61.30	Smooth shaft
E-E	54.90	Shoulder
F-F	42.00	Smooth shaft
G-G	16.60	Shoulder with relief groove
H-H	16.30	Interference fit
I-I	12.10	Smooth shaft

Results:

Cross section	SS	SA
A-A	254.23	375.72
B-B	214.63	301.73
C-C	634.94	147.33
D-D	201.62	846.40
E-E	205.00	631.66
F-F	392.36	1795.12
G-G	410.62	1122.49
H-H	446.50	1291.91
I-I	603.39	3281.51

Nominal safety:                      1.20      1.20

Abbreviations:

SS: Safety against yield point

SA: Safety against incipient crack

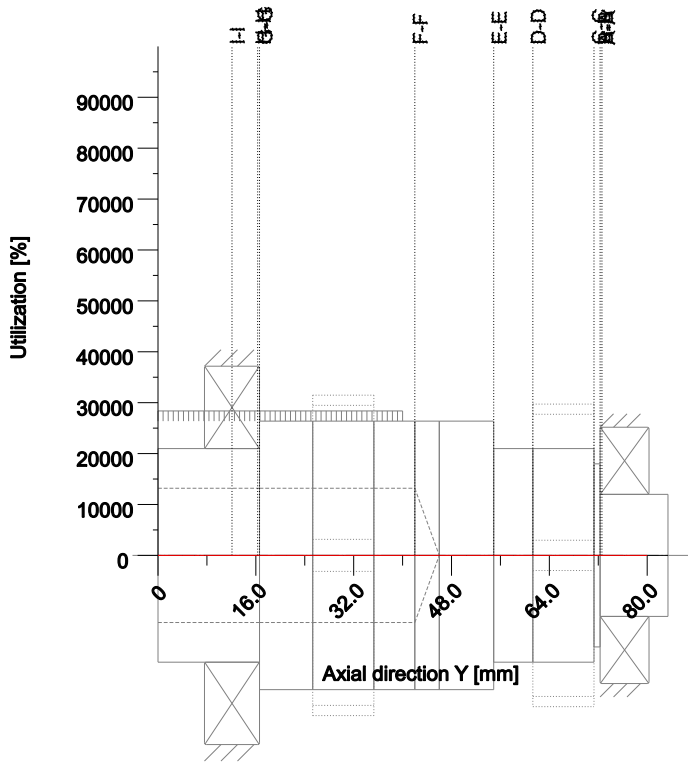
Service life (h)                      [Hatt]                      0.00

Damage (%)                              [D]                              0.00

#### 6.1.1 Utilization (%)

Cross section	Static (yield point)
A-A	0.47
B-B	0.56
C-C	0.81
D-D	0.60
E-E	0.59
F-F	0.31
G-G	0.29
H-H	0.27
I-I	0.20

Maximum utilization (%) [A] 0.814



Utilization =  $S_{min}/S$  (%)

Figure: Strength (nominal load)

## 6.2 Calculation details

### General statements

Label	Main shaft		
Drawing			
Length (mm)	[l]	83.40	
lcElem =	0		
Speed (1/min)	[n]	2300.10	

Material	20 MnCr 5
Material type	Case hardening steel
Material treatment	case-hardened
Surface treatment	No

		Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation		1.700	1.700	1.700	1.700

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
$\sigma_B$ according to DIN 743 (at dB) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_B$ ]	1200.00
$\sigma_B$ according to DIN 743 (at dB) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_S$ ]	850.00
[ $\sigma_{dW}$ ], bei dB (N/mm <sup>2</sup> )		480.00
[ $\sigma_{bW}$ ], bei dB (N/mm <sup>2</sup> )		600.00
[ $\tau_{tW}$ ], bei dB (N/mm <sup>2</sup> )		360.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	45.00
Material data calculated with K1(d), according to DIN 743/3		
Material strength calculated from size of raw material		
Geometric size factor K1d calculated from raw material diameter		
[ $\sigma_{Beff}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		979.05
[ $\sigma_{Seff}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		693.49
[ $\sigma_{bFK}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		693.49
[ $\tau_{tFK}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		400.39

[ $\sigma_{BRand}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	2180.00
[ $\sigma_{dW}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	391.62
[ $\sigma_{bW}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	489.52
[ $\tau_{tW}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	293.71

## 6.2.1 Cross section 'A-A' Interference fit

Comment Y= 72.60... 80.00mm

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	72.600
External diameter (mm)	[da]	20.000
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 ( $\mu\text{m}$ )	[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	1.260	0.000	340.577
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	1.260	0.000	340.577

Maximum value (static safety)	0.0	2.1	0.0	579.0
Maximum value[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	1.3	0.0	340.6

Maximum value (static safety)	0.0	2.1	0.0	579.0
-------------------------------	-----	-----	-----	-------

Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)

[A, Wb, Wt]	314.159	785.398	1570.796
-------------	---------	---------	----------

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)

[ $\sigma_{dm}$ , $\sigma_{bm}$ , $\tau_m$ , $\tau_{qm}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	0.000	0.000	0.000
[ $\sigma_{da}$ , $\sigma_{ba}$ , $\tau_a$ , $\tau_{qa}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	1.605	0.000	1.445
[ $\sigma_{dmax}$ , $\sigma_{bmax}$ , $\tau_{max}$ , $\tau_{qmax}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	2.728	0.000	2.457

Technological size influence	[K1( $\sigma_B$ )]	0.816
	[K1( $\sigma_S$ )]	0.816

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[ $\gamma_F$ ]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_{FK}$ ]	693.491	693.491	400.387
Safety yield stress	[S]			254.229
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			21185.7

Notch effect coefficient	[ $\beta$ ]	2.127	2.127	1.507
--------------------------	-------------	-------	-------	-------

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			375.719
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			31309.9

## 6.2.2 Cross section 'B-B' Shoulder with relief groove

Comment Y= 72.30mm

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	72.300
External diameter (mm)	[da]	20.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000

Notch effect Shoulder with relief groove

[D, d, D1, r, t1] (mm)	30.000	19.400	20.000	0.800	0.300
Shape B					
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	1.362	0.000	340.583
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	1.362	0.000	340.583
Maximum value (static safety)		0.0	2.3	0.0	579.0
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	1.4	0.0	340.6
Maximum value (static safety)		0.0	2.3	0.0	579.0
Cross section, moment of resistance: (mm <sup>2</sup> )					
[A, Wb, Wt]	295.592	716.812	1433.623		
Stresses: (N/mm <sup>2</sup> )					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	1.901	0.000	1.536
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	3.231	0.000	2.612
Technological size influence	[K1(σB)]				0.816
	[K1(σS)]				0.816
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 <sup>2</sup> )	[σFK]	693.491	693.491	400.387	
Safety yield stress	[S]				214.627
Required safety	[Smin]				1.200
Result (%)	[S/Smin]				17885.6
Stress concentration factor	[α]	2.522	2.236	1.650	
Present safety					
for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:					
Safety against incipient crack	[S]				301.731
Required safety	[Smin]				1.200
Result (%)	[S/Smin]				25144.3
<b>6.2.3 Cross section 'C-C' Shoulder</b>					
Comment					
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]				71.300
External diameter (mm)	[da]				30.000
Inner diameter (mm)	[di]				0.000
Notch effect			Shoulder		
[D, r, t] (mm)	35.000	0.010	2.500		
Mean roughness (µm)			[Rz]		8.000
Tension/Compression Bending Torsion Shearing					
Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.0	0.0	0.0	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	1.7	0.0	340.6
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	1.7	0.0	340.6
Maximum value (static safety)		0.0	2.9	0.0	579.1
Cross section, moment of resistance: (mm <sup>2</sup> )					
[A, Wb, Wt]	706.9	2650.7	5301.4		
Stresses: (N/mm <sup>2</sup> )					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.642	0.000	0.643
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	1.092	0.000	1.092

Technological size influence	[K1( $\sigma_B$ )]			0.816
	[K1( $\sigma_S$ )]			0.816

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[ $\gamma_F$ ]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_{FK}$ ]	693.491	693.491	400.387
Safety yield stress	[S]			634.941
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			12277.6

Stress concentration factor	[ $\alpha$ ]	15.409	13.547	7.167
-----------------------------	--------------	--------	--------	-------

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			147.332
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			12277.6

### 6.2.4 Cross section 'D-D' Smooth shaft

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			61.300
External diameter (mm)	[da]			35.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Notch effect		Smooth shaft		
Mean roughness ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.0	0.0	-4.6	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	3.1	4.6	64.6
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	3.1	-9.2	64.6

Maximum value (static safety) 0.0 5.2 15.6 109.9

Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)

[A, Wb, Wt]	962.1	4209.2	8418.5
-------------	-------	--------	--------

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)

[ $\sigma_{zdm}$ , $\sigma_{bm}$ , $\tau_m$ , $\tau_{qm}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	0.000	-0.544	0.000
[ $\sigma_{zda}$ , $\sigma_{ba}$ , $\tau_a$ , $\tau_{qa}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	0.732	0.544	0.090
[ $\sigma_{zdmax}$ , $\sigma_{bmax}$ , $\tau_{max}$ , $\tau_{qmax}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	1.245	1.851	0.152

Technological size influence	[K1( $\sigma_B$ )]			0.816
	[K1( $\sigma_S$ )]			0.816

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[ $\gamma_F$ ]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_{FK}$ ]	693.491	693.491	400.387
Safety yield stress	[S]			201.621
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			16801.8

Notch effect coefficient	[ $\beta$ ]	1.000	1.000	1.000
--------------------------	-------------	-------	-------	-------

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			846.402
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			70533.5

## 6.2.5 Cross section 'E-E' Shoulder

Comment	Y= 54.90mm				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]				54.900
External diameter (mm)	[da]				35.000
Inner diameter (mm)	[di]				0.000
Notch effect	Shoulder				
[D, r, t] (mm)	44.000	4.000	4.500		
Mean roughness (µm)	[Rz]				8.000
Tension/Compression Bending Torsion Shearing					
Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.0	0.0	-4.6	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	2.7	4.6	64.3
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	2.7	-9.2	64.3
Maximum value (static safety)		0.0	4.5	15.6	109.2
Cross section, moment of resistance: (mm <sup>2</sup> )					
[A, Wb, Wt]		962.1	4209.2	8418.5	
Stresses: (N/mm <sup>2</sup> )					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.000	-0.544	0.000
[σzda, oba, τa, τqa] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.634	0.544	0.089
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	1.079	1.851	0.151
Technological size influence	[K1(σB)]				0.816
	[K1(σS)]				0.816
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 <sup>2</sup> )	[σFK]	693.491	693.491	400.387	
Safety yield stress	[S]				205.003
Required safety	[Smin]				1.200
Result (%)	[S/Smin]				17083.5
Stress concentration factor	[α]	1.754	1.613	1.313	
Present safety	for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:				
Safety against incipient crack	[S]				631.658
Required safety	[Smin]				1.200
Result (%)	[S/Smin]				52638.2

## 6.2.6 Cross section 'F-F' Smooth shaft

Comment					
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]				42.000
External diameter (mm)	[da]				44.000
Inner diameter (mm)	[di]				22.000
Notch effect	Smooth shaft				
Mean roughness (µm)	[Rz]				8.000
Tension/Compression Bending Torsion Shearing					
Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-0.0	0.0	-4.6	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	1.8	4.6	63.1
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-0.0	1.8	-9.2	63.1
Maximum value (static safety)		-0.0	3.1	15.6	107.2
Cross section, moment of resistance: (mm <sup>2</sup> )					
[A, Wb, Wt]		1140.4	7840.2	15680.5	
Stresses: (N/mm <sup>2</sup> )					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm <sup>2</sup> )		-0.000	0.000	-0.292	0.000
[σzda, oba, τa, τqa] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.236	0.292	0.103

[σzdm,σbmax,τmax,τqmax] (N/mm<sup>2</sup>) -0.000 0.401 0.994 0.176

Technological size influence [K1(σB)] 0.816  
[K1(σS)] 0.816

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<sup>2</sup>) [σFK] 693.491 693.491 400.387  
Safety yield stress [S] 392.360  
Required safety [Smin] 1.200  
Result (%) [S/Smin] 32696.7

Notch effect coefficient [β] 1.000 1.000 1.000

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack [S] 1795.117  
Required safety [Smin] 1.200  
Result (%) [S/Smin] 149593.1

## 6.2.7 Cross section 'G-G' Shoulder with relief groove

Comment Y= 16.60mm  
Position (Y-Coordinate) (mm) [y] 16.600  
External diameter (mm) [da] 35.000  
Inner diameter (mm) [di] 22.000  
Notch effect Shoulder with relief groove  
[D, d, D1, r, t1] (mm) 44.000 34.400 35.000 0.800 0.300  
Shape B  
Mean roughness (μm) [Rz] 8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value [Fzdm, Mbm, Tm, Fqm] 0.0 0.0 -1.9 0.0  
Amplitude [Fzda, Mba, Ta, Fqa] 0.0 0.3 1.9 60.9  
Maximum value [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax] 0.0 0.3 -3.8 60.9

Maximum value (static safety) 0.0 0.5 6.5 103.5

Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)

[A, Wb, Wt] 549.3 3327.9 6655.8

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 0.000 -0.286 0.000  
[σzda, oba, ra, τqa] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 0.083 0.286 0.215  
[σzdm,σbmax,τmax,τqmax] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 0.141 0.972 0.365

Technological size influence [K1(σB)] 0.816  
[K1(σS)] 0.816

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<sup>2</sup>) [σFK] 693.491 693.491 400.387  
Safety yield stress [S] 410.619  
Required safety [Smin] 1.200  
Result (%) [S/Smin] 34218.2

Stress concentration factor [α] 2.884 2.582 1.802

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack [S] 1122.488  
Required safety [Smin] 1.200  
Result (%) [S/Smin] 93540.7

## 6.2.8 Cross section 'H-H' Interference fit

Comment	Y= 7.90... 16.30mm		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		16.300
External diameter (mm)	[da]		35.000
Inner diameter (mm)	[di]		22.000

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 ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]		8.000
----------------------------------	------	--	-------

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.0	0.0	-1.9	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	0.3	1.9	60.9
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	0.3	-3.7	60.9

Maximum value (static safety) 0.0 0.4 6.4 103.5

Cross section, moment of resistance: ( $\text{mm}^2$ )				
[A, Wb, Wt]	582.0	3552.2	7104.3	

Stresses: ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )				
$[\sigma_{\text{zdm}}, \sigma_{\text{bm}}, \tau_{\text{m}}, \tau_{\text{qm}}]$ ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	0.000	0.000	-0.263	0.000
$[\sigma_{\text{zda}}, \sigma_{\text{ba}}, \tau_{\text{a}}, \tau_{\text{qa}}]$ ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	0.000	0.073	0.263	0.202
$[\sigma_{\text{zdmax}}, \sigma_{\text{bmax}}, \tau_{\text{max}}, \tau_{\text{qmax}}]$ ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	0.000	0.123	0.894	0.344

Technological size influence	[K1( $\sigma_{\text{B}}$ )]		0.816
	[K1( $\sigma_{\text{S}}$ )]		0.816

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[ $\gamma_{\text{F}}$ ]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	[ $\sigma_{\text{FK}}$ ]	693.491	693.491	400.387
Safety yield stress	[S]			446.503
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			37208.6

Notch effect coefficient [ $\beta$ ] 2.560 2.560 1.702

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		1291.912
Required safety	[Smin]		1.200
Result (%)	[S/Smin]		107659.3

## 6.2.9 Cross section 'I-I' Smooth shaft

Comment			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		12.100
External diameter (mm)	[da]		35.000
Inner diameter (mm)	[di]		22.000

Notch effect Smooth shaft

Mean roughness ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]		8.000
----------------------------------	------	--	-------

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.0	0.0	-1.4	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	0.0	1.4	60.7
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	0.0	-2.8	60.7

Maximum value (static safety) 0.0 0.0 4.7 103.2

Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)  
 [A, Wb, Wt] 582.0 3552.2 7104.3

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)  
 [σ<sub>zdm</sub>, σ<sub>bm</sub>, τ<sub>m</sub>, τ<sub>qm</sub>] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 0.000 -0.195 0.000  
 [σ<sub>zda</sub>, σ<sub>ba</sub>, τ<sub>a</sub>, τ<sub>qa</sub>] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 0.001 0.195 0.202  
 [σ<sub>zdmax</sub>, σ<sub>bmax</sub>, τ<sub>max</sub>, τ<sub>qmax</sub>] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 0.002 0.664 0.343

Technological size influence [K1(σB)] 0.816  
 [K1(σS)] 0.816

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<sup>2</sup>) [σFK] 693.491 693.491 400.387  
 Safety yield stress [S] 603.394  
 Required safety [Smin] 1.200  
 Result (%) [S/Smin] 50282.8

Notch effect coefficient [β] 1.000 1.000 1.000  
 Present safety  
 for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:  
 Safety against incipient crack [S] 3281.506  
 Required safety [Smin] 1.200  
 Result (%) [S/Smin] 273458.8

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: 1688)

---

## **ANEXO J – ANÁLISE COMPUTACIONAL DO VEIO DE ENTRADA EM SEGUNDA VELOCIDADE**

## Shaft

Analysis of main shaft in second speed


Changed on	12.09.2024, 09:39:43
Changed by	Nuno Coelho


Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto  
(4752)  
KISSsoft Release 2023 -SP3

## Contents


<b>1</b>	<b>Messages</b>	3
<b>2</b>	<b>Input data</b>	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
<b>3</b>	<b>Shaft definition (Main shaft)</b>	4
3.1	Outer contour	5
3.2	Inner contour	6
3.3	Forces	6
3.4	Bearing	8
<b>4</b>	<b>Gears</b>	9
4.1	Shaft 'Main shaft': Cylindrical gear 'Gear 2'	9
4.2	Shaft 'Main shaft': Cylindrical gear 'Gear 1'	10
<b>5</b>	<b>Results</b>	11
5.1	Shafts	11
5.2	Bearing	12
5.3	'Main shaft' Rolling bearing 'Bearing 2'	12
5.4	'Main shaft' Rolling bearing 'Bearing 1'	14
5.5	Damage relative to the required service life ( $L_{req} = 2103$ h)	16
5.6	Utilization relative to the required service life ( $L_{req} = 2103$ h)	17
5.7	Calculation of the factors required to define reliability $R(t)$ using the Weibull distribution. $t$ in (h)	17
<b>6</b>	<b>Strength calculation according to DIN 743:2012</b>	18
6.1	Summary	18
6.2	Calculation details	20

## 1 Messages


 Calculation is consistent.


 In the rolling bearing database, the data for the internal geometry (e.g. number of rolling elements, rolling element diameter, etc.) is not completely available for the bearing "SKF 16007".


For calculations based on the bearing internal geometry, the data as available in the database are used. The missing data are estimated and documented in the protocol.

 In the rolling bearing database, the data for the internal geometry (e.g. number of rolling elements, rolling element diameter, etc.) is not completely available for the bearing "SKF 16004".

For calculations based on the bearing internal geometry, the data as available in the database are used. The missing data are estimated and documented in the protocol.

 Cross section C-C:  
Radius is wrong.  
( $r = 0.01 \text{ mm}$ )

 Cross section A-A:  
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.

 Cross section H-H:  
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 'Main shaft'

Drawing		
Initial position (mm)		0.000
Length (mm)		83.400
Speed (1/min)		2300.097
Direction of rotation:	clockwise	
Material	20 MnCr 5	
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)		85.000
Mass of shaft (kg)		0.608
Note: mass stands for the shaft only without considering the gears		
Mass of shaft, including additional masses (kg)		0.735

Mass moment of inertia ( $\text{kg}\cdot\text{mm}^2$ )	207.175
Momentum of mass $\text{GD}2$ ( $\text{Nm}^2$ )	0.008

## 2.2 Weight force

Weight towards	0.000		
Weight towards		0.000	
Weight towards			-1.000

## 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 ( $^{\circ}\text{C}$ )	25.000
--	--------

## 2.7 Load applications

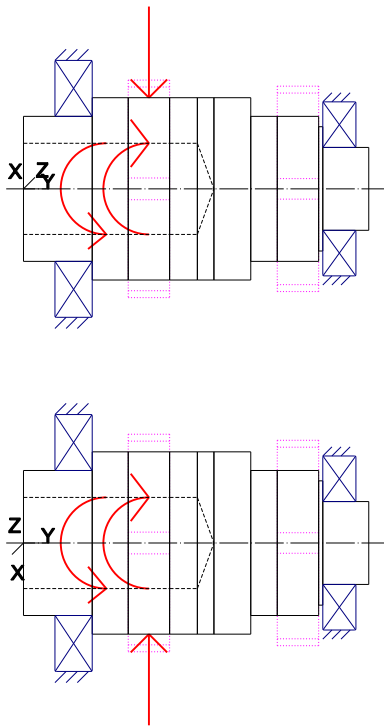


Figure: Load applications

## 3 Shaft definition (Main shaft)

## 3.1 Outer contour

### 3.1.1 Cylinder (Zylinder), 0.000mm ...16.600mm

Diameter (mm)	[d]	35.0000
Length (mm)	[l]	16.6000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Square groove (Square groove)

b=1.60 (mm), t=1.00 (mm), r=0.10 (mm), Rz=32.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Relief groove right (Relief groove right)

r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Chamfer left (Chamfer left)

l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

### 3.1.2 Cylinder (Zylinder), 16.600mm ...54.900mm

Diameter (mm)	[d]	44.0000
Length (mm)	[l]	38.3000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)

l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer right (Chamfer right)

l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

### 3.1.3 Cylinder (Zylinder), 54.900mm ...71.300mm

Diameter (mm)	[d]	35.0000
Length (mm)	[l]	16.4000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Radius left (Radius left)

r=4.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

### 3.1.4 Cylinder (Cylinder), 71.300mm ...72.300mm

Diameter (mm)	[d]	30.0000
Length (mm)	[l]	1.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)

l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

### 3.1.5 Cylinder (Zylinder), 72.300mm ...83.400mm

Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	11.1000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Square groove (Square groove)

b=1.30 (mm), t=0.55 (mm), r=0.10 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Relief groove left (Relief groove left)

r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Chamfer right (Chamfer right)

l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

## 3.2 Inner contour

### 3.2.1 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 0.000mm ...42.000mm

Diameter (mm)	[d]	22.0000
Length (mm)	[l]	42.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	32.0000

### 3.2.2 Conical bore (Conical bore), 42.000mm ...46.000mm

Diameter left (mm)	[d]	22.0000
Diameter right (mm)	[d]	0.0000
Length (mm)	[l]	4.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

## 3.3 Forces

### 3.3.1 Cylindrical gear (Gear 2)

Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	30.3000
Position in global system (mm)	[y <sub>global</sub> ]	30.3000
Operating pitch diameter (mm)		52.5000
Spur gear		
Working pressure angle at normal section (°)		26.4986
Position of contact (°)		10.7843
Length of load application (mm)		10.0000
Power (kW)		4.2098
Torque (Nm)		-17.4777

### Load spectrum, driving (output)

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	14.2612	1350.0000	-1.2960	-9.1670
2	10.5303	1350.0000	-2.5919	-18.3340
3	4.0999	1350.0000	-3.8879	-27.5010
4	0.8187	1350.0000	-5.1838	-36.6680
5	0.4246	1350.0000	-6.4798	-45.8350
6	11.1371	2700.0000	-2.5919	-9.1670
7	23.9813	2700.0000	-5.1838	-18.3340
8	0.7798	2700.0000	-7.7757	-27.5010
9	1.0883	4049.9999	-3.8879	-9.1670
10	17.3753	4049.9999	-7.7757	-18.3340
11	3.8347	4049.9999	-11.6636	-27.5010
12	2.3833	1350.0000	1.2960	9.1670
13	4.5879	1350.0000	2.5919	18.3340
14	2.7827	1350.0000	3.8879	27.5010
15	0.2181	1350.0000	5.1838	36.6680
16	0.3057	2700.0000	2.5919	9.1670
17	1.2383	2700.0000	5.1838	18.3340
18	0.1528	2700.0000	7.7757	27.5010

No.	Axial force (N)	Shearing force X (N)	Shearing force Z (N)	Bending moment X (Nm)	Bending moment Z (Nm)
1	0.0000	-236.3715	310.4742	-0.0000	0.0000
2	0.0000	-472.7429	620.9484	-0.0000	0.0000
3	0.0000	-709.1144	931.4226	-0.0000	0.0000

4	0.0000	-945.4858	1241.8968	-0.0000	0.0000
5	0.0000	-1181.8573	1552.3710	-0.0000	0.0000
6	0.0000	-236.3715	310.4742	-0.0000	0.0000
7	0.0000	-472.7429	620.9484	-0.0000	0.0000
8	0.0000	-709.1144	931.4226	-0.0000	0.0000
9	0.0000	-236.3715	310.4742	-0.0000	0.0000
10	0.0000	-472.7429	620.9484	-0.0000	0.0000
11	0.0000	-709.1144	931.4226	-0.0000	0.0000
12	-0.0000	-105.6853	-375.6279	0.0000	-0.0000
13	-0.0000	-211.3706	-751.2558	0.0000	-0.0000
14	-0.0000	-317.0560	-1126.8837	0.0000	-0.0000
15	-0.0000	-422.7413	-1502.5115	0.0000	-0.0000
16	-0.0000	-105.6853	-375.6279	0.0000	-0.0000
17	-0.0000	-211.3706	-751.2558	0.0000	-0.0000
18	-0.0000	-317.0560	-1126.8837	0.0000	-0.0000

### 3.3.2 Cylindrical gear (Gear 1)

Position on shaft (mm) [Y <sub>local</sub> ]	66.3000
Position in global system (mm) [Y <sub>global</sub> ]	66.3000
Operating pitch diameter (mm)	49.5738
Spur gear	
Working pressure angle at normal section (°)	24.5138
Position of contact (°)	10.7843
Length of load application (mm)	10.0000
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

### 3.3.3 Coupling (Input)

Position on shaft (mm) [Y <sub>local</sub> ]	20.0000
Position in global system (mm) [Y <sub>global</sub> ]	20.0000
Effective diameter (mm)	22.0000
Radial force factor (-)	0.0000
Direction of the radial force (°)	0.0000
Axial force factor (-)	0.0000
Length of load application (mm)	40.0000
Power (kW)	4.2098
Torque (Nm)	17.4777
Mass (kg)	0.0000
Mass moment of inertia J <sub>p</sub> (kg*m <sup>2</sup> )	0.0000e+00
Mass moment of inertia J <sub>xx</sub> (kg*m <sup>2</sup> )	0.0000e+00
Mass moment of inertia J <sub>zz</sub> (kg*m <sup>2</sup> )	0.0000e+00
Eccentricity (mm)	0.0000

### Load spectrum, driven (input)

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	14.2612	1350.0000	1.2960	9.1670
2	10.5303	1350.0000	2.5919	18.3340
3	4.0999	1350.0000	3.8879	27.5010
4	0.8187	1350.0000	5.1838	36.6680

5	0.4246	1350.0000	6.4798	45.8350
6	11.1371	2700.0000	2.5919	9.1670
7	23.9813	2700.0000	5.1838	18.3340
8	0.7798	2700.0000	7.7757	27.5010
9	1.0883	4049.9999	3.8879	9.1670
10	17.3753	4049.9999	7.7757	18.3340
11	3.8347	4049.9999	11.6636	27.5010
12	2.3833	1350.0000	-1.2960	-9.1670
13	4.5879	1350.0000	-2.5919	-18.3340
14	2.7827	1350.0000	-3.8879	-27.5010
15	0.2181	1350.0000	-5.1838	-36.6680
16	0.3057	2700.0000	-2.5919	-9.1670
17	1.2383	2700.0000	-5.1838	-18.3340
18	0.1528	2700.0000	-7.7757	-27.5010

No.	Axial force (N)	Shearing force X (N)	Shearing force Z (N)
1	0.0000	0.0000	0.0000
2	0.0000	0.0000	0.0000
3	0.0000	0.0000	0.0000
4	0.0000	0.0000	0.0000
5	0.0000	0.0000	0.0000
6	0.0000	0.0000	0.0000
7	0.0000	0.0000	0.0000
8	0.0000	0.0000	0.0000
9	0.0000	0.0000	0.0000
10	0.0000	0.0000	0.0000
11	0.0000	0.0000	0.0000
12	0.0000	-0.0000	-0.0000
13	0.0000	-0.0000	-0.0000
14	0.0000	-0.0000	-0.0000
15	0.0000	-0.0000	-0.0000
16	0.0000	-0.0000	-0.0000
17	0.0000	-0.0000	-0.0000
18	0.0000	-0.0000	-0.0000

## 3.4 Bearing

### 3.4.1 Bearing 2 (SKF 16007)

Bearing type		Deep groove ball bearing (single row) SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y <sub>lokal</sub> ]	12.100
Bearing position (mm)	[y <sub>global</sub> ]	12.100
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	35.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	9.000
Corner radius (mm)	[r]	0.300

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

Nominal diametral clearance* ( $\mu\text{m}$ ) [Pd0] (* ISO 5753-1:2009 C0)		13.000
Nominal axial clearance ( $\mu\text{m}$ ) [Pe]		127.832
Basic static load rating (kN) [C <sub>0</sub> ]		8.150
Basic dynamic load rating (kN) [C]		13.000
Fatigue load limit (kN) [C <sub>u</sub> ]		0.375
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN) [C <sub>theo</sub> ]		12.256
Basic static load rating (kN) [C <sub>otheo</sub> ]		8.796
Correction factor Basic dynamic load rating [f <sub>c</sub> ]		1.000
Correction factor Basic static load rating [f <sub>co</sub> ]		1.000

### 3.4.2 Bearing 1 (SKF 16004)

Bearing type		Deep groove ball bearing (single row) SKF Explorer
Bearing position (mm) [Y <sub>lokal</sub> ]		76.300
Bearing position (mm) [Y <sub>global</sub> ]		76.300
Attachment of external ring		Free bearing
Inner diameter (mm) [d]		20.000
External diameter (mm) [D]		42.000
Width (mm) [b]		8.000
Corner radius (mm) [r]		0.300

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

Nominal diametral clearance* ( $\mu\text{m}$ ) [Pd0] (* ISO 5753-1:2009 C0)		12.500
Nominal axial clearance ( $\mu\text{m}$ ) [Pe]		111.102
Basic static load rating (kN) [C <sub>0</sub> ]		4.050
Basic dynamic load rating (kN) [C]		7.280
Fatigue load limit (kN) [C <sub>u</sub> ]		0.173
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN) [C <sub>theo</sub> ]		6.949
Basic static load rating (kN) [C <sub>otheo</sub> ]		4.085
Correction factor Basic dynamic load rating [f <sub>c</sub> ]		1.000
Correction factor Basic static load rating [f <sub>co</sub> ]		1.000

## 4 Gears

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

### 4.1 Shaft 'Main shaft': Cylindrical gear 'Gear 2'

Center point [y]		30.300 mm
<b>Left side of the gear</b>		
Position (Y-coordinate) [y]		25.300 mm
Second moment of area [I <sub>zz</sub> ]		254548.478 mm <sup>4</sup>
Product E·I [E·I <sub>zz</sub> ]		52436.986 Nm <sup>2</sup>
<b>Right side of the gear</b>		
Position (Y-coordinate) [y]		35.300 mm
Second moment of area [I <sub>zz</sub> ]		254548.478 mm <sup>4</sup>
Product E·I [E·I <sub>zz</sub> ]		52436.986 Nm <sup>2</sup>
Mass [m]		0.050 kg
Center of mass [y <sub>s</sub> ]		30.300 mm
Polar mass moment of inertia [J <sub>p</sub> ]		2.9586e-05 kg·m <sup>2</sup>
Mass moment of inertia [J <sub>xx</sub> ]		1.5213e-05 kg·m <sup>2</sup>
Mass moment of inertia [J <sub>zz</sub> ]		1.5213e-05 kg·m <sup>2</sup>

## 4.2 Shaft 'Main shaft': Cylindrical gear 'Gear 1'

Center point	[y]	66.300 mm
<b>Left side of the gear</b>		
Position (Y-coordinate)	[y]	61.300 mm
Second moment of area	[I <sub>zz</sub> ]	156961.336 mm <sup>4</sup>
Product E·I	[E·I <sub>zz</sub> ]	32334.035 Nm <sup>2</sup>
<b>Right side of the gear</b>		
Position (Y-coordinate)	[y]	71.300 mm
Second moment of area	[I <sub>zz</sub> ]	156961.336 mm <sup>4</sup>
Product E·I	[E·I <sub>zz</sub> ]	32334.035 Nm <sup>2</sup>
Mass	[m]	0.076 kg
Center of mass	[y <sub>s</sub> ]	66.300 mm
Polar mass moment of inertia	[J <sub>p</sub> ]	3.4891e-05 kg·m <sup>2</sup>
Mass moment of inertia	[J <sub>xx</sub> ]	1.8077e-05 kg·m <sup>2</sup>
Mass moment of inertia	[J <sub>zz</sub> ]	1.8077e-05 kg·m <sup>2</sup>

## 5 Results

Note: the maximum deflection and torsion of the shaft under torque, the life modification factor  $a_{ISO}$ , and the bearing's minimum lubricant film thickness EHL, are predefined for the first load bin.

### 5.1 Shafts

Maximum deflection ( $\mu\text{m}$ )	23.030
Position of the maximum (mm)	0.000
Mass center of gravity (mm)	40.862
Total axial load (N)	0.000
Torsion of the shaft under torque ( $^\circ$ ) (Difference between left and right shaft end)	-0.001

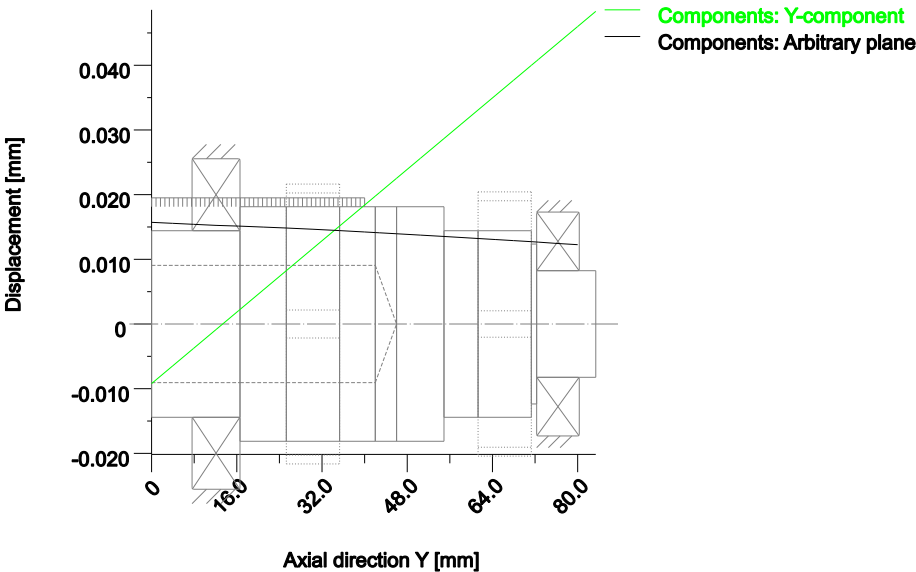
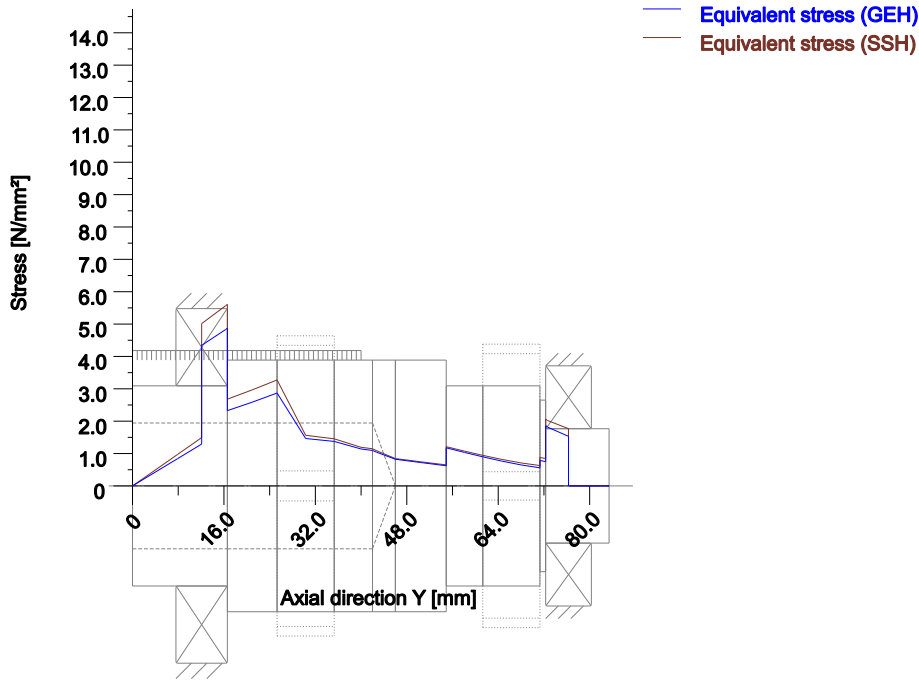


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 127.7026411 127)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations  
 GEH(von Mises):  $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$   
 SSH(Tresca):  $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

## 5.2 Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance (ISO 281)	[u <sub>A</sub> ]	10.00	µm
Lubricant		Klüberoil GEM 1-460 N	
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	85.00	°C
Rolling bearing rating life according to ISO/TS 16281:2008			

## 5.3 'Main shaft' Rolling bearing 'Bearing 2'

Position (Y-coordinate)	[y]	12.10	mm
Minimum EHL lubricant film thickness		[h <sub>min</sub> ]	0.181 µm
Spin to roll ratio	[ω <sub>s</sub> /ω <sub>roll</sub> ]	0.000	
Life modification factor for reliability	[a <sub>i</sub> ]	1.000	

### 5.3.1 Operating bearing clearance

Clearance change not considered in the calculation of the operating bearing clearance

#	ΔP <sub>d</sub> [µm]	P <sub>d</sub> [µm]
1	0.000	13.00 0
2	0.000	13.00 0
3	0.000	13.00 0
4	0.000	13.00 0
5	0.000	13.00 0

6	0.000	13.00 0
7	0.000	13.00 0
8	0.000	13.00 0
9	0.000	13.00 0
10	0.000	13.00 0
11	0.000	13.00 0
12	0.000	13.00 0
13	0.000	13.00 0
14	0.000	13.00 0
15	0.000	13.00 0
16	0.000	13.00 0
17	0.000	13.00 0
18	0.000	13.00 0

# ... Load bin

$\Delta P_d$  ... Total diametral clearance change

$P_d = P_{d0} + \Delta P_d$  ... Operating diametral clearance

### 5.3.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Klüberoil GEM 1-460 N	
Load ratio	[C/P]	46.999
Operating viscosity	[ $\nu$ ]	49.935 mm <sup>2</sup> /s
Reference viscosity	[ $\nu_r$ ]	0.000 mm <sup>2</sup> /s
Basic rating life	[ $L_{10h}$ ]	76060.050 h
Bearing rating life	[ $L_{nh}$ ]	76060.050 h
Static safety factor	[ $S_0$ ]	5.843

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

Fatigue load limit	[ $C_u$ ]	0.375 kN
Dynamic equivalent reference load	[ $P_{ref}$ ]	1.486 kN
Basic reference rating life	[ $L_{10rh}$ ]	56252.844 h
Reference rating life	[ $L_{nm}$ ]	56252.844 h

Maximum contact stress	[ $p_{max}$ ]	2282.538 N/mm <sup>2</sup>
Static equivalent load	[ $P_{0ref}$ ]	0.006 kN
Effective static safety factor	[ $S_{0w}$ ]	6.230
Static safety factor	[ $S_{0ref}$ ]	4.967

( $S_{0w} = (p_0 / p_{max})^n$ ,  $S_{0ref} = C_0 / P_{0ref}$ )

### 5.3.4 Bearing reactions

	Bearing reaction force				Bearing reaction moment		
	$F_x$ (kN)	$F_y$ (kN)	$F_z$ (kN)	$F_r$ (kN)	$M_x$ (Nm)	$M_z$ (Nm)	$M_r$ (Nm)
1	0.169	0.000	-0.219	0.277	0.000	-0.000	0.000
2	0.339	0.000	-0.441	0.556	-0.000	0.001	0.001
3	0.508	0.000	-0.664	0.836	0.000	0.001	0.001
4	0.677	0.000	-0.886	1.115	0.001	0.001	0.002
5	0.847	0.000	-1.108	1.395	0.003	0.000	0.003
6	0.169	0.000	-0.219	0.277	0.000	-0.000	0.000
7	0.339	0.000	-0.441	0.556	-0.000	0.001	0.001

8	0.508	0.000	-0.664	0.836	0.000	0.001	0.001
9	0.169	0.000	-0.219	0.277	0.000	-0.000	0.000
10	0.339	0.000	-0.441	0.556	-0.000	0.001	0.001
11	0.508	0.000	-0.664	0.836	0.000	0.001	0.001
12	0.076	0.000	0.273	0.283	-0.000	-0.000	0.000
13	0.151	0.000	0.542	0.563	-0.000	-0.001	0.001
14	0.227	0.000	0.811	0.842	-0.001	-0.000	0.001
15	0.303	0.000	1.080	1.122	-0.002	0.001	0.002
16	0.076	0.000	0.273	0.283	-0.000	-0.000	0.000
17	0.151	0.000	0.542	0.563	-0.000	-0.001	0.001
18	0.227	0.000	0.811	0.842	-0.001	-0.000	0.001

	Displacement of bearing			Misalignment of bearing			
	$u_x$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_y$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_z$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_r$ ( $\mu\text{m}$ )	$r_x$ (mrad)	$r_z$ (mrad)	$r_r$ (mrad)
1	-7.672	-0.659	9.863	12.495	-0.024	-0.017	0.029
2	-9.452	-0.877	12.287	15.502	-0.030	-0.027	0.040
3	-10.935	-1.053	14.299	18.001	-0.037	-0.031	0.049
4	-12.256	-1.211	16.088	20.224	-0.045	-0.034	0.056
5	-13.468	-1.354	17.730	22.265	-0.052	-0.036	0.063
6	-7.672	-0.659	9.863	12.495	-0.024	-0.017	0.029
7	-9.452	-0.877	12.287	15.502	-0.030	-0.027	0.040
8	-10.935	-1.053	14.299	18.001	-0.037	-0.031	0.049
9	-7.672	-0.659	9.863	12.495	-0.024	-0.017	0.029
10	-9.452	-0.877	12.287	15.502	-0.030	-0.027	0.040
11	-10.935	-1.053	14.299	18.001	-0.037	-0.031	0.049
12	-3.281	-0.626	-12.139	12.575	0.027	-0.005	0.028
13	-4.157	-0.855	-15.002	15.567	0.039	-0.006	0.039
14	-4.898	-1.046	-17.384	18.060	0.047	-0.011	0.048
15	-5.560	-1.212	-19.504	20.281	0.054	-0.015	0.056
16	-3.281	-0.626	-12.139	12.575	0.027	-0.005	0.028
17	-4.157	-0.855	-15.002	15.567	0.039	-0.006	0.039
18	-4.898	-1.046	-17.384	18.060	0.047	-0.011	0.048

#### 5.4 'Main shaft' Rolling bearing 'Bearing 1'

Position (Y-coordinate)	[y]	76.30	mm
Minimum EHL lubricant film thickness		[ $h_{\min}$ ]	0.122 $\mu\text{m}$
Spin to roll ratio	[ $\omega_s/\omega_{\text{roll}}$ ]	0.000	
Life modification factor for reliability [ $a_1$ ]		1.000	

##### 5.4.1 Operating bearing clearance

Clearance change not considered in the calculation of the operating bearing clearance

#	$\Delta P_d$ [ $\mu\text{m}$ ]	$P_d$ [ $\mu\text{m}$ ]
1	0.000	12.50 0
2	0.000	12.50 0
3	0.000	12.50 0
4	0.000	12.50 0
5	0.000	12.50

		0
6	0.000	12.50 0
7	0.000	12.50 0
8	0.000	12.50 0
9	0.000	12.50 0
10	0.000	12.50 0
11	0.000	12.50 0
12	0.000	12.50 0
13	0.000	12.50 0
14	0.000	12.50 0
15	0.000	12.50 0
16	0.000	12.50 0
17	0.000	12.50 0
18	0.000	12.50 0

# ... Load bin

$\Delta P_d$  ... Total diametral clearance change

$P_d = P_{d0} + \Delta P_d$  ... Operating diametral clearance

#### 5.4.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Klüberoil GEM 1-460 N	
Load ratio	[C/P]	67.460
Operating viscosity	[ $\nu$ ]	49.935 mm <sup>2</sup> /s
Reference viscosity	[ $\nu_i$ ]	0.000 mm <sup>2</sup> /s
Basic rating life	[ $L_{10h}$ ]	218772.797 h
Bearing rating life	[ $L_{nh}$ ]	218772.797 h
Static safety factor	[ $S_0$ ]	7.358

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

Fatigue load limit	[ $C_U$ ]	0.173 kN
Dynamic equivalent reference load	[ $P_{ref}$ ]	0.605 kN
Basic reference rating life	[ $L_{10rh}$ ]	147020.298 h
Reference rating life	[ $L_{nrh}$ ]	147020.298 h
Maximum contact stress	[ $p_{max}$ ]	2196.909 N/mm <sup>2</sup>
Static equivalent load	[ $P_{0ref}$ ]	0.007 kN
Effective static safety factor	[ $S_{0w}$ ]	6.987
Static safety factor	[ $S_{0ref}$ ]	5.819

( $S_{0w} = (p_0 / p_{max})^n$ ,  $S_{0ref} = C_0 / P_{0ref}$ )

#### 5.4.4 Bearing reactions

	Bearing reaction force				Bearing reaction moment		
	$F_x$ (kN)	$F_y$ (kN)	$F_z$ (kN)	$F_r$ (kN)	$M_x$ (Nm)	$M_z$ (Nm)	$M_r$ (Nm)
1	0.067	0.000	-0.085	0.108	0.000	0.000	0.000
2	0.134	0.000	-0.173	0.219	0.001	0.001	0.001
3	0.201	0.000	-0.261	0.329	0.001	0.001	0.001
4	0.268	0.000	-0.349	0.440	0.001	0.001	0.001
5	0.335	0.000	-0.437	0.550	0.001	0.001	0.001
6	0.067	0.000	-0.085	0.108	0.000	0.000	0.000

7	0.134	0.000	-0.173	0.219	0.001	0.001	0.001
8	0.201	0.000	-0.261	0.329	0.001	0.001	0.001
9	0.067	0.000	-0.085	0.108	0.000	0.000	0.000
10	0.134	0.000	-0.173	0.219	0.001	0.001	0.001
11	0.201	0.000	-0.261	0.329	0.001	0.001	0.001
12	0.030	0.000	0.110	0.114	-0.000	0.000	0.000
13	0.060	0.000	0.216	0.225	-0.001	0.000	0.001
14	0.090	0.000	0.323	0.335	-0.001	0.000	0.001
15	0.120	0.000	0.429	0.446	-0.001	0.000	0.001
16	0.030	0.000	0.110	0.114	-0.000	0.000	0.000
17	0.060	0.000	0.216	0.225	-0.001	0.000	0.001
18	0.090	0.000	0.323	0.335	-0.001	0.000	0.001

### Displacement of bearing

### Misalignment of bearing

	$u_x$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_y$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_z$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_r$ ( $\mu\text{m}$ )	$r_x$ (mrad)	$r_z$ (mrad)	$r_r$ (mrad)
1	-6.477	43.639	8.219	10.464	-0.028	-0.020	0.034
2	-7.553	43.421	10.123	12.630	-0.038	-0.033	0.050
3	-8.624	43.245	11.537	14.404	-0.050	-0.041	0.064
4	-9.671	43.087	12.702	15.965	-0.062	-0.047	0.077
5	-10.643	42.944	13.757	17.394	-0.073	-0.052	0.090
6	-6.477	43.639	8.219	10.464	-0.028	-0.020	0.034
7	-7.553	43.421	10.123	12.630	-0.038	-0.033	0.050
8	-8.624	43.245	11.537	14.404	-0.050	-0.041	0.064
9	-6.477	43.639	8.219	10.464	-0.028	-0.020	0.034
10	-7.553	43.421	10.123	12.630	-0.038	-0.033	0.050
11	-8.624	43.245	11.537	14.404	-0.050	-0.041	0.064
12	-2.908	43.672	-10.228	10.633	0.033	-0.007	0.033
13	-3.698	43.443	-12.211	12.758	0.049	-0.009	0.050
14	-4.084	43.252	-13.895	14.483	0.062	-0.015	0.064
15	-4.402	43.086	-15.398	16.015	0.075	-0.021	0.078
16	-2.908	43.672	-10.228	10.633	0.033	-0.007	0.033
17	-3.698	43.443	-12.211	12.758	0.049	-0.009	0.050
18	-4.084	43.252	-13.895	14.483	0.062	-0.015	0.064

(\*) 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 C<sub>0</sub> (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 ( $L_{\text{req}} = 2103 \text{ h}$ )

Wälzlagerschäden pro Lastkollektiv-Element (%)		
Load bin	B1	B2
1	0.04	0.01
2	0.20	0.07
3	0.24	0.09
4	0.11	0.04
5	0.11	0.04
6	0.06	0.02
7	0.89	0.34
8	0.09	0.04

9	0.01	0.00
10	0.97	0.37
11	0.67	0.26
12	0.01	0.00
13	0.09	0.04
14	0.17	0.07
15	0.03	0.01
16	0.00	0.00
17	0.05	0.02
18	0.02	0.01
<b>Σ</b>	<b>3.74</b>	<b>1.43</b>

Note: Damage =  $L_{req}/L_n$

B1 : Bearing 2 (SKF 16007)  
 B2 : Bearing 1 (SKF 16004)

### 5.6 Utilization relative to the required service life ( $L_{req} = 2103$ h)

Rolling bearings	B1	B2
Utilization (%)	33.44	24.27

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

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

B1 : Bearing 2 (SKF 16007)  
 B2 : Bearing 1 (SKF 16004)

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

Calculation method: Bertsche

Bearing	p	fac	b	t0	T	R(H)%
1	Bearing	5517	110	6.207e+07	1.983e+09	100.00
2	Bearing	2111	110	6.207e+07	1.983e+09	100.00

Reliability of the configuration for required service life (%)99.00

## 6 Strength calculation according to DIN 743:2012

### 6.1 Summary

Main shaft

Material	20 MnCr 5
Material type	Case hardening steel
Material treatment	case-hardened
Surface treatment	No

Calculation of static strength

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	72.60	Interference fit
B-B	72.30	Shoulder with relief groove
C-C	71.30	Shoulder
D-D	61.30	Smooth shaft
E-E	54.90	Shoulder
F-F	42.00	Smooth shaft
G-G	16.60	Shoulder with relief groove
H-H	16.30	Interference fit
I-I	12.10	Smooth shaft

Results:

Cross section	SS	SA
A-A	800.84	1183.54
B-B	676.09	950.47
C-C	2000.03	464.09
D-D	1054.62	3315.22
E-E	737.24	1437.04
F-F	852.44	2679.66
G-G	385.27	790.13
H-H	421.36	910.12
I-I	603.39	3281.29

Nominal safety:                      1.20      1.20

Abbreviations:

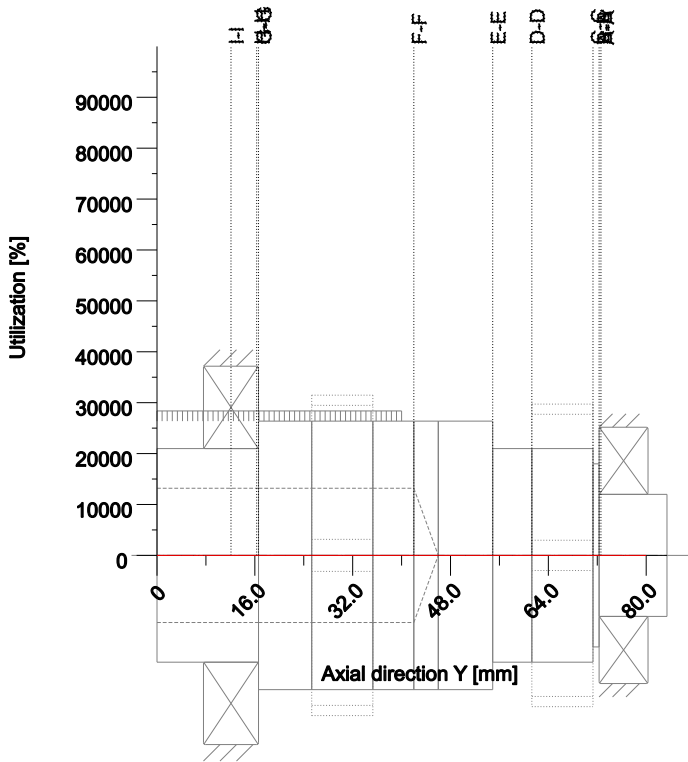
SS: Safety against yield point  
SA: Safety against incipient crack

Service life (h)	[Hatt]	0.00
Damage (%)	[D]	0.00

#### 6.1.1 Utilization (%)

Cross section	Static (yield point)
A-A	0.15
B-B	0.18
C-C	0.26
D-D	0.11
E-E	0.16
F-F	0.14
G-G	0.31
H-H	0.28
I-I	0.20

Maximum utilization (%)	[A]	0.311
-------------------------	-----	-------



Utilization =  $S_{min}/S$  (%)

Figure: Strength (nominal load)

## 6.2 Calculation details

### General statements

Label	Main shaft		
Drawing			
Length (mm)	[l]	83.40	
lcElem =	0		
Speed (1/min)	[n]	2300.10	

Material	20 MnCr 5
Material type	Case hardening steel
Material treatment	case-hardened
Surface treatment	No

		Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation		1.700	1.700	1.700	1.700

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
$\sigma_B$ according to DIN 743 (at dB) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_B$ ]	1200.00
$\sigma_B$ according to DIN 743 (at dB) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_S$ ]	850.00
[ $\sigma_{dW}$ ], bei dB (N/mm <sup>2</sup> )		480.00
[ $\sigma_{bW}$ ], bei dB (N/mm <sup>2</sup> )		600.00
[ $\tau_{tW}$ ], bei dB (N/mm <sup>2</sup> )		360.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	45.00
Material data calculated with K1(d), according to DIN 743/3		
Material strength calculated from size of raw material		
Geometric size factor K1d calculated from raw material diameter		
[ $\sigma_{Beff}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		979.05
[ $\sigma_{Seff}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		693.49
[ $\sigma_{bFK}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		693.49
[ $\tau_{tFK}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		400.39

[ $\sigma_{BRand}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	2180.00
[ $\sigma_{dW}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	391.62
[ $\sigma_{bW}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	489.52
[ $\tau_{tW}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	293.71

## 6.2.1 Cross section 'A-A' Interference fit

Comment Y= 72.60... 80.00mm

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	72.600
External diameter (mm)	[da]	20.000
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 ( $\mu\text{m}$ )	[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	0.400	0.000	108.121
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	0.400	0.000	108.121

Maximum value (static safety)	0.0	0.7	0.0	183.8
Maximum value[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	0.4	0.0	108.1

Maximum value (static safety)	0.0	0.7	0.0	183.8
-------------------------------	-----	-----	-----	-------

Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)

[A, Wb, Wt]	314.159	785.398	1570.796
-------------	---------	---------	----------

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)

[ $\sigma_{dm}$ , $\sigma_{bm}$ , $\tau_m$ , $\tau_{qm}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	0.000	0.000	0.000
[ $\sigma_{da}$ , $\sigma_{ba}$ , $\tau_a$ , $\tau_{qa}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	0.509	0.000	0.459
[ $\sigma_{dmax}$ , $\sigma_{bmax}$ , $\tau_{max}$ , $\tau_{qmax}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	0.866	0.000	0.780

Technological size influence	[K1( $\sigma_B$ )]	0.816
	[K1( $\sigma_S$ )]	0.816

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[ $\gamma_F$ ]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_{FK}$ ]	693.491	693.491	400.387
Safety yield stress	[S]			800.840
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			66736.7

Notch effect coefficient	[ $\beta$ ]	2.127	2.127	1.507
--------------------------	-------------	-------	-------	-------

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]	1183.541
Required safety	[Smin]	1.200
Result (%)	[S/Smin]	98628.5

## 6.2.2 Cross section 'B-B' Shoulder with relief groove

Comment Y= 72.30mm

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	72.300
External diameter (mm)	[da]	20.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000

Notch effect Shoulder with relief groove

[D, d, D1, r, t1] (mm)	30.000	19.400	20.000	0.800	0.300
Shape B					
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	0.433	0.000	108.126
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	0.433	0.000	108.126
Maximum value (static safety)		0.0	0.7	0.0	183.8
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	0.4	0.0	108.1
Maximum value (static safety)		0.0	0.7	0.0	183.8
Cross section, moment of resistance: (mm <sup>2</sup> )					
[A, Wb, Wt]	295.592	716.812	1433.623		
Stresses: (N/mm <sup>2</sup> )					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.603	0.000	0.488
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	1.026	0.000	0.829
Technological size influence	[K1(σB)]				0.816
	[K1(σS)]				0.816
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 <sup>2</sup> )	[σFK]	693.491	693.491	400.387	
Safety yield stress	[S]				676.089
Required safety	[Smin]				1.200
Result (%)	[S/Smin]				56340.7
Stress concentration factor	[α]	2.522	2.236	1.650	
Present safety					
for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:					
Safety against incipient crack	[S]				950.472
Required safety	[Smin]				1.200
Result (%)	[S/Smin]				79206.0
<b>6.2.3 Cross section 'C-C' Shoulder</b>					
Comment					
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]				71.300
External diameter (mm)	[da]				30.000
Inner diameter (mm)	[di]				0.000
Notch effect			Shoulder		
[D, r, t] (mm)	35.000	0.010	2.500		
Mean roughness (µm)			[Rz]		8.000
Tension/Compression Bending Torsion Shearing					
Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.0	0.0	0.0	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	0.5	0.0	108.2
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	0.5	0.0	108.2
Maximum value (static safety)		0.0	0.9	0.0	183.9
Cross section, moment of resistance: (mm <sup>2</sup> )					
[A, Wb, Wt]	706.9	2650.7	5301.4		
Stresses: (N/mm <sup>2</sup> )					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.204	0.000	0.204
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.347	0.000	0.347

Technological size influence	[K1( $\sigma_B$ )]			0.816
	[K1( $\sigma_S$ )]			0.816

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[ $\gamma_F$ ]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_{FK}$ ]	693.491	693.491	400.387
Safety yield stress	[S]			2000.025
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			38673.8

Stress concentration factor	[ $\alpha$ ]	15.409	13.547	7.167
-----------------------------	--------------	--------	--------	-------

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			464.086
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			38673.8

## 6.2.4 Cross section 'D-D' Smooth shaft

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			61.300
External diameter (mm)	[da]			35.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Notch effect		Smooth shaft		
Mean roughness ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.0	0.0	0.0	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	1.6	0.0	109.3
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	1.6	0.0	109.3

Maximum value (static safety)		0.0	2.8	0.0	185.9
-------------------------------	--	-----	-----	-----	-------

Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)

[A, Wb, Wt]		962.1	4209.2	8418.5
-------------	--	-------	--------	--------

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)

[ $\sigma_{zdm}$ , $\sigma_{bm}$ , $\tau_m$ , $\tau_{qm}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.000	0.000	0.000
[ $\sigma_{zda}$ , $\sigma_{ba}$ , $\tau_a$ , $\tau_{qa}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.387	0.000	0.152
[ $\sigma_{zdmax}$ , $\sigma_{bmax}$ , $\tau_{max}$ , $\tau_{qmax}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.658	0.000	0.258

Technological size influence	[K1( $\sigma_B$ )]			0.816
	[K1( $\sigma_S$ )]			0.816

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[ $\gamma_F$ ]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_{FK}$ ]	693.491	693.491	400.387
Safety yield stress	[S]			1054.621
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			87885.1

Notch effect coefficient	[ $\beta$ ]	1.000	1.000	1.000
--------------------------	-------------	-------	-------	-------

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			3315.216
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			276268.0

## 6.2.5 Cross section 'E-E' Shoulder

Comment	Y= 54.90mm				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]				54.900
External diameter (mm)	[da]				35.000
Inner diameter (mm)	[di]				0.000
Notch effect	Shoulder				
[D, r, t] (mm)	44.000	4.000	4.500		
Mean roughness (µm)		[Rz]			8.000
Tension/Compression Bending Torsion Shearing					
Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.0	0.0	0.0	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	2.3	0.0	109.7
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	2.3	0.0	109.7
Maximum value (static safety)		0.0	4.0	0.0	186.5
Cross section, moment of resistance: (mm <sup>2</sup> )					
[A, Wb, Wt]		962.1	4209.2	8418.5	
Stresses: (N/mm <sup>2</sup> )					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.000	0.000	0.000
[σzda, oba, τa, τqa] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.553	0.000	0.152
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.941	0.000	0.258
Technological size influence	[K1(σB)]				0.816
	[K1(σS)]				0.816
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 <sup>2</sup> )	[σFK]	693.491	693.491	400.387	
Safety yield stress	[S]				737.236
Required safety	[Smin]				1.200
Result (%)	[S/Smin]				61436.3
Stress concentration factor	[α]	1.754	1.613	1.313	
Present safety	for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:				
Safety against incipient crack	[S]				1437.043
Required safety	[Smin]				1.200
Result (%)	[S/Smin]				119753.6

## 6.2.6 Cross section 'F-F' Smooth shaft

Comment					
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]				42.000
External diameter (mm)	[da]				44.000
Inner diameter (mm)	[di]				22.000
Notch effect	Smooth shaft				
Mean roughness (µm)		[Rz]			8.000
Tension/Compression Bending Torsion Shearing					
Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-0.0	0.0	-0.0	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	3.8	0.0	110.9
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-0.0	3.8	-0.0	110.9
Maximum value (static safety)		-0.0	6.4	0.0	188.5
Cross section, moment of resistance: (mm <sup>2</sup> )					
[A, Wb, Wt]		1140.4	7840.2	15680.5	
Stresses: (N/mm <sup>2</sup> )					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm <sup>2</sup> )		-0.000	0.000	-0.000	0.000
[σzda, oba, τa, τqa] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.479	0.000	0.181



## 6.2.8 Cross section 'H-H' Interference fit

Comment	Y= 7.90... 16.30mm		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		16.300
External diameter (mm)	[da]		35.000
Inner diameter (mm)	[di]		22.000

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 ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]		8.000
----------------------------------	------	--	-------

### Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.0	0.0	-1.9	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	1.2	1.9	277.2
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	1.2	-3.7	277.2

Maximum value (static safety) 0.0 2.0 6.4 471.2

Cross section, moment of resistance: ( $\text{mm}^2$ )				
[A, Wb, Wt]	582.0	3552.2	7104.3	

Stresses: ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )				
$[\sigma_{zdm}, \sigma_{bm}, \tau_m, \tau_{qm}]$ ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	0.000	0.000	-0.263	0.000
$[\sigma_{zda}, \sigma_{ba}, \tau_a, \tau_{qa}]$ ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	0.000	0.328	0.263	0.921
$[\sigma_{zdmax}, \sigma_{bmax}, \tau_{max}, \tau_{qmax}]$ ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	0.000	0.558	0.894	1.566

Technological size influence	[K1( $\sigma_B$ )]		0.816
	[K1( $\sigma_S$ )]		0.816

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[ $\gamma_F$ ]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	[ $\sigma_{FK}$ ]	693.491	693.491	400.387
Safety yield stress	[S]			421.363
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			35113.6

Notch effect coefficient	[ $\beta$ ]	2.560	2.560	1.702
--------------------------	-------------	-------	-------	-------

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			910.120
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			75843.4

## 6.2.9 Cross section 'I-I' Smooth shaft

Comment			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		12.100
External diameter (mm)	[da]		35.000
Inner diameter (mm)	[di]		22.000

Notch effect Smooth shaft

Mean roughness ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]		8.000
----------------------------------	------	--	-------

### Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.0	0.0	-1.4	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	0.0	1.4	277.0
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	0.0	-2.8	277.0

Maximum value (static safety) 0.0 0.0 4.7 471.0

Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)  
 [A, Wb, Wt] 582.0 3552.2 7104.3

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)  
 [σ<sub>zdm</sub>, σ<sub>bm</sub>, τ<sub>m</sub>, τ<sub>qm</sub>] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 0.000 -0.195 0.000  
 [σ<sub>zda</sub>, σ<sub>ba</sub>, τ<sub>a</sub>, τ<sub>qa</sub>] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 0.001 0.195 0.921  
 [σ<sub>zdmax</sub>, σ<sub>bmax</sub>, τ<sub>max</sub>, τ<sub>qmax</sub>] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 0.002 0.664 1.565

Technological size influence [K1(σB)] 0.816  
 [K1(σS)] 0.816

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<sup>2</sup>) [σFK] 693.491 693.491 400.387  
 Safety yield stress [S] 603.394  
 Required safety [Smin] 1.200  
 Result (%) [S/Smin] 50282.8

Notch effect coefficient [β] 1.000 1.000 1.000  
 Present safety  
 for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:  
 Safety against incipient crack [S] 3281.292  
 Required safety [Smin] 1.200  
 Result (%) [S/Smin] 273441.0

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: 1625)

---

## **ANEXO K – ANÁLISE COMPUTACIONAL DO VEIO DE SAÍDA EM PRIMEIRA VELOCIDADE**

## Shaft

Analysis of counter shaft in first speed


Changed on	12.09.2024, 09:42:17
Changed by	Nuno Coelho


Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto  
(4752)  
KISSsoft Release 2023 -SP3


## Contents


<b>1</b>	<b>Messages</b>	3
<b>2</b>	<b>Input data</b>	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	5
2.7	Load applications	5
<b>3</b>	<b>Shaft definition (Counter shaft)</b>	5
3.1	Outer contour	5
3.2	Forces	6
3.3	Bearing	8
<b>4</b>	<b>Shaft definition (Gear 4 hub)</b>	8
4.1	Outer contour	9
4.2	Inner contour	9
4.3	Forces	9
<b>5</b>	<b>Shaft definition (Gear 3 hub)</b>	9
5.1	Outer contour	9
5.2	Inner contour	9
5.3	Forces	9
<b>6</b>	<b>Connections</b>	11
6.1	Gear 4 coupling	11
6.2	Gear 2 coupling	11
6.3	Plain bearing 4	11
6.4	Plain bearing 2	11
<b>7</b>	<b>Gears</b>	11
<b>8</b>	<b>Results</b>	12
8.1	Shafts	12
8.2	Bearing	13
8.3	'Counter shaft' Rolling bearing 'Bearing 4'	13
8.4	'Counter shaft' Rolling bearing 'Bearing 3'	15
8.5	Bearing 'Gear 4 coupling'	18
8.6	Bearing 'Gear 2 coupling'	19
8.7	Bearing 'Plain bearing 4'	20
8.8	Bearing 'Plain bearing 2'	21
8.9	Damage relative to the required service life ( $L_{req} = 2103$ h)	22
8.10	Utilization relative to the required service life ( $L_{req} = 2103$ h)	22
8.11	Calculation of the factors required to define reliability $R(t)$ using the Weibull distribution. $t$ in (h)	22
<b>9</b>	<b>Strength calculation according to DIN 743:2012</b>	24
9.1	Summary	24
9.2	Calculation details	26


## 1 Messages


 Calculation is consistent.


 In the rolling bearing database, the data for the internal geometry (e.g. number of rolling elements, rolling element diameter, etc.) is not completely available for the bearing "SKF 16004".  
For calculations based on the bearing internal geometry, the data as available in the database are used. The missing data are estimated and documented in the protocol.


 In the rolling bearing database, the data for the internal geometry (e.g. number of rolling elements, rolling element diameter, etc.) is not completely available for the bearing "SKF 6004".  
For calculations based on the bearing internal geometry, the data as available in the database are used. The missing data are estimated and documented in the protocol.

 Cross section A-A:  
Radius is wrong.  
( $r = 0.01$  mm)

 Calculation of the notch factor for a square groove:  
 $d_B =$  30.00 mm is used as reference diameter.  
The structure diameter  $\rho^*$  will be calculated according to the formula for steel.

 Calculation of the notch factor for a square groove:  
 $d_B =$  30.00 mm is used as reference diameter.  
The structure diameter  $\rho^*$  will be calculated according to the formula for steel.

 Cross section E-E:  
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.

 Cross section F-F:  
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 'Counter shaft'

Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	107.800
Speed (1/min)	1491.955
Direction of rotation:	counterclockwise

Material	20 MnCr 5	
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)		85.000
Mass of shaft (kg)		0.304
Mass of shaft, including additional masses (kg)		0.304
Mass moment of inertia (kg*mm <sup>2</sup> )		20.106
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )		0.001

## 2.1.2 Shaft 'Gear 4 hub'

Drawing		
Initial position (mm)		19.500
Length (mm)		10.000
Speed (1/min)		1642.926
Direction of rotation:	counterclockwise	

Material	20 MnCr 5	
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)		85.000
Mass of shaft (g)		30.748
Mass of shaft, including additional masses (g)		30.748
Mass moment of inertia (kg*mm <sup>2</sup> )		4.997
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )		0.000

## 2.1.3 Shaft 'Gear 3 hub'

Drawing		
Initial position (mm)		55.500
Length (mm)		10.000
Speed (1/min)		1491.955
Direction of rotation:	counterclockwise	

Material	20 MnCr 5	
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)		85.000
Mass of shaft (g)		30.748
Mass of shaft, including additional masses (g)		30.748
Mass moment of inertia (kg*mm <sup>2</sup> )		4.997
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )		0.000

## 2.2 Weight force

Weight towards	0.000		
Weight towards		0.000	
Weight towards			-1.000

## 2.3 Shaft modeling

## 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)

25.000

## 2.7 Load applications

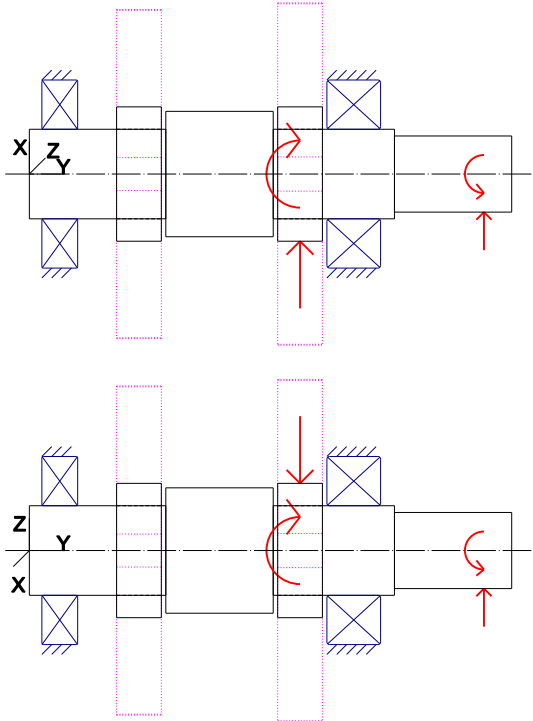


Figure: Load applications

## 3 Shaft definition (Counter shaft)

### 3.1 Outer contour

#### 3.1.1 Cylinder (Zylinder), 0.000mm ...30.500mm

Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	30.5000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Square groove (Square groove)

b=1.30 (mm), t=0.50 (mm), r=0.10 (mm), Rz=32.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Relief groove right (Relief groove right)

r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Form F

(DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Chamfer left (Chamfer left)

l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

#### 3.1.2 Cylinder (Zylinder), 30.500mm ...54.500mm

Diameter (mm)	[d]	28.0000
Length (mm)	[l]	24.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)

l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer right (Chamfer right)

l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

Straight-sided spline (Straight-sided spline) 18.500 mm ... 42.500 mm  
 da=28.00 (mm), df=23.00 (mm), z=6, Form=A, l=24.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

### 3.1.3 Cylinder (Zylinder), 54.500mm ...81.600mm

Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	27.1000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Square groove (Square groove)  
 b=1.30 (mm), t=0.50 (mm), r=0.10 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Relief groove left (Relief groove left)  
 r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)  
 Form F (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Chamfer right (Chamfer right)  
 l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

### 3.1.4 Cylinder (Zylinder), 81.600mm ...107.800mm

Diameter (mm)	[d]	17.0000
Length (mm)	[l]	26.2000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)  
 l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

Straight-sided spline (Straight-sided spline) 94.100 mm ... 101.500 mm  
 da=17.00 (mm), df=14.00 (mm), z=6, Form=A, l=7.40 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Square groove (Square groove)  
 b=1.10 (mm), t=0.55 (mm), r=0.10 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

## 3.2 Forces

### 3.2.1 Rope sheave (Pinion sprocket)

Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	101.6000
Position in global system (mm)	[y <sub>global</sub> ]	101.6000
Direction of belt force (°)		5.0263
Sheave diameter (mm)		61.0836
Length of load application (mm)		7.4000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		815.9055
Shearing force Z (N)		71.7599
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

### 3.2.2 Rope sheave (Pinion sprocket)

Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	101.6000
Position in global system (mm)	[y <sub>global</sub> ]	101.6000
Direction of belt force (°)		5.0263
Sheave diameter (mm)		61.0836
Length of load application (mm)		7.4000
Power (kW)		4.2098
Torque (Nm)		26.9448

### Load spectrum, driving (output)

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	8.5195	-875.6757	-1.2960	14.1324
2	14.4433	-875.6757	-2.5919	28.2649
3	4.6278	-875.6757	-3.8879	42.3973
4	1.8869	-875.6757	-5.1838	56.5298
5	1.0045	-875.6757	-6.4798	70.6622
6	7.6575	-1751.3513	-2.5919	14.1324
7	26.4365	-1751.3513	-5.1838	28.2649
8	5.8806	-1751.3513	-7.7757	42.3973
9	0.9300	-1751.3513	-10.3676	56.5298
10	0.2664	-1751.3513	-12.9595	70.6622
11	1.0154	-2627.0270	-3.8879	14.1324
12	7.7655	-2627.0270	-7.7757	28.2649
13	1.5231	-2627.0270	-11.6636	42.3973
14	6.8871	-875.6757	1.2960	-14.1324
15	2.2676	-875.6757	2.5919	-28.2649
16	0.6752	-875.6757	3.8879	-42.3973
17	0.1138	-875.6757	5.1838	-56.5298
18	7.1432	-1751.3513	2.5919	-14.1324
19	0.4566	-1751.3513	5.1838	-28.2649
20	0.4993	-2627.0270	3.8879	-14.1324

No.	Axial force (N)	Shearing force X (N)	Shearing force Z (N)
1	0.0000	0.0000	0.0000
2	0.0000	0.0000	0.0000
3	0.0000	0.0000	0.0000
4	0.0000	0.0000	0.0000
5	0.0000	0.0000	0.0000
6	0.0000	0.0000	0.0000
7	0.0000	0.0000	0.0000
8	0.0000	0.0000	0.0000
9	0.0000	0.0000	0.0000
10	0.0000	0.0000	0.0000
11	0.0000	0.0000	0.0000
12	0.0000	0.0000	0.0000
13	0.0000	0.0000	0.0000
14	-0.0000	-0.0000	-0.0000
15	-0.0000	-0.0000	-0.0000
16	-0.0000	-0.0000	-0.0000
17	-0.0000	-0.0000	-0.0000
18	-0.0000	-0.0000	-0.0000
19	-0.0000	-0.0000	-0.0000
20	-0.0000	-0.0000	-0.0000

## 3.3 Bearing

### 3.3.1 Bearing 4 (SKF 16004)

Bearing type		Deep groove ball bearing (single row) SKF Explorer
Bearing position (mm)	[Y <sub>lokal</sub> ]	6.800
Bearing position (mm)	[Y <sub>global</sub> ]	6.800
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	20.000
External diameter (mm)	[D]	42.000
Width (mm)	[b]	8.000
Corner radius (mm)	[r]	0.300

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] (* ISO 5753-1:2009 C0)		12.500
Nominal axial clearance (µm)	[Pe]	111.102
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0</sub> ]	4.050
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	7.280
Fatigue load limit (kN)	[C <sub>u</sub> ]	0.173
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]	6.949
Basic static load rating (kN)	[C <sub>otheo</sub> ]	4.085
Correction factor Basic dynamic load rating	[f <sub>c</sub> ]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f <sub>c0</sub> ]	1.000

### 3.3.2 Bearing 3 (SKF 6004)

Bearing type		Deep groove ball bearing (single row) SKF Explorer
Bearing position (mm)	[Y <sub>lokal</sub> ]	72.500
Bearing position (mm)	[Y <sub>global</sub> ]	72.500
Attachment of external ring		Free bearing
Inner diameter (mm)	[d]	20.000
External diameter (mm)	[D]	42.000
Width (mm)	[b]	12.000
Corner radius (mm)	[r]	0.600

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] (* ISO 5753-1:2009 C0)		12.500
Nominal axial clearance (µm)	[Pe]	125.374
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0</sub> ]	5.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	9.950
Fatigue load limit (kN)	[C <sub>u</sub> ]	0.212
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]	9.379
Basic static load rating (kN)	[C <sub>otheo</sub> ]	5.028
Correction factor Basic dynamic load rating	[f <sub>c</sub> ]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f <sub>c0</sub> ]	1.000

## 4 Shaft definition (Gear 4 hub)

## 4.1 Outer contour

### 4.1.1 Cylinder (Zylinder), 0.000mm ...10.000mm

Diameter (mm)	[d]	30.0000
Length (mm)	[l]	10.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

## 4.2 Inner contour

### 4.2.1 Cylindrical bore (Zylindrische Bohrung), 0.000mm ...10.000mm

Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	10.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

## 4.3 Forces

### 4.3.1 Cylindrical gear (Gear 4)

Position on shaft (mm)	[Y <sub>local</sub> ]	5.0000
Position in global system (mm)	[Y <sub>global</sub> ]	24.5000
Operating pitch diameter (mm)		73.5000
Spur gear		
Working pressure angle at normal section (°)		26.4986
Position of contact (°)		-169.2157
Length of load application (mm)		10.0000
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

## 5 Shaft definition (Gear 3 hub)

## 5.1 Outer contour

### 5.1.1 Cylinder (Zylinder), 0.000mm ...10.000mm

Diameter (mm)	[d]	30.0000
Length (mm)	[l]	10.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

## 5.2 Inner contour

### 5.2.1 Cylindrical bore (Zylindrische Bohrung), 0.000mm ...10.000mm

Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	10.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

## 5.3 Forces

### 5.3.1 Cylindrical gear (Gear 3)

Position on shaft (mm)	[Y <sub>local</sub> ]	5.0000
Position in global system (mm)	[Y <sub>global</sub> ]	60.5000
Operating pitch diameter (mm)		76.4262

Spur gear  
 Working pressure angle at normal section (°) 24.5138  
 Position of contact (°) -169.2157  
 Length of load application (mm) 10.0000  
 Power (kW) 4.2098  
 Torque (Nm) -26.9448

**Load spectrum, driven (input)**

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	8.5195	-875.6757	1.2960	-14.1324
2	14.4433	-875.6757	2.5919	-28.2649
3	4.6278	-875.6757	3.8879	-42.3973
4	1.8869	-875.6757	5.1838	-56.5298
5	1.0045	-875.6757	6.4798	-70.6622
6	7.6575	-1751.3513	2.5919	-14.1324
7	26.4365	-1751.3513	5.1838	-28.2649
8	5.8806	-1751.3513	7.7757	-42.3973
9	0.9300	-1751.3513	10.3676	-56.5298
10	0.2664	-1751.3513	12.9595	-70.6622
11	1.0154	-2627.0270	3.8879	-14.1324
12	7.7655	-2627.0270	7.7757	-28.2649
13	1.5231	-2627.0270	11.6636	-42.3973
14	6.8871	-875.6757	-1.2960	14.1324
15	2.2676	-875.6757	-2.5919	28.2649
16	0.6752	-875.6757	-3.8879	42.3973
17	0.1138	-875.6757	-5.1838	56.5298
18	7.1432	-1751.3513	-2.5919	14.1324
19	0.4566	-1751.3513	-5.1838	28.2649
20	0.4993	-2627.0270	-3.8879	14.1324

No.	Axial force (N)	Shearing force X (N)	Shearing force Z (N)	Bending moment X (Nm)	Bending moment Z (Nm)
1	0.0000	234.8717	-331.7441	0.0000	-0.0000
2	0.0000	469.7434	-663.4882	0.0000	-0.0000
3	0.0000	704.6151	-995.2323	0.0000	-0.0000
4	0.0000	939.4868	-1326.9763	0.0000	-0.0000
5	0.0000	1174.3585	-1658.7204	0.0000	-0.0000
6	0.0000	234.8717	-331.7441	0.0000	-0.0000
7	0.0000	469.7434	-663.4882	0.0000	-0.0000
8	0.0000	704.6151	-995.2323	0.0000	-0.0000
9	0.0000	939.4868	-1326.9763	0.0000	-0.0000
10	0.0000	1174.3585	-1658.7204	0.0000	-0.0000
11	0.0000	234.8717	-331.7441	0.0000	-0.0000
12	0.0000	469.7434	-663.4882	0.0000	-0.0000
13	0.0000	704.6151	-995.2323	0.0000	-0.0000
14	-0.0000	96.4714	394.8571	-0.0000	0.0000
15	-0.0000	192.9429	789.7142	-0.0000	0.0000
16	-0.0000	289.4143	1184.5712	-0.0000	0.0000
17	-0.0000	385.8858	1579.4283	-0.0000	0.0000
18	-0.0000	96.4714	394.8571	-0.0000	0.0000

19	-0.0000	192.9429	789.7142	-0.0000	0.0000
20	-0.0000	96.4714	394.8571	-0.0000	0.0000

## 6 Connections

### 6.1 Gear 4 coupling

Bearing type

Position (mm) 29.500

Degrees of freedom

X: fixed; Y: free; Z: fixed;

Rx: fixed; Ry: free; Rz: fixed;

### 6.2 Gear 2 coupling

Bearing type

Position (mm) 55.500

Degrees of freedom

X: fixed; Y: free; Z: fixed;

Rx: fixed; Ry: fixed; Rz: fixed;

### 6.3 Plain bearing 4

Bearing type

Position (mm) 24.500

Degrees of freedom

X: / double direction ( $u_0=112.00 \mu\text{m}$ ,  $u_1=112.00 \mu\text{m}$ ); Y: fixed; Z: / double direction ( $u_0=112.00 \mu\text{m}$ ,  $u_1=112.00 \mu\text{m}$ );

Rx: fixed; Ry: free; Rz: fixed;

### 6.4 Plain bearing 2

Bearing type

Position (mm) 60.500

Degrees of freedom

X: / double direction ( $u_0=112.00 \mu\text{m}$ ,  $u_1=112.00 \mu\text{m}$ ); Y: fixed; Z: / double direction ( $u_0=112.00 \mu\text{m}$ ,  $u_1=112.00 \mu\text{m}$ );

Rx: fixed; Ry: free; Rz: fixed;

## 7 Gears

Gears are considered only as load application.

## 8 Results

Note: the maximum deflection and torsion of the shaft under torque, the life modification factor  $a_{ISO}$ , and the bearing's minimum lubricant film thickness EHL, are predefined for the first load bin.

### 8.1 Shafts

Maximum deflection 67.159( $\mu\text{m}$ ) (Counter shaft pos = 107.800 mm)

Mass center of gravity

Counter shaft (mm)	49.374
Gear 4 hub (mm)	5.000
Gear 3 hub (mm)	5.000

Total axial load

Counter shaft (N)	0.000
Gear 4 hub (N)	0.000
Gear 3 hub (N)	0.000

Torsion of the shafts under torque

(Difference between left and right shaft end)

Counter shaft ( $^{\circ}$ )	0.080
Gear 4 hub ( $^{\circ}$ )	0.000
Gear 3 hub ( $^{\circ}$ )	-0.002

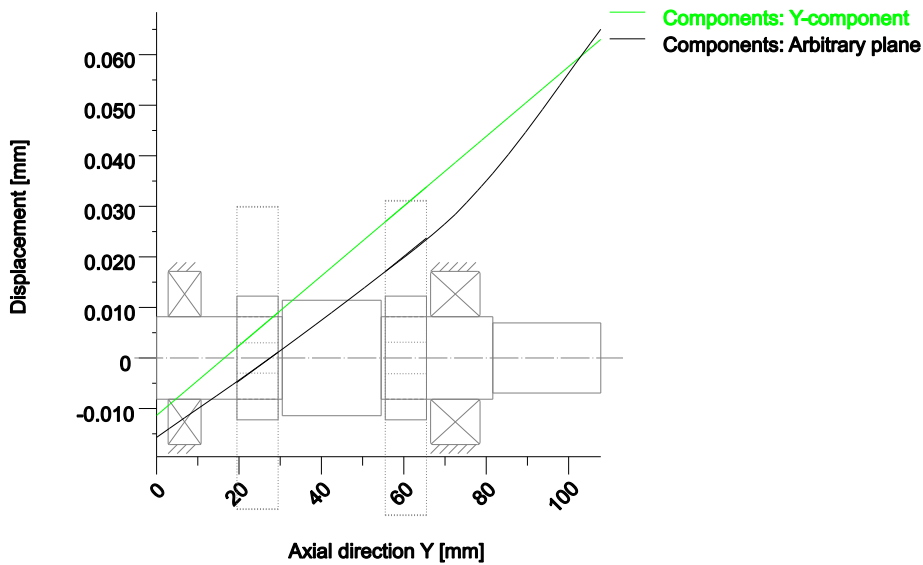
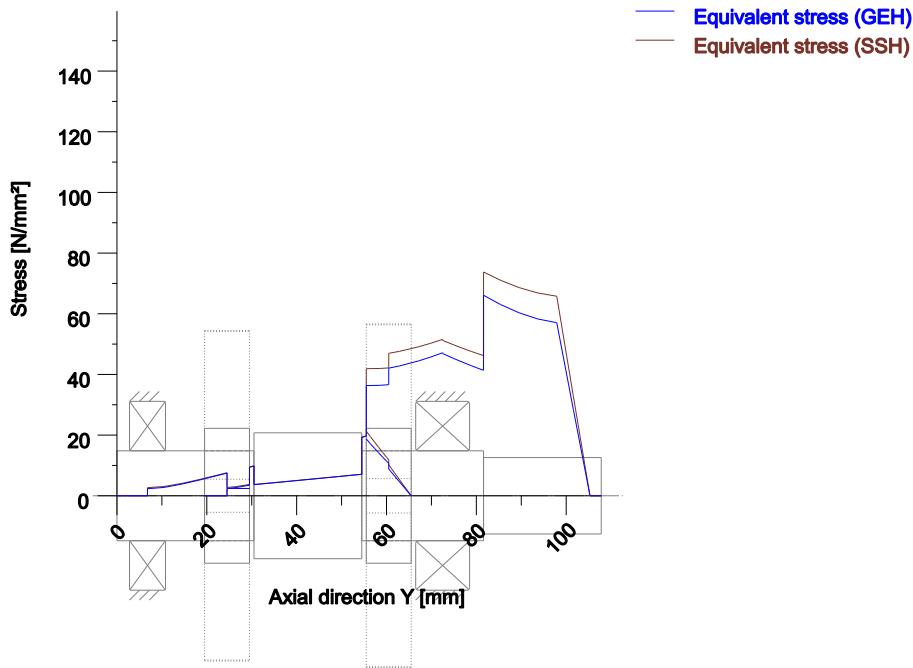


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 354.9391457 127)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations  
 GEH(von Mises):  $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$   
 SSH(Tresca):  $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

## 8.2 Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance (ISO 281)	[u <sub>a</sub> ]	10.00	µm
Lubricant		Klüberoil GEM 1-460 N	
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	85.00	°C
Rolling bearing rating life according to ISO/TS 16281:2008			

## 8.3 'Counter shaft' Rolling bearing 'Bearing 4'

Position (Y-coordinate)	[y]	6.80	mm
Minimum EHL lubricant film thickness		[h <sub>min</sub> ]	0.089 µm
Spin to roll ratio	[ω <sub>s</sub> /ω <sub>roll</sub> ]	0.007	
Life modification factor for reliability	[a <sub>i</sub> ]	1.000	

### 8.3.1 Operating bearing clearance

Clearance change not considered in the calculation of the operating bearing clearance

#	ΔP <sub>d</sub> [µm]	P <sub>d</sub> [µm]
1	0.000	12.50 0
2	0.000	12.50 0
3	0.000	12.50 0
4	0.000	12.50 0
5	0.000	12.50 0

6	0.000	12.50 0
7	0.000	12.50 0
8	0.000	12.50 0
9	0.000	12.50 0
10	0.000	12.50 0
11	0.000	12.50 0
12	0.000	12.50 0
13	0.000	12.50 0
14	0.000	12.50 0
15	0.000	12.50 0
16	0.000	12.50 0
17	0.000	12.50 0
18	0.000	12.50 0
19	0.000	12.50 0
20	0.000	12.50 0

# ... Load bin

$\Delta P_d$  ... Total diametral clearance change

$P_d = P_{d0} + \Delta P_d$  ... Operating diametral clearance

### 8.3.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Klüberoil GEM 1-460 N	
Load ratio	[C/P]	21.958
Operating viscosity	[ $\nu$ ]	49.935 mm <sup>2</sup> /s
Reference viscosity	[ $\nu_r$ ]	0.000 mm <sup>2</sup> /s
Basic rating life	[L <sub>10h</sub> ]	127408.342 h
Bearing rating life	[L <sub>nh</sub> ]	127408.342 h
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	10.526

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

Fatigue load limit	[C <sub>u</sub> ]	0.173 kN
Dynamic equivalent reference load	[P <sub>ref</sub> ]	0.427 kN
Basic reference rating life	[L <sub>10rh</sub> ]	89461.677 h
Reference rating life	[L <sub>nrh</sub> ]	89461.677 h

Maximum contact stress	[p <sub>max</sub> ]	1948.864 N/mm <sup>2</sup>
Static equivalent load	[P <sub>0ref</sub> ]	0.010 kN
Effective static safety factor	[S <sub>0w</sub> ]	10.009
Static safety factor	[S <sub>0ref</sub> ]	8.459

(S<sub>0w</sub> = (p<sub>0</sub> / p<sub>max</sub>)<sup>n</sup>, S<sub>0ref</sub> = C<sub>0</sub> / P<sub>0ref</sub>)

### 8.3.4 Bearing reactions

#### Bearing reaction force

#### Bearing reaction moment

	F <sub>x</sub> (kN)	F <sub>y</sub> (kN)	F <sub>z</sub> (kN)	F <sub>r</sub> (kN)	M <sub>x</sub> (Nm)	M <sub>z</sub> (Nm)	M <sub>r</sub> (Nm)
1	0.318	0.000	0.093	0.332	0.009	0.004	0.009
2	0.275	0.000	0.153	0.315	0.016	0.011	0.019
3	0.231	0.000	0.214	0.315	0.017	0.018	0.025

4	0.188	0.000	0.274	0.332	0.017	0.026	0.031
5	0.144	0.000	0.334	0.364	0.016	0.038	0.041
6	0.318	0.000	0.093	0.332	0.009	0.004	0.009
7	0.275	0.000	0.153	0.315	0.016	0.011	0.019
8	0.231	0.000	0.214	0.315	0.017	0.018	0.025
9	0.188	0.000	0.274	0.332	0.017	0.026	0.031
10	0.144	0.000	0.334	0.364	0.016	0.038	0.041
11	0.318	0.000	0.093	0.332	0.009	0.004	0.009
12	0.275	0.000	0.153	0.315	0.016	0.011	0.019
13	0.231	0.000	0.214	0.315	0.017	0.018	0.025
14	0.343	0.000	-0.039	0.345	-0.011	0.004	0.012
15	0.325	0.000	-0.110	0.343	-0.017	0.007	0.018
16	0.307	0.000	-0.182	0.357	-0.025	0.017	0.031
17	0.289	0.000	-0.254	0.385	-0.027	0.025	0.037
18	0.343	0.000	-0.039	0.345	-0.011	0.004	0.012
19	0.325	0.000	-0.110	0.343	-0.017	0.007	0.018
20	0.343	0.000	-0.039	0.345	-0.011	0.004	0.012

	Displacement of bearing			Misalignment of bearing			
	$u_x$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_y$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_z$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_r$ ( $\mu\text{m}$ )	$r_x$ (mrad)	$r_z$ (mrad)	$r_r$ (mrad)
1	-13.860	-7.558	-4.060	14.442	-0.017	-0.562	0.562
2	-12.326	-6.556	-6.968	14.159	-0.050	-0.569	0.571
3	-10.573	-5.105	-9.420	14.161	-0.080	-0.571	0.577
4	-8.002	-3.217	-11.976	14.404	-0.104	-0.559	0.568
5	-5.920	-1.280	-13.609	14.841	-0.138	-0.553	0.570
6	-13.860	-7.558	-4.060	14.442	-0.017	-0.562	0.562
7	-12.326	-6.556	-6.968	14.159	-0.050	-0.569	0.571
8	-10.573	-5.105	-9.420	14.161	-0.080	-0.571	0.577
9	-8.002	-3.217	-11.976	14.404	-0.104	-0.559	0.568
10	-5.920	-1.280	-13.609	14.841	-0.138	-0.553	0.570
11	-13.860	-7.558	-4.060	14.442	-0.017	-0.562	0.562
12	-12.326	-6.556	-6.968	14.159	-0.050	-0.569	0.571
13	-10.573	-5.105	-9.420	14.161	-0.080	-0.571	0.577
14	-14.546	-7.306	1.470	14.620	0.117	-0.543	0.555
15	-13.783	-6.415	4.827	14.603	0.156	-0.534	0.556
16	-12.681	-4.699	7.554	14.760	0.200	-0.515	0.552
17	-11.479	-2.758	9.898	15.157	0.251	-0.486	0.547
18	-14.546	-7.306	1.470	14.620	0.117	-0.543	0.555
19	-13.783	-6.415	4.827	14.603	0.156	-0.534	0.556
20	-14.546	-7.306	1.470	14.620	0.117	-0.543	0.555

#### 8.4 'Counter shaft' Rolling bearing 'Bearing 3'

Position (Y-coordinate)	[y]	72.50	mm
Minimum EHL lubricant film thickness	$[h_{\min}]$	0.085	$\mu\text{m}$
Spin to roll ratio	$[\omega_s/\omega_{\text{roll}}]$	0.009	
Life modification factor for reliability $[a_1]$		1.000	

#### 8.4.1 Operating bearing clearance

Clearance change not considered in the calculation of the operating bearing clearance

#	$\Delta P_d$	$P_d$
---	--------------	-------

	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]
1	0.000	12.500
2	0.000	12.500
3	0.000	12.500
4	0.000	12.500
5	0.000	12.500
6	0.000	12.500
7	0.000	12.500
8	0.000	12.500
9	0.000	12.500
10	0.000	12.500
11	0.000	12.500
12	0.000	12.500
13	0.000	12.500
14	0.000	12.500
15	0.000	12.500
16	0.000	12.500
17	0.000	12.500
18	0.000	12.500
19	0.000	12.500
20	0.000	12.500

# ... Load bin

$\Delta P_d$  ... Total diametral clearance change

$P_d = P_{d0} + \Delta P_d$  ... Operating diametral clearance

#### 8.4.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Klüberoil GEM 1-460 N	
Load ratio	[C/P]	7.213
Operating viscosity	[ $\nu$ ]	49.935 mm <sup>2</sup> /s
Reference viscosity	[ $\nu_i$ ]	0.000 mm <sup>2</sup> /s
Basic rating life	[ $L_{10h}$ ]	2569.177 h
Bearing rating life	[ $L_{nh}$ ]	2569.177 h
Static safety factor	[ $S_0$ ]	2.019

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

Fatigue load limit	[ $C_U$ ]	0.212 kN
Dynamic equivalent reference load	[ $P_{ref}$ ]	2.559 kN
Basic reference rating life	[ $L_{10rh}$ ]	2243.195 h
Reference rating life	[ $L_{nrh}$ ]	2243.195 h
Maximum contact stress	[ $p_{max}$ ]	3240.531 N/mm <sup>2</sup>
Static equivalent load	[ $P_{0ref}$ ]	0.002 kN
Effective static safety factor	[ $S_{0w}$ ]	2.177

Static safety factor  $[S_{0ref}]$  1.694  
 $(S_{0w} = (p_0 / p_{max})^n, S_{0ref} = C_0 / P_{0ref})$

## 8.4.4 Bearing reactions

	Bearing reaction force			Bearing reaction moment			
	$F_x$ (kN)	$F_y$ (kN)	$F_z$ (kN)	$F_r$ (kN)	$M_x$ (Nm)	$M_z$ (Nm)	$M_r$ (Nm)
1	-1.369	-0.000	0.170	1.379	-0.029	0.021	0.036
2	-1.560	-0.000	0.442	1.622	-0.072	0.052	0.089
3	-1.752	-0.000	0.714	1.891	-0.108	0.082	0.136
4	-1.943	0.000	0.985	2.179	-0.138	0.109	0.175
5	-2.135	-0.000	1.257	2.477	-0.159	0.131	0.206
6	-1.369	-0.000	0.170	1.379	-0.029	0.021	0.036
7	-1.560	-0.000	0.442	1.622	-0.072	0.052	0.089
8	-1.752	-0.000	0.714	1.891	-0.108	0.082	0.136
9	-1.943	0.000	0.985	2.179	-0.138	0.109	0.175
10	-2.135	-0.000	1.257	2.477	-0.159	0.131	0.206
11	-1.369	-0.000	0.170	1.379	-0.029	0.021	0.036
12	-1.560	-0.000	0.442	1.622	-0.072	0.052	0.089
13	-1.752	-0.000	0.714	1.891	-0.108	0.082	0.136
14	-1.256	-0.000	-0.424	1.325	0.032	0.038	0.049
15	-1.334	0.000	-0.748	1.529	0.068	0.066	0.095
16	-1.412	0.000	-1.070	1.772	0.090	0.089	0.127
17	-1.491	0.000	-1.393	2.040	0.101	0.115	0.153
18	-1.256	-0.000	-0.424	1.325	0.032	0.038	0.049
19	-1.334	0.000	-0.748	1.529	0.068	0.066	0.095
20	-1.256	-0.000	-0.424	1.325	0.032	0.038	0.049

	Displacement of bearing				Misalignment of bearing		
	$u_x$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_y$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_z$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_r$ ( $\mu\text{m}$ )	$r_x$ (mrad)	$r_z$ (mrad)	$r_r$ (mrad)
1	26.576	37.775	-3.902	26.861	0.039	-0.816	0.817
2	27.961	38.777	-8.139	29.122	0.036	-0.801	0.801
3	29.199	40.228	-11.705	31.457	0.037	-0.780	0.781
4	30.339	42.116	-14.915	33.807	0.045	-0.745	0.746
5	31.405	44.053	-17.888	36.142	0.042	-0.717	0.718
6	26.576	37.775	-3.902	26.861	0.039	-0.816	0.817
7	27.961	38.777	-8.139	29.122	0.036	-0.801	0.801
8	29.199	40.228	-11.705	31.457	0.037	-0.780	0.781
9	30.339	42.116	-14.915	33.807	0.045	-0.745	0.746
10	31.405	44.053	-17.888	36.142	0.042	-0.717	0.718
11	26.576	37.775	-3.902	26.861	0.039	-0.816	0.817
12	27.961	38.777	-8.139	29.122	0.036	-0.801	0.801
13	29.199	40.228	-11.705	31.457	0.037	-0.780	0.781
14	25.002	38.027	8.511	26.411	0.105	-0.810	0.816
15	24.924	38.918	13.334	28.266	0.106	-0.791	0.799
16	24.507	40.634	17.923	30.361	0.113	-0.763	0.771
17	23.556	42.575	22.577	32.629	0.127	-0.725	0.736
18	25.002	38.027	8.511	26.411	0.105	-0.810	0.816
19	24.924	38.918	13.334	28.266	0.106	-0.791	0.799
20	25.002	38.027	8.511	26.411	0.105	-0.810	0.816

## 8.5 Bearing 'Gear 4 coupling'

Position (Y-coordinate) [y] 29.50 mm

### Bearing reaction force

### Bearing reaction moment

	F <sub>x</sub> (kN)	F <sub>y</sub> (kN)	F <sub>z</sub> (kN)	F <sub>r</sub> (kN)	M <sub>x</sub> (Nm)	M <sub>z</sub> (Nm)	M <sub>r</sub> (Nm)
1	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-1.498	5.160	5.373
2	0.000	0.000	-0.000	0.000	-2.466	4.461	5.097
3	0.000	0.000	-0.000	0.000	-3.439	3.761	5.096
4	-0.000	0.000	-0.000	0.000	-4.414	3.064	5.373
5	-0.000	0.000	-0.000	0.000	-5.391	2.370	5.889
6	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-1.498	5.160	5.373
7	0.000	0.000	-0.000	0.000	-2.466	4.461	5.097
8	0.000	0.000	-0.000	0.000	-3.439	3.761	5.096
9	-0.000	0.000	-0.000	0.000	-4.414	3.064	5.373
10	-0.000	0.000	-0.000	0.000	-5.391	2.370	5.889
11	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-1.498	5.160	5.373
12	0.000	0.000	-0.000	0.000	-2.466	4.461	5.097
13	0.000	0.000	-0.000	0.000	-3.439	3.761	5.096
14	0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.627	5.565	5.600
15	0.000	0.000	-0.000	0.000	1.784	5.274	5.568
16	0.000	0.000	-0.000	0.000	2.943	4.989	5.792
17	0.000	0.000	-0.000	0.000	4.108	4.701	6.243
18	0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.627	5.565	5.600
19	0.000	0.000	-0.000	0.000	1.784	5.274	5.568
20	0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.627	5.565	5.600

### Displacement of bearing

### Misalignment of bearing

	u <sub>x</sub> (μm)	u <sub>y</sub> (μm)	u <sub>z</sub> (μm)	u <sub>r</sub> (μm)	r <sub>x</sub> (mrad)	r <sub>z</sub> (mrad)	r <sub>r</sub> (mrad)
1	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
2	-0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
3	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
4	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
5	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
6	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
7	-0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
8	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
9	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
10	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
11	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
12	-0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
13	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
14	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
15	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
16	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
17	-0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
18	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
19	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
20	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000

## 8.6 Bearing 'Gear 2 coupling'

Position (Y-coordinate) [y] 55.50 mm

### Bearing reaction force

### Bearing reaction moment

	F <sub>x</sub> (kN)	F <sub>y</sub> (kN)	F <sub>z</sub> (kN)	F <sub>r</sub> (kN)	M <sub>x</sub> (Nm)	M <sub>z</sub> (Nm)	M <sub>r</sub> (Nm)
1	0.235	-0.000	-0.332	0.407	2.979	-13.641	13.963
2	0.470	0.000	-0.664	0.813	4.639	-12.428	13.266
3	0.705	-0.000	-0.996	1.220	6.304	-11.215	12.866
4	0.939	-0.000	-1.327	1.626	7.973	-10.006	12.794
5	1.174	0.000	-1.659	2.033	9.647	-8.799	13.057
6	0.235	-0.000	-0.332	0.407	2.979	-13.641	13.963
7	0.470	0.000	-0.664	0.813	4.639	-12.428	13.266
8	0.705	-0.000	-0.996	1.220	6.304	-11.215	12.866
9	0.939	-0.000	-1.327	1.626	7.973	-10.006	12.794
10	1.174	0.000	-1.659	2.033	9.647	-8.799	13.057
11	0.235	-0.000	-0.332	0.407	2.979	-13.641	13.963
12	0.470	0.000	-0.664	0.813	4.639	-12.428	13.266
13	0.705	-0.000	-0.996	1.220	6.304	-11.215	12.866
14	0.096	-0.000	0.395	0.406	-0.675	-14.334	14.350
15	0.193	0.000	0.789	0.813	-2.659	-13.827	14.080
16	0.289	-0.000	1.184	1.219	-4.653	-13.323	14.112
17	0.386	0.000	1.579	1.626	-6.654	-12.817	14.442
18	0.096	-0.000	0.395	0.406	-0.675	-14.334	14.350
19	0.193	0.000	0.789	0.813	-2.659	-13.827	14.080
20	0.096	-0.000	0.395	0.406	-0.675	-14.334	14.350

### Displacement of bearing

### Misalignment of bearing

	u <sub>x</sub> (μm)	u <sub>y</sub> (μm)	u <sub>z</sub> (μm)	u <sub>r</sub> (μm)	r <sub>x</sub> (mrad)	r <sub>z</sub> (mrad)	r <sub>r</sub> (mrad)
1	0.000	0.000	-0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
2	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
4	0.000	0.000	-0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
5	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
6	0.000	0.000	-0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
7	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
8	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
9	0.000	0.000	-0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
10	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
11	0.000	0.000	-0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
12	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
13	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
14	-0.000	0.000	-0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
15	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
16	-0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
17	-0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
18	-0.000	0.000	-0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
19	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
20	-0.000	0.000	-0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000

## 8.7 Bearing 'Plain bearing 4'

Position (Y-coordinate) [y] 24.50 mm

### Bearing reaction force

### Bearing reaction moment

	F <sub>x</sub> (kN)	F <sub>y</sub> (kN)	F <sub>z</sub> (kN)	F <sub>r</sub> (kN)	M <sub>x</sub> (Nm)	M <sub>z</sub> (Nm)	M <sub>r</sub> (Nm)
1	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	1.500	-5.160	5.373
2	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	2.468	-4.461	5.098
3	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	3.440	-3.761	5.097
4	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	4.415	-3.064	5.374
5	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	5.393	-2.370	5.891
6	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	1.500	-5.160	5.373
7	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	2.468	-4.461	5.098
8	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	3.440	-3.761	5.097
9	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	4.415	-3.064	5.374
10	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	5.393	-2.370	5.891
11	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	1.500	-5.160	5.373
12	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	2.468	-4.461	5.098
13	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	3.440	-3.761	5.097
14	-0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.625	-5.565	5.600
15	-0.000	-0.000	0.000	0.000	-1.782	-5.274	5.567
16	-0.000	-0.000	0.000	0.000	-2.941	-4.989	5.791
17	-0.000	-0.000	0.000	0.000	-4.106	-4.701	6.242
18	-0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.625	-5.565	5.600
19	-0.000	-0.000	0.000	0.000	-1.782	-5.274	5.567
20	-0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.625	-5.565	5.600

### Displacement of bearing

### Misalignment of bearing

	u <sub>x</sub> (μm)	u <sub>y</sub> (μm)	u <sub>z</sub> (μm)	u <sub>r</sub> (μm)	r <sub>x</sub> (mrad)	r <sub>z</sub> (mrad)	r <sub>r</sub> (mrad)
1	0.072	-0.000	0.021	0.075	0.000	-0.000	0.000
2	0.062	-0.000	0.035	0.071	0.000	0.000	0.000
3	0.053	-0.000	0.048	0.071	0.000	-0.000	0.000
4	0.043	0.000	0.062	0.075	-0.000	0.000	0.000
5	0.033	-0.000	0.076	0.083	0.000	0.000	0.000
6	0.072	-0.000	0.021	0.075	0.000	-0.000	0.000
7	0.062	-0.000	0.035	0.071	0.000	0.000	0.000
8	0.053	-0.000	0.048	0.071	0.000	-0.000	0.000
9	0.043	0.000	0.062	0.075	-0.000	0.000	0.000
10	0.033	-0.000	0.076	0.083	0.000	0.000	0.000
11	0.072	-0.000	0.021	0.075	0.000	-0.000	0.000
12	0.062	-0.000	0.035	0.071	0.000	0.000	0.000
13	0.053	-0.000	0.048	0.071	0.000	-0.000	0.000
14	0.078	-0.000	-0.009	0.079	-0.000	0.000	0.000
15	0.074	0.000	-0.025	0.078	-0.000	0.000	0.000
16	0.070	-0.000	-0.042	0.081	0.000	0.000	0.000
17	0.066	0.000	-0.058	0.088	0.000	0.000	0.000
18	0.078	-0.000	-0.009	0.079	-0.000	0.000	0.000
19	0.074	0.000	-0.025	0.078	-0.000	0.000	0.000
20	0.078	-0.000	-0.009	0.079	-0.000	0.000	0.000

## 8.8 Bearing 'Plain bearing 2'

Position (Y-coordinate) [y] 60.50 mm

### Bearing reaction force

### Bearing reaction moment

	F <sub>x</sub> (kN)	F <sub>y</sub> (kN)	F <sub>z</sub> (kN)	F <sub>r</sub> (kN)	M <sub>x</sub> (Nm)	M <sub>z</sub> (Nm)	M <sub>r</sub> (Nm)
1	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-4.640	12.467	13.302
2	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-7.958	10.080	12.842
3	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-11.282	7.692	13.655
4	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-14.609	5.308	15.544
5	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-17.942	2.927	18.180
6	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-4.640	12.467	13.302
7	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-7.958	10.080	12.842
8	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-11.282	7.692	13.655
9	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-14.609	5.308	15.544
10	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-17.942	2.927	18.180
11	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-4.640	12.467	13.302
12	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-7.958	10.080	12.842
13	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-11.282	7.692	13.655
14	0.000	-0.000	0.000	0.000	2.648	13.852	14.103
15	0.000	-0.000	0.000	0.000	6.607	12.862	14.459
16	0.000	-0.000	0.000	0.000	10.574	11.876	15.901
17	0.000	-0.000	0.000	0.000	14.550	10.888	18.173
18	0.000	-0.000	0.000	0.000	2.648	13.852	14.103
19	0.000	-0.000	0.000	0.000	6.607	12.862	14.459
20	0.000	-0.000	0.000	0.000	2.648	13.852	14.103

### Displacement of bearing

### Misalignment of bearing

	u <sub>x</sub> (μm)	u <sub>y</sub> (μm)	u <sub>z</sub> (μm)	u <sub>r</sub> (μm)	r <sub>x</sub> (mrad)	r <sub>z</sub> (mrad)	r <sub>r</sub> (mrad)
1	-0.157	0.000	0.099	0.186	-0.000	-0.000	0.000
2	-0.232	-0.000	0.205	0.310	0.000	0.000	0.000
3	-0.307	-0.000	0.312	0.437	-0.000	0.000	0.000
4	-0.382	0.000	0.418	0.566	0.000	0.000	0.000
5	-0.457	-0.000	0.524	0.695	0.000	0.000	0.000
6	-0.157	0.000	0.099	0.186	-0.000	-0.000	0.000
7	-0.232	-0.000	0.205	0.310	0.000	0.000	0.000
8	-0.307	-0.000	0.312	0.437	-0.000	0.000	0.000
9	-0.382	0.000	0.418	0.566	0.000	0.000	0.000
10	-0.457	-0.000	0.524	0.695	0.000	0.000	0.000
11	-0.157	0.000	0.099	0.186	-0.000	-0.000	0.000
12	-0.232	-0.000	0.205	0.310	0.000	0.000	0.000
13	-0.307	-0.000	0.312	0.437	-0.000	0.000	0.000
14	-0.113	-0.000	-0.133	0.175	0.000	0.000	0.000
15	-0.144	-0.000	-0.260	0.297	0.000	0.000	0.000
16	-0.174	0.000	-0.386	0.423	0.000	0.000	0.000
17	-0.205	0.000	-0.512	0.552	0.000	0.000	0.000
18	-0.113	-0.000	-0.133	0.175	0.000	0.000	0.000
19	-0.144	-0.000	-0.260	0.297	0.000	0.000	0.000
20	-0.113	-0.000	-0.133	0.175	0.000	0.000	0.000

(\*) 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 C<sub>0</sub> (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.

## 8.9 Damage relative to the required service life (L<sub>req</sub> = 2103 h)

Wälzlagerschäden pro Lastkollektiv-Element (%)		
Load bin	B1	B2
1	0.13	2.89
2	0.18	7.94
3	0.06	3.98
4	0.03	2.44
5	0.02	1.89
6	0.23	5.19
7	0.67	29.08
8	0.15	10.12
9	0.03	2.41
10	0.01	1.00
11	0.05	1.03
12	0.30	12.81
13	0.06	3.93
14	0.11	2.12
15	0.04	1.04
16	0.01	0.47
17	0.00	0.12
18	0.24	4.39
19	0.01	0.42
20	0.02	0.46
<b>Σ</b>	<b>2.35</b>	<b>93.75</b>

Note: Damage = L<sub>req</sub>/L<sub>h</sub>

B1 : Bearing 4 (SKF 16004)  
 B2 : Bearing 3 (SKF 6004)

## 8.10 Utilization relative to the required service life (L<sub>req</sub> = 2103 h)

Rolling bearings	B1	B2
Utilization (%)	28.65	97.87

Note: Utilization = (L<sub>req</sub>/L<sub>h</sub>)<sup>(1/k)</sup>

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

B1 : Bearing 4 (SKF 16004)  
 B2 : Bearing 3 (SKF 6004)

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

Calculation method: Bertsche

Bearing	p	fac	b	t0	T	R(H)%
1	Bearing	2104	110	3.765e+07	1.203e+09	100.00
2	Bearing	83923	110	3.765e+07	1.203e+09	90.82

Reliability of the configuration for required service life (%)99.00



## 9 Strength calculation according to DIN 743:2012

### 9.1 Summary

Counter shaft

Material	20 MnCr 5
Material type	Case hardening steel
Material treatment	case-hardened
Surface treatment	No

Calculation of static strength

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	81.60	Shoulder
B-B	78.86	Square groove
C-C	80.14	Square groove
D-D	97.81	Straight-sided spline
E-E	67.10	Interference fit
F-F	77.90	Interference fit
G-G	85.35	Smooth shaft
H-H	72.50	Smooth shaft
I-I	78.84	Smooth shaft
J-J	62.90	Smooth shaft
K-K	80.16	Smooth shaft
L-L	54.50	Shoulder with relief groove

Results:

Cross section	SS	SA
A-A	10.55	3.40
B-B	13.51	15.63
C-C	14.06	16.39
D-D	9.54	39.32
E-E	14.44	19.87
F-F	15.30	21.33
G-G	11.93	37.80
H-H	13.11	39.08
I-I	15.75	47.92
J-J	15.58	47.35
K-K	16.40	50.23
L-L	20.28	26.26

Nominal safety: 1.20 1.20

Abbreviations:

SS: Safety against yield point

SA: Safety against incipient crack

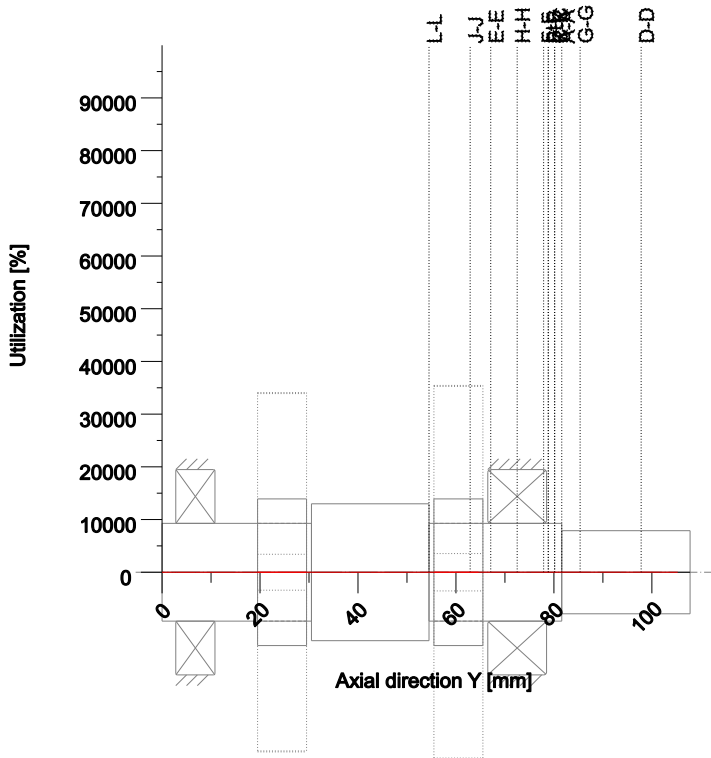
Service life (h) [Hatt] 0.00

Damage (%) [D] 0.00

#### 9.1.1 Utilization (%)

Cross section	Static (yield point)
A-A	35.25
B-B	8.88
C-C	8.54

D-D	12.58
E-E	8.31
F-F	7.84
G-G	10.06
H-H	9.16
I-I	7.62
J-J	7.70
K-K	7.32
L-L	5.92
Maximum utilization of shafts (%)	
Counter shaft:	35.254



Utilization =  $S_{min}/S$  (%)

Figure: Strength (nominal load)

## 9.2 Calculation details

### General statements

Label	Counter shaft	
Drawing		
Length (mm)	[l]	107.80
lcElem =	0	
Speed (1/min)	[n]	1491.95

Material	20 MnCr 5
Material type	Case hardening steel
Material treatment	case-hardened
Surface treatment	No

Load factor static calculation	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
	1.700	1.700	1.700	1.700

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
$\sigma_B$ according to DIN 743 (at dB) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_B$ ]	1200.00
$\sigma_B$ according to DIN 743 (at dB) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_S$ ]	850.00
[ $\sigma_{dW}$ ], bei dB (N/mm <sup>2</sup> )		480.00
[ $\sigma_{bW}$ ], bei dB (N/mm <sup>2</sup> )		600.00
[ $\tau_{tW}$ ], bei dB (N/mm <sup>2</sup> )		360.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	29.00
Material data calculated with K1(d), according to DIN 743/3		
Material strength calculated from size of raw material		
Geometric size factor K1d calculated from raw material diameter		
[ $\sigma_{Beff}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		1072.93
[ $\sigma_{Seff}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		759.99
[ $\sigma_{bFK}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		759.99
[ $\tau_{tFK}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		438.78

[ $\sigma_{BRand}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	2180.00
[ $\sigma_{dW}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	429.17
[ $\sigma_{bW}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	536.46
[ $\tau_{tW}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	321.88

## 9.2.1 Cross section 'A-A' Shoulder

Comment			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		81.600
External diameter (mm)	[da]		17.000
Inner diameter (mm)	[di]		0.000
Notch effect Shoulder			
[D, r, t] (mm)	20.000	0.010	1.500
Mean roughness ( $\mu$ m)	[Rz]		8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.000	0.000	7.066	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	16.381	7.066	819.015
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	16.381	14.132	819.015

Maximum value (static safety)	0.0	27.8	24.0	1392.3
Maximum value [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	16.4	14.1	819.0

Maximum value (static safety)	0.0	27.8	24.0	1392.3
Cross section, moment of resistance: (mm <sup>2</sup> )				
[A, Wb, Wt]	226.980	482.333	964.665	

Stresses: (N/mm <sup>2</sup> )				
[ $\sigma_{zdm}$ , $\sigma_{bm}$ , $\tau_m$ , $\tau_{qm}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	0.000	7.325	0.000
[ $\sigma_{zda}$ , $\sigma_{ba}$ , $\tau_a$ , $\tau_{qa}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	33.961	7.325	4.811
[ $\sigma_{zdmax}$ , $\sigma_{bmax}$ , $\tau_{max}$ , $\tau_{qmax}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	57.734	24.905	8.179

Technological size influence	[K1( $\sigma_B$ )]		0.894
	[K1( $\sigma_S$ )]		0.894

Present safety				
for proof against exceed of yield point:				
Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[ $\gamma_F$ ]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_{FK}$ ]	759.990	759.990	438.780
Safety yield stress	[S]			10.545
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			283.7

Stress concentration factor	[ $\alpha$ ]	12.003	10.546	5.708
-----------------------------	--------------	--------	--------	-------

Present safety				
for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:				
Safety against incipient crack	[S]			3.404
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			283.7

## 9.2.2 Cross section 'B-B' Square groove

Comment				
Y= 78.85... 80.15mm				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		78.860	
External diameter (mm)	[da]		20.000	
Inner diameter (mm)	[di]		0.000	
Notch effect Square groove				
[d, r, t, m] (mm)	19.00	0.10	0.50	1.30
Mean roughness ( $\mu$ m)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)  
 Mean value [Fzdm, Mbm, Tm, Fqm] 0.000 0.000 7.066 0.000  
 Amplitude [Fzda, Mba, Ta, Fqa] 0.000 18.625 7.066 819.009  
 Maximum value [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax] 0.000 18.625 14.132 819.009

Maximum value (static safety) 0.0 31.7 24.0 1392.3  
 Maximum value[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax] 0.0 18.6 14.1 819.0

Maximum value (static safety) 0.0 31.7 24.0 1392.3  
 Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)  
 [A, Wb, Wt] 283.529 673.3811346.762

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)  
 [σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 0.000 5.247 0.000  
 [σzda, σba, τa, τqa] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 27.658 5.247 3.852  
 [σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 47.019 17.839 6.548

Technological size influence [K1(σB)] 0.894  
 [K1(σS)] 0.894

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<sup>2</sup>) [σFK] 759.990 759.990 438.780  
 Safety yield stress [S] 13.508  
 Required safety [Smin] 1.200  
 Result (%) [S/Smin] 1125.6

Notch effect coefficient [β] 2.948 2.696 2.365

Present safety  
 for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:  
 Safety against incipient crack [S] 15.627  
 Required safety [Smin] 1.200  
 Result (%) [S/Smin] 1302.2

### 9.2.3 Cross section 'C-C' Square groove

Comment Y= 78.85... 80.15mm  
 Position (Y-Coordinate) (mm) [y] 80.140  
 External diameter (mm) [da] 20.000  
 Inner diameter (mm) [di] 0.000  
 Notch effect Square groove  
 [d, r, t, m] (mm) 19.00 0.10 0.50 1.30  
 Mean roughness (μm) [Rz] 8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)  
 Mean value [Fzdm, Mbm, Tm, Fqm] 0.000 0.000 7.066 0.000  
 Amplitude [Fzda, Mba, Ta, Fqa] 0.000 17.576 7.066 819.012  
 Maximum value [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax] 0.000 17.576 14.132 819.012

Maximum value (static safety) 0.0 29.9 24.0 1392.3  
 Maximum value[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax] 0.0 17.6 14.1 819.0

Maximum value (static safety) 0.0 29.9 24.0 1392.3  
 Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)  
 [A, Wb, Wt] 283.529 673.3811346.762

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)  
 [σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 0.000 5.247 0.000  
 [σzda, σba, τa, τqa] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 26.102 5.247 3.852  
 [σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 44.373 17.839 6.548

Technological size influence [K1(σB)] 0.894

[K1( $\sigma$ S)] 0.894

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[ $\gamma$ F]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma$ FK]	759.990	759.990	438.780
Safety yield stress	[S]			14.055
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1171.3

Notch effect coefficient [β] 2.948 2.696 2.365

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			16.392
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1366.0

**9.2.4 Cross section 'D-D' Straight-sided spline**

Comment	Y= 97.80...105.20mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			97.810
External diameter (mm)	[da]			17.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Notch effect	Straight-sided spline			
[da, df, z, mn] (mm)	17.000	14.000	0	0.000
Shape A				
Mean roughness (μm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.000	0.000	7.066	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	3.104	7.066	819.040
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	3.104	14.132	819.040

Maximum value (static safety)		0.0	5.3	24.0	1392.4
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	3.1	14.1	819.0

Maximum value (static safety) 0.0 5.3 24.0 1392.4

Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)

[A, Wb, Wt]	153.938	269.392	538.783
-------------	---------	---------	---------

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)

[ $\sigma$ zdm, $\sigma$ bm, $\tau$ m, $\tau$ qm] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	0.000	13.115	0.000
[ $\sigma$ zda, $\sigma$ ba, $\tau$ a, $\tau$ qa] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	11.523	13.115	7.094
[ $\sigma$ zdmax, $\sigma$ bmax, $\tau$ max, $\tau$ qmax] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	19.589	44.592	12.060

Technological size influence [K1( $\sigma$ B)] 0.894  
[K1( $\sigma$ S)] 0.894

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[ $\gamma$ F]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma$ FK]	759.990	759.990	438.780
Safety yield stress	[S]			9.538
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			794.8

Notch effect coefficient [β] 1.000 1.000 1.000

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			39.315
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			3276.3

## 9.2.5 Cross section 'E-E' Interference fit

Comment	Y= 67.10... 77.90mm		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		67.100
External diameter (mm)	[da]		20.000
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 ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]		8.000
----------------------------------	------	--	-------

### Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-0.000	0.000	7.066	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	21.005	7.066	603.274
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-0.000	21.005	14.132	603.274

Maximum value (static safety)		-0.0	35.7	24.0	1025.6
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-0.0	21.0	14.1	603.3

Maximum value (static safety)		-0.0	35.7	24.0	1025.6
-------------------------------	--	------	------	------	--------

Cross section, moment of resistance: ( $\text{mm}^2$ )					
[A, Wb, Wt]		314.159	785.398	1570.796	

Stresses: ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )

[ $\sigma_{\text{zdm}}$ , $\sigma_{\text{bm}}$ , $\tau_{\text{m}}$ , $\tau_{\text{qm}}$ ] ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )		-0.000	0.000	4.498	0.000
[ $\sigma_{\text{zda}}$ , $\sigma_{\text{ba}}$ , $\tau_{\text{a}}$ , $\tau_{\text{qa}}$ ] ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )		0.000	26.744	4.498	2.560
[ $\sigma_{\text{zdmax}}$ , $\sigma_{\text{bmax}}$ , $\tau_{\text{max}}$ , $\tau_{\text{qmax}}$ ] ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )		-0.000	45.465	15.295	4.353

Technological size influence	[K1( $\sigma_{\text{B}}$ )]			0.894
	[K1( $\sigma_{\text{S}}$ )]			0.894

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[ $\gamma_{\text{F}}$ ]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	[ $\sigma_{\text{FK}}$ ]	759.990	759.990	438.780
Safety yield stress	[S]			14.443
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1203.6

Notch effect coefficient	[ $\beta$ ]	2.296	2.296	1.583
--------------------------	-------------	-------	-------	-------

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			19.870
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1655.8

## 9.2.6 Cross section 'F-F' Interference fit

Comment	Y= 67.10... 77.90mm		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		77.900
External diameter (mm)	[da]		20.000
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 ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]		8.000
----------------------------------	------	--	-------

## Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.000	0.000	7.066	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	19.411	7.066	819.007
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	19.411	14.132	819.007

Maximum value (static safety)		0.0	33.0	24.0	1392.3
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	19.4	14.1	819.0

Maximum value (static safety)		0.0	33.0	24.0	1392.3
Cross section, moment of resistance: (mm <sup>2</sup> )	[A, Wb, Wt]	314.159	785.398	1570.796	

Stresses: (N/mm <sup>2</sup> )					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.000	4.498	0.000
[σzda, oba, τa, τqa] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	24.715	4.498	3.476
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	42.015	15.295	5.909

Technological size influence	[K1(σB)]				0.894
	[K1(σS)]				0.894

### 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 <sup>2</sup> )	[σFK]	759.990	759.990	438.780	
Safety yield stress	[S]				15.301
Required safety	[Smin]				1.200
Result (%)	[S/Smin]				1275.1

Notch effect coefficient	[β]	2.296	2.296	1.583	
--------------------------	-----	-------	-------	-------	--

### Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]				21.334
Required safety	[Smin]				1.200
Result (%)	[S/Smin]				1777.8

### 9.2.7 Cross section 'G-G' Smooth shaft

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]				85.350
External diameter (mm)	[da]				17.000
Inner diameter (mm)	[di]				0.000
Notch effect			Smooth shaft		
Mean roughness (μm)	[Rz]				8.000

## Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.000	0.000	7.066	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	13.309	7.066	819.021
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	13.309	14.132	819.021

Maximum value (static safety)		0.0	22.6	24.0	1392.3
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	13.3	14.1	819.0

Maximum value (static safety)		0.0	22.6	24.0	1392.3
Cross section, moment of resistance: (mm <sup>2</sup> )	[A, Wb, Wt]	226.980	482.333	964.665	

Stresses: (N/mm <sup>2</sup> )					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.000	7.325	0.000
[σzda, oba, τa, τqa] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	27.594	7.325	4.811
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	46.909	24.905	8.179

Technological size influence	[K1(σB)]				0.894
------------------------------	----------	--	--	--	-------

[K1( $\sigma$ S)] 0.894

**Present safety**

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[ $\gamma$ F]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma$ FK]	759.990	759.990	438.780
Safety yield stress	[S]			11.926
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			993.8

Notch effect coefficient [β] 1.000 1.000 1.000

**Present safety**

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			37.804
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			3150.4

**9.2.8 Cross section 'H-H' Smooth shaft**

**Comment**

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			72.500
External diameter (mm)	[da]			20.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Notch effect		Smooth shaft		
Mean roughness (μm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

**Load: (N) (Nm)**

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-0.000	0.000	7.066	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	23.834	7.066	818.996
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-0.000	23.834	14.132	818.996

Maximum value (static safety)		-0.0	40.5	24.0	1392.3
Maximum value[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]		-0.0	23.8	14.1	819.0

Maximum value (static safety) -0.0 40.5 24.0 1392.3

**Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)**

[A, Wb, Wt]	314.159	785.398	1570.796
-------------	---------	---------	----------

**Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)**

[ $\sigma$ zdm, $\sigma$ bm, $\tau$ m, $\tau$ qm] (N/mm <sup>2</sup> )	-0.000	0.000	4.498	0.000
[ $\sigma$ zda, $\sigma$ ba, $\tau$ a, $\tau$ qa] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	30.346	4.498	3.476
[ $\sigma$ zdmax, $\sigma$ bmax, $\tau$ max, $\tau$ qmax] (N/mm <sup>2</sup> )	-0.000	51.588	15.295	5.909

Technological size influence [K1( $\sigma$ B)] 0.894  
[K1( $\sigma$ S)] 0.894

**Present safety**

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[ $\gamma$ F]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma$ FK]	759.990	759.990	438.780
Safety yield stress	[S]			13.105
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1092.1

Notch effect coefficient [β] 1.000 1.000 1.000

**Present safety**

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			39.081
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			3256.7

## 9.2.9 Cross section 'I-I' Smooth shaft

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			78.840
External diameter (mm)	[da]			20.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Notch effect		Smooth shaft		
Mean roughness (µm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.000	0.000	7.066	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	18.641	7.066	819.009
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	18.641	14.132	819.009

Maximum value (static safety)		0.0	31.7	24.0	1392.3
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	18.6	14.1	819.0

Maximum value (static safety)		0.0	31.7	24.0	1392.3
-------------------------------	--	-----	------	------	--------

Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)

[A, Wb, Wt]		314.159	785.398	1570.796
-------------	--	---------	---------	----------

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.000	4.498	0.000
[σzda, oba, ta, τqa] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	23.735	4.498	3.476
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	40.349	15.295	5.909

Technological size influence	[K1(σB)]			0.894
	[K1(σS)]			0.894

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 <sup>2</sup> )	[σFK]	759.990	759.990	438.780
Safety yield stress	[S]			15.745
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1312.1

Notch effect coefficient	[β]	1.000	1.000	1.000
--------------------------	-----	-------	-------	-------

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			47.921
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			3993.5

## 9.2.10 Cross section 'J-J' Smooth shaft

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			62.900
External diameter (mm)	[da]			20.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Notch effect		Smooth shaft		
Mean roughness (µm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-0.000	0.000	7.066	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	18.923	7.066	603.233
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-0.000	18.923	14.132	603.233

Maximum value (static safety)		-0.0	32.2	24.0	1025.5
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-0.0	18.9	14.1	603.2

Maximum value (static safety)		-0.0	32.2	24.0	1025.5
-------------------------------	--	------	------	------	--------

Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)

[A, Wb, Wt] 314.159 785.3981570.796

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm <sup>2</sup> )	-0.000	0.000	4.498	0.000
[σzda, oba, τα, τqa] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	24.094	4.498	2.560
[σzdmax,σbmax,τmax,τqmax] (N/mm <sup>2</sup> )	-0.000	40.960	15.295	4.352

Technological size influence	[K1(σB)]			0.894
	[K1(σS)]			0.894

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 <sup>2</sup> )	[σFK]	759.990	759.990	438.780
Safety yield stress	[S]			15.580
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1298.3

Notch effect coefficient	[β]	1.000	1.000	1.000
--------------------------	-----	-------	-------	-------

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			47.349
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			3945.8

## 9.2.11 Cross section 'K-K' Smooth shaft

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			80.160
External diameter (mm)	[da]			20.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Notch effect		Smooth shaft		
Mean roughness (μm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.000	0.000	7.066	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	17.560	7.066	819.012
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	17.560	14.132	819.012

Maximum value (static safety)		0.0	29.9	24.0	1392.3
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	17.6	14.1	819.0

Maximum value (static safety)		0.0	29.9	24.0	1392.3
-------------------------------	--	-----	------	------	--------

Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)

[A, Wb, Wt] 314.159 785.3981570.796

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	0.000	4.498	0.000
[σzda, oba, τα, τqa] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	22.358	4.498	3.476
[σzdmax,σbmax,τmax,τqmax] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	38.009	15.295	5.909

Technological size influence	[K1(σB)]			0.894
	[K1(σS)]			0.894

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 <sup>2</sup> )	[σFK]	759.990	759.990	438.780
Safety yield stress	[S]			16.404
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1367.0

Notch effect coefficient	[β]	1.000	1.000	1.000
--------------------------	-----	-------	-------	-------

**Present safety**

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]	50.232
Required safety	[Smin]	1.200
Result (%)	[S/Smin]	4186.0

**9.2.12 Cross section 'L-L' Shoulder with relief groove**

Comment	Y= 54.50mm		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	54.500	
External diameter (mm)	[da]	20.000	
Inner diameter (mm)	[di]	0.000	
Notch effect	Shoulder with relief groove		
[D, d, D1, r, t1] (mm)	28.000 19.400 20.000 0.800 0.300		
Shape B			
Mean roughness (µm)	[Rz]	8.000	

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-0.001	0.000	-0.000	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.001	15.801	0.000	330.931
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-0.001	15.801	-0.000	330.931

Maximum value (static safety)	-0.0	26.9	0.0	562.6
Maximum value[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-0.0	15.8	-0.0	330.9

Maximum value (static safety)	-0.0	26.9	0.0	562.6
-------------------------------	------	------	-----	-------

Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)

[A, Wb, Wt]	295.592 716.8121433.623
-------------	-------------------------

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm <sup>2</sup> )	-0.000	0.000	-0.000	0.000
[σzda, oba, ta, τqa] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	22.043	0.000	1.493
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm <sup>2</sup> )	-0.000	37.474	0.000	2.538

Technological size influence	[K1(σB)]	0.894
	[K1(σS)]	0.894

**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 <sup>2</sup> )	[σFK]	759.990	759.990	438.780
Safety yield stress	[S]	20.281		
Required safety	[Smin]	1.200		
Result (%)	[S/Smin]	1690.0		

Stress concentration factor	[α]	2.485	2.216	1.633
-----------------------------	-----	-------	-------	-------

**Present safety**

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]	26.257
Required safety	[Smin]	1.200
Result (%)	[S/Smin]	2188.1

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: 2490)

## **ANEXO L – ANÁLISE COMPUTACIONAL DO VEIO DE SAÍDA EM SEGUNDA VELOCIDADE**

# Shaft

Analysis of counter shaft in second speed


Changed on 12.09.2024, 07:39:20  
Changed by Nuno Coelho


Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto  
(4752)  
KISSsoft Release 2023 -SP3

## Contents


<b>1</b>	<b>Messages</b>	3
<b>2</b>	<b>Input data</b>	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
<b>3</b>	<b>Shaft definition (Counter shaft)</b>	5
3.1	Outer contour	5
3.2	Forces	6
3.3	Bearing	7
<b>4</b>	<b>Shaft definition (Gear 4 hub)</b>	8
4.1	Outer contour	8
4.2	Inner contour	8
4.3	Forces	9
<b>5</b>	<b>Shaft definition (Gear 3 hub)</b>	10
5.1	Outer contour	10
5.2	Inner contour	10
5.3	Forces	10
<b>6</b>	<b>Connections</b>	10
6.1	Gear 4 coupling	10
6.2	Gear 2 coupling	11
6.3	Plain bearing 4	11
6.4	Plain bearing 2	11
<b>7</b>	<b>Gears</b>	11
<b>8</b>	<b>Results</b>	12
8.1	Shafts	12
8.2	Bearing	13
8.3	'Counter shaft' Rolling bearing 'Bearing 4'	13
8.4	'Counter shaft' Rolling bearing 'Bearing 3'	15
8.5	Bearing 'Gear 4 coupling'	17
8.6	Bearing 'Gear 2 coupling'	18
8.7	Bearing 'Plain bearing 4'	19
8.8	Bearing 'Plain bearing 2'	20
8.9	Damage relative to the required service life ( $L_{req} = 2103$ h)	21
8.10	Utilization relative to the required service life ( $L_{req} = 2103$ h)	22
8.11	Calculation of the factors required to define reliability $R(t)$ using the Weibull distribution. $t$ in (h)	22
<b>9</b>	<b>Strength calculation according to DIN 743:2012</b>	23
9.1	Summary	23
9.2	Calculation details	24

## 1 Messages


 Calculation is consistent.


 In the rolling bearing database, the data for the internal geometry (e.g. number of rolling elements, rolling element diameter, etc.) is not completely available for the bearing "SKF 16004".


For calculations based on the bearing internal geometry, the data as available in the database are used. The missing data are estimated and documented in the protocol.


 In the rolling bearing database, the data for the internal geometry (e.g. number of rolling elements, rolling element diameter, etc.) is not completely available for the bearing "SKF 6004".

For calculations based on the bearing internal geometry, the data as available in the database are used. The missing data are estimated and documented in the protocol.

 Cross section A-A:  
Radius is wrong.  
( $r = 0.01$  mm)

 Calculation of the notch factor for a square groove:  
 $d_B =$  30.00 mm is used as reference diameter.  
The structure diameter  $\rho^*$  will be calculated according to the formula for steel.

 Calculation of the notch factor for a square groove:  
 $d_B =$  30.00 mm is used as reference diameter.  
The structure diameter  $\rho^*$  will be calculated according to the formula for steel.

 Cross section D-D:  
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 'Counter shaft'

Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	107.800
Speed (1/min)	1642.926
Direction of rotation:	counterclockwise
Material	20 MnCr 5
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 <sup>-6</sup> /K) 11.500
Temperature (°C)	85.000

Mass of shaft (kg)	0.304
Mass of shaft, including additional masses (kg)	0.304
Mass moment of inertia (kg*mm <sup>2</sup> )	20.106
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )	0.001

## 2.1.2 Shaft 'Gear 4 hub'

Drawing	
Initial position (mm)	19.500
Length (mm)	10.000
Speed (1/min)	1642.926
Direction of rotation:	counterclockwise

Material	20 MnCr 5
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 <sup>-6</sup> /K) 11.500
Temperature (°C)	85.000
Mass of shaft (g)	30.748
Mass of shaft, including additional masses (g)	30.748
Mass moment of inertia (kg*mm <sup>2</sup> )	4.997
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )	0.000

## 2.1.3 Shaft 'Gear 3 hub'

Drawing	
Initial position (mm)	55.500
Length (mm)	10.000
Speed (1/min)	1491.955
Direction of rotation:	counterclockwise

Material	20 MnCr 5
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 <sup>-6</sup> /K) 11.500
Temperature (°C)	85.000
Mass of shaft (g)	30.748
Mass of shaft, including additional masses (g)	30.748
Mass moment of inertia (kg*mm <sup>2</sup> )	4.997
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )	0.000

## 2.2 Weight force

Weight towards	0.000		
Weight towards		0.000	
Weight towards			-1.000

## 2.3 Shaft modeling

## 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)	25.000
----------------------------	--------

## 2.7 Load applications

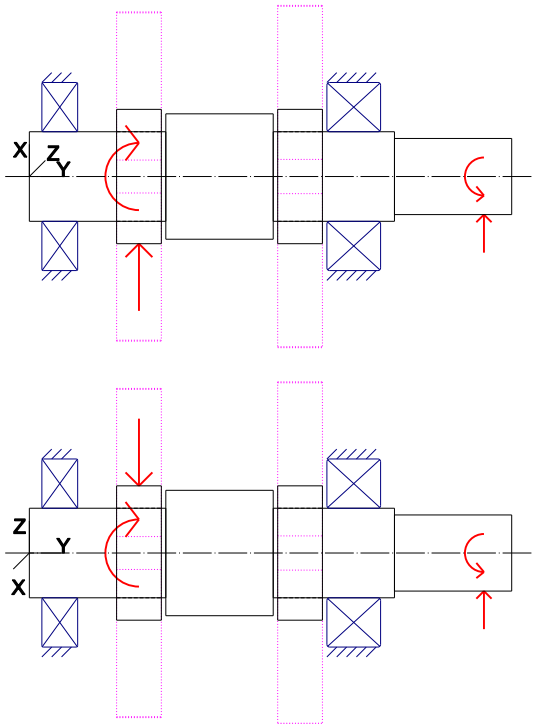


Figure: Load applications

## 3 Shaft definition (Counter shaft)

### 3.1 Outer contour

#### 3.1.1 Cylinder (Zylinder), 0.000mm ...30.500mm

Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	30.5000
Surface roughness ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]	8.0000

Square groove (Square groove)

b=1.30 (mm), t=0.50 (mm), r=0.10 (mm), Rz=32.0, Machined (Ra=3.2 $\mu\text{m}$ /125 $\mu\text{in}$ )

Relief groove right (Relief groove right)

r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2 $\mu\text{m}$ /125 $\mu\text{in}$ )

Form F

(DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Chamfer left (Chamfer left)

l=0.50 (mm), alpha=45.00 ( $^{\circ}$ )

#### 3.1.2 Cylinder (Zylinder), 30.500mm ...54.500mm

Diameter (mm)	[d]	28.0000
Length (mm)	[l]	24.0000
Surface roughness ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)

l=0.50 (mm), alpha=45.00 ( $^{\circ}$ )

Chamfer right (Chamfer right)

l=0.50 (mm), alpha=45.00 ( $^{\circ}$ )

Straight-sided spline (Straight-sided spline) 18.500 mm ... 42.500 mm

da=28.00 (mm), df=23.00 (mm), z=6, Form=A, l=24.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2 $\mu\text{m}$ /125 $\mu\text{in}$ )

#### 3.1.3 Cylinder (Zylinder), 54.500mm ...81.600mm

Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	27.1000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

**Square groove (Square groove)**

b=1.30 (mm), t=0.50 (mm), r=0.10 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

**Relief groove left (Relief groove left)**

r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Form F

(DIN 509), Series 1, with the usual stressing

**Chamfer right (Chamfer right)**

l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

**3.1.4 Cylinder (Zylinder), 81.600mm ...107.800mm**

Diameter (mm)	[d]	17.0000
Length (mm)	[l]	26.2000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

**Chamfer right (Chamfer right)**

l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

**Straight-sided spline (Straight-sided spline) 94.100 mm ... 101.500 mm**

da=17.00 (mm), df=14.00 (mm), z=6, Form=A, l=7.40 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

**Square groove (Square groove)**

b=1.10 (mm), t=0.55 (mm), r=0.10 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

## 3.2 Forces

### 3.2.1 Rope sheave (Pinion sprocket)

Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	101.6000
Position in global system (mm)	[y <sub>global</sub> ]	101.6000
Direction of belt force (°)		5.0263
Sheave diameter (mm)		61.0836
Length of load application (mm)		10.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		815.9055
Shearing force Z (N)		71.7599
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

### 3.2.2 Rope sheave (Pinion sprocket)

Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	101.6000
Position in global system (mm)	[y <sub>global</sub> ]	101.6000
Direction of belt force (°)		5.0263
Sheave diameter (mm)		61.0836
Length of load application (mm)		10.0000
Power (kW)		4.2098
Torque (Nm)		24.4688

### Load spectrum, driving (output)

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	14.2612	-964.2857	-1.2960	12.8338
2	10.5303	-964.2857	-2.5919	25.6676
3	4.0999	-964.2857	-3.8879	38.5014

4	0.8187	-964.2857	-5.1838	51.3352
5	0.4246	-964.2857	-6.4798	64.1689
6	11.1371	-1928.5714	-2.5919	12.8338
7	23.9813	-1928.5714	-5.1838	25.6676
8	0.7798	-1928.5714	-7.7757	38.5014
9	1.0883	-2892.8571	-3.8879	12.8338
10	17.3753	-2892.8571	-7.7757	25.6676
11	3.8347	-2892.8571	-11.6636	38.5014
12	2.3833	-964.2857	1.2960	-12.8338
13	4.5879	-964.2857	2.5919	-25.6676
14	2.7827	-964.2857	3.8879	-38.5014
15	0.2181	-964.2857	5.1838	-51.3352
16	0.3057	-1928.5714	2.5919	-12.8338
17	1.2383	-1928.5714	5.1838	-25.6676
18	0.1528	-1928.5714	7.7757	-38.5014

No.	Axial force (N)	Shearing force X (N)	Shearing force Z (N)
1	0.0000	0.0000	0.0000
2	0.0000	0.0000	0.0000
3	0.0000	0.0000	0.0000
4	0.0000	0.0000	0.0000
5	0.0000	0.0000	0.0000
6	0.0000	0.0000	0.0000
7	0.0000	0.0000	0.0000
8	0.0000	0.0000	0.0000
9	0.0000	0.0000	0.0000
10	0.0000	0.0000	0.0000
11	0.0000	0.0000	0.0000
12	-0.0000	-0.0000	-0.0000
13	-0.0000	-0.0000	-0.0000
14	-0.0000	-0.0000	-0.0000
15	-0.0000	-0.0000	-0.0000
16	-0.0000	-0.0000	-0.0000
17	-0.0000	-0.0000	-0.0000
18	-0.0000	-0.0000	-0.0000

### 3.3 Bearing

#### 3.3.1 Bearing 4 (SKF 16004)

Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
		SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y <sub>lokal</sub> ]	6.800
Bearing position (mm)	[y <sub>global</sub> ]	6.800
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	20.000
External diameter (mm)	[D]	42.000
Width (mm)	[b]	8.000
Corner radius (mm)	[r]	0.300

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

Nominal diametral clearance* ( $\mu\text{m}$ ) [Pd0] (* ISO 5753-1:2009 C0)		12.500
Nominal axial clearance ( $\mu\text{m}$ ) [Pe]		111.102
Basic static load rating (kN) [C <sub>0</sub> ]		4.050
Basic dynamic load rating (kN) [C]		7.280
Fatigue load limit (kN) [C <sub>u</sub> ]		0.173
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN) [C <sub>theo</sub> ]		6.949
Basic static load rating (kN) [C <sub>0theo</sub> ]		4.085
Correction factor Basic dynamic load rating [f <sub>c</sub> ]		1.000
Correction factor Basic static load rating [f <sub>c0</sub> ]		1.000

### 3.3.2 Bearing 3 (SKF 6004)

Bearing type		Deep groove ball bearing (single row) SKF Explorer
Bearing position (mm) [y <sub>lokal</sub> ]		72.500
Bearing position (mm) [y <sub>global</sub> ]		72.500
Attachment of external ring		Free bearing
Inner diameter (mm) [d]		20.000
External diameter (mm) [D]		42.000
Width (mm) [b]		12.000
Corner radius (mm) [r]		0.600

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

Nominal diametral clearance* ( $\mu\text{m}$ ) [Pd0] (* ISO 5753-1:2009 C0)		12.500
Nominal axial clearance ( $\mu\text{m}$ ) [Pe]		125.374
Basic static load rating (kN) [C <sub>0</sub> ]		5.000
Basic dynamic load rating (kN) [C]		9.950
Fatigue load limit (kN) [C <sub>u</sub> ]		0.212
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN) [C <sub>theo</sub> ]		9.379
Basic static load rating (kN) [C <sub>0theo</sub> ]		5.028
Correction factor Basic dynamic load rating [f <sub>c</sub> ]		1.000
Correction factor Basic static load rating [f <sub>c0</sub> ]		1.000

## 4 Shaft definition (Gear 4 hub)

### 4.1 Outer contour

#### 4.1.1 Cylinder (Zylinder), 0.000mm ...10.000mm

Diameter (mm) [d]		30.0000
Length (mm) [l]		10.0000
Surface roughness ( $\mu\text{m}$ ) [Rz]		8.0000

### 4.2 Inner contour

#### 4.2.1 Cylindrical bore (Zylindrische Bohrung), 0.000mm ...10.000mm

Diameter (mm) [d]		20.0000
Length (mm) [l]		10.0000
Surface roughness ( $\mu\text{m}$ ) [Rz]		8.0000

## 4.3 Forces

### 4.3.1 Cylindrical gear (Gear 4)

Position on shaft (mm) [y <sub>local</sub> ]	5.0000
Position in global system (mm) [y <sub>global</sub> ]	24.5000
Operating pitch diameter (mm)	73.5000
Spur gear	
Working pressure angle at normal section (°)	26.4986
Position of contact (°)	-169.2157
Length of load application (mm)	10.0000
Power (kW)	4.2098
Torque (Nm)	-24.4688

### Load spectrum, driven (input)

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	14.2612	-964.2857	1.2960	-12.8338
2	10.5303	-964.2857	2.5919	-25.6676
3	4.0999	-964.2857	3.8879	-38.5014
4	0.8187	-964.2857	5.1838	-51.3352
5	0.4246	-964.2857	6.4798	-64.1689
6	11.1371	-1928.5714	2.5919	-12.8338
7	23.9813	-1928.5714	5.1838	-25.6676
8	0.7798	-1928.5714	7.7757	-38.5014
9	1.0883	-2892.8571	3.8879	-12.8338
10	17.3753	-2892.8571	7.7757	-25.6676
11	3.8347	-2892.8571	11.6636	-38.5014
12	2.3833	-964.2857	-1.2960	12.8338
13	4.5879	-964.2857	-2.5919	25.6676
14	2.7827	-964.2857	-3.8879	38.5014
15	0.2181	-964.2857	-5.1838	51.3352
16	0.3057	-1928.5714	-2.5919	12.8338
17	1.2383	-1928.5714	-5.1838	25.6676
18	0.1528	-1928.5714	-7.7757	38.5014

No.	Axial force (N)	Shearing force X (N)	Shearing force Z (N)	Bending moment X (Nm)	Bending moment Z (Nm)
1	0.0000	236.3715	-310.4742	0.0000	-0.0000
2	0.0000	472.7429	-620.9484	0.0000	-0.0000
3	0.0000	709.1144	-931.4226	0.0000	-0.0000
4	0.0000	945.4858	-1241.8968	0.0000	-0.0000
5	0.0000	1181.8573	-1552.3710	0.0000	-0.0000
6	0.0000	236.3715	-310.4742	0.0000	-0.0000
7	0.0000	472.7429	-620.9484	0.0000	-0.0000
8	0.0000	709.1144	-931.4226	0.0000	-0.0000
9	0.0000	236.3715	-310.4742	0.0000	-0.0000
10	0.0000	472.7429	-620.9484	0.0000	-0.0000
11	0.0000	709.1144	-931.4226	0.0000	-0.0000
12	-0.0000	105.6853	375.6279	-0.0000	0.0000
13	-0.0000	211.3706	751.2558	-0.0000	0.0000
14	-0.0000	317.0560	1126.8837	-0.0000	0.0000

15	-0.0000	422.7413	1502.5115	-0.0000	0.0000
16	-0.0000	105.6853	375.6279	-0.0000	0.0000
17	-0.0000	211.3706	751.2558	-0.0000	0.0000
18	-0.0000	317.0560	1126.8837	-0.0000	0.0000

## 5 Shaft definition (Gear 3 hub)

### 5.1 Outer contour

#### 5.1.1 Cylinder (Zylinder), 0.000mm ...10.000mm

Diameter (mm)	[d]	30.0000
Length (mm)	[l]	10.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

### 5.2 Inner contour

#### 5.2.1 Cylindrical bore (Zylindrische Bohrung), 0.000mm ...10.000mm

Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	10.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

### 5.3 Forces

#### 5.3.1 Cylindrical gear (Gear 3)

Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	5.0000
Position in global system (mm)	[y <sub>global</sub> ]	60.5000
Operating pitch diameter (mm)		76.4262
Spur gear		
Working pressure angle at normal section (°)		24.5138
Position of contact (°)		-169.2157
Length of load application (mm)		10.0000
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

## 6 Connections

### 6.1 Gear 4 coupling

Bearing type

Position (mm) 29.500

Degrees of freedom  
 X: fixed; Y: free; Z: fixed;  
 Rx: fixed; Ry: fixed; Rz: fixed;

## 6.2 Gear 2 coupling

Bearing type

Position (mm) 55.500

Degrees of freedom

X: fixed; Y: free; Z: fixed;

Rx: fixed; Ry: free; Rz: fixed;

## 6.3 Plain bearing 4

Bearing type

Position (mm) 24.500

Degrees of freedom

X: / double direction ( $u_0=112.00 \mu\text{m}$ ,  $u_1=112.00 \mu\text{m}$ ); Y: fixed; Z: / double direction ( $u_0=112.00 \mu\text{m}$ ,  $u_1=112.00 \mu\text{m}$ );

Rx: fixed; Ry: free; Rz: fixed;

## 6.4 Plain bearing 2

Bearing type

Position (mm) 60.500

Degrees of freedom

X: / double direction ( $u_0=112.00 \mu\text{m}$ ,  $u_1=112.00 \mu\text{m}$ ); Y: fixed; Z: / double direction ( $u_0=112.00 \mu\text{m}$ ,  $u_1=112.00 \mu\text{m}$ );

Rx: fixed; Ry: free; Rz: fixed;

## 7 Gears

Gears are considered only as load application.

## 8 Results

Note: the maximum deflection and torsion of the shaft under torque, the life modification factor  $a_{ISO}$ , and the bearing's minimum lubricant film thickness EHL, are predefined for the first load bin.

### 8.1 Shafts

Maximum deflection 60.530( $\mu\text{m}$ ) (Counter shaft pos = 107.800 mm)

Mass center of gravity

Counter shaft (mm)	49.374
Gear 4 hub (mm)	5.000
Gear 3 hub (mm)	5.000

Total axial load

Counter shaft (N)	0.000
Gear 4 hub (N)	0.000
Gear 3 hub (N)	0.000

Torsion of the shafts under torque

(Difference between left and right shaft end)

Counter shaft ( $^{\circ}$ )	0.082
Gear 4 hub ( $^{\circ}$ )	0.001
Gear 3 hub ( $^{\circ}$ )	0.000

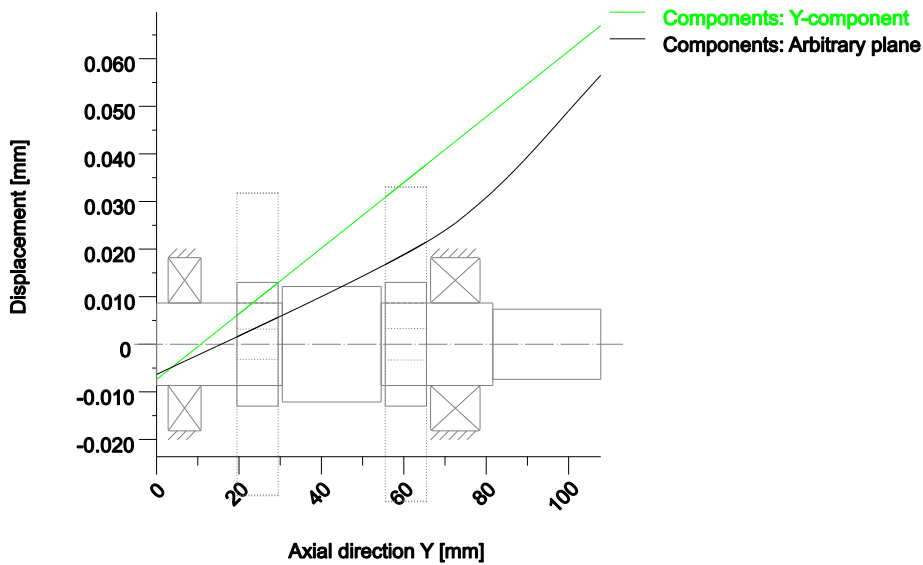
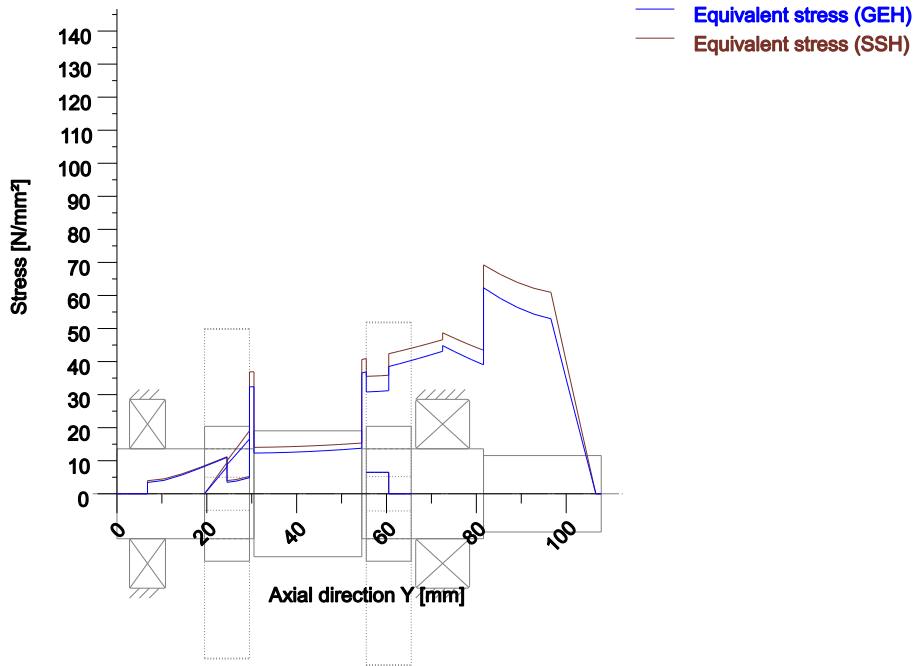


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 8.898052507 127)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations  
 GEH(von Mises):  $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$   
 SSH(Tresca):  $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

## 8.2 Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance (ISO 281)	[u <sub>a</sub> ]	10.00	µm
Lubricant		Klüberoil GEM 1-460 N	
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	85.00	°C
Rolling bearing rating life according to ISO/TS 16281:2008			

## 8.3 'Counter shaft' Rolling bearing 'Bearing 4'

Position (Y-coordinate)	[y]	6.80	mm
Minimum EHL lubricant film thickness		[h <sub>min</sub> ]	0.092 µm
Spin to roll ratio	[ω <sub>s</sub> /ω <sub>roll</sub> ]	0.007	
Life modification factor for reliability	[a <sub>i</sub> ]	1.000	

### 8.3.1 Operating bearing clearance

Clearance change not considered in the calculation of the operating bearing clearance

#	ΔP <sub>d</sub> [µm]	P <sub>d</sub> [µm]
1	0.000	12.50 0
2	0.000	12.50 0
3	0.000	12.50 0
4	0.000	12.50 0
5	0.000	12.50 0

6	0.000	12.50 0
7	0.000	12.50 0
8	0.000	12.50 0
9	0.000	12.50 0
10	0.000	12.50 0
11	0.000	12.50 0
12	0.000	12.50 0
13	0.000	12.50 0
14	0.000	12.50 0
15	0.000	12.50 0
16	0.000	12.50 0
17	0.000	12.50 0
18	0.000	12.50 0

# ... Load bin

$\Delta P_d$  ... Total diametral clearance change

$P_d = P_{d0} + \Delta P_d$  ... Operating diametral clearance

### 8.3.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Klüberoil GEM 1-460 N	
Load ratio	[C/P]	22.714
Operating viscosity	[ $\nu$ ]	49.935 mm <sup>2</sup> /s
Reference viscosity	[ $\nu_r$ ]	0.000 mm <sup>2</sup> /s
Basic rating life	[L <sub>10h</sub> ]	26114.333 h
Bearing rating life	[L <sub>nh</sub> ]	26114.333 h
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	3.191

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

Fatigue load limit	[C <sub>u</sub> ]	0.173 kN
Dynamic equivalent reference load	[P <sub>ref</sub> ]	1.344 kN
Basic reference rating life	[L <sub>10rh</sub> ]	20203.689 h
Reference rating life	[L <sub>nm</sub> ]	20203.689 h

Maximum contact stress	[p <sub>max</sub> ]	2843.444 N/mm <sup>2</sup>
Static equivalent load	[P <sub>0ref</sub> ]	0.003 kN
Effective static safety factor	[S <sub>0w</sub> ]	3.223
Static safety factor	[S <sub>0ref</sub> ]	2.623

(S<sub>0w</sub> = (p<sub>0</sub> / p<sub>max</sub>)<sup>n</sup>, S<sub>0ref</sub> = C<sub>0</sub> / P<sub>0ref</sub>)

### 8.3.4 Bearing reactions

	Bearing reaction force				Bearing reaction moment		
	F <sub>x</sub> (kN)	F <sub>y</sub> (kN)	F <sub>z</sub> (kN)	F <sub>r</sub> (kN)	M <sub>x</sub> (Nm)	M <sub>z</sub> (Nm)	M <sub>r</sub> (Nm)
1	0.188	0.000	0.259	0.321	0.008	0.014	0.016
2	0.015	0.000	0.486	0.486	-0.001	0.036	0.036
3	-0.158	0.000	0.712	0.729	-0.013	0.056	0.058
4	-0.331	0.000	0.938	0.995	-0.023	0.070	0.073
5	-0.504	0.000	1.165	1.269	-0.037	0.087	0.095
6	0.188	0.000	0.259	0.321	0.008	0.014	0.016
7	0.015	0.000	0.486	0.486	-0.001	0.036	0.036

8	-0.158	0.000	0.712	0.729	-0.013	0.056	0.058
9	0.188	0.000	0.259	0.321	0.008	0.014	0.016
10	0.015	0.000	0.486	0.486	-0.001	0.036	0.036
11	-0.158	0.000	0.712	0.729	-0.013	0.056	0.058
12	0.284	0.000	-0.241	0.372	-0.014	0.015	0.020
13	0.206	0.000	-0.515	0.554	-0.014	0.041	0.044
14	0.128	0.000	-0.789	0.799	-0.008	0.061	0.062
15	0.050	0.000	-1.063	1.064	0.000	0.088	0.088
16	0.284	0.000	-0.241	0.372	-0.014	0.015	0.020
17	0.206	0.000	-0.515	0.554	-0.014	0.041	0.044
18	0.128	0.000	-0.789	0.799	-0.008	0.061	0.062

	Displacement of bearing			Misalignment of bearing			
	$u_x$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_y$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_z$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_r$ ( $\mu\text{m}$ )	$r_x$ (mrad)	$r_z$ (mrad)	$r_r$ (mrad)
1	-8.211	-5.617	-11.659	14.261	0.155	-0.468	0.493
2	-0.490	-2.496	-16.521	16.528	0.169	-0.378	0.414
3	4.257	-1.067	-18.906	19.379	0.154	-0.333	0.366
4	7.626	-0.375	-20.901	22.248	0.137	-0.308	0.337
5	9.937	0.094	-22.807	24.877	0.121	-0.298	0.322
6	-8.211	-5.617	-11.659	14.261	0.155	-0.468	0.493
7	-0.490	-2.496	-16.521	16.528	0.169	-0.378	0.414
8	4.257	-1.067	-18.906	19.379	0.154	-0.333	0.366
9	-8.211	-5.617	-11.659	14.261	0.155	-0.468	0.493
10	-0.490	-2.496	-16.521	16.528	0.169	-0.378	0.414
11	4.257	-1.067	-18.906	19.379	0.154	-0.333	0.366
12	-11.541	-5.735	9.579	14.998	-0.050	-0.500	0.503
13	-6.458	-3.355	16.097	17.344	-0.092	-0.433	0.442
14	-3.210	-2.152	19.978	20.235	-0.096	-0.392	0.404
15	-1.358	-1.397	22.883	22.923	-0.086	-0.373	0.383
16	-11.541	-5.735	9.579	14.998	-0.050	-0.500	0.503
17	-6.458	-3.355	16.097	17.344	-0.092	-0.433	0.442
18	-3.210	-2.152	19.978	20.235	-0.096	-0.392	0.404

#### 8.4 'Counter shaft' Rolling bearing 'Bearing 3'

Position (Y-coordinate)	[y]	72.50	mm
Minimum EHL lubricant film thickness		[ $h_{\min}$ ]	0.092 $\mu\text{m}$
Spin to roll ratio	[ $\omega_s/\omega_{\text{roll}}$ ]	0.011	
Life modification factor for reliability [ $a_1$ ]		1.000	

##### 8.4.1 Operating bearing clearance

Clearance change not considered in the calculation of the operating bearing clearance

#	$\Delta P_d$ [ $\mu\text{m}$ ]	$P_d$ [ $\mu\text{m}$ ]
1	0.000	12.50 0
2	0.000	12.50 0
3	0.000	12.50 0
4	0.000	12.50 0
5	0.000	12.50

		0
6	0.000	12.50 0
7	0.000	12.50 0
8	0.000	12.50 0
9	0.000	12.50 0
10	0.000	12.50 0
11	0.000	12.50 0
12	0.000	12.50 0
13	0.000	12.50 0
14	0.000	12.50 0
15	0.000	12.50 0
16	0.000	12.50 0
17	0.000	12.50 0
18	0.000	12.50 0

# ... Load bin

$\Delta P_d$  ... Total diametral clearance change

$P_d = P_{d0} + \Delta P_d$  ... Operating diametral clearance

#### 8.4.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Clüberoil GEM 1-460 N	
Load ratio	[C/P]	8.019
Operating viscosity	[ $\nu$ ]	49.935 mm <sup>2</sup> /s
Reference viscosity	[ $\nu_i$ ]	0.000 mm <sup>2</sup> /s
Basic rating life	[ $L_{10h}$ ]	4271.074 h
Bearing rating life	[ $L_{nh}$ ]	4271.074 h
Static safety factor	[ $S_0$ ]	3.273

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

Fatigue load limit	[ $C_u$ ]	0.212 kN
Dynamic equivalent reference load	[ $P_{ref}$ ]	1.601 kN
Basic reference rating life	[ $L_{10rh}$ ]	3734.541 h
Reference rating life	[ $L_{nrh}$ ]	3734.541 h
Maximum contact stress	[ $p_{max}$ ]	2761.970 N/mm <sup>2</sup>
Static equivalent load	[ $P_{0ref}$ ]	0.004 kN
Effective static safety factor	[ $S_{0w}$ ]	3.516
Static safety factor	[ $S_{0ref}$ ]	2.767

( $S_{0w} = (p_0 / p_{max})^n$ ,  $S_{0ref} = C_0 / P_{0ref}$ )

#### 8.4.4 Bearing reactions

	Bearing reaction force				Bearing reaction moment		
	$F_x$ (kN)	$F_y$ (kN)	$F_z$ (kN)	$F_r$ (kN)	$M_x$ (Nm)	$M_z$ (Nm)	$M_r$ (Nm)
1	-1.241	0.000	-0.017	1.241	-0.049	0.009	0.050
2	-1.304	0.000	0.067	1.306	-0.069	0.010	0.069
3	-1.367	0.000	0.151	1.376	-0.088	0.017	0.089
4	-1.431	0.000	0.235	1.450	-0.107	0.026	0.110
5	-1.494	0.000	0.319	1.528	-0.126	0.036	0.131
6	-1.241	0.000	-0.017	1.241	-0.049	0.009	0.050

7	-1.304	0.000	0.067	1.306	-0.069	0.010	0.069
8	-1.367	0.000	0.151	1.376	-0.088	0.017	0.089
9	-1.241	0.000	-0.017	1.241	-0.049	0.009	0.050
10	-1.304	0.000	0.067	1.306	-0.069	0.010	0.069
11	-1.367	0.000	0.151	1.376	-0.088	0.017	0.089
12	-1.205	0.000	-0.203	1.222	0.039	0.022	0.045
13	-1.233	0.000	-0.305	1.270	0.073	0.035	0.081
14	-1.261	0.000	-0.406	1.325	0.096	0.049	0.107
15	-1.289	0.000	-0.508	1.385	0.114	0.061	0.130
16	-1.205	0.000	-0.203	1.222	0.039	0.022	0.045
17	-1.233	0.000	-0.305	1.270	0.073	0.035	0.081
18	-1.261	0.000	-0.406	1.325	0.096	0.049	0.107

### Displacement of bearing

### Misalignment of bearing

	u <sub>x</sub> (μm)	u <sub>y</sub> (μm)	u <sub>z</sub> (μm)	u <sub>r</sub> (μm)	r <sub>x</sub> (mrad)	r <sub>z</sub> (mrad)	r <sub>r</sub> (mrad)
1	25.450	39.716	0.495	25.455	0.220	-0.713	0.746
2	26.047	42.837	-1.824	26.111	0.275	-0.592	0.653
3	26.573	44.266	-3.537	26.807	0.302	-0.515	0.597
4	27.065	44.958	-4.995	27.522	0.327	-0.458	0.563
5	27.533	45.427	-6.324	28.250	0.352	-0.418	0.546
6	25.450	39.716	0.495	25.455	0.220	-0.713	0.746
7	26.047	42.837	-1.824	26.111	0.275	-0.592	0.653
8	26.573	44.266	-3.537	26.807	0.302	-0.515	0.597
9	25.450	39.716	0.495	25.455	0.220	-0.713	0.746
10	26.047	42.837	-1.824	26.111	0.275	-0.592	0.653
11	26.573	44.266	-3.537	26.807	0.302	-0.515	0.597
12	24.923	39.598	4.744	25.371	-0.075	-0.763	0.766
13	25.024	41.978	6.523	25.860	-0.167	-0.681	0.701
14	25.093	43.181	8.180	26.393	-0.220	-0.627	0.664
15	25.134	43.936	9.753	26.960	-0.261	-0.594	0.648
16	24.923	39.598	4.744	25.371	-0.075	-0.763	0.766
17	25.024	41.978	6.523	25.860	-0.167	-0.681	0.701
18	25.093	43.181	8.180	26.393	-0.220	-0.627	0.664

## 8.5 Bearing 'Gear 4 coupling'

Position (Y-coordinate) [y] 29.50 mm

### Bearing reaction force

### Bearing reaction moment

	F <sub>x</sub> (kN)	F <sub>y</sub> (kN)	F <sub>z</sub> (kN)	F <sub>r</sub> (kN)	M <sub>x</sub> (Nm)	M <sub>z</sub> (Nm)	M <sub>r</sub> (Nm)
1	0.236	0.000	-0.311	0.390	-2.815	4.110	4.981
2	0.473	0.000	-0.621	0.781	-5.119	2.368	5.640
3	0.709	0.000	-0.932	1.171	-7.424	0.624	7.450
4	0.945	-0.000	-1.242	1.561	-9.728	-1.124	9.793
5	1.182	-0.000	-1.553	1.951	-12.035	-2.870	12.372
6	0.236	0.000	-0.311	0.390	-2.815	4.110	4.981
7	0.473	0.000	-0.621	0.781	-5.119	2.368	5.640
8	0.709	0.000	-0.932	1.171	-7.424	0.624	7.450
9	0.236	0.000	-0.311	0.390	-2.815	4.110	4.981
10	0.473	0.000	-0.621	0.781	-5.119	2.368	5.640

11	0.709	0.000	-0.932	1.171	-7.424	0.624	7.450
12	0.106	0.000	0.375	0.390	2.241	5.077	5.549
13	0.211	0.000	0.751	0.780	5.019	4.304	6.612
14	0.317	0.000	1.127	1.170	7.804	3.528	8.564
15	0.423	-0.000	1.502	1.561	10.591	2.756	10.943
16	0.106	0.000	0.375	0.390	2.241	5.077	5.549
17	0.211	0.000	0.751	0.780	5.019	4.304	6.612
18	0.317	0.000	1.127	1.170	7.804	3.528	8.564

### Displacement of bearing

### Misalignment of bearing

	$u_x$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_y$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_z$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_r$ ( $\mu\text{m}$ )	$r_x$ (mrad)	$r_z$ (mrad)	$r_r$ (mrad)
1	-0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
2	-0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
3	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
4	-0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
5	0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000
6	-0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
7	-0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
8	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
9	-0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
10	-0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
11	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
12	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
13	-0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000
14	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
15	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
16	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
17	-0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000
18	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

## 8.6 Bearing 'Gear 2 coupling'

Position (Y-coordinate) [y] 55.50 mm

### Bearing reaction force

### Bearing reaction moment

	$F_x$ (kN)	$F_y$ (kN)	$F_z$ (kN)	$F_r$ (kN)	$M_x$ (Nm)	$M_z$ (Nm)	$M_r$ (Nm)
1	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	2.253	-14.104	14.283
2	-0.000	0.000	-0.000	0.000	3.216	-13.366	13.748
3	-0.000	0.000	-0.000	0.000	4.179	-12.624	13.298
4	-0.000	0.000	-0.000	0.000	5.142	-11.880	12.945
5	-0.000	0.000	-0.000	0.000	6.106	-11.136	12.700
6	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	2.253	-14.104	14.283
7	-0.000	0.000	-0.000	0.000	3.216	-13.366	13.748
8	-0.000	0.000	-0.000	0.000	4.179	-12.624	13.298
9	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	2.253	-14.104	14.283
10	-0.000	0.000	-0.000	0.000	3.216	-13.366	13.748
11	-0.000	0.000	-0.000	0.000	4.179	-12.624	13.298
12	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.162	-14.506	14.507
13	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	-0.995	-14.171	14.206
14	-0.000	0.000	-0.000	0.000	-2.159	-13.835	14.002

15	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	-3.326	-13.500	13.904
16	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.162	-14.506	14.507
17	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	-0.995	-14.171	14.206
18	-0.000	0.000	-0.000	0.000	-2.159	-13.835	14.002

### Displacement of bearing

### Misalignment of bearing

	$u_x$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_y$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_z$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_r$ ( $\mu\text{m}$ )	$r_x$ (mrad)	$r_z$ (mrad)	$r_r$ (mrad)
1	-0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
2	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
4	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
5	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000
6	-0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
7	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
8	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
9	-0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
10	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
11	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
12	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
13	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
14	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000
15	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
16	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
17	-0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
18	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000

## 8.7 Bearing 'Plain bearing 4'

Position (Y-coordinate) [y] 24.50 mm

### Bearing reaction force

### Bearing reaction moment

	$F_x$ (kN)	$F_y$ (kN)	$F_z$ (kN)	$F_r$ (kN)	$M_x$ (Nm)	$M_z$ (Nm)	$M_r$ (Nm)
1	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	4.369	-2.928	5.259
2	0.000	-0.000	-0.000	0.000	8.225	-0.004	8.225
3	0.000	-0.000	-0.000	0.000	12.082	2.922	12.431
4	0.000	-0.000	-0.000	0.000	15.939	5.852	16.979
5	0.000	-0.000	-0.000	0.000	19.798	8.780	21.658
6	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	4.369	-2.928	5.259
7	0.000	-0.000	-0.000	0.000	8.225	-0.004	8.225
8	0.000	-0.000	-0.000	0.000	12.082	2.922	12.431
9	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	4.369	-2.928	5.259
10	0.000	-0.000	-0.000	0.000	8.225	-0.004	8.225
11	0.000	-0.000	-0.000	0.000	12.082	2.922	12.431
12	-0.000	-0.000	0.000	0.000	-4.118	-4.548	6.135
13	-0.000	-0.000	0.000	0.000	-8.774	-3.247	9.356
14	0.000	-0.000	0.000	0.000	-13.437	-1.943	13.576
15	0.000	-0.000	0.000	0.000	-18.102	-0.642	18.113
16	-0.000	-0.000	0.000	0.000	-4.118	-4.548	6.135
17	-0.000	-0.000	0.000	0.000	-8.774	-3.247	9.356
18	0.000	-0.000	0.000	0.000	-13.437	-1.943	13.576

	Displacement of bearing			Misalignment of bearing			
	$u_x$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_y$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_z$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_r$ ( $\mu\text{m}$ )	$r_x$ (mrad)	$r_z$ (mrad)	$r_r$ (mrad)
1	0.011	-0.000	0.100	0.101	0.000	-0.000	0.000
2	-0.060	0.000	0.193	0.202	0.000	0.000	0.000
3	-0.131	0.000	0.286	0.315	0.000	0.000	0.000
4	-0.202	0.000	0.379	0.430	-0.000	-0.000	0.000
5	-0.273	-0.000	0.472	0.545	0.000	-0.000	0.000
6	0.011	-0.000	0.100	0.101	0.000	-0.000	0.000
7	-0.060	0.000	0.193	0.202	0.000	0.000	0.000
8	-0.131	0.000	0.286	0.315	0.000	0.000	0.000
9	0.011	-0.000	0.100	0.101	0.000	-0.000	0.000
10	-0.060	0.000	0.193	0.202	0.000	0.000	0.000
11	-0.131	0.000	0.286	0.315	0.000	0.000	0.000
12	0.050	-0.000	-0.105	0.117	0.000	-0.000	0.000
13	0.019	-0.000	-0.218	0.218	-0.000	0.000	0.000
14	-0.013	0.000	-0.330	0.331	0.000	0.000	0.000
15	-0.045	-0.000	-0.443	0.445	-0.000	0.000	0.000
16	0.050	-0.000	-0.105	0.117	0.000	-0.000	0.000
17	0.019	-0.000	-0.218	0.218	-0.000	0.000	0.000
18	-0.013	0.000	-0.330	0.331	0.000	0.000	0.000

## 8.8 Bearing 'Plain bearing 2'

Position (Y-coordinate) [y] 60.50 mm

### Bearing reaction force

### Bearing reaction moment

	$F_x$ (kN)	$F_y$ (kN)	$F_z$ (kN)	$F_r$ (kN)	$M_x$ (Nm)	$M_z$ (Nm)	$M_r$ (Nm)
1	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-2.255	14.104	14.283
2	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-3.217	13.366	13.748
3	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-4.181	12.624	13.298
4	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-5.144	11.880	12.946
5	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-6.108	11.136	12.701
6	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-2.255	14.104	14.283
7	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-3.217	13.366	13.748
8	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-4.181	12.624	13.298
9	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-2.255	14.104	14.283
10	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-3.217	13.366	13.748
11	0.000	-0.000	-0.000	0.000	-4.181	12.624	13.298
12	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.163	14.506	14.507
13	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.993	14.171	14.205
14	0.000	-0.000	0.000	0.000	2.158	13.835	14.002
15	0.000	-0.000	0.000	0.000	3.325	13.500	13.903
16	0.000	-0.000	0.000	0.000	-0.163	14.506	14.507
17	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.993	14.171	14.205
18	0.000	-0.000	0.000	0.000	2.158	13.835	14.002

	Displacement of bearing			Misalignment of bearing			
	$u_x$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_y$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_z$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_r$ ( $\mu\text{m}$ )	$r_x$ (mrad)	$r_z$ (mrad)	$r_r$ (mrad)
1	-0.097	-0.000	0.012	0.097	0.000	0.000	0.000
2	-0.111	-0.000	0.031	0.115	0.000	0.000	0.000

3	-0.125	-0.000	0.051	0.135	-0.000	0.000	0.000
4	-0.140	0.000	0.070	0.156	0.000	0.000	0.000
5	-0.154	0.000	0.089	0.178	0.000	-0.000	0.000
6	-0.097	-0.000	0.012	0.097	0.000	0.000	0.000
7	-0.111	-0.000	0.031	0.115	0.000	0.000	0.000
8	-0.125	-0.000	0.051	0.135	-0.000	0.000	0.000
9	-0.097	-0.000	0.012	0.097	0.000	0.000	0.000
10	-0.111	-0.000	0.031	0.115	0.000	0.000	0.000
11	-0.125	-0.000	0.051	0.135	-0.000	0.000	0.000
12	-0.089	-0.000	-0.030	0.093	0.000	0.000	0.000
13	-0.095	-0.000	-0.053	0.109	0.000	0.000	0.000
14	-0.101	0.000	-0.076	0.127	-0.000	0.000	0.000
15	-0.108	0.000	-0.099	0.146	0.000	0.000	0.000
16	-0.089	-0.000	-0.030	0.093	0.000	0.000	0.000
17	-0.095	-0.000	-0.053	0.109	0.000	0.000	0.000
18	-0.101	0.000	-0.076	0.127	-0.000	0.000	0.000

(\*) 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 C<sub>0</sub> (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.

## 8.9 Damage relative to the required service life ( $L_{req} = 2103$ h)

Wälzlagerschäden pro Lastkollektiv-Element (%)		
Load bin	B1	B2
1	0.21	3.82
2	0.51	3.30
3	0.62	1.51
4	0.31	0.35
5	0.33	0.22
6	0.33	5.97
7	2.31	15.05
8	0.24	0.58
9	0.05	0.88
10	2.51	16.36
11	1.73	4.24
12	0.05	0.63
13	0.32	1.37
14	0.56	0.94
15	0.10	0.08
16	0.01	0.16
17	0.17	0.74
18	0.06	0.10
<b>Σ</b>	<b>10.41</b>	<b>56.31</b>

Note: Damage =  $L_{req}/L_n$

B1 : Bearing 4 (SKF 16004)  
 B2 : Bearing 3 (SKF 6004)

## 8.10 Utilization relative to the required service life ( $L_{req} = 2103$ h)

Rolling bearings	B1	B2
Utilization (%)	47.04	82.58

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

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

B1 : Bearing 4 (SKF 16004)

B2 : Bearing 3 (SKF 6004)

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

Calculation method: Bertsche

Bearing	$p$	fac	$b$	$t_0$	$T$	$R(H)\%$
1	Bearing	10972	110	4.434e+07	1.416e+09	100.00
2	Bearing	59359	110	4.434e+07	1.416e+09	95.68

Reliability of the configuration for required service life (%)99.00

## 9 Strength calculation according to DIN 743:2012

### 9.1 Summary

Counter shaft

Material	20 MnCr 5
Material type	Case hardening steel
Material treatment	case-hardened
Surface treatment	No

Calculation of static strength

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	81.60	Shoulder
B-B	78.86	Square groove
C-C	80.14	Square groove
D-D	67.10	Interference fit

Results:

Cross section	SS	SA
A-A	10.89	3.43
B-B	13.88	15.86
C-C	14.48	16.66
D-D	14.47	19.55

Nominal safety:	1.20	1.20
-----------------	------	------

Abbreviations:

SS: Safety against yield point  
SA: Safety against incipient crack

Service life (h)	[Hatt]	0.00
------------------	--------	------

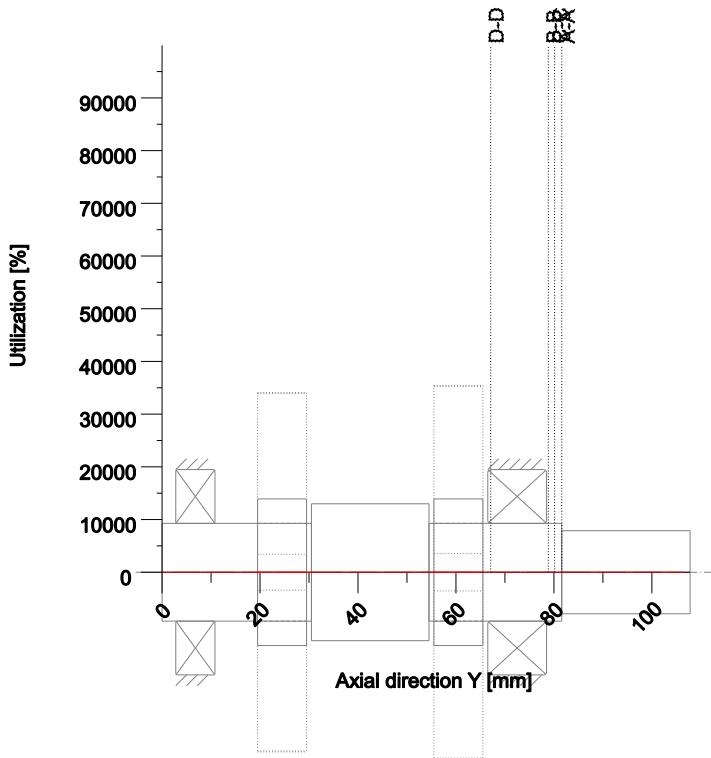
Damage (%)	[D]	0.00
------------	-----	------

#### 9.1.1 Utilization (%)

Cross section	Static (yield point)
A-A	34.96
B-B	8.65
C-C	8.29
D-D	8.29

Maximum utilization of shafts (%)

Counter shaft:	34.961
----------------	--------



Utilization =  $S_{min}/S$  (%)

Figure: Strength (nominal load)

## 9.2 Calculation details

### General statements

Label	Counter shaft		
Drawing			
Length (mm)	[l]	107.80	
lcElem = 0			
Speed (1/min)	[n]	1642.93	

Material	20 MnCr 5
Material type	Case hardening steel
Material treatment	case-hardened
Surface treatment	No

	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
$\sigma_B$ according to DIN 743 (at dB) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_B$ ]	1200.00
$\sigma_B$ according to DIN 743 (at dB) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_S$ ]	850.00
[ $\sigma_{dW}$ ], bei dB (N/mm <sup>2</sup> )		480.00
[ $\sigma_{bW}$ ], bei dB (N/mm <sup>2</sup> )		600.00
[ $\tau_{tW}$ ], bei dB (N/mm <sup>2</sup> )		360.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	29.00

Material data calculated with  $K_1(d)$ , according to DIN 743/3

Material strength calculated from size of raw material

Geometric size factor  $K_{1d}$  calculated from raw material diameter

[ $\sigma_{Beff}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	1072.93
[ $\sigma_{Seff}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	759.99
[ $\sigma_{bFK}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	759.99
[ $\tau_{tFK}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	438.78

[ $\sigma_{BRand}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	2180.00
[ $\sigma_{dW}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	429.17
[ $\sigma_{bW}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	536.46
[ $\tau_{tW}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	321.88

## 9.2.1 Cross section 'A-A' Shoulder

Comment				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			81.600
External diameter (mm)	[da]			17.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Notch effect				
[D, r, t] (mm)	20.000	0.010	1.500	Shoulder
Mean roughness ( $\mu$ m)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.000	0.000	6.417	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	16.381	6.417	819.015
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	16.381	12.834	819.015

Maximum value (static safety)	0.0	27.8	21.8	1392.3
Maximum value[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	16.4	12.8	819.0

Maximum value (static safety)	0.0	27.8	21.8	1392.3
Cross section, moment of resistance: (mm <sup>2</sup> )				
[A, Wb, Wt]	226.980	482.333	964.665	

Stresses: (N/mm <sup>2</sup> )				
[ $\sigma_{zdm}$ , $\sigma_{bm}$ , $\tau_m$ , $\tau_{qm}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	0.000	6.652	0.000
[ $\sigma_{zda}$ , $\sigma_{ba}$ , $\tau_a$ , $\tau_{qa}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	33.961	6.652	4.811
[ $\sigma_{zdmax}$ , $\sigma_{bmax}$ , $\tau_{max}$ , $\tau_{qmax}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	57.734	22.617	8.179

Technological size influence	[K1( $\sigma_B$ )]			0.894
	[K1( $\sigma_S$ )]			0.894

### Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[ $\gamma_F$ ]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_{FK}$ ]	759.990	759.990	438.780
Safety yield stress	[S]			10.893
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			286.0

Stress concentration factor	[ $\alpha$ ]	12.003	10.546	5.708
-----------------------------	--------------	--------	--------	-------

### Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			3.432
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			286.0

## 9.2.2 Cross section 'B-B' Square groove

Comment				
Y= 78.85... 80.15mm				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			78.860
External diameter (mm)	[da]			20.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Notch effect				
[d, r, t, m] (mm)	19.00	0.10	0.50	1.30
Mean roughness ( $\mu$ m)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)  
 Mean value [Fzdm, Mbm, Tm, Fqm] 0.000 0.000 6.417 0.000  
 Amplitude [Fzda, Mba, Ta, Fqa] 0.000 18.625 6.417 819.009  
 Maximum value [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax] 0.000 18.625 12.834 819.009

Maximum value (static safety) 0.0 31.7 21.8 1392.3  
 Maximum value[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax] 0.0 18.6 12.8 819.0

Maximum value (static safety) 0.0 31.7 21.8 1392.3  
 Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)  
 [A, Wb, Wt] 283.529 673.3811346.762

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)  
 [σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 0.000 4.765 0.000  
 [σzda, σba, τa, τqa] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 27.658 4.765 3.852  
 [σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 47.019 16.200 6.548

Technological size influence [K1(σB)] 0.894  
 [K1(σS)] 0.894

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<sup>2</sup>) [σFK] 759.990 759.990 438.780  
 Safety yield stress [S] 13.880  
 Required safety [Smin] 1.200  
 Result (%) [S/Smin] 1156.6

Notch effect coefficient [β] 2.948 2.696 2.365

Present safety  
 for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:  
 Safety against incipient crack [S] 15.863  
 Required safety [Smin] 1.200  
 Result (%) [S/Smin] 1321.9

### 9.2.3 Cross section 'C-C' Square groove

Comment Y= 78.85... 80.15mm  
 Position (Y-Coordinate) (mm) [y] 80.140  
 External diameter (mm) [da] 20.000  
 Inner diameter (mm) [di] 0.000  
 Notch effect Square groove  
 [d, r, t, m] (mm) 19.00 0.10 0.50 1.30  
 Mean roughness (μm) [Rz] 8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)  
 Mean value [Fzdm, Mbm, Tm, Fqm] 0.000 0.000 6.417 0.000  
 Amplitude [Fzda, Mba, Ta, Fqa] 0.000 17.576 6.417 819.012  
 Maximum value [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax] 0.000 17.576 12.834 819.012

Maximum value (static safety) 0.0 29.9 21.8 1392.3  
 Maximum value[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax] 0.0 17.6 12.8 819.0

Maximum value (static safety) 0.0 29.9 21.8 1392.3  
 Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)  
 [A, Wb, Wt] 283.529 673.3811346.762

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)  
 [σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 0.000 4.765 0.000  
 [σzda, σba, τa, τqa] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 26.102 4.765 3.852  
 [σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 44.373 16.200 6.548

Technological size influence [K1(σB)] 0.894

[K1( $\sigma$ S)] 0.894

**Present safety**

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[yF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma$ FK]	759.990	759.990	438.780
Safety yield stress	[S]			14.476
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1206.3

Notch effect coefficient [β] 2.948 2.696 2.365

**Present safety**

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			16.663
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1388.6

**9.2.4 Cross section 'D-D' Interference fit**

Comment Y= 67.10... 77.90mm

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			67.100
External diameter (mm)	[da]			20.000
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	6.417	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	21.566	6.417	428.134
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	21.566	12.834	428.134

Maximum value (static safety) 0.0 36.7 21.8 727.8

Maximum value[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax] 0.0 21.6 12.8 428.1

Maximum value (static safety) 0.0 36.7 21.8 727.8

Cross section, moment of resistance: (mm<sup>2</sup>)

[A, Wb, Wt] 314.159 785.3981570.796

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)

[ $\sigma$ zdm, $\sigma$ bm, $\tau$ m, $\tau$ qm] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.000	4.085	0.000
[ $\sigma$ zda, $\sigma$ ba, $\tau$ a, $\tau$ qa] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	27.458	4.085	1.817
[ $\sigma$ zdmax, $\sigma$ bmax, $\tau$ max, $\tau$ qmax] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	46.679	13.889	3.089

Technological size influence [K1( $\sigma$ B)] 0.894

[K1( $\sigma$ S)] 0.894

**Present safety**

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Increase coefficient	[yF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma$ FK]	759.990	759.990	438.780
Safety yield stress	[S]			14.472
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1206.0

Notch effect coefficient [β] 2.296 2.296 1.583

**Present safety**

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]			19.553
Required safety	[Smin]			1.200

Result (%)                      [S/Smin]                      1629.4

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: 1955)

---

**ANEXO M – ANÁLISE COMPUTACIONAL DA VELOCIDADE  
OPERACIONAL TERMICAMENTE SEGURA DO VEIO DE ENTRADA  
EM PRIMEIRA VELOCIDADE**

## Shaft

Analysis of thermally safe operating speed for main shaft in first speed

Changed on	11.09.2024, 06:53:32
Changed by	Nuno Coelho

Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto  
(4752)  
KISSsoft Release 2023 -SP3

**Contents**

**1 Messages** \_\_\_\_\_ **3**

## 1 Messages



Calculation is consistent.



In the rolling bearing database, the data for the internal geometry (e.g. number of rolling elements, rolling element diameter, etc.) is not completely available for the bearing "SKF 16007".

For calculations based on the bearing internal geometry, the data as available in the database are used. The missing data are estimated and documented in the protocol.



In the rolling bearing database, the data for the internal geometry (e.g. number of rolling elements, rolling element diameter, etc.) is not completely available for the bearing "SKF 16004".

For calculations based on the bearing internal geometry, the data as available in the database are used. The missing data are estimated and documented in the protocol.



Shaft 'Main shaft', Rolling bearing 'Bearing 2':  
The minimal load of the bearing is not achieved!  
(P =  
kN, P<sub>mind</sub> =  
kN, Condition: P/C >  
1.000 %)

0.1  
0.1

### THERMALLY SAFE OPERATING SPEED CALCULATION

(according to DIN ISO 15312 and DIN 732)

#### Shaft 'Main shaft', Rolling bearing 'Bearing 2':

Lubricant	Klüberoil GEM 1-460 N		
Lubrication type	Immersion lubrication - Bearing in oil mist		
Mean bearing temperature	[T <sub>m</sub> ]	85.000	°C
Temperature of bearing environment	[T <sub>u</sub> ]	25.000	°C
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	85.000	°C
Lubricant temperature - Reference conditions	[T <sub>ref</sub> ]	70.000	°C

Thermal nominal speed according to DIN ISO 15312:

Type of support	Deep groove ball bearing (single row)		
Bearing number	SKF 16007		
Design series	160		
Speed	[n]	2300.097	1/min
Coefficient	[f <sub>0</sub> ]	1.700	
(Depends upon type of design and lubrication at reference conditions)			
Coefficient	[f <sub>1</sub> ]	0.000150	
(Depends upon type of design and load at reference conditions)			
Heat sink reference surface	[A <sub>s</sub> ]	2742.610	mm <sup>2</sup>
Reference load	[P <sub>1r</sub> ]	407.500	N
Bearing mean diameter	[d <sub>m</sub> ]	48.500	mm
Bearing-specific reference heat flow density	[q <sub>r</sub> ]	16.000	kW/m <sup>2</sup>
kinematic viscosity (for reference conditions)	[ν <sub>r</sub> ]	12.000	mm <sup>2</sup> /s
Thermal nominal speed	[n <sub>0r</sub> ]	8954.131	1/min

Thermally safe operating speed according to DIN 732:

Coefficient	[f <sub>0</sub> ]	0.850	
(Depends upon type of design and lubrication)			
Coefficient	[f <sub>1</sub> ]	0.000137	
(Depends upon type of design and load)			
Heat flow (dissipated by the bearing support surface)	[Φ <sub>s</sub> ]	0.051	kW
Total heat flow	[Φ]	0.051	kW
Dynamic equivalent load	[P <sub>1</sub> ]	117.679	N

kinematic viscosity at service temperature	[ $\nu$ ]	49.935	mm <sup>2</sup> /s
Lubricant film parameter	[ $K_L$ ]	1.042	
Charge parameter	[ $K_P$ ]	0.014	
Speed ratio	[ $f_n$ ]	0.967	
Thermally safe operating speed	[ $n_e$ ]	8661.293	1/min

### Shaft 'Main shaft', Rolling bearing 'Bearing 1':

Lubricant	Klüberoil GEM 1-460 N		
Lubrication type	Immersion lubrication - Bearing in oil mist		
Mean bearing temperature	[ $T_m$ ]	85.000	°C
Temperature of bearing environment	[ $T_u$ ]	25.000	°C
Lubricant - service temperature	[ $T_B$ ]	85.000	°C
Lubricant temperature - Reference conditions	[ $T_{ref}$ ]	70.000	°C

Thermal nominal speed according to DIN ISO 15312:

Type of support	Deep groove ball bearing (single row)		
Bearing number	SKF 16004		
Design series	160		
Speed	[ $n$ ]	2300.097	1/min
Coefficient	[ $f_o$ ]	1.700	
(Depends upon type of design and lubrication at reference conditions)			
Coefficient	[ $f_{ir}$ ]	0.000150	
(Depends upon type of design and load at reference conditions)			
Heat sink reference surface	[ $A_s$ ]	1558.230	mm <sup>2</sup>
Reference load	[ $P_{1r}$ ]	202.500	N
Bearing mean diameter	[ $d_m$ ]	31.000	mm
Bearing-specific reference heat flow density	[ $q_r$ ]	16.000	kW/m <sup>2</sup>
kinematic viscosity (for reference conditions)	[ $\nu_r$ ]	12.000	mm <sup>2</sup> /s
Thermal nominal speed	[ $n_{\theta r}$ ]	14336.088	1/min

Thermally safe operating speed according to DIN 732:

Coefficient	[ $f_o$ ]	0.850	
(Depends upon type of design and lubrication)			
Coefficient	[ $f_i$ ]	0.000455	
(Depends upon type of design and load)			
Heat flow (dissipated by the bearing support surface)	[ $\Phi_s$ ]	0.029	kW
Total heat flow	[ $\Phi$ ]	0.029	kW
Dynamic equivalent load	[ $P_1$ ]	651.452	N
kinematic viscosity at service temperature	[ $\nu$ ]	49.935	mm <sup>2</sup> /s
Lubricant film parameter	[ $K_L$ ]	1.050	
Charge parameter	[ $K_P$ ]	0.476	
Speed ratio	[ $f_n$ ]	0.746	
Thermally safe operating speed	[ $n_e$ ]	10699.773	1/min

The reference conditions for calculating the thermal nominal speed are taken from the DIN ISO 15312 standard.

End of report (lines: 153)

**ANEXO N – ANÁLISE COMPUTACIONAL DA VELOCIDADE  
OPERACIONAL TERMICAMENTE SEGURA DO VEIO DE ENTRADA  
EM SEGUNDA VELOCIDADE**

## Shaft

Analysis of thermally safe operating speed of main shaft in second speed


Changed on	11.09.2024, 07:07:09
Changed by	Nuno Coelho


Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto  
(4752)  
KISSsoft Release 2023 -SP3

**Contents**


**1 Messages** \_\_\_\_\_ **3**

## 1 Messages

 Calculation is consistent.

 In the rolling bearing database, the data for the internal geometry (e.g. number of rolling elements, rolling element diameter, etc.) is not completely available for the bearing "SKF 16007".

For calculations based on the bearing internal geometry, the data as available in the database are used. The missing data are estimated and documented in the protocol.

 In the rolling bearing database, the data for the internal geometry (e.g. number of rolling elements, rolling element diameter, etc.) is not completely available for the bearing "SKF 16004".

For calculations based on the bearing internal geometry, the data as available in the database are used. The missing data are estimated and documented in the protocol.

### THERMALLY SAFE OPERATING SPEED CALCULATION

(according to DIN ISO 15312 and DIN 732)

#### Shaft 'Main shaft', Rolling bearing 'Bearing 2':

Lubricant	Klüberoil GEM 1-460 N		
Lubrication type	Immersion lubrication - Bearing in oil mist		
Mean bearing temperature	[T <sub>m</sub> ]	85.000	°C
Temperature of bearing environment	[T <sub>u</sub> ]	25.000	°C
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	85.000	°C
Lubricant temperature - Reference conditions	[T <sub>ref</sub> ]	70.000	°C

Thermal nominal speed according to DIN ISO 15312:

Type of support	Deep groove ball bearing (single row)		
Bearing number	SKF 16007		
Design series	160		
Speed	[n]	2300.097	1/min
Coefficient	[f <sub>0</sub> ]	1.700	
(Depends upon type of design and lubrication at reference conditions)			
Coefficient	[f <sub>1</sub> ]	0.000150	
(Depends upon type of design and load at reference conditions)			
Heat sink reference surface	[A <sub>s</sub> ]	2742.610	mm <sup>2</sup>
Reference load	[P <sub>1r</sub> ]	407.500	N
Bearing mean diameter	[d <sub>m</sub> ]	48.500	mm
Bearing-specific reference heat flow density	[q]	16.000	kW/m <sup>2</sup>
kinematic viscosity (for reference conditions)	[ν <sub>r</sub> ]	12.000	mm <sup>2</sup> /s
Thermal nominal speed	[n <sub>0r</sub> ]	8954.131	1/min

Thermally safe operating speed according to DIN 732:

Coefficient	[f <sub>0</sub> ]	0.850	
(Depends upon type of design and lubrication)			
Coefficient	[f <sub>1</sub> ]	0.000290	
(Depends upon type of design and load)			
Heat flow (dissipated by the bearing support surface)	[Φ <sub>s</sub> ]	0.051	kW
Total heat flow	[Φ]	0.051	kW
Dynamic equivalent load	[P <sub>1</sub> ]	530.047	N
kinematic viscosity at service temperature	[ν]	49.935	mm <sup>2</sup> /s
Lubricant film parameter	[K <sub>L</sub> ]	1.042	
Charge parameter	[K <sub>P</sub> ]	0.137	
Speed ratio	[f <sub>n</sub> ]	0.901	
Thermally safe operating speed	[n <sub>0</sub> ]	8071.167	1/min

## Shaft 'Main shaft', Rolling bearing 'Bearing 1':

Lubricant	Klüberoil GEM 1-460 N		
Lubrication type	Immersion lubrication - Bearing in oil mist		
Mean bearing temperature	[T <sub>m</sub> ]	85.000	°C
Temperature of bearing environment	[T <sub>u</sub> ]	25.000	°C
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	85.000	°C
Lubricant temperature - Reference conditions	[T <sub>ref</sub> ]	70.000	°C

Thermal nominal speed according to DIN ISO 15312:

Type of support	Deep groove ball bearing (single row)		
Bearing number	SKF 16004		
Design series	160		
Speed	[n]	2300.097	1/min
Coefficient	[f <sub>or</sub> ]	1.700	
(Depends upon type of design and lubrication at reference conditions)			
Coefficient	[f <sub>lr</sub> ]	0.000150	
(Depends upon type of design and load at reference conditions)			
Heat sink reference surface	[A <sub>s</sub> ]	1558.230	mm <sup>2</sup>
Reference load	[P <sub>lr</sub> ]	202.500	N
Bearing mean diameter	[d <sub>m</sub> ]	31.000	mm
Bearing-specific reference heat flow density	[q <sub>r</sub> ]	16.000	kW/m <sup>2</sup>
kinematic viscosity (for reference conditions)	[ν <sub>r</sub> ]	12.000	mm <sup>2</sup> /s
Thermal nominal speed	[n <sub>0r</sub> ]	14336.088	1/min

Thermally safe operating speed according to DIN 732:

Coefficient	[f <sub>0</sub> ]	0.850	
(Depends upon type of design and lubrication)			
Coefficient	[f <sub>l</sub> ]	0.000258	
(Depends upon type of design and load)			
Heat flow (dissipated by the bearing support surface)	[Φ <sub>s</sub> ]	0.029	kW
Total heat flow	[Φ]	0.029	kW
Dynamic equivalent load	[P <sub>l</sub> ]	208.210	N
kinematic viscosity at service temperature	[ν]	49.935	mm <sup>2</sup> /s
Lubricant film parameter	[K <sub>L</sub> ]	1.050	
Charge parameter	[K <sub>F</sub> ]	0.086	
Speed ratio	[f <sub>n</sub> ]	0.924	
Thermally safe operating speed	[n <sub>0</sub> ]	13248.077	1/min

The reference conditions for calculating the thermal nominal speed are taken from the DIN ISO 15312 standard.

End of report (lines: 146)

**ANEXO O – ANÁLISE COMPUTACIONAL DA VELOCIDADE  
OPERACIONAL TERMICAMENTE SEGURA DO VEIO DE SAÍDA EM  
PRIMEIRA VELOCIDADE**

## Shaft

Analysis of thermally safe operating speed for counter shaft in first speed


Changed on	11.09.2024, 06:56:15
Changed by	Nuno Coelho


Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto  
(4752)  
KISSsoft Release 2023 -SP3

**Contents**


**1 Messages** \_\_\_\_\_ **3**

## 1 Messages

 Calculation is consistent.

 In the rolling bearing database, the data for the internal geometry (e.g. number of rolling elements, rolling element diameter, etc.) is not completely available for the bearing "SKF 16004".

For calculations based on the bearing internal geometry, the data as available in the database are used. The missing data are estimated and documented in the protocol.

 In the rolling bearing database, the data for the internal geometry (e.g. number of rolling elements, rolling element diameter, etc.) is not completely available for the bearing "SKF 6004".

For calculations based on the bearing internal geometry, the data as available in the database are used. The missing data are estimated and documented in the protocol.

### THERMALLY SAFE OPERATING SPEED CALCULATION

(according to DIN ISO 15312 and DIN 732)

#### Shaft 'Counter shaft', Rolling bearing 'Bearing 4':

Lubricant	Klüberoil GEM 1-460 N		
Lubrication type	Immersion lubrication - Bearing in oil mist		
Mean bearing temperature	[T <sub>m</sub> ]	85.000	°C
Temperature of bearing environment	[T <sub>u</sub> ]	25.000	°C
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	85.000	°C
Lubricant temperature - Reference conditions	[T <sub>ref</sub> ]	70.000	°C

Thermal nominal speed according to DIN ISO 15312:

Type of support	Deep groove ball bearing (single row)		
Bearing number	SKF 16004		
Design series	160		
Speed	[n]	1491.955	1/min
Coefficient	[f <sub>0</sub> ]	1.700	
(Depends upon type of design and lubrication at reference conditions)			
Coefficient	[f <sub>1</sub> ]	0.000150	
(Depends upon type of design and load at reference conditions)			
Heat sink reference surface	[A <sub>s</sub> ]	1558.230	mm <sup>2</sup>
Reference load	[P <sub>1r</sub> ]	202.500	N
Bearing mean diameter	[d <sub>m</sub> ]	31.000	mm
Bearing-specific reference heat flow density	[q]	16.000	kW/m <sup>2</sup>
kinematic viscosity (for reference conditions)	[ν <sub>r</sub> ]	12.000	mm <sup>2</sup> /s
Thermal nominal speed	[n <sub>0r</sub> ]	14336.088	1/min

Thermally safe operating speed according to DIN 732:

Coefficient	[f <sub>0</sub> ]	0.850	
(Depends upon type of design and lubrication)			
Coefficient	[f <sub>1</sub> ]	0.000216	
(Depends upon type of design and load)			
Heat flow (dissipated by the bearing support surface)	[Φ <sub>s</sub> ]	0.029	kW
Total heat flow	[Φ]	0.029	kW
Dynamic equivalent load	[P <sub>1</sub> ]	315.467	N
kinematic viscosity at service temperature	[ν]	49.935	mm <sup>2</sup> /s
Lubricant film parameter	[K <sub>L</sub> ]	1.050	
Charge parameter	[K <sub>P</sub> ]	0.109	
Speed ratio	[f <sub>n</sub> ]	0.912	
Thermally safe operating speed	[n <sub>0</sub> ]	13075.041	1/min

## Shaft 'Counter shaft', Rolling bearing 'Bearing 3':

Lubricant	Klüberoil GEM 1-460 N		
Lubrication type	Immersion lubrication - Bearing in oil mist		
Mean bearing temperature	[T <sub>m</sub> ]	85.000	°C
Temperature of bearing environment	[T <sub>u</sub> ]	25.000	°C
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	85.000	°C
Lubricant temperature - Reference conditions	[T <sub>ref</sub> ]	70.000	°C

Thermal nominal speed according to DIN ISO 15312:

Type of support	Deep groove ball bearing (single row)		
Bearing number	SKF 6004		
Design series	60		
Speed	[n]	1491.955	1/min
Coefficient	[f <sub>or</sub> ]	1.700	
(Depends upon type of design and lubrication at reference conditions)			
Coefficient	[f <sub>lr</sub> ]	0.000150	
(Depends upon type of design and load at reference conditions)			
Heat sink reference surface	[A <sub>s</sub> ]	2337.345	mm <sup>2</sup>
Reference load	[P <sub>lr</sub> ]	250.000	N
Bearing mean diameter	[d <sub>m</sub> ]	31.000	mm
Bearing-specific reference heat flow density	[q <sub>r</sub> ]	16.000	kW/m <sup>2</sup>
kinematic viscosity (for reference conditions)	[ν <sub>r</sub> ]	12.000	mm <sup>2</sup> /s
Thermal nominal speed	[n <sub>0r</sub> ]	18252.981	1/min

Thermally safe operating speed according to DIN 732:

Coefficient	[f <sub>0</sub> ]	0.850	
(Depends upon type of design and lubrication)			
Coefficient	[f <sub>l</sub> ]	0.000493	
(Depends upon type of design and load)			
Heat flow (dissipated by the bearing support surface)	[Φ <sub>s</sub> ]	0.043	kW
Total heat flow	[Φ]	0.043	kW
Dynamic equivalent load	[P <sub>l</sub> ]	1597.644	N
kinematic viscosity at service temperature	[ν]	49.935	mm <sup>2</sup> /s
Lubricant film parameter	[K <sub>L</sub> ]	1.047	
Charge parameter	[K <sub>P</sub> ]	1.073	
Speed ratio	[f <sub>n</sub> ]	0.560	
Thermally safe operating speed	[n <sub>0</sub> ]	10229.676	1/min

The reference conditions for calculating the thermal nominal speed are taken from the DIN ISO 15312 standard.

End of report (lines: 146)

**ANEXO P – ANÁLISE COMPUTACIONAL DA VELOCIDADE  
OPERACIONAL TERMICAMENTE SEGURA DO VEIO DE SAÍDA EM  
SEGUNDA VELOCIDADE**

## Shaft

Analysis of thermally safe operating speed of counter shaft in second speed


Changed on	11.09.2024, 07:12:42
Changed by	Nuno Coelho


Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto  
(4752)  
KISSsoft Release 2023 -SP3

**Contents**


**1 Messages** \_\_\_\_\_ **3**

## 1 Messages

 Calculation is consistent.

 In the rolling bearing database, the data for the internal geometry (e.g. number of rolling elements, rolling element diameter, etc.) is not completely available for the bearing "SKF 16004".

For calculations based on the bearing internal geometry, the data as available in the database are used. The missing data are estimated and documented in the protocol.

 In the rolling bearing database, the data for the internal geometry (e.g. number of rolling elements, rolling element diameter, etc.) is not completely available for the bearing "SKF 6004".

For calculations based on the bearing internal geometry, the data as available in the database are used. The missing data are estimated and documented in the protocol.

### THERMALLY SAFE OPERATING SPEED CALCULATION

(according to DIN ISO 15312 and DIN 732)

#### Shaft 'Counter shaft', Rolling bearing 'Bearing 4':

Lubricant	Klüberoil GEM 1-460 N		
Lubrication type	Immersion lubrication - Bearing in oil mist		
Mean bearing temperature	[T <sub>m</sub> ]	85.000	°C
Temperature of bearing environment	[T <sub>u</sub> ]	25.000	°C
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	85.000	°C
Lubricant temperature - Reference conditions	[T <sub>ref</sub> ]	70.000	°C

Thermal nominal speed according to DIN ISO 15312:

Type of support	Deep groove ball bearing (single row)		
Bearing number	SKF 16004		
Design series	160		
Speed	[n]	1642.926	1/min
Coefficient	[f <sub>0</sub> ]	1.700	
(Depends upon type of design and lubrication at reference conditions)			
Coefficient	[f <sub>1</sub> ]	0.000150	
(Depends upon type of design and load at reference conditions)			
Heat sink reference surface	[A <sub>s</sub> ]	1558.230	mm <sup>2</sup>
Reference load	[P <sub>1r</sub> ]	202.500	N
Bearing mean diameter	[d <sub>m</sub> ]	31.000	mm
Bearing-specific reference heat flow density	[q <sub>r</sub> ]	16.000	kW/m <sup>2</sup>
kinematic viscosity (for reference conditions)	[ν <sub>r</sub> ]	12.000	mm <sup>2</sup> /s
Thermal nominal speed	[n <sub>0r</sub> ]	14336.088	1/min

Thermally safe operating speed according to DIN 732:

Coefficient	[f <sub>0</sub> ]	0.850	
(Depends upon type of design and lubrication)			
Coefficient	[f <sub>1</sub> ]	0.000392	
(Depends upon type of design and load)			
Heat flow (dissipated by the bearing support surface)	[Φ <sub>s</sub> ]	0.029	kW
Total heat flow	[Φ]	0.029	kW
Dynamic equivalent load	[P <sub>1</sub> ]	465.637	N
kinematic viscosity at service temperature	[ν]	49.935	mm <sup>2</sup> /s
Lubricant film parameter	[K <sub>L</sub> ]	1.050	
Charge parameter	[K <sub>P</sub> ]	0.293	
Speed ratio	[f <sub>n</sub> ]	0.823	
Thermally safe operating speed	[n <sub>0</sub> ]	11800.319	1/min

## Shaft 'Counter shaft', Rolling bearing 'Bearing 3':

Lubricant	Klüberoil GEM 1-460 N		
Lubrication type	Immersion lubrication - Bearing in oil mist		
Mean bearing temperature	[T <sub>m</sub> ]	85.000	°C
Temperature of bearing environment	[T <sub>u</sub> ]	25.000	°C
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	85.000	°C
Lubricant temperature - Reference conditions	[T <sub>ref</sub> ]	70.000	°C

Thermal nominal speed according to DIN ISO 15312:

Type of support	Deep groove ball bearing (single row)		
Bearing number	SKF 6004		
Design series	60		
Speed	[n]	1642.926	1/min
Coefficient	[f <sub>or</sub> ]	1.700	
(Depends upon type of design and lubrication at reference conditions)			
Coefficient	[f <sub>ir</sub> ]	0.000150	
(Depends upon type of design and load at reference conditions)			
Heat sink reference surface	[A <sub>s</sub> ]	2337.345	mm <sup>2</sup>
Reference load	[P <sub>1r</sub> ]	250.000	N
Bearing mean diameter	[d <sub>m</sub> ]	31.000	mm
Bearing-specific reference heat flow density	[q <sub>r</sub> ]	16.000	kW/m <sup>2</sup>
kinematic viscosity (for reference conditions)	[ν <sub>r</sub> ]	12.000	mm <sup>2</sup> /s
Thermal nominal speed	[n <sub>0r</sub> ]	18252.981	1/min

Thermally safe operating speed according to DIN 732:

Coefficient	[f <sub>0</sub> ]	0.850	
(Depends upon type of design and lubrication)			
Coefficient	[f <sub>1</sub> ]	0.000387	
(Depends upon type of design and load)			
Heat flow (dissipated by the bearing support surface)	[Φ <sub>s</sub> ]	0.043	kW
Total heat flow	[Φ]	0.043	kW
Dynamic equivalent load	[P <sub>1</sub> ]	1299.414	N
kinematic viscosity at service temperature	[ν]	49.935	mm <sup>2</sup> /s
Lubricant film parameter	[K <sub>L</sub> ]	1.047	
Charge parameter	[K <sub>F</sub> ]	0.685	
Speed ratio	[f <sub>n</sub> ]	0.672	
Thermally safe operating speed	[n <sub>0</sub> ]	12265.199	1/min

The reference conditions for calculating the thermal nominal speed are taken from the DIN ISO 15312 standard.

End of report (lines: 146)