



EFICIÊNCIA DE UMA CAIXA DE ENGRENAGENS TRANSFER LUBRIFICADA COM ÓLEOS DE TRANSMISSÃO

JOÃO PEDRO LEITE RODRIGUES

julho de 2019

EFICIÊNCIA DE UMA CAIXA DE ENGRENAGENS TRANSFER LUBRIFICADA COM ÓLEOS DE TRANSMISSÃO

João Pedro Leite Rodrigues
1130713

2019

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

EFICIÊNCIA DE UMA CAIXA DE ENGRENAGENS TRANSFER LUBRIFICADA COM ÓLEOS DE TRANSMISSÃO

João Pedro Leite Rodrigues
1130713

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação de David Emanuel Pimentel Gonçalves e co-orientação de Pedro Miguel Teixeira Marques.

2019

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

JÚRI

Presidente

Doutoramento, Arnaldo Manuel Guedes Pinto
Professor adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Doutoramento, David Emanuel Pimentel Gonçalves
Professor adjunto convidado, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Co-orientador

Doutoramento, Pedro Miguel Teixeira Marques
Bolseiro Pós-Doutoramento, Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial

Arguente

Doutoramento, Jorge Humberto Oliveira Seabra
Professor Catedrático, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

À minha família e aos meus amigos...

Agradecimentos

Gostava de agradecer a algumas pessoas e entidades que sem elas não era possível a realização desta dissertação.

À minha família que me deu a possibilidade e o apoio necessário para concluir esta etapa da minha vida.

Ao meu orientador no INEGI Dr. Pedro Marques, que sem a sua contribuição e o seu auxílio este trabalho não era possível ser concretizado.

Ao meu orientador do ISEP Dr. David Gonçalves que me possibilitou a integração no INEGI para a realização deste trabalho.

Ao Dr. Carlos Fernandes e à Dra. Beatriz Graça pela ajuda e colaboração em várias atividades necessárias para o desenvolvimento do projeto.

Aos meus colegas João Pais, João Fernandes, Pedro Lima, Manuel Castro, Luís Afonso, Fábio Raposo, Rui Alves, João Magalhães, Nuno Dias, José Eduardo pela contribuição quer académica quer social.

Gostaria ainda de agradecer o apoio do LAETA, Laboratório Associado de Energia Transportes e Aeronáutica no âmbito do projeto 50022 UID/EMS/50022/2019.

Por último e não menos importante ao Instituto Superior de Engenharia do Porto, pelas oportunidades concedidas e conhecimentos transmitidos.

Resumo

Nos últimos anos as questões relacionadas com o ambiente adquiriram grande importância, nomeadamente no que diz respeito às emissões de carbono e conseqüentemente à destruição da camada de ozono. No intuito de diminuir estas emissões, um dos objetivos da indústria automóvel ao longo dos anos tem sido aumentar a eficiência das caixas de velocidades automóvel.

A eficiência de uma transmissão depende de vários parâmetros como a geometria das engrenagens, número de andares de redução, geometria do cárter, sendo que estas características só são possíveis alterar numa fase inicial do projeto. O lubrificante também representa um papel muito importante no desempenho na caixa de velocidades, sendo este o parâmetro mais fácil de otimizar.

O principal objetivo deste trabalho consiste na avaliação experimental da eficiência de uma caixa de engrenagens do tipo Transfer lubrificada por diferentes óleos de transmissões. Foram testados 3 óleos formulados especificamente para transmissões mecânicas: dois óleos de origem sintética e um óleo de origem mineral.

A caixa Transfer foi testada num banco de ensaios de transmissões mecânicas, com recirculação de potência. O banco de ensaios está equipado com sensores de binário e de velocidade de rotação, à entrada e saída da caixa de teste, assim como sensores de temperatura colocados em posições específicas da caixa, sendo os dados registados durante todo o ensaio.

Os testes foram realizados em banho de óleo e com diferentes potências de entrada, variando a velocidade de rotação ou binário, simulando o comportamento real deste tipo de caixas num veículo automóvel.

No decorrer deste trabalho, foi também implementado um modelo de perda de potência usando o software KISSsoft. O objetivo do modelo é estimar as perdas de potência para cada condição de funcionamento, distinguindo as perdas devidas ao engrenamento, rolamentos e vedantes, e também as perdas devidas à chapinagem das superfícies no banho de óleo.

Após implementação do modelo, foram identificadas e propostas alterações à caixa Transfer no sentido de otimizar o seu funcionamento tendo em conta o atrito no engrenamento, as perdas de potência nos rolamentos e o nível de óleo.

Abstract

In last years environmental issues have become more and more important, particularly with regard to carbon emissions and consequently the destruction of the ozone layer. In order to reduce these emissions, one of the objectives of the automotive industry over the years has been to improve the efficiency of the automotive gearboxes.

The efficiency of a transmission depends on various parameters such as, gear geometry, number of reduction stages, housing geometry, but these characteristics can only be changed at an early stage of the design. The lubricant also presents a very important role in the performance of the gearbox, which is the easiest parameter to optimize.

The main objective of this work is the experimental evaluation of the efficiency of a gearbox transfer type lubricated by different transmission oils. Three oils formulated specifically for mechanical transmissions were tested: two oils of synthetic origin and one oil of mineral origin.

A Transfer gearbox was tested using a re-circulation power bank. The test bench is composed of sensors that read the input and output torques, rotational speeds, the room, gearbox oil and wall temperatures are recorded in the a control stage.

The tests were performed in oil bath and with different input powers, varying the speed of rotation or torque, simulating the actual behavior of this type of gearboxes in a motor vehicle.

In the course of this work, a power loss model was also implemented using KISSsoft software. The purpose of the model is to estimate the power losses for each operating condition, describing losses due to gearing meshing line, bearings and seals, as well as losses due to churning of surfaces in the oil bath.

After implementation of the model, changes were identified and proposed to the Transfer gearbox in order to optimize its operation taking into account the friction in the gear meshing line, the power losses in the bearings and the oil level.

Palavras-chave

Caixa de velocidades

Lubrificação

Óleos de transmissão

Perdas de potência

Engrenagens

Rolamentos

Eficiência

Keywords

Gearbox

Lubrication

Transmission oils

Power loss

Gears

Rolling Bearings

Efficiency

Conteúdo

Agradecimentos	ix
Resumo	xi
Abstract	xiii
Palavras-chave	xiv
Abreviaturas e Símbolos	xxiii
1. Introdução	1
1.1. Objetivos	2
1.2. Estrutura da Dissertação	2
2. Estado da arte: introdução aos lubrificantes e ao modelo de perdas	3
2.1. Tipos de lubrificantes	3
2.1.1. Óleos minerais	3
2.1.2. Óleos sintéticos	4
2.2. Propriedades físicas dos óleos lubrificantes	6
2.2.1. Viscosidade	6
2.2.2. Índice de Viscosidade	7
2.2.3. Termoviscosidade	8
2.2.4. Piezoviscosidade	9
2.3. Estado da arte: modelo de perdas numa caixa de engrenagens	10
2.3.1. Perdas dependentes da carga	11
2.3.2. Perdas por chapinagem nas engrenagens	14
2.3.3. Perda de potência nos rolamentos	17
2.3.4. Perdas por arrasto	20
2.3.5. Momento de atrito nos vedantes	22
2.3.6. Perdas de potência nos vedantes	22
3. Caracterização dos lubrificantes de teste	23
3.1. Análise FTIR	23
3.2. Massa específica	25
3.3. Viscosidade	27
3.3.1. Viscosímetro de Engler	27
3.3.2. Vibro viscosímetro Sv - 10	28
4. Campanha experimental	35
4.1. Banco de ensaios de transmissões mecânicas	35
4.1.1. Motor	36
4.1.2. Quadro de controlo	37
4.2. Caixa de engrenagens	38

4.3.	Procedimento experimental	42
4.3.1.	Parâmetros de teste	42
4.3.2.	Definição da duração do teste	42
4.3.3.	Sequência de teste	44
4.4.	Resultados experimentais: Comparação de lubrificantes	46
4.4.1.	Análise comparativa das perdas de potência com a temperatura relativa de estabilização	50
4.5.	Ferrometria e Ferrografia	54
4.5.1.	Ferrometria de Leitura Direta	54
4.5.2.	Ferrografia analítica	56
4.5.3.	Resultados obtidos pela Leitura direta de ferrografia	58
5.	Modelação das perdas de potência usando o KISSsoft® : implementação e resultados	65
5.1.	Modelação das perdas de potência da caixa transfer	65
5.2.	Modelo da KISSsoft vs resultados experimentais	75
5.3.	Partição das perdas	79
5.3.1.	Valores das perdas usando o software KISSsoft	79
5.3.2.	Valores percentuais das perdas usando o software KISSsoft	81
6.	Optimização da caixa de engrenagens	87
6.1.	Optimização no engrenamento	87
6.2.	Optimização nos rolamentos	90
6.3.	Optimização do nível de óleo	91
6.4.	Resultados globais	91
7.	Conclusões e Trabalhos Futuros	93
7.1.	Conclusões	93
7.2.	Trabalhos futuros	94
A.	Anexos	97
A.1.	Testes 75W90	97
A.2.	Testes 80W90	106
A.3.	Testes 75W140	115
B.	Anexos	125
B.1.	Datasheets dos óleos	125
C.	Anexos	133
C.1.	Relatórios KISSsoft	133

Lista de Figuras

2.1. Escoamento laminar de um fluido.	6
2.2. Representação do índice de viscosidade.	7
2.3. Modelo de perdas de potência para transmissões mecânicas por engrenagens.	10
2.4. Curva Stribeck.	12
2.5. Dados geométricos da superfície da engrenagem imersa	16
2.6. Definição do sentido de rotação do par de engrenagens	17
3.1. Agilent Cary 630 FTIR.	23
3.2. Impressão digital dos 3 óleos com o espectro FTIR.	24
3.3. Densímetro.	25
3.4. Amostras dos 3 óleos.	25
3.5. Variação da massa volúmica com a temperatura dos três óleos.	26
3.6. Viscosímetro de Engler.	27
3.7. Vibro viscosímetro Sv-10.	29
3.8. Viscosidade dinâmica.	29
3.9. Viscosidade cinemática do óleo 75W90.	30
3.10. Viscosidade cinemática do óleo 75W140.	31
3.11. Viscosidade cinemática do óleo 80W90.	32
3.12. Variação da viscosidade cinemática com a temperatura.	33
4.1. Vista de cima do banco de ensaios.	35
4.2. Motor trifásico e correias dentadas do banco de ensaios.	37
4.3. Quadro de controlo.	38
4.4. Esquema da caixa transfer instalada num veículo de tracção integral	38
4.5. Mapa de velocidades da caixa Transfer.	39
4.6. Numeração dos rolamentos da caixa de engrenagens Transfer.	40
4.7. Mecanismo do garfo e do anel dentado	41
4.8. Teste a frio.	42
4.9. Teste a quente.	43
4.10. Variação da temperatura de estabilização nos últimos 30 minutos.	43
4.11. Temperatura relativa de estabilização em função da variação da velocidade de rotação para diferentes binários de entrada.	46
4.12. Temperatura relativa de estabilização em função da variação do binário de entrada para diferentes velocidades de rotação.	46
4.13. Perdas de potência em função da variação da velocidade de rotação para diferentes binários.	47
4.14. Perdas de potência em função da variação do binário para diferentes velocidades de rotação.	47
4.15. Binário de perdas em função da variação da velocidade de rotação para diferentes binários de entrada.	48
4.16. Binário de perdas em função da variação do binário de entrada para diferentes velocidades de rotação.	48

4.17. Eficiência em função da variação da velocidade de rotação para diferentes binários.	49
4.18. Eficiência em função da variação do binário de entrada para diferentes velocidades de rotação.	49
4.19. Análise comparativa das perdas de potência e da temperatura relativa de estabilização em função da potência de entrada velocidade constante. . .	51
4.20. Regime de lubrificação para binário e velocidade de rotação constante para o par de engrenagens 1-2.	52
4.21. Regime de lubrificação para binário e velocidade de rotação constante para o par de engrenagens 3-5.	53
4.22. Exemplo das três amostras de óleo e a bomba a vácuo utilizados nos resultados experimentais.	54
4.23. Ferrometria de Leitura Direta.	55
4.24. Representação da Ferrografia de Leitura Direta.	56
4.25. Ferrógrafo FM-III da <i>Predict Technologies</i>	57
4.26. Microscópio utilizado na análise dos ferrogramas.	57
4.27. Índice de partículas grandes e pequenas para cada óleo.	58
4.28. Concentração de partículas de desgaste (CPUC) e índice de desgaste severo (ISUC) para cada óleo.	59
4.29. Partículas de desgaste presentes nos ferrogramas.	60
4.30. Partículas típicas de fadiga presentes nos ferrogramas.	61
4.31. Partículas de ligas não ferrosas presentes no ferrograma.	62
4.32. Presença de polímeros no ferrograma.	63
5.1. Introdução ao procedimento experimental usando o software KISSsoft. . .	66
5.2. Pasta dos componentes.	66
5.3. Pares de engrenagens.	67
5.4. Condições dos acoplamentos.	67
5.5. Árvore do modelo de conjunto.	68
5.6. Veio 1.	68
5.7. Alteração do modelo de rolamentos.	69
5.8. Características do par 1-2.	69
5.9. Características do lubrificante.	70
5.10. Fator de correção do lubrificante.	70
5.11. Procedimento para a escolha do Template.	71
5.12. Template de eficiência.	72
5.13. Propriedades do corpo da caixa de engrenagens.	72
5.14. Propriedades da escolha da fundação.	73
5.15. Condições de ventilação e lubrificação que vai estar sujeita a caixa de engrenagens.	73
5.16. Procedimento para o cálculo das perdas de potência.	74
5.17. Modelo final de conjunto da caixa de engrenagens transfer.	74
5.18. Condições intermédias dos três lubrificantes.	75
5.19. Perdas de potência em função da potência de entrada a binário constante. .	76
5.20. Perdas de potência em função da potência de entrada a velocidade constante.	78
5.21. Valores calculados para as perdas de potência usando o software KISSsoft. .	80

5.22. Influência percentual das perdas.	82
5.23. Perdas do modelo da KISSsoft, perdas experimentais e diferença absoluta para o 75W90.	83
5.24. Perdas do modelo da KISSsoft, perdas experimentais e diferença absoluta para o 80W90.	84
5.25. Perdas do modelo da KISSsoft, perdas experimentais e diferença absoluta para o 75W140.	85
6.1. Modelo de conjunto da caixa de engrenagens transfer.	87
6.2. Correção de dentado.	88
6.3. Condições para a otimização.	88
6.4. Fatores importantes a ter em conta na otimização.	89
6.5. Rolamentos a alterar.	90
6.6. Visão global da otimização.	91
6.7. Redução de perdas dos três óleos.	92

Lista de Tabelas

2.1. Classificação API de base de óleos	5
2.2. Parâmetros para a Equação (2.3.15).	16
2.3. Coeficientes de atrito do fabricante	20
3.1. Comparação dos óleos do fabricante e medidos experimentalmente.	26
3.2. Valores das constantes para a conversão.	28
3.3. Constantes para o óleo 75W90.	30
3.4. Constantes para o óleo 75W140.	31
3.5. Constantes para o óleo 80W90.	32
3.6. Valores experimentais e catalogados.	33
4.1. Características do motor do banco de testes da caixa de engrenagens.	36
4.2. Parâmetros geométricos das engrenagens da caixa de engrenagens.	39
4.3. Rolamentos na caixa de engrenagem.	40
4.4. Propriedades mecânicas do aço DIN 15CrNi6.	41
4.5. Sequência de teste para o lubrificante 75W90.	44
4.6. Sequência de teste para o lubrificante 80W90.	45
4.7. Sequência de teste para o lubrificante 75W140.	45
4.8. Índices de desgaste dos óleos.	58
5.1. Fator de correção do lubrificante X_L	71
6.1. Comparação dos parâmetros geométricos das engrenagens.	89
6.2. Alteração de rolamentos.	90

Abreviaturas e Símbolos

Símbolo	Descrição	Unidades
A	Área da caixa de engrenagens exposta ao ar	m^2
b	Largura da engrenagem	mm
C_{ch}	Perda de Binário da roda	Nm
$CPUC$	Concentração de partículas de desgaste	-
D	Diâmetro exterior do rolamento	mm
D_p	Diâmetro primitivo	m
d	Diâmetro interior do rolamento	mm
d_m	Diâmetro médio	mm
d_s	Diâmetro interno do vedante	mm
E^*	Módulo de Young equivalente	Pa
F_n	Força local por comprimento	$N \cdot mm^{-1}$
F_{bt}	Força normal no dente	N
Fr	Número de Froude	-
G	Parâmetro material	-
G_{sl}	Variável dependente do tipo de rolamento	-
g	Aceleração da gravidade	$m \cdot s^{-2}$
H	Viscosidade do óleo parafínico a 40°C	cSt
h	Profundidade imersa da engrenagem	m
h_0	Espessura de filme	m
H_{dente}	Altura do dente	m
H_V	Fator de perda de engrenagem	-
$H_V^{Buckingham}$	Fator de perda de engrenagem segundo Buckingham	-
$H_V^{Niemann}$	Fator de perda de engrenagem segundo Niemann	-
$H_V^{Ohlendorf}$	Fator de perda de engrenagem segundo Ohlendorf	-
$ISUC$	Índice de desgaste severo	-
i	Rácio de engrenagem	-
K_{rs}	Constante de realimentação	-
K_{S1}, K_{S2}	Contantes dependentes do tipo de rolamento	-
K_z	Constante relacionada com o tipo de rolamento	-
L	Viscosidade do óleo nafténico a 40°C	cSt
l	Comprimento de contato	mm
l_m	Comprimento médio de contato	mm
m	Módulo da engrenagem	mm
M_{drag}	Momento de atrito da perda por arrasto nos rolamentos	$N \cdot mm$
M^{rol}	Momento de atrito total nos rolamentos	$N \cdot mm$
M_{rr}	Momento de atrito de rolamento	$N \cdot mm$
M_{seal}	Momento de atrito dos vedantes nos rolamentos	$N \cdot mm$
M_{sl}	Momento de atrito de escorregamento nos rolamentos	$N \cdot mm$
n	Velocidade de rotação	rpm
n_{in}	Velocidade de entrada na caixa de engrenagens transfer	rpm
n_{out}	Velocidade de saída na caixa de engrenagens transfer	rpm

Símbolo	Descrição	Unidades
P_{in}	Potência de entrada	W
P_V	Perda de potência total	W
P_{VL}	Perda de potência nos rolamentos	W
P_{VS}	Perda de potência nos vedantes	W
P_{VZO}	Perda de potência por chapinagem	W
P_{VZP}	Perda de potência no engrenamento	W
R_a	Rugosidade da superfície	μm
Re	Número de Reynolds	-
R_p	Raio primitivo da roda	m
S_m	Superfície imersa do pinhão/roda	-
T	Temperatura absoluta	K
T_{amb}	Temperatura ambiente	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\acute{o}leo}$	Temperatura do óleo	$^{\circ}\text{C}$
$T_{q_{in}}$	Binário de entrada	Nm
$T_{q_{out}}$	Binário de saída	Nm
T_{wall}	Temperatura da superfície da caixa de engrenagens	$^{\circ}\text{C}$
U	Parâmetro velocidade	-
U	Viscosidade do óleo que se determina o IV a 40°C	cSt
$v \sum C$	Soma de velocidades de rolamento no círculo de base	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
W	Parâmetro carga	-
X_L	Fator de correção do lubrificante	-
z	Número de dentes da engrenagem	-
α	Ângulo de pressão	$^{\circ}$
$\alpha_{\acute{o}leo}$	Coefficiente de piezoviscosidade	Pa^{-1}
α_t	Coefficiente de expansão térmica	$^{\circ}\text{C}^{-1}$
β	Ângulo de hélice	$^{\circ}$
β_T	Coefficiente de termoviscosidade	$^{\circ}\text{C}^{-1}$
θ	Ângulo entre o centro de roda e o nível do banho de óleo	rad
ϵ_1	Relação do contato <i>addendum</i> do pinhão	-
ϵ_2	Relação do contato <i>addendum</i> da roda	-
ϵ_{α}	Relação do contato transversal	-
η	Viscosidade dinâmica	cSt
η_0	Viscosidade dinâmica à pressão atmosférica	cSt
Λ	Espessura específica de filme	-
μ	Viscosidade dinâmica do fluido	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
μ_{bl}	Coefficiente dependente dos aditivos do lubrificante	-
μ_{EHL}	Coefficiente de atrito em condições de filme completo	-
μ_{mz}	Coefficiente de atrito médio do engrenamento	-
ν	Viscosidade cinemática	cSt
ϕ_{bl}	Fator de ponderação para o coeficiente de atrito de escorregamento	-
ϕ_{ish}	Redução da espessura de filme por aumento da temperatura	-
ϕ_{rs}	Fator de redução devido à alimentação do contato	-
ρ	Massa específica	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
ρ_c	Raio de curvatura equivalente no círculo de base	mm
σ	Rugosidade composta	μm
ω	Velocidade angular	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$

1. Introdução

Nos últimos anos, os problemas de sustentabilidade como a poluição ambiental e a destruição da camada de ozono têm atingido indicadores cada vez mais elevados, requerendo por isso maior atenção.

Devido a grandes desenvolvimentos, a existência de novos carros e outros veículos pesados continuam a aumentar, e o mesmo se aplica aos sistemas de transmissão mecânica por engrenagens que estão em foco nesta dissertação.

As novas transmissões exigem cada vez óleos mais sofisticados que ofereçam uma maior eficiência e conseqüentemente uma diminuição no consumo de combustível e de manutenção.

Com intuito de melhorar a eficiência das transmissões mecânicas são frequentemente usados modelos analíticos e numéricos para se conseguir obter soluções mais eficientes. Ainda que a sofisticação destes modelos esteja continuamente a aumentar, os testes experimentais em situações próximas da realidade continuam a ter uma crucial importância na validação do componente.

As caixas de engrenagens para automóveis são normalmente designadas por caixas de velocidades e é de grande importância conhecer e conseguir prever o comportamento de uma caixa de engrenagens. Uma previsão mais realista permite um desenvolvimento mais eficiente, e uma poupança de recursos a longo prazo. Ter métodos para conseguir prever as perdas numa caixa de engrenagens e a sua repartição pelos diferentes componentes, é um contributo de grande importância para a indústria automóvel.

Com o mesmo objetivo de estudar o comportamento de caixas de engrenagens e lubrificantes, trabalhos anteriores foram realizados no mesmo banco de ensaios por outros autores [[1], Gonçalves, [2] Marques multiplicadoras, [3] Pereira redutoras]. Além dos óleos testados serem diferentes (óleos formulados para caixas multiplicadoras de turbinas eólicas), estes trabalhos foram realizados em condições de trabalho e lubrificação também substancialmente diferentes: binários elevados e baixas velocidades, típicos da aplicação.

Para este trabalho foi desenvolvida uma campanha de ensaios específica para simular e estudar o comportamento de uma caixa de velocidades de um veículo automóvel com tração às quatro rodas.

Durante este trabalho experimental foram testados três óleos e os resultados de perdas de potência, da avaliação de eficiência, da temperatura relativa de estabilização e de perda de binário que foram obtidos na caixa de engrenagens foram registados. Posteriormente, um modelo desenvolvido no software KISSsoft foi implementado com o objetivo de validar, comparar e otimizar os resultados obtidos experimentalmente.

Após realizados os testes experimentais foram recolhidas amostras de óleo para avaliar o desgaste a que esteve sujeita a caixa de engrenagens.

1.1. Objetivos

O primeiro objetivo deste trabalho é avaliar e distinguir experimentalmente as diferentes características dos óleos de transmissão utilizados na caixa de engrenagens.

O segundo objetivo é a implementação de um modelo numérico para as perdas de potência da caixa de engrenagens em estudo que permita prever e validar os resultados experimentais.

O último objetivo é alusivo à otimização da caixa de engrenagens de forma a obter uma melhor performance com base no desenvolvimento do modelo referido anteriormente.

Para alcançar estes objetivos as condições de trabalho devem refletir a velocidade de rotação e o binário que vai estar sujeita a caixa de engrenagens quando instalada num veículo. Estas condições são realizadas com três óleos com formulação diferente numa caixa de engrenagens Transfer usando um banco de ensaios com re-circulação de potência.

1.2. Estrutura da Dissertação

No capítulo 2 é apresentada uma síntese bibliográfica sobre o tipo de lubrificantes utilizado nos testes experimentais e as suas propriedades bem como as aproximações matemáticas para qualificar o seu comportamento. Também é dedicado à apresentação de um modelo de perdas de potência para transmissões mecânicas por engrenagens. São também apresentados diferentes modelos/soluções para cada uma das fontes de dissipação energética.

No capítulo 3 é apresentada a caracterização física e química realizada experimentalmente aos óleos estudados neste trabalho.

No capítulo 4 é apresentada a transmissão mecânica testada, assim como o banco de ensaios de transmissões mecânicas bem como o plano experimental. Finalmente é também neste capítulo que são apresentados os resultados experimentais obtidos após a campanha de testes, incluindo a avaliação de desgaste por ferrografia e ferrometria

O capítulo 5 é dedicado ao processo de implementação do modelo de perda de potência para a caixa testada no software KISSsoft e à validação do modelo por comparação com os resultados experimentais.

No capítulo 6 após validação do modelo, são sugeridas possíveis modificações à caixa de engrenagens testada com vista à melhoria da sua eficiência.

O último capítulo, é dedicado às conclusões e sugerem-se trabalhos futuros a desenvolver.

2. Estado da arte: introdução aos lubrificantes e ao modelo de perdas

Hoje em dia existe uma grande variedade de lubrificantes no mercado desde origem animal até totalmente sintéticos. Uma das principais funções dos lubrificantes é a diminuição do atrito entre as superfícies dos sólidos em contato, de forma a facilitar o seu movimento relativo. Torna-se necessário para além da diminuição de atrito que o lubrificante seja capaz de minimizar o desgaste da superfície, dissipar o calor gerado no contato, trabalhar a temperaturas exigentes e diminuir a probabilidade de avarias nas superfícies de contato.

2.1. Tipos de lubrificantes

Existem vários tipos de lubrificantes agrupados em quatro categorias: os lubrificantes líquidos, as massas lubrificantes, os lubrificantes sólidos e os lubrificantes gasosos. Em seguida serão retratados com mais ênfase os lubrificantes líquidos, pois são os mais usados em transmissões mecânicas por engrenagens, objeto de estudo neste trabalho.

2.1.1. Óleos minerais

Os óleos de base mineral são constituídos predominantemente por hidrocarbonetos de origem natural resultantes da decomposição de resíduos orgânicos.

Estes lubrificantes podem ser classificados pelo tipo de base. De acordo com a sua origem e processo de refinação, os óleos minerais podem dividir-se em três bases distintas: parafínica, nafténica e aromática. A base aromática é normalmente indesejável porque não é adequada para fins de lubrificação. Por esse motivo, quando comparada com as outras bases de óleos minerais, o conjunto de aplicações a que se destina é diminuto.

As principais características das bases parafínicas e nafténicas são:

Base parafínica

- são a base mais usada no universo dos óleos e a sua estrutura molecular é constituída por longas cadeias de hidrocarbonetos;
- são caracterizados pelo seu baixo peso específico, baixo ponto de congelamento, grande resistência à oxidação, alta quantidade de resíduos de carbono e baixa variação da viscosidade com a temperatura sendo habitual que os óleos de base parafínica apresentem índices de viscosidade (IV) altos.

Base nafténica

- esta base é o oposto da base parafínica pois apresenta alto peso específico, alto ponto de congelamento, baixa resistência à corrosão, baixa quantidade de resíduos de carbono e apresenta grande variação de viscosidade sendo o seu uso restrito a aplicações com baixa amplitude térmica;
- os óleos com base nafténica apresentam boa miscibilidade, altamente voláteis e grande fluidez a baixas temperaturas.

Para além da existência destas três bases referidas anteriormente é possível obter uma combinação de base parafínica e nafténica criando assim uma base diferente que combina as seguintes propriedades:

- grande variedade de viscosidades e índices de viscosidade;
- baixa volatilidade;
- são quimicamente inertes;
- boa proteção contra a corrosão;
- baixo custo.

2.1.2. Óleos sintéticos

Os óleos sintéticos são lubrificantes sintetizados a partir de hidrocarbonetos ou dos seus elementos constituintes, tendo por base produtos derivados do petróleo, óleos vegetais e outros. Geralmente óleos de base sintética possuem vantagens quando comparados com os de base mineral especialmente em:

- resistência à oxidação;
- índice de viscosidade;
- coeficiente de atrito.

As vantagens do uso de óleos de base sintética são ainda mais evidentes a altas e baixas temperaturas, sendo a maior desvantagem o preço elevado quando é comparado com os de base mineral. Existe uma grande variedade dentro dos óleos sintéticos como referido nos seguintes parágrafos.

Hidrocarbonetos sintéticos

Os tipos mais comuns são polialfaolefinas e benzenos, sendo a sua estrutura química semelhante à dos hidrocarbonetos minerais. Estes óleos apresentam as seguintes características:

- boa miscibilidade com os óleos minerais;
- boa compatibilidade com elastómeros usados nos vedantes;

- excelentes estabilidades térmicas;
- precisam de aditivos de anti-oxidação;
- tem um excelente comportamento a baixas temperaturas.

Poliglicóis

- apresentam baixo coeficiente de atrito;
- a compatibilidade com vedantes e tintas deve ser analisada minuciosamente especialmente se a temperatura de serviço for superior a 100°C;
- a miscibilidade com os óleos minerais é muito limitada devendo por isso ser evitada.

Ésteres

São óleos que resultam de uma reação de ácidos com álcoois, acompanhados de separação da água e apresentam as seguintes características:

- elevada resistência térmica;
- bom comportamento a baixas temperaturas.

Silicones

- são quimicamente inertes;
- resistentes ao fogo;
- imiscíveis em água e não são tóxicos;
- boa resistência à oxidação e estabilidade térmica.

A Tabela 2.1 mostra as diferentes categorias em que os óleos podem estar incluídos. Os grupos I, II e III estão associados aos óleos de base mineral, enquanto que ao grupo IV pertencem os lubrificantes de base sintética. No grupo V estão incluídas todas as bases exceto as referidas anteriormente.

Tabela 2.1.: Classificação API de óleos base [4].

Categoria	Saturação (%)	Enxofre (%)	Índice de Viscosidade
Grupo I	<90	≥0.03	≥80, <120
Grupo II	≥90	0.03	≥80, <120
Grupo III	≥90	0.03	≥120
Grupo IV	Todos os PAO'S		
Grupo V	Todas as bases não incluídas nos outros grupos		

Tendo em conta o índice de viscosidade o 75W90 e 75W140 pertencem ao grupo IV enquanto que o 80W90 pertence ao grupo III também designado um óleo de base semi-sintética. Posteriormente os óleos são analisados e comparados com dados fornecidos pelo fabricante.

2.2. Propriedades físicas dos óleos lubrificantes

De forma a compreender e retirar ilações do comportamento de um óleo lubrificante é necessário conhecer as suas propriedades físicas e reológicas, mais importantes.

2.2.1. Viscosidade

Em lubrificação, de todas as propriedades físicas a viscosidade é a mais importante.

A viscosidade de um fluido é uma medida da resistência que o fluido apresenta ao deslizamento interno das suas moléculas umas sobre as outras. Esta propriedade é estabelecida pela Equação de Newton (2.2.1) relativa ao escoamento laminar de um fluido entre uma superfície móvel animada de uma velocidade U e uma superfície fixa, como ilustra a Figura 2.1 [5].

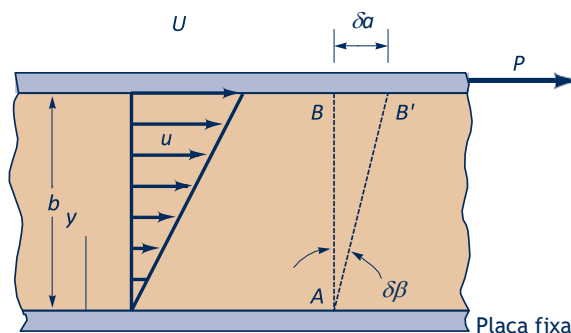


Figura 2.1.: Escoamento laminar de um fluido.

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy} \quad (2.2.1)$$

onde:

- $\frac{du}{dy}$ é a taxa de deformação e está relacionada com tensão de corte, [s^{-1}];
- μ é a viscosidade dinâmica do fluido, [$N \cdot s \cdot m^{-2}$].

A Equação 2.2.1 estabelece a proporcionalidade entre as tensões de corte no fluido e o gradiente do campo de velocidades gerado pela superfície móvel, sendo a constante de proporcionalidade a viscosidade. Os fluidos que respeitam esta equação à pressão atmosférica são designados newtonianos. Entre estes podem-se citar a água e vários óleos lubrificantes no caso de escoamentos laminares.

2.2.2. Índice de Viscosidade

Índice de viscosidade (IV) é um parâmetro que indica a forma como a viscosidade varia com a variação da temperatura. Um fluido com IV alto apresenta uma viscosidade menos sensível à temperatura. A representação mais comum deste parâmetro encontra-se na Figura 2.2.

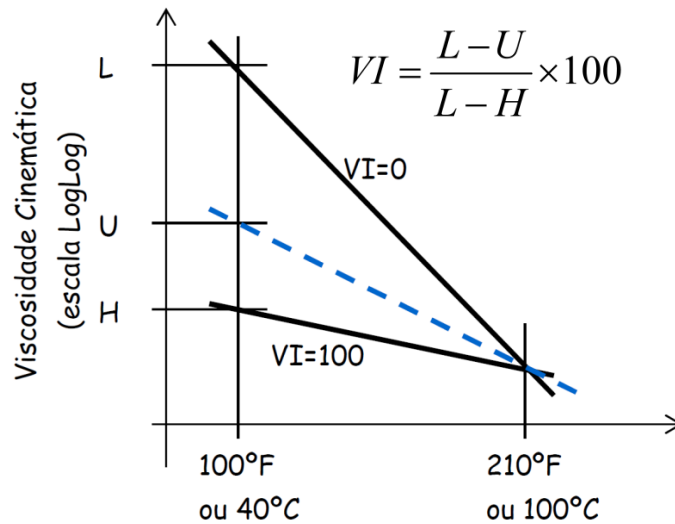


Figura 2.2.: Representação do índice de viscosidade.

Na Figura 2.2 está representada uma Equação para o cálculo do IV com limite de valor máximo, 100.

onde:

- L é a viscosidade do óleo nafténico a 40°C, [cSt];
- H é a viscosidade do óleo parafínico a 40°C, [cSt];
- U é a viscosidade do óleo que se determina o IV a 40°C, [cSt].

Contudo, para lubrificantes com um valor de índice de viscosidade superior a 100, o método de cálculo descrito não se pode aplicar. Quando o IV calculado pelo método anterior é superior a 100, é necessário recalculá-lo usando as Equações (2.2.2) e (2.2.3):

$$N = \frac{(\ln H - \ln U)}{\ln Y} \quad (2.2.2)$$

$$VI = \frac{10^N - 1}{0.00715} + 100 \quad (2.2.3)$$

2.2.3. Termoviscosidade

A termoviscosidade representa a forma como a viscosidade varia com a temperatura e é dada através da Equação (2.2.4):

$$\beta_T = \frac{d\nu}{d\theta} \quad (2.2.4)$$

Para a representação matemática desta variação existem várias leis mas a proposta apresentada por Cameron, Equação (2.2.5), é mais simplista:

$$\nu_1 = \nu_0 \cdot e^{-\beta \cdot \Delta\theta} \quad (2.2.5)$$

onde:

- ν_1 é a viscosidade cinemática à temperatura θ_1 , [cSt];
- ν_0 é a viscosidade cinemática à temperatura θ_0 , [cSt];
- β é o coeficiente de termoviscosidade, [$^{\circ}\text{C}^{-1}$ ou K^{-1}];
- $\Delta\theta$ é variação de temperatura, $\Delta\theta = \theta_1 - \theta_0$, [$^{\circ}\text{C}$ ou K].

A Equação (2.2.5) é válida apenas para uma pequena gama de temperaturas à volta da temperatura de referência θ_0 . Sabendo a viscosidade a duas temperaturas diferentes, a Equação (2.2.5), pode ser rearranjada em função do coeficiente de termoviscosidade através da Equação (2.2.6):

$$\beta = -\frac{\ln\left(\frac{\nu_1}{\nu_0}\right)}{(\theta_1 - \theta_0)} \quad (2.2.6)$$

Em alternativa à lei de Cameron, a norma ASTM D341 [6] propõe a Equação (2.2.7) para descrever a variação da viscosidade com a temperatura. A norma ASTM só é válida no interior do intervalo entre duas temperaturas de referência.

$$\text{Log}(\text{Log}(v + a)) = m - n \cdot \text{Log}(T) \quad (2.2.7)$$

onde:

- v é a viscosidade cinemática, [cSt];
- T é a temperatura, [K];
- a , m e n são constantes dadas pelas equações (2.2.8), e (2.2.9), respetivamente;
- $a = 0.7$ para óleos minerais.

$$m = \frac{\text{Log} \left[\frac{\text{Log} (v_0 + a)}{\text{Log} (v_1 + a)} \right]}{\text{Log} \left[\frac{\theta_1 + 273}{\theta_0 + 273} \right]} \quad (2.2.8)$$

$$n = \text{Log} (\text{Log} (v_0)) + m \cdot \text{Log} (T_0) \quad (2.2.9)$$

Aplicando a definição de termoviscosidade à Equação (2.2.7), é possível obter β_T como apresentado na Equação (2.2.10):

$$\beta_T = \frac{m}{T} \cdot \frac{(v + a) \cdot \ln(v + a)}{v} \quad (2.2.10)$$

Outra alternativa é a lei de Vogel dada pela Equação (2.2.11):

$$v = K \cdot e^{\left[\frac{b}{\theta + c} \right]} \quad (2.2.11)$$

onde:

- v é a viscosidade cinemática, [cSt];
- θ é a temperatura, [°C];
- K, b e c são constantes determinadas experimentalmente.

As equações utilizadas foram a (2.2.9) e a (2.2.11) e os resultados comparados com os obtidos do vibro viscosímetro.

2.2.4. Piezoviscosidade

A viscosidade dos óleos lubrificantes incrementa consideravelmente com o aumento da pressão. Num contato elasto-hidrodinâmico esta pressão pode atingir 2-4 GPa. Esta propriedade é importante não só na formação do filme lubrificante, mas também no coeficiente de atrito. Uma das leis que permite estabelecer a relação entre viscosidade e temperatura é a lei de Barus, Equação (2.2.12):

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{(\alpha_{\text{óleo}} \cdot p)} \quad (2.2.12)$$

onde:

- η é a viscosidade dinâmica à pressão p , [cSt];
- η_0 é a viscosidade dinâmica à pressão $p = 0$, [cSt];
- $\alpha_{\text{óleo}}$ é o coeficiente de piezoviscosidade, [Pa⁻¹].

Neste trabalho foi utilizada a equação predefinida pelo software KISSsoft (2.2.13):

$$\alpha = k \cdot \eta_M^s \quad (2.2.13)$$

onde:

- k (0.0105) e s (0.1348) são constantes utilizadas para os três óleos;
- η_M^s é a viscosidade dinâmica à temperatura do dente da engrenagem.

2.3. Estado da arte: modelo de perdas numa caixa de engrenagens

Uma caixa de engrenagens é um equipamento de grande complexidade, com inúmeras variáveis. Não só contém vários elementos de máquina diferentes (veios, engrenagens, rolamentos, vedantes), como também a própria geometria e disposição desses componentes irá influenciar a sua performance. Adicionalmente, há que considerar ainda o óleo lubrificante e as diferentes condições de funcionamento. Nesta secção está demonstrado o modelo utilizado para o cálculo das perdas de potência.

De acordo com Hönh [7] as perdas de potência numa caixa de engrenagens são no engrenamento (P_{VZ0} e P_{VZP}), rolamentos (P_{VL}), vedantes (P_{VD}) e perdas auxiliares (P_{VX}) como representado na Figura 2.3

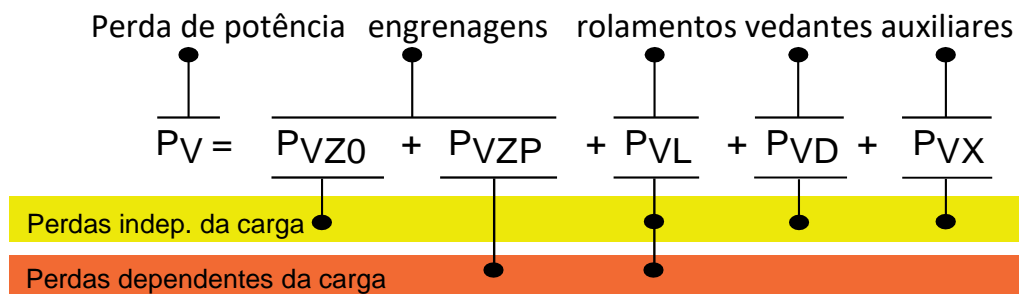


Figura 2.3.: Modelo de perdas de potência para transmissões mecânicas por engrenagens [8].

As perdas nas engrenagens e rolamentos podem ser separadas em perdas em vazio (P_{VZ0}) e perdas dependentes da carga transmitida (P_{VZP}). As perdas em vazio são devidas à rotação de componentes mecânicos no óleo mesmo sem transmissão de binário. As perdas em vazio estão não só normalmente relacionadas com a viscosidade e densidade do lubrificante, mas também com a profundidade de imersão no óleo dos componentes da caixa de engrenagens. Além disso também dependem das condições de funcionamento e da geometria interna da caixa.

2.3.1. Perdas dependentes da carga

As perdas dependentes da carga ocorrem nos contatos responsáveis pela transmissão de potência (contatos entre os dentes das engrenagens e entre os elementos rolantes e respectivas pistas dos rolamentos). Dependem do binário a transmitir, coeficiente de atrito e velocidade de escorregamento nas áreas de contato dos componentes. As perdas dependentes da carga nos rolamentos dependem do tipo e do tamanho, das condições de rotação e escorregamento e também do tipo de lubrificante.

Ohlendorf [9] apresentou uma aproximação para as perdas de potência dependentes da carga transmitida nas engrenagens de dentado reto. De acordo com este autor a perda de potência no contato entre os dentes da engrenagem pode ser calculado a partir da Equação (2.3.1).

$$P_{VZP} = P_{in} H_V \mu_{mz} \quad (2.3.1)$$

onde, a potência de entrada P_{in} é uma condição imposta à partida. Por outro lado, o coeficiente de atrito (μ_{mz}), irá depender das condições de funcionamento e do regime de lubrificação ao longo do engrenamento.

O regime de lubrificação é definido pela espessura específica de filme:

- Filme limite: $\Lambda < 0.7$;

Para condições de filme limite, o efeito hidrodinâmico é baixo e a força normal de contato é sustentada diretamente pelas superfícies através dos seus picos de rugosidade, causando atrito e desgaste devido ao contato direto metal-metal.

- Filme misto $0.7 < \Lambda < 2.0$;

Para condições de filme misto, a força normal no contato é suportada em parte pelos picos de rugosidade das superfícies mas também pelo filme lubrificante. Para certas condições de funcionamento, o coeficiente nesta região pode atingir o valor mínimo dos três tipos de regimes de lubrificação, como mostra a Figura 2.4.

- Filme completo $\Lambda > 2.0$.

A força normal no contato é totalmente suportada pelo filme lubrificante EHD.

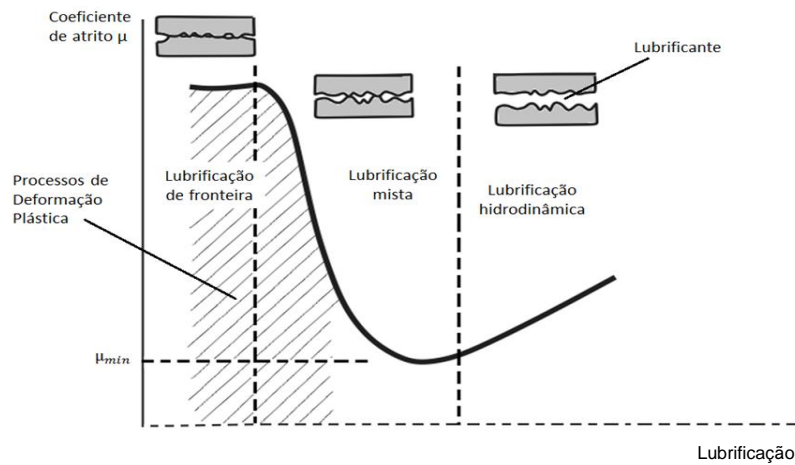


Figura 2.4.: Curva Stribeck.

A espessura de filme no centro do contato linear (como acontece no contato entre dentes de uma engrenagem), h_0 , pode ser calculado através da Equação (2.3.2) para um contato liso, [10].

$$h_0 = 0.975 \cdot \frac{[\alpha_{\text{óleo}} \cdot \eta_0 \cdot (U_1 + U_2)]^{0.727} \cdot R_x^{0.364} \cdot (l \cdot E^*)^{0.091}}{F_n^{0.091}} \quad (2.3.2)$$

onde o módulo de elasticidade equivalente das superfícies é dado por:

$$E^* = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (2.3.3)$$

No contato entre dentes de uma engrenagem é frequente existirem taxas de escorregamento elevadas. Nesta situação, o lubrificante é sujeito a taxas de deformação elevadas o que leva à dissipação de calor, este calor aumenta a temperatura do lubrificante reduzindo a viscosidade e consequentemente a espessura de filme. Para considerar este efeito foi introduzido o coeficiente de correção térmica, ϕ_T , dado através da Equação (2.3.4).

$$\phi_T = \left[1 + 0.1 \cdot \left(1 + 14.8 \cdot \left(\frac{|U_1 - U_2|}{(U_1 + U_2)} \right)^{0.83} \right) \cdot \left(\frac{\beta_T \cdot \eta_0 \cdot (U_1 + U_2)^2}{K} \right)^{0.64} \right]^{-1} \quad (2.3.4)$$

A espessura específica de filme lubrificante, Λ , reflete o regime de lubrificação, estabelecendo o rácio entre a espessura de filme e a rugosidade das superfícies, sendo calculado pela Equação (2.3.5).

$$\Lambda = \frac{h_0 \cdot \phi_T}{\sigma} \quad (2.3.5)$$

Fator de perda da engrenagem

H_V representa o factor de perda da engrenagem que pode ser determinado através da Equação (2.3.1), assumindo que o coeficiente de atrito (μ_{mz}) é constante ao longo de todo o engrenamento. A equação (2.3.1) pode ser usada para o cálculo da perda de potência média por atrito entre os dentes da engrenagem. Dependendo do autor, o factor H_v pode ser calculado de diferentes modos.

Buckingham [11] sugeriu a Equação (2.3.6):

$$H_V^{Buc} = (1 + u) \frac{\pi}{z_1 \cos \beta_b} \epsilon_\alpha (2k_0^2 - 2k_0 + 1) \quad (2.3.6)$$

Niemann e Winter [12] também propuseram uma Equação (2.3.7):

$$H_V^{Nie} = (1 + u) \frac{\pi}{z_1 \cos \beta_b} \epsilon_\alpha \left(\frac{1}{\epsilon_\alpha} - 1 + (2k_0^2 + 2k_0 + 1) \epsilon_\alpha \right) \quad (2.3.7)$$

Ohlendorf propôs a Equação (2.3.8):

$$H_V^{ohl} = (1 + u) \frac{\pi}{z_1 \cos \beta_b} (1 - \epsilon_\alpha + \epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) \quad (2.3.8)$$

A carga entre os dentes da engrenagem ao longo da linha de engrenamento pode ser calculada considerando que a carga por unidade de comprimento é dada pela Equação (2.3.9), sendo que o coeficiente de atrito é assumido como constante ao longo da linha de contato e os efeitos elásticos não são considerados. Partindo destas condições, o fator de perda de potência na engrenagem pode ser obtido através da Equação (2.3.10) proposta por Wimmer [13]:

$$F_N(x, y) = F_n \cdot \frac{1}{\sum_{i=1}^n l^i(x)} \quad (2.3.9)$$

$$H_V^{num} = \frac{1}{p_b} \int_0^b \int_A \frac{F_N(x, y)}{F_b} \frac{V_g(x, y)}{V_b} dx dy \quad (2.3.10)$$

Trabalhos anteriores [14] compararam as diferentes equações relativas aos fatores de perda de engrenagem, foram calculados oito geometrias diferentes de engrenagem. O fator de perda de engrenagem foi calculado também com base nos resultados obtidos no software comercial da KISSsoft que tem em conta os efeitos elásticos e a equação que mais se aproxima é a Equação de Wimmer (2.3.10) devido à concordância com os resultados experimentais, mais simplista e fácil de programar.

Coeficiente de atrito

Através de estudos em máquinas de discos e em bancos de testes de engrenagens [14] foi obtida uma equação empírica para o coeficiente de atrito médio ao longo do engrenamento entre os dentes de uma engrenagem, dado pela Equação (2.3.11):

$$\mu_{mz} = 0.048 \cdot \left(\frac{F_{bt}/l_m}{v \sum C \cdot \rho_c} \right)^{0.2} \cdot \eta_{\text{óleo}}^{-0.05} \cdot R_a^{0.25} \cdot X_L \quad (2.3.11)$$

onde:

- F_{bt} é a força normal no contato, [N];
- l_m é o comprimento médio de contato, [mm];
- $v \sum C$ é a soma de velocidades de rolamento no círculo de base, [m/s];
- ρ_c é o raio de curvatura equivalente no círculo de base, [mm];
- $\eta_{\text{óleo}}$ é a viscosidade dinâmica do óleo à temperatura de injeção, [Pa·s];
- R_a é a rugosidade da superfície, [μm];
- X_L é o parâmetro do lubrificante.

O comprimento do contato é calculado de acordo com modelo numérico sugerido por M. Maatar e P. Velex em [15] pode ser calculado em função da largura, b , do perfil teórico na relação de contato, ε_α , e na base o ângulo de hélice, β_b , como mostra a Equação (2.3.12):

$$l_m = \varepsilon_\alpha \frac{b}{\cos(\beta_b)} \quad (2.3.12)$$

O parâmetro de lubrificante X_L também designado como fator de correção do lubrificante é considerado quando existem diferentes formulações nos óleos de engrenagem. Este coeficiente deve ser ajustado para explicar a influência de diferentes bases de óleos e pacotes aditivados [14]. Para óleos minerais não aditivados em regimes de lubrificação mistos este parâmetro adota o valor de 1.

2.3.2. Perdas por chapinagem nas engrenagens

Para engrenagens lubrificadas por óleo, as perdas por chapinagem são consideradas a maior fonte de perda pois as engrenagens estão parcialmente imersas e rodam dentro do banho de óleo. O óleo é projetado e aprisionado entre os dentes dissipando-se energia.

A perda de potência por este fenômeno é difícil de estimar devido à influência de certos parâmetros como a geometria da caixa e das próprias engrenagens mas também do lubrificante e da sua capacidade para formar espuma - aeração. Esta espuma aumenta a "profundidade de imersão" efetiva das rodas, sendo um fenômeno difícil de modelar.

Muitos estudos tem vindo a ser publicados para resolver o problema da perda de potência devido à rotação das engrenagens em banho de óleo. Um dos modelos mais recentes para o cálculo das perdas de potência por chapinagem em engrenagens foi o modelo sugerido por Changenet *et al.* [16].

De acordo com este modelo a perda de potência por chapinagem da transmissão completa é o somatório das perdas em cada engrenagem. A perda em cada engrenagem é dada pela soma das perdas em cada par roda/pinhão, como representado na Equação (2.3.13), onde k é o número de engrenagens na caixa.

$$P_{VZ0} = \sum_{i=1}^k C_{ch|i-\omega|i} \quad (2.3.13)$$

O parâmetro $C_{ch|i}$ refere-se à perda de binário da roda i como demonstrado pela Equação (2.3.14) sendo $\omega|i$ a velocidade angular.

$$C_{ch} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{\text{óleo}} \cdot \omega^2 \cdot R_p^3 \cdot S_m \cdot C_m \quad (2.3.14)$$

Esta perda de binário $C_{ch|i}$ depende dos seguintes fatores:

- $\rho_{\text{óleo}}$ é massa específica do lubrificante à temperatura de trabalho;
- R_p é o raio primitivo do pinhão/roda;
- S_m é superfície imersa do pinhão/roda;
- C_m coeficiente de arrasto adimensional.

O coeficiente de arrasto adimensional C_m é dado pela equação (2.3.15):

$$C_m = \psi_1 \cdot \left(\frac{h}{D_p}\right)^{\psi_2} \cdot \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{\psi_3} \cdot Fr^{\psi_4} \cdot Re_c^{\psi_5} \cdot \left(\frac{b}{R_p}\right)^{\psi_6} \quad (2.3.15)$$

onde o número crítico de Reynolds (Re_c) e o número de Froude (Fr) são dados pelas equações (2.3.16) e (2.3.17) respetivamente:

$$Re = \frac{R_p \cdot b \cdot \omega}{\nu} \quad (2.3.16)$$

$$Fr = \frac{R_p \cdot \omega^2}{g} \quad (2.3.17)$$

Ainda na Equação (2.3.15), os parâmetros ψ_i experimentais cujo valor depende das condições de trabalho, do regime de escoamento (laminar ou turbulento) e também do valor do parâmetro de aceleração dado pela Equação (2.3.18):

$$\gamma = \omega^2 \cdot (R_p \cdot b \cdot m)^{\frac{1}{3}} \quad (2.3.18)$$

Tabela 2.2.: Parâmetros para a Equação (2.3.15).

Condição	ψ_1	ψ_2	ψ_3	ψ_4	ψ_5	ψ_6
Re<4000 e γ <750	1.366	0.45	0.1	-0.6	-0.21	0.21
Re>4000 e γ <750	0.239	0.45	0.1	-0.6	0	0.21
Re<4000 e γ >1250	20.729	0.1	-0.35	-0.88	-0.21	0.85
Re>4000 e γ >1250	3.644	0.85	-0.35	-0.88	0	0.85

Na Tabela 2.2 estão representados os diferentes valores de ψ_i para diferentes números de Re e γ . Para valores de γ que não pertençam aos intervalos descritos na Tabela 2.2, o valor de C_m é obtido por interpolação linear.

O modelo é normalmente utilizado para engrenagens de dentado reto, mas pode ser alargado a engrenagens helicoidais, considerando a modificação e verificação do parâmetro geométrico proposto por Gauthier [17].

Este parâmetro pode ser definido pela Equação (2.3.19):

$$S_m = R_p^2 \cdot (2 \cdot \theta - \sin(2\theta)) + D_{pb} \cdot \theta + 2 \frac{z \cdot \theta \cdot H_{dente} \cdot b}{\pi \cdot \cos(\alpha) \cdot \cos(\beta)} \quad (2.3.19)$$

onde θ obtém-se por intermédio da altura submersa da roda, h , através da Equação (2.3.20), e assumindo a geometria representada na Figura 2.5 :

$$\theta = \cos^{-1} \left(\frac{1-h}{R_p} \right) \quad (2.3.20)$$

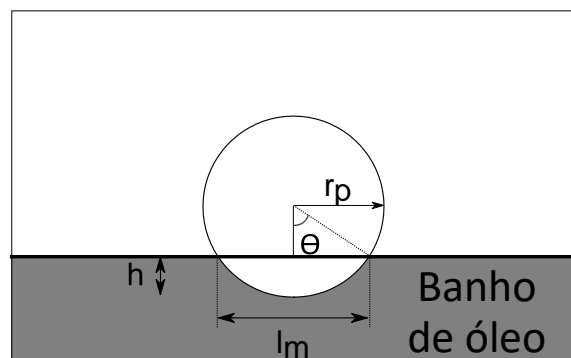


Figura 2.5.: Dados geométricos da superfície da engrenagem imersa [18].

Estas equações apresentam normalmente uma boa representação do fenómeno da chapinagem, mas não têm em conta alguns aspetos, tais como, a formação de espuma no lubrificante e o sentido de rotação.

Aeração do lubrificante

Para engrenagens lubrificadas em banho de óleo, o movimento das engrenagens mistura o ar com o óleo lubrificante. A presença deste ar no óleo lubrificante manifesta-se pela formação de um número significativo de pequenas bolhas de ar. Este fenómeno é chamado de aeração e está relacionado com as perdas de potência por chapinagem, sendo extremamente sensível à formulação do lubrificante.

Sentido de rotação

O modelo das perdas de potência por chapinagem calcula as perdas para cada engrenagem individualmente, mas dentro da caixa de engrenagens existe uma interação entre as engrenagens, que afeta a perda de potência. Este modelo foi testado para alcançar bons resultados em engrenagens que girem em sentido horário Figura 2.6. Para rotação em sentido anti-horário, as perdas aumentam o valor do somatório das perdas para cada engrenagem.



Figura 2.6.: Definição do sentido de rotação do par de engrenagens [18].

2.3.3. Perda de potência nos rolamentos

Os rolamentos suportam as cargas transmitidas das engrenagens aos eixos, isto é, suportam e guiam componentes que giram um em relação ao outro restringindo todos os graus de liberdade do eixo.

A seleção do rolamento para uma determinada aplicação é limitada às condições de trabalho, como tipo de carga e intensidade, velocidade de trabalho e restrições da estrutura. A perda de potência nos rolamentos pode ser designada pela Equação (2.3.21):

$$P_{VL} = M^{rol} \cdot n \cdot \frac{\pi}{30} \cdot 10^{-3} \quad (2.3.21)$$

O modelo de perda de potência implementado para ter em conta a perda de potência nos rolamentos foi o modelo da SKF [19], uma vez que é o modelo mais fundamentado e remete para resultados mais realistas.

O modelo da SKF [19] passou por algumas melhorias ao longo dos anos e o mais recente introduziu um método avançado e preciso, e de forma a aperfeiçoar o cálculo do momento de atrito total, M^{rol} . No cálculo do momento de atrito nos rolamentos, dado pela Equação (2.3.22), é necessário ter em conta quatro tipos diferentes de perdas existentes nos rolamentos,

$$M^{rol} = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (2.3.22)$$

onde:

- M_{rr} é o momento de atrito de rolamento, [Nmm];
- M_{sl} é o momento de atrito de escorregamento, [Nmm];
- M_{seal} é o momento de atrito dos vedantes, [Nmm];
- M_{drag} é o momento de atrito das perdas de arrasto, rotação, chapinagem etc, [Nmm];

O momento de atrito de rolamento é dado através da Equação (2.3.23):

$$M_{rr} = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot G_{rr} \cdot (\nu \cdot n)^{0.6} \quad (2.3.23)$$

onde:

- G_{rr} é uma variável dependente do tipo de rolamento;
 - do diâmetro médio, [mm];
 - da força radial, [N];
 - da força axial, [N];
- ν é a viscosidade cinemática do lubrificante à temperatura de funcionamento, [cSt];
- n é a velocidade de rotação, [rpm].

Para nos aproximarmos do comportamento real do rolamento, devem ser considerados efeitos adicionais, como os apresentados posteriormente:

- fator de correção devido à diminuição da espessura de filme por aumento da temperatura no convergente do contato, (ϕ_{ish});
- fator de correção devido à alimentação do contato, (ϕ_{rs}), para contemplar o modo como o rolamento é lubrificado (injeção/banho de óleo/massa, etc).

Para considerarmos estes feitos, o momento de atrito de rolamento deve ser multiplicado pelos dois fatores de correção.

Analisando a quantidade de óleo disponível no rolamento, e sabendo que nem tudo pode ir para a área de contato, apenas uma pequena porção de lubrificante é usada para formar o filme hidrodinâmico. Portanto, parte do óleo próximo à área de contato é repellido e produz um fluxo reverso. Este fluxo reverso sofre um esforço de cisalhamento, gerando calor, o que leva à diminuição da viscosidade do óleo e à redução do filme específico e do

atrito de rolamento [19]. Para o feito descrito acima, redução da espessura de filme por aumento da temperatura no convergente do contato, pode ser obtido aproximadamente pela Equação (2.3.24):

$$\phi_{ish} = [1 + 1.84 \cdot 10^{-9} (n \cdot d_m)^{1.28} \cdot \nu^{0.64}]^{-1} \quad (2.3.24)$$

Para óleo-ar, injeção de óleo, lubrificação em banho de óleo com nível baixo e métodos de lubrificação com massa, o rolamento a trabalhar em contínuo faz com que não permita existir excesso de lubrificante nas pistas. Em aplicações onde a viscosidade ou as velocidades são elevadas, o lubrificante pode não ter tempo de reabastecer as pistas, causando o efeito fator de redução devido à alimentação de contato. Este efeito reduz a espessura de filme específico e o atrito de rolamento e pode ser descrito pela Equação (2.3.25):

$$\phi_{rs} = \left[e^{K_{rs} \cdot \nu \cdot n \cdot (d+D) \cdot \sqrt{\frac{K_z}{2(D-d)}}} \right]^{-1} \quad (2.3.25)$$

onde:

- K_{rs} é a constante de alimentação;
- K_z é uma constante geométrica relacionada com o tipo de rolamento.

O momento por escorregamento é calculado através da Equação (2.3.26):

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (2.3.26)$$

onde:

- G_{sl} é uma variável que depende do tipo de rolamento, diâmetro médio e carga;
- μ_{sl} é coeficiente de atrito de escorregamento.

O coeficiente de atrito de escorregamento, μ_{sl} , pode ser calculado utilizando a Equação (2.3.27):

$$\mu_{sl} = \phi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 - \phi_{bl}) \cdot \mu_{EHL} \quad (2.3.27)$$

onde:

- ϕ_{bl} é o fator de ponderação para o coeficiente de atrito de escorregamento e pode ser calculado usando a Equação (2.3.28):

$$\phi_{bl} = \left[e^{-2.6 \cdot 10^{-8} \cdot (n \cdot \nu)^{1.4} \cdot d_m} \right]^{-1} \quad (2.3.28)$$

- μ_{bl} é o coeficiente dependente dos aditivos do lubrificante;
- μ_{EHL} é o coeficiente de atrito em condições de filme completo.

Os dois coeficientes referidos anteriormente apresentados na Tabela 2.3 são calculados com alto coeficiente de segurança, portanto não podemos registrar com certeza o real momento de atrito nos rolamentos, mas em lugar disso podemos sobrevalorizar o valor do momento de atrito de escorregamento.

Tabela 2.3.: Coeficientes de atrito do fabricante [19].

Tipo de rolamento	μ_{bl}	μ_{EHD}
Esferas	0.12	0.04* ou 0.05*
Rolos	0.12	0.02
Cónicos	0.12	0.002

* Coeficiente de atrito não é específico para qualquer rolamento mas o valor de 0.04 é indicado para óleos sintéticos e 0.05 para óleos minerais

2.3.4. Perdas por arrasto

Os rolamentos lubrificados por banho de óleo estão parcialmente submersos, em situações especiais estão completamente submersos. As perdas por arrasto que ocorrem quando o rolamento está a rodar no banho de óleo contribui para o momento de atrito total e não deve ser desprezado.

As perdas por arrasto não são influenciadas apenas pela velocidade de rolamento, viscosidade e nível do óleo, mas também pelo tamanho e pela geometria do reservatório do óleo.

A agitação externa do óleo que pode derivar de elementos mecânicos como engrenagens e veios, que se situam próximo do rolamento, também devem ser considerados.

O modelo da SKF para o cálculo das perdas por arrasto em lubrificação por banho de óleo considera a resistência dos elementos rolantes que se movem através do óleo e inclui os efeitos da viscosidade do óleo. Este modelo apresenta resultados com exatidão sobre as seguintes condições:

- o reservatório tem de apresentar uma dimensão considerável, assim o impacto do tamanho e da geometria é insignificante;
- o veio deve estar horizontal;
- o anel interior roda a velocidade constante e não deve ultrapassar a velocidade permitida;
- a viscosidade do lubrificante deve ser inferior a 500 cSt quando o rolamento está submerso até metade do diâmetro externo e inferior a 250 cSt quando está submerso mais de metade do diâmetro externo.

O momento de atrito para perdas por arrasto segundo o modelo da SKF pode ser descrito pelas equações (2.3.29) e (2.3.30), em que a primeira é indicada para rolamentos de esferas e a segunda para rolamentos de rolos:

$$M_{drag} = 0.4 \cdot V_M \cdot K_{ball} \cdot d_m^5 \cdot n^2 + 1.093 \cdot 10^{-7} n^2 d_m^3 \cdot \left(\frac{n \cdot d_m^2 \cdot f_t}{\nu} \right)^{-1.379} R_s \quad (2.3.29)$$

$$M_{drag} = 4 \cdot V_M \cdot K_{roll} \cdot C_w \cdot B \cdot d_m^4 \cdot n^2 + 1.093 \cdot 10^{-7} n^2 \cdot d_m^3 \cdot \left(\frac{n \cdot d_m^2 \cdot f_t}{\nu} \right)^{-1.379} R_s \quad (2.3.30)$$

Os parâmetros K_{ball} e K_{roll} estão relacionados com a construção e a geometria do rolamento e são dados pelas equações (2.3.31) e (2.3.32):

$$K_{ball} = \frac{i_{rw} \cdot K_z \cdot (d + D)}{D - d} \cdot 10^{-12} \quad (2.3.31)$$

$$K_{roll} = \frac{K_L \cdot K_z \cdot (d + D)}{D - d} \cdot 10^{-12} \quad (2.3.32)$$

As restantes variáveis e as funções usadas no cálculo do momento de atrito por perdas de arrasto são dadas pelas equações (2.3.33) a (2.3.38):

$$C_w = 2.789 \cdot 10^{-10} \cdot l_D^3 - 2.786 \cdot 10^{-4} \cdot l_D^2 + 0.0195 \cdot l_D + 0.6439 \quad (2.3.33)$$

$$l_D = 5 \cdot \frac{K_L B}{d_m} \quad (2.3.34)$$

$$f_t = \begin{cases} \sin(0.5t), & 0 \leq t \leq \pi \\ 1, & \pi < t < 2\pi \end{cases} \quad (2.3.35)$$

$$R_s = 0.36 \cdot d_m^2 \cdot (t - \sin(t)) \cdot f_A \quad (2.3.36)$$

$$t = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{0.6 \cdot d_m - H}{0.6 \cdot d_m} \right) \text{ quando } H \geq 1.2 d_m, \text{ usar } H = 1.2 d_m \quad (2.3.37)$$

$$f_A = 0.05 \cdot \frac{K_z \cdot (D + d)}{D - d} \quad (2.3.38)$$

As equações (2.3.31) a (2.3.38) dependem de vários fatores:

- V_M é o fator de perda de arrasto;
- B é a largura do rolamento, [mm];
 —→ para rolamentos cónicos, largura T
 —→ para rolamentos axiais, altura H
- d_m é o diâmetro médio do rolamento, [mm];
- n é a velocidade de rotação, [rpm];
- d é o diâmetro interior do rolamento, [mm];
- D é o diâmetro exterior do rolamento, [mm];
- i_{rw} é o número de filas de esferas;
- K_z é uma constante geométrica relacionada com o tipo de rolamento;
- K_L é uma constante geométrica relacionada com o tipo de rolamento de rolos;
- H é o nível do óleo, [mm].

2.3.5. Momento de atrito nos vedantes

Os vedantes dos rolamentos têm um papel importante na vida útil dos rolamentos evitando a contaminação e mantendo o lubrificante perto das pistas do rolamento. Quando os rolamentos são equipados com vedantes de contato, as perdas por atrito dos vedantes podem exceder às perdas geradas por rolamento. O momento de atrito dos vedantes para os rolamentos pode ser descrito através da Equação (2.3.39):

$$M_{seal} = K_{S1} \cdot d_s^\beta + K_{S2} \quad (2.3.39)$$

- K_{S1} e K_{S2} são constantes que dependem do tipo de vedante, do tipo de rolamento e do tamanho;
- d_s é o diâmetro interno do vedante, [mm];
- β depende do tipo de vedante e do tipo de rolamento.

2.3.6. Perdas de potência nos vedantes

Na maior parte dos casos as perdas de potência nos vedantes apresentam valores muito reduzidos quando comparados com os valores da potência transmitida e de acordo com Höhn [7] *et al.*, a potência transmitida aos vedantes pode ser estimada através da Equação (2.3.40):

$$P_{VD} = 7.69 \cdot 10^{-6} \cdot d_s^2 \cdot n \quad (2.3.40)$$

3. Caracterização dos lubrificantes de teste

Neste capítulo são reportados os dados experimentais obtidos na caracterização física e química dos lubrificantes testados neste trabalho. Para avaliar a formulação química de cada óleo, foram realizados testes FTIR. A caracterização física foi efetuada avaliando a massa volúmica de cada óleo a diferentes temperaturas com um densímetro e a viscosidade utilizando dois equipamentos diferentes: viscosímetro de Engler para a viscosidade cinemática e vibro viscosímetro para viscosidade dinâmica.

Foram testados três óleos neste trabalho:

- 75W90, sintético;
- 80W90, semi-sintético (mineral tipo III);
- 75W140, sintético.

3.1. Análise FTIR

FTIR *Fourier Transform Infra Red spectroscopy* é um método preferido de espectroscopia que utiliza radiação infravermelha. Quando a radiação infravermelha atravessa uma amostra, parte da radiação é absorvida pela amostra e parte é transmitida ou refletida.

FTIR é uma ferramenta analítica que permite identificar determinadas ligações químicas entre as moléculas de um lubrificante. A medição foi feita num equipamento Agilent Cary 630 FTIR Figura 3.1, usando um acessório de refletância total atenuada.

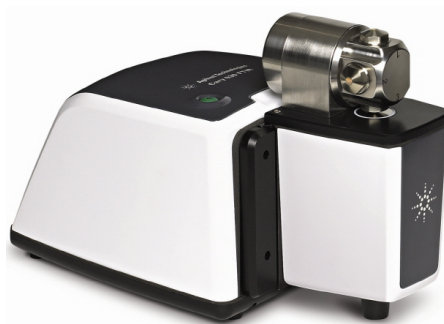


Figura 3.1.: Agilent Cary 630 FTIR.

Para a realização de cada medição, todas as superfícies foram previamente limpas com um solvente apropriado - heptano. O sistema assegura e confirma a limpeza antes de iniciar a medição.

Como podemos observar pela Figura 3.2 temos uma grande absorção entre 2800 e 3000 cm^{-1} nos três óleos. Isto representa a ligação assimétrica das moléculas de CH_2 e CH_3 que são hidrocarbonetos presentes na base de óleos de lubrificantes [20]. O pico presente entre 1700 e 1800 cm^{-1} representa as ligações $\text{C} = \text{O}$ em que a posição exata depende do tipo de carbonila. Este pico mostra também indicadores de presença de éster.

O pico 720 a 730 cm^{-1} mostra uma área típica da ligação carbono-hidrogénio.

O pico entre 900 e 1000 cm^{-1} representa o aditivo anti desgaste normalmente presente nos óleos sintéticos. Como o 80W90 é um óleo semi-sintético verificamos que a sua refletância apresenta um valor menor quando comparado com os restantes lubrificantes, logo conclui-se que o 80W90 tem menos resistência ao desgaste. Este pico está relacionado também com a presença de ditiofosfato de zinco (ZDDP).

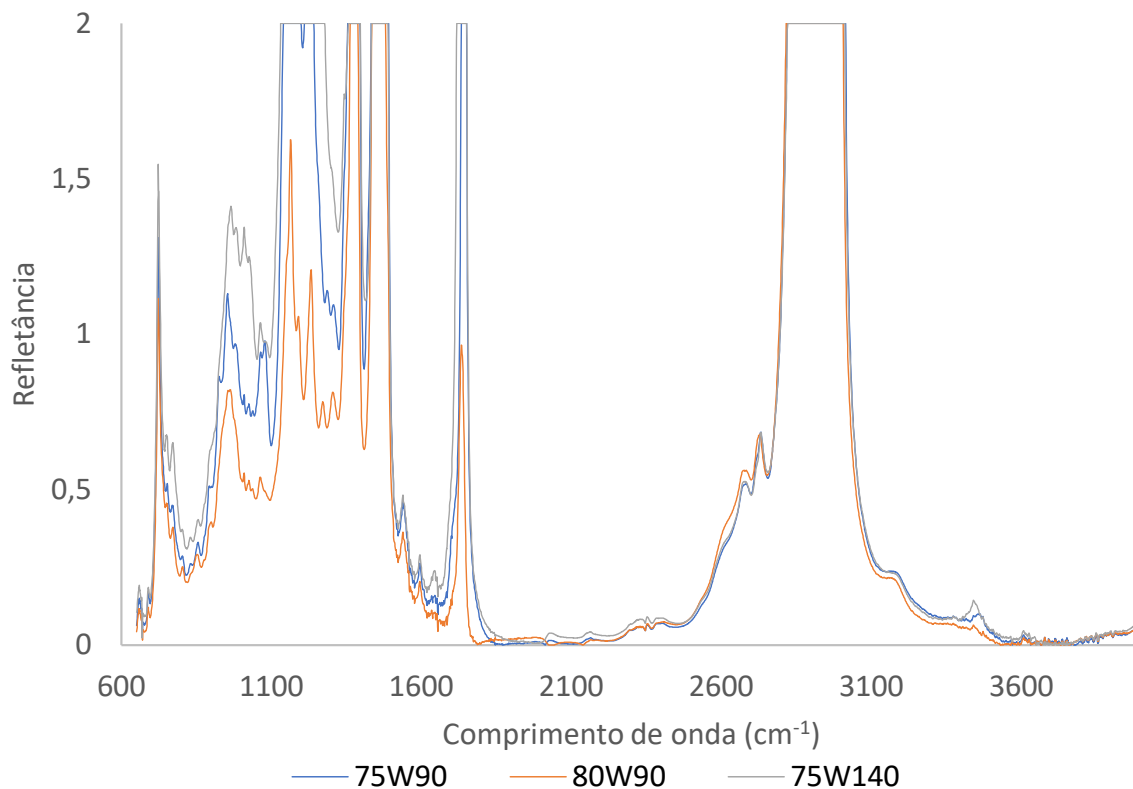


Figura 3.2.: Impressão digital dos 3 óleos com o espectro FTIR.

3.2. Massa específica

Para a medição da massa específica usou-se um densímetro portátil Anton Paar, Figura 3.3. O intervalo de temperaturas de funcionamento deste aparelho encontra-se entre 15 e 40°C, o que se adequa para se conseguir obter resultados do fluido sobre condições à temperatura ambiente.



Figura 3.3.: Densímetro.

Para avaliar a massa volúmica retirou-se uma amostra de 2 ml de cada óleo, representado na Figura 3.4. As medições foram efetuadas primeiro à temperatura ambiente e posteriormente a uma temperatura próxima de 40°C.

O procedimento seguido foi o mesmo para todos os óleos. Importante referir que quando se transitava para outro óleo era necessário limpar o circuito de medição do densímetro com um solvente adequado, (éter de petróleo).

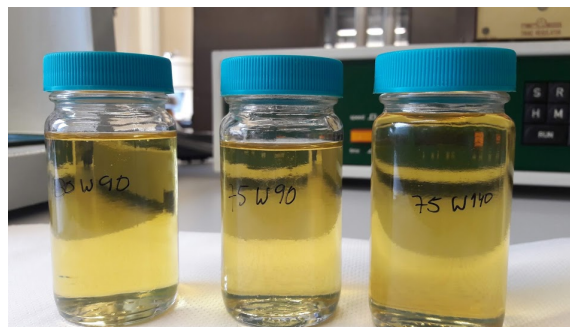


Figura 3.4.: Amostras dos 3 óleos.

A evolução da massa específica com a temperatura pode ser estimada pela Equação (3.2.1):

$$\rho = \rho_0 \cdot [1 - \alpha_t \cdot (T - T_0)] \quad (3.2.1)$$

onde:

- ρ é a massa volúmica à temperatura T , [kg/m^3];
- ρ_0 é a massa volúmica à temperatura de referência T_0 , [kg/m^3];
- α_t é o coeficiente de expansão térmica, [$1/^\circ\text{C}$ ou $1/\text{K}$].

Tabela 3.1.: Comparação dos óleos do fabricante e medidos experimentalmente.

Base	Óleos	Valor referência [kg/m^3]	Valor medido [kg/m^3]	$\alpha_t \cdot 10^{-4}$ [$1/^\circ\text{C}$]
PAO	75W90	866	872	8.01
Mine	80W90	886	886	8.10
PAO	75W140	885	889	8.98

Na Tabela 3.1 são apresentados os valores de massa volúmica fornecidos pelos fabricantes à temperatura de referência de 15°C . Na mesma tabela estão referidos os valores obtidos com a Equação (3.2.1) sendo o valor do coeficiente de expansão térmica calculado a partir dos dados experimentais medidos no densímetro e representados na Figura 3.5. Os valores experimentais não apresentam muita diferença em relação aos valores fornecidos pelo fabricante, Anexo B sendo o maior desvio percentual inferior a 1%.

Na Figura 3.5, está representado o resultado experimental dos três óleos.

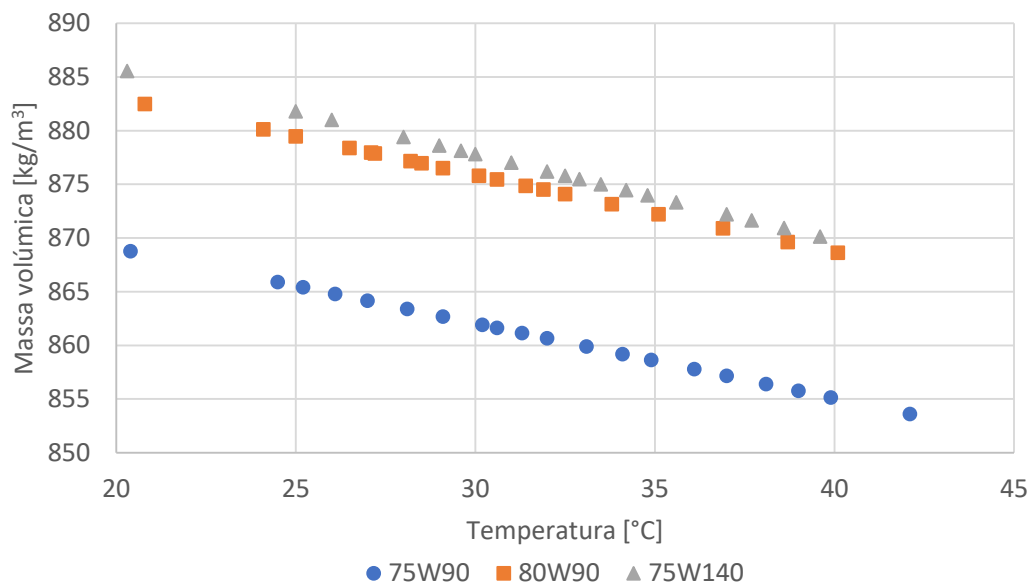


Figura 3.5.: Variação da massa volúmica com a temperatura dos três óleos.

3.3. Viscosidade

De forma a obter valores precisos para a viscosidade a uma dada temperatura, a curva *viscosidade vs temperatura* precisa de ser determinada para cada óleo. Uma vez que são valores de entrada no modelo de perda de potência implementado e também auxilia numa melhor interpretação dos resultados experimentais. Outro objetivo dos ensaios para determinar a viscosidade a determinadas temperaturas é confirmar os dados provenientes dos fornecedores relativamente à viscosidade. Foram utilizados dois métodos diferentes, o viscosímetro de Engler e um vibro viscosímetro.

3.3.1. Viscosímetro de Engler

O viscosímetro de Engler, Figura 3.6, (norma IP 212/92) é usado para medir o tempo de escoamento devido à gravidade para diferentes óleos. Este viscosímetro é composto por um recipiente onde se introduz a amostra de lubrificante a analisar. O recipiente tem um furo calibrado na parede inferior que é aberto para permitir o escoamento do óleo.

Para aquecer e manter o lubrificante a uma determinada temperatura este recipiente é englobado por outro, que contém um fluido (água ou óleo) que é aquecido através de uma resistência elétrica. Estes dois recipientes estão apoiados por um tripé que permite nivelar o aparelho. Existem dois termómetros para controlar a temperatura, um para banho e outro para o lubrificante.



Figura 3.6.: Viscosímetro de Engler.

Este procedimento foi realizado para três temperaturas diferentes: 40, 70 e 100°C. Para calcular a viscosidade cinemática é necessário obter primeiro a graduação Engler do óleo. Esta graduação é obtida por comparação do tempo de escoamento de 200 ml de óleo a cada temperatura com o tempo que o mesmo volume de água que demora a escoar a 20°C, de acordo com a Equação (3.3.1).

$$^{\circ}\text{Engler} = \frac{\text{tempo de escoamento de 200 ml de lubrificante à temperatura } T}{\text{tempo de escoamento de 200 ml de água a } 20^{\circ}\text{C}} \quad (3.3.1)$$

Finalmente, a viscosidade cinemática é obtida através da Equação (3.3.2), sendo os valores das constantes k_1 , k_2 e k_3 , dados pela Tabela 3.2.

$$cSt = ^{\circ}\text{Engler} \cdot k_1 + \frac{k_2}{^{\circ}\text{Engler} + k_3} \quad (3.3.2)$$

Tabela 3.2.: Valores das constantes para a conversão.

	k_1	k_2	k_3
$^{\circ}\text{Engler} < 3$	14.867	75.568	-6.198
$^{\circ}\text{Engler} > 3$	7.624	-2.717	-1.552

3.3.2. Vibro viscosímetro Sv - 10

Este equipamento, Figura 3.7 possui duas placas sensoriais que são acionadas com uma força eletromagnética na mesma frequência a que oscila a uma onda sinusoidal constante mas em oposição de fase, como um diapasão.

O acionamento eletromagnético controla a vibração das placas do sensor de forma a manter a amplitude constante. A corrente elétrica é detetada como a magnitude da viscosidade da amostra de fluido entre as placas do sensor. As medições são efetuadas em arrefecimento: o fluido é aquecido acima de 100°C e depois a curva de viscosidade é registada conforme a temperatura baixa.

A temperatura e a viscosidade dinâmica relativa são apresentadas em tempo real durante a medição. Para obter a viscosidade dinâmica real é necessário dividir os valores registados pela densidade do óleo a cada temperatura. Posteriormente é então possível calcular a viscosidade cinemática, que se relaciona com a viscosidade dinâmica através da Equação (3.3.3):

$$v = \frac{\eta}{\rho} \quad (3.3.3)$$

onde:

- η é a viscosidade dinâmica, [Pa·s];
- ρ é a massa volúmica, [kg/m³];
- ν é a viscosidade cinemática, [m²·s⁻¹].

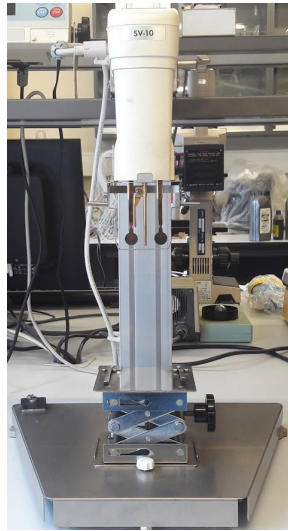


Figura 3.7.: Vibro viscosímetro Sv-10.

A Figura 3.8, está representada a viscosidade dinâmica dos três óleos testados. Comparando os resultados, é possível observar que a viscosidade do 75W140 é superior à viscosidade dos outros óleos no intervalo de temperatura testado. É também possível observar que os óleos 80W90 e 75W90 apresentam valores de viscosidade semelhantes a altas temperaturas, mas a baixa temperatura o 80W90 apresenta viscosidade mais elevada, como esperado dado a sua designação.

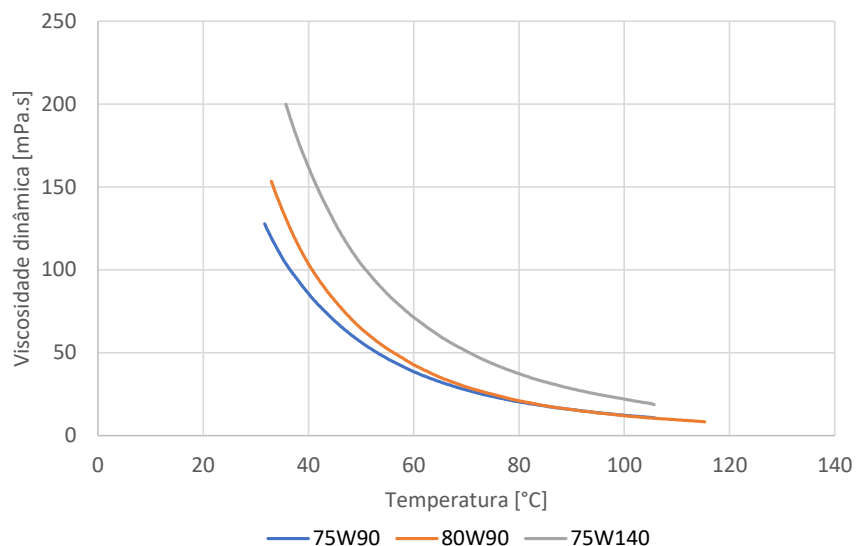


Figura 3.8.: Viscosidade dinâmica.

A Figura 3.9 mostra a relação da viscosidade com a temperatura das várias curvas com diferentes abordagens para o cálculo da viscosidade cinemática com a temperatura. Na Tabela 3.3 estão representadas as constantes de Vogel e ASTM para o óleo 75W90.

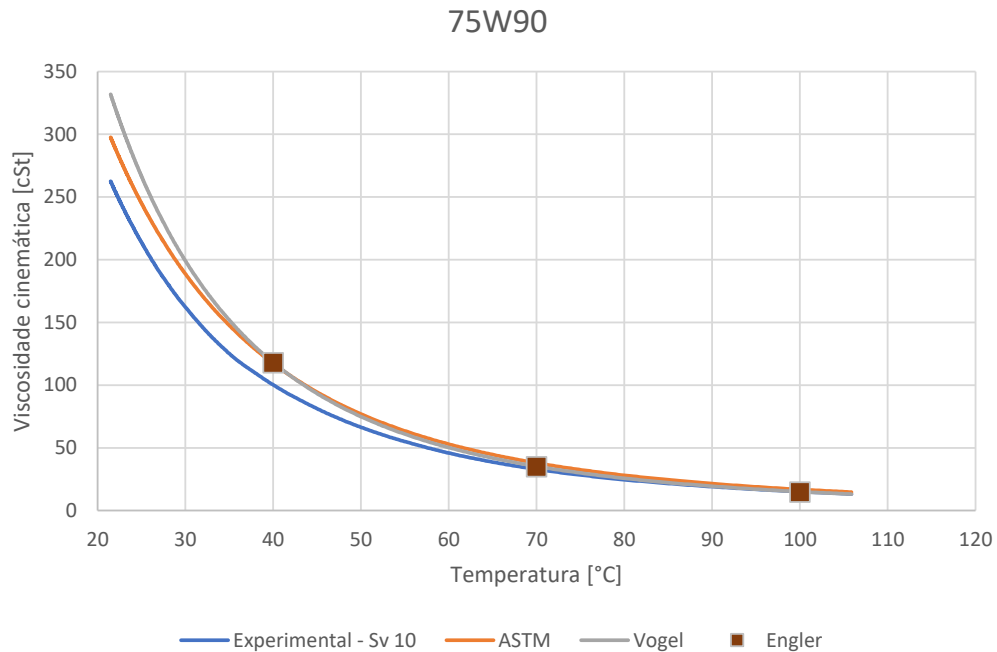


Figura 3.9.: Viscosidade cinemática do óleo 75W90.

Tabela 3.3.: Constantes para o óleo 75W90.

Constantes Vogel

k	b	c
0.1058	1011.5737	104.1679

Constantes ASTM

m	n	a
7.5960	2.9168	0.7

Na Figura 3.10 estão retratadas as curvas da viscosidade com temperatura, comparando com a experimental. Os valores são bastantes similares com os teóricos, apresentando erros bastante pequenos. Na Tabela 3.4 estão representadas as constantes de Vogel e ASTM para o óleo 75W140.

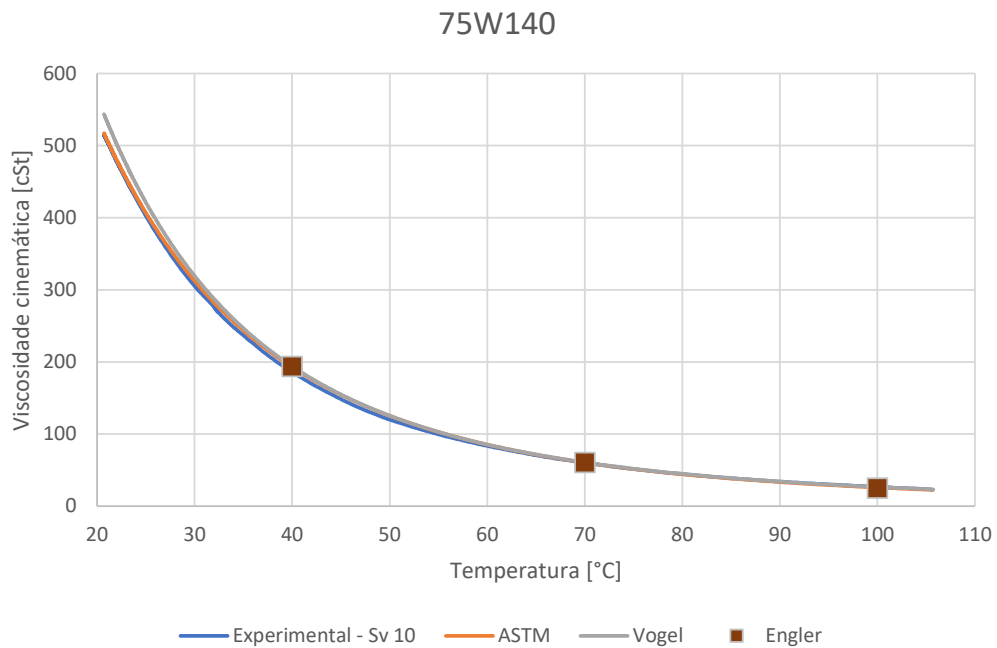


Figura 3.10.: Viscosidade cinemática do óleo 75W140.

Tabela 3.4.: Constantes para o óleo 75W140.

Constantes Vogel

k	b	c
0.1933	1027.4768	108.6691

Constantes ASTM

m	n	a
7.0938	2.6984	0.7

A Figura 3.11 mostra que, mais uma vez, as curvas de viscosidade ASTM e Vogel são idênticas. As medições feitas pelo vibro viscosímetro não se distanciam significativamente do cálculo teórico. Na Tabela 3.5 estão representadas as constantes dos modelos Vogel e ASTM para o óleo 80W90.

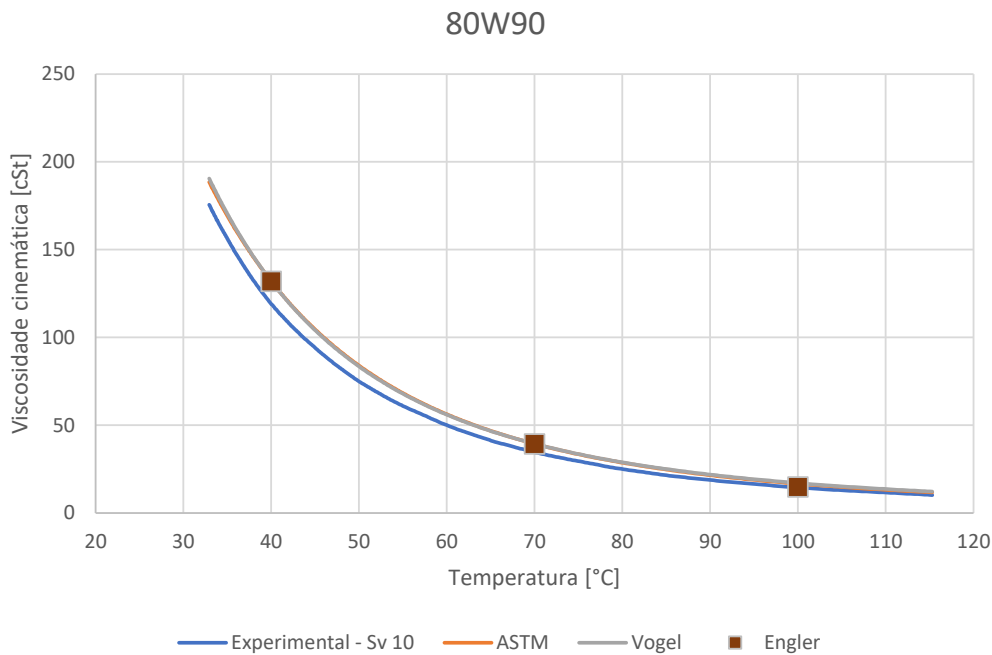


Figura 3.11.: Viscosidade cinemática do óleo 80W90.

Tabela 3.5.: Constantes para o óleo 80W90.

Constantes Vogel

k	b	c
0.1705	898.9779	95.1370

Constantes ASTM

m	n	a
7.9830	3.0679	0.7

Na Figura 3.12 é possível observar que o óleo 75W140 apresenta valores superiores de viscosidade cinemática para as mesmas temperaturas quando comparado com os restantes. É possível constatar que o óleo 75W140 é mais viscoso e que para temperaturas inferiores a $\approx 70^\circ\text{C}$ o óleo 80W90 como seria de esperar apresenta um viscosidade superior ao óleo 75W90.

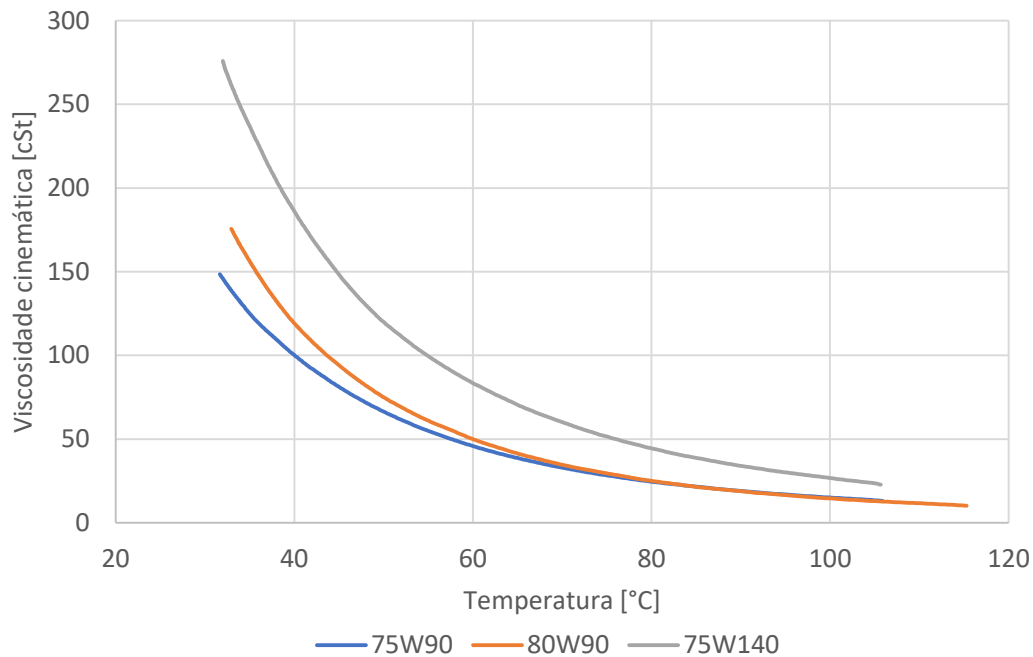


Figura 3.12.: Variação da viscosidade cinemática com a temperatura.

Na Tabela 3.6 é possível verificar as pequenas diferenças entre os valores medidos experimentalmente e os valores catalogados do fabricante, Anexo B.

Tabela 3.6.: Valores experimentais e catalogados.

Propriedades	Valores Referenciados			Valores Medidos			Unidades
	75W90	75W140	80W90	75W90	75W140	80W90	
Visc. a 40°C	101	183	115	100.2	186	119.3	cSt
Visc. a 100°C	15	26	14.1	15.1	26.7	14.4	cSt
Índice de Visc.	157	178	123	158	180	122	-

Os lubrificantes utilizados neste trabalho são um 75W90, um 75W140 e um 80W90. De acordo com os dados dos fabricantes o 75W90 e o 75W140 apresentam um índice de viscosidade de valor bastante superior a 120 e portanto é possível afirmar que estes óleos pertencem ao grupo IV, sendo óleos sintéticos do tipo PAO. Para o 80W90 como apresenta um valor de índice de viscosidade muito próximo de 120 pode ser considerado um óleo semi-sintético também denominado mineral do Grupo III como descrito na Tabela 2.1.

4. Campanha experimental

Neste capítulo é possível observar uma breve descrição dos componentes que constituem o banco de testes utilizado na realização dos ensaios experimentais. Neste capítulo é referido o funcionamento da caixa de engrenagens bem como os próprios componentes que a constituem. Foram realizados nove testes para cada óleo com valores de velocidade de rotação e binário próximos do que acontece num veículo com tração às quatro rodas para o qual esta caixa foi desenhada. Por fim, após a análise para cada óleo individual procedeu-se ao estudo comparativo para os três óleos e retirou-se uma amostra de cada óleo para análise ferrográfica direta e analítica.

4.1. Banco de ensaios de transmissões mecânicas

Este equipamento trabalha em configuração *back-to-back* com recirculação de potência. Para haver recirculação de potência existem dois conjuntos de engrenagens em cada extremidade dentro das caixas número 2 e 7 como representado na Figura 4.1. Estes conjuntos são lubrificados por injeção de óleo. É também necessário existir uma caixa principal, de teste, e uma caixa secundária, escrava, montada em oposição à primeira. Isto é, quando a caixa principal estiver a multiplicar o binário, a caixa escrava deverá estar a fazer o processo inverso.

Este equipamento foi estruturado para testar diferentes caixas de engrenagens, por isso tem capacidade ajustável de posicionamento das mesmas. Na Figura 4.1 podem ser vistas três plataformas (12, 13, 14). As plataformas 12 e 14 permitem o ajuste horizontal das caixas de velocidades (teste e escrava).

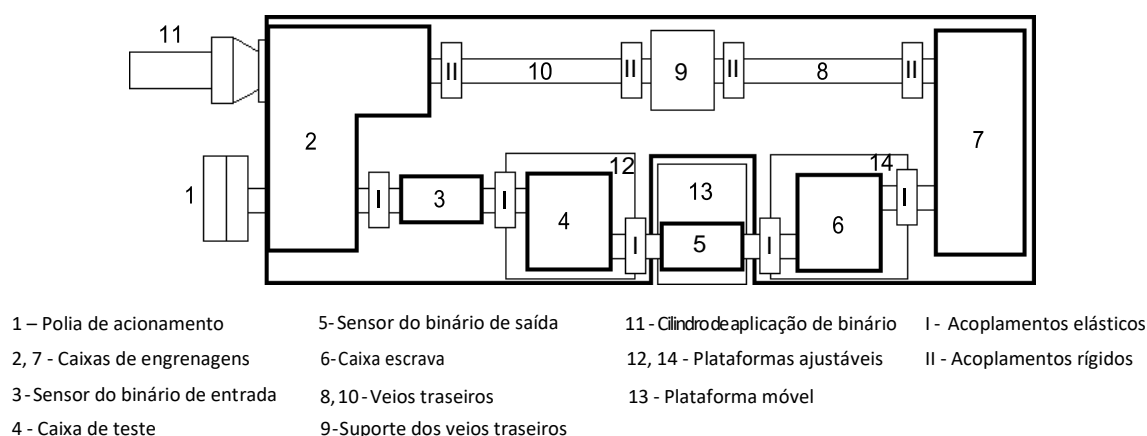


Figura 4.1.: Vista de cima do banco de ensaios [2].

O mecanismo de aplicação de binário tem como base um cilindro hidráulico que impõe um deslocamento axial numa das engrenagens helicoidais no conjunto de engrenagens 2. Este movimento axial faz com que a roda gire ligeiramente à volta do seu eixo, carregando assim o sistema de teste e as caixas de engrenagens com um binário estático.

As caixas de engrenagens de teste e escrava trabalham numa configuração *back-to-back*, assim a velocidade de saída na caixa de engrenagens escrava irá ser igual à velocidade de entrada na caixa de engrenagens, ou vice versa. Apenas caixas de engrenagens reversíveis podem ser usadas.

Para obter informações sobre as condições de funcionamento das caixas de engrenagens a testar, o banco de ensaios é equipado com vários sensores. Existem quatro sensores de temperatura, dois de velocidade e dois de binário que medem o seguinte:

- binário à entrada (3) e saída na caixa de engrenagens (5);
- a temperatura do óleo em duas zonas diferentes;
- velocidade à entrada (3) e saída na caixa de engrenagens (5);
- a temperatura da caixa escrava (6);
- a temperatura da sala.

4.1.1. Motor

O equipamento de controlo permite a definição independente de duas variáveis de teste, velocidade e binário. A velocidade é aplicada no sistema por um motor trifásico por duas correias, que reduz a velocidade rotacional com um rácio de 1:2.36, Figura 4.2. O controlo de velocidade é feito diretamente por conversor de frequência numa configuração de malha aberta. Na Tabela 4.1 estão descritas as características do motor pertencente ao banco de ensaios.

Tabela 4.1.: Características do motor do banco de testes da caixa de engrenagens.

Tipo PFMH-250M83		
Velocidade Nominal	1480	rpm
Potência Nominal	55	kW
Frequência	50	Hz
Cos F	0.87	-
Voltagem	220/330	V
Intensidade de Corrente	181/104	A

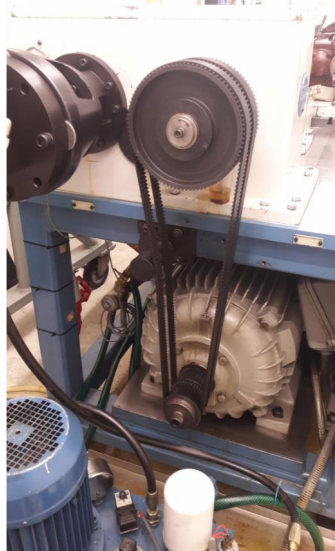


Figura 4.2.: Motor trifásico e correias dentadas do banco de ensaios.

4.1.2. Quadro de controlo

O computador que controla o equipamento de teste regista a informação à frequência de 0.5 Hz, Figura 4.3. Esta informação inclui o tempo, velocidade de entrada e saída, binário de entrada e saída, e as temperaturas lidas nos sensores instalados.

O software de controlo permite efetuar 5 tipos diferentes de ensaios:

- binário e velocidade constantes;
- binário constante com variação de velocidade;
- velocidade constante com variação de binário;
- variação de binário e velocidade;
- em sequência.

O tipo de ensaio utilizado neste resultado trabalho foi o de binário e velocidade constantes.

A sala onde o equipamento de teste está instalado está equipada com sistema de ventilação. Este sistema renova o ar dentro da sala, mas não controla as propriedades do ar, significando isto que os testes experimentais podem ser influenciados por condições ambientais como temperatura e humidade do ar exterior.



Figura 4.3.: Quadro de controlo.

4.2. Caixa de engrenagens

A caixa de engrenagens instalada no equipamento de testes é uma caixa de transferência (Transfer) usada habitualmente à saída de uma caixa de engrenagens convencional o que permite ao veículo onde está instalada ter tracção às 4 rodas. A caixa de engrenagens Transfer também pode ter uma saída complementar que permite conectar um equipamento auxiliar, Figura 4.4.

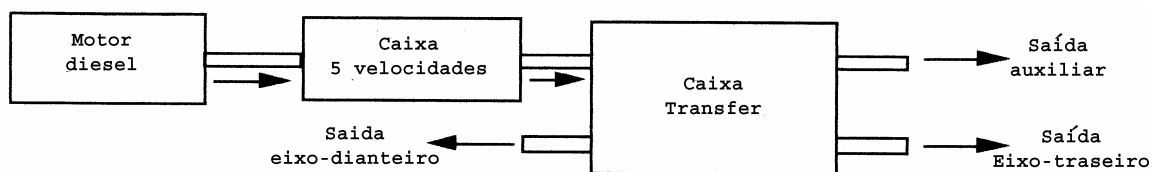


Figura 4.4.: Esquema da caixa transfer instalada num veículo de tracção integral [21].

O veículo tem um motor a gasóleo com uma potência máxima de 75 kW a velocidade de rotação de 4310 rpm e um binário máximo de 252 Nm a velocidade de rotação 2000 rpm. Embora seja este o motor que propulsiona o veículo, este não está ligado diretamente à caixa Transfer.

A caixa de engrenagens Transfer está instalada depois de uma caixa de 5 velocidades, Figura 4.4.

A caixa de engrenagens em estudo tem três veios e 5 rodas/pinhões, fornecendo duas reduções de rácios diferentes, ambas redutoras:

- $i = \frac{1}{0.4364}$, rodas 1-2 e engrenamento 3-5;
- $i = \frac{1}{0.8438}$, rodas 1-2 e engrenamento 2-4.

O mapa de velocidades da caixa de engrenagens Transfer é mostrado na Figura 4.5.

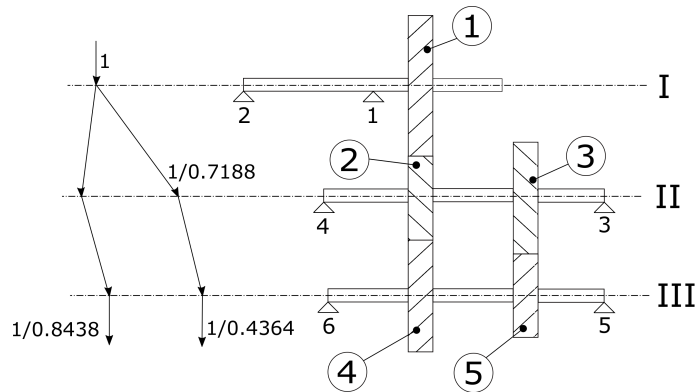


Figura 4.5.: Mapa de velocidades da caixa Transfer.

Na Tabela 4.2 estão presentes os parâmetros geométricos das cinco rodas/pinhões da caixa de testes.

Tabela 4.2.: Parâmetros geométricos das engrenagens da caixa de engrenagens.

Roda/pinhão	1	2	4	3	5	
Módulo (m)	3.5	3.5	3.5	4	4	mm
Número de dentes (z)	32	23	27	28	17	-
Correção de dentado (x)	0.381	0.415	0.1361	-0.240	0.051	-
Largura (b)	35	35	35	33.5	33.5	mm
Ângulo de pressão (α)	20	20	20	20	20	°
Ângulo de hélice (β)	20	20	20	20	20	°

As engrenagens são feitas em aço cementado DIN 15CrNi6 e posteriormente os dentes foram maquinados e aplicados os seguintes tratamentos térmicos:

- cementação, 880-980 °C;
- têmpera em óleo, 800-830 °C;
- revenido, 150-200 °C.

A caixa de engrenagens utiliza quatro tipos diferentes de rolamentos, contabilizando um total de 17 rolamentos. Embora a caixa de engrenagens original use os 17 rolamentos, a caixa de engrenagens testada apenas tem 11 rolamentos instalados na configuração atual. Os restantes rolamentos pertencem ao conjunto da saída auxiliar que foi removida.

A Tabela 4.3 apresenta os vários tipos de rolamentos instalados na caixa de engrenagens.

Tabela 4.3.: Rolamentos na caixa de engrenagem.

Número	Tipo de rolamento	Referência	C [kN]	C ₀ [kN]	d [mm]	D [mm]	Suporte
1	Esferas	RMS 11	31.5	22	35	89	5
2	Esferas	RMS 10	23.5	16.1	32	79	2
3, 4	Rolos cónicos	32306	67	53	30	72	3, 4
5	Rolos cilíndricos	NJ309E	91.5	62	45	100	1
6, 7	Esferas	6307	26	18.3	35	80	6
8 a 12	Agulhas	K 38x43x27 F	30.5	68	38	43	*
13 a 15	Agulhas	K 14x18x13 F	9.15	12.5	14	18	*

* Entre as rodas 4 e 5 e o veio.

Na Figura 4.6 está representada a numeração dos rolamentos existentes na caixa de engrenagens.

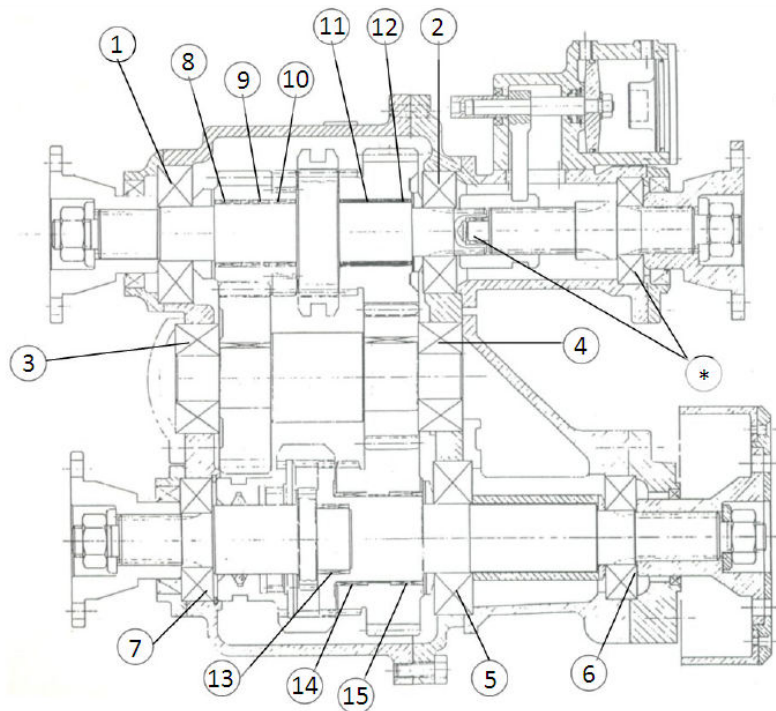


Figura 4.6.: Numeração dos rolamentos da caixa de engrenagens Transfer.

O aço após ser tratado termicamente apresenta as propriedades mecânicas descritas na Tabela 4.4.

Tabela 4.4.: Propriedades mecânicas do aço DIN 15CrNi6.

Propriedade	Valor	Unidade
Resistência à tração	620	MPa
Resistência à fadiga	1300	MPa
Coefficiente de Poisson	0.3	-
Massa volúmica	7850	kg/m ³
Módulo de Young	210	GPa
Dureza	58-62	HRC
Profundidade do tratamento térmico	0.8	μm

As engrenagens número 1, 2 e 3 estão rigidamente ligadas aos respectivos veios. As rodas número 4 e 5 estão montadas sobre rolamentos de agulhas, permitindo a rotação relativa entre o veio III e as engrenagens. A seleção do rácio de transmissão é feita por um simples mecanismo de anel dentado e garfo instalado, no veio III como representado na Figura 4.7.

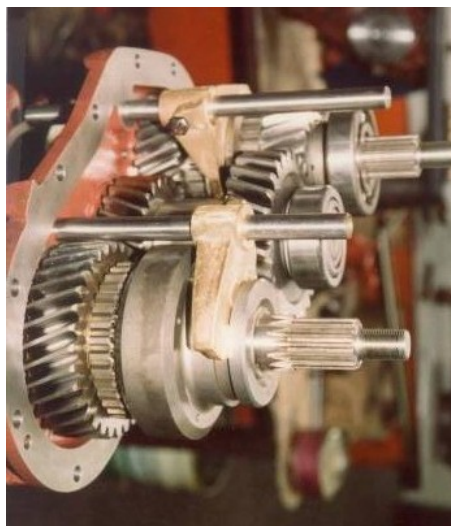


Figura 4.7.: Mecanismo do garfo e do anel dentado [21].

Os dois mecanismos existem para que um permita a mudança de velocidade e o outro permita a seleção de tração adicional às rodas dianteiras do veículo. A mudança de velocidade é realizada quando o mecanismo de garfo e o anel seleciona a primeira ou a segunda engrenagem.

Esta solução mantém todas as rodas em rotação apesar de um dos pares de engrenagens não transmitir potência. Este par não é contabilizado para a perda de potência com a carga, mas continua a ser uma fonte de perda de potência por chapinagem, causando também ruído.

4.3. Procedimento experimental

4.3.1. Parâmetros de teste

A caixa de transferência vai ser testada de acordo com os valores apresentados na matriz (4.3.1). Estes valores foram escolhidos de tal maneira, que representam condições de funcionamento realistas e expectáveis na aplicação real.

$$\begin{bmatrix} 150/600 & 150/700 & 150/800 \\ 200/600 & 200/700 & 200/800 \\ 250/600 & 250/700 & 250/800 \end{bmatrix} TQ_{in}[Nm]/n_{out}[rpm] \quad (4.3.1)$$

4.3.2. Definição da duração do teste

De forma a alcançar resultados representativos é necessário que o sistema que o sistema atinga o equilíbrio térmico. Quando é alcançado o equilíbrio térmico, as condições de trabalho estabilizam e é possível definir um período de tempo onde as variáveis em estudo permanecem quase constantes.

Inicialmente os testes foram feitos com uma duração de cinco horas e verificou-se que a partir dos 270 minutos o teste já tinha estabilizado como constatado na Figura 4.8, havendo assim a possibilidade de realizar dois testes por dia.

O segundo teste é realizado imediatamente após o primeiro e deve ser feito com uma potência superior à do ensaio anterior de modo a garantir que a temperatura de estabilização seja maior. Desde que a caixa de engrenagens esteja quente, este segundo teste apenas precisa de 240 minutos como mostra a Figura 4.9

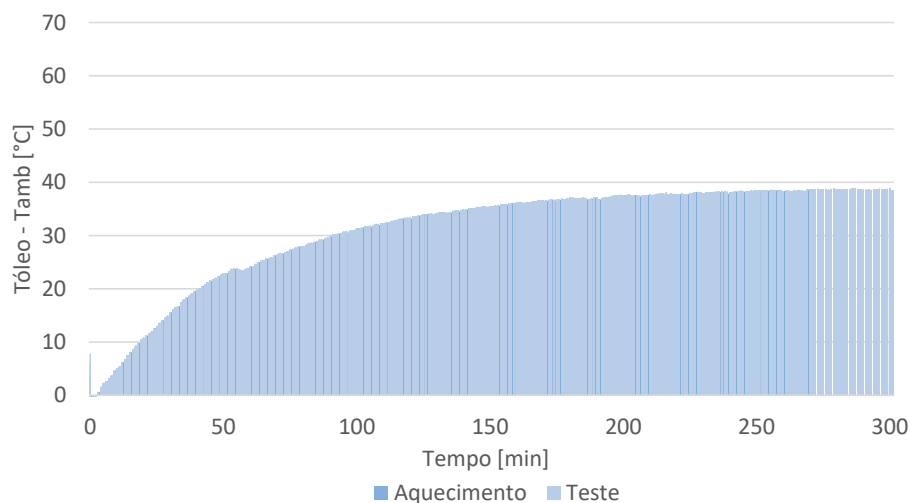


Figura 4.8.: Teste a frio.

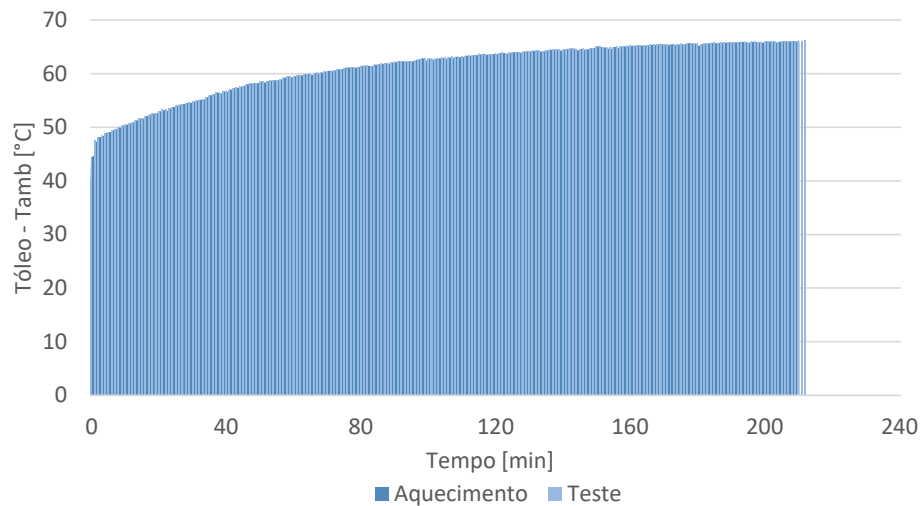


Figura 4.9.: Teste a quente.

A Figura 4.10 representa a variação da temperatura ($T_{\text{óleo}} - T_{\text{amb}}$) dos últimos 30 minutos de ensaio para o óleo 75W90. Para o cálculo da variação utilizaram-se os valores de temperatura entre os 270 e os 300 minutos. Em seguida ajustou-se uma reta aos dados e a variação de temperatura seria a diferença entre o primeiro e o último ponto da reta de ajuste. Como exemplo, atentemos à equação 4.3.2 e à Figura 4.10.

$$y = 8.0163 \cdot 10^{-6} \cdot x + 38.487 \quad (4.3.2)$$

Com os resultados obtidos a variação é de ($0.01^{\circ}\text{C}/30 \text{ min}$), sendo que um teste é considerado estabilizado se a variação relativa de temperatura for inferior a $0.5^{\circ}\text{C}/30 \text{ min}$, logo confirma-se que o teste se encontra estabilizado.

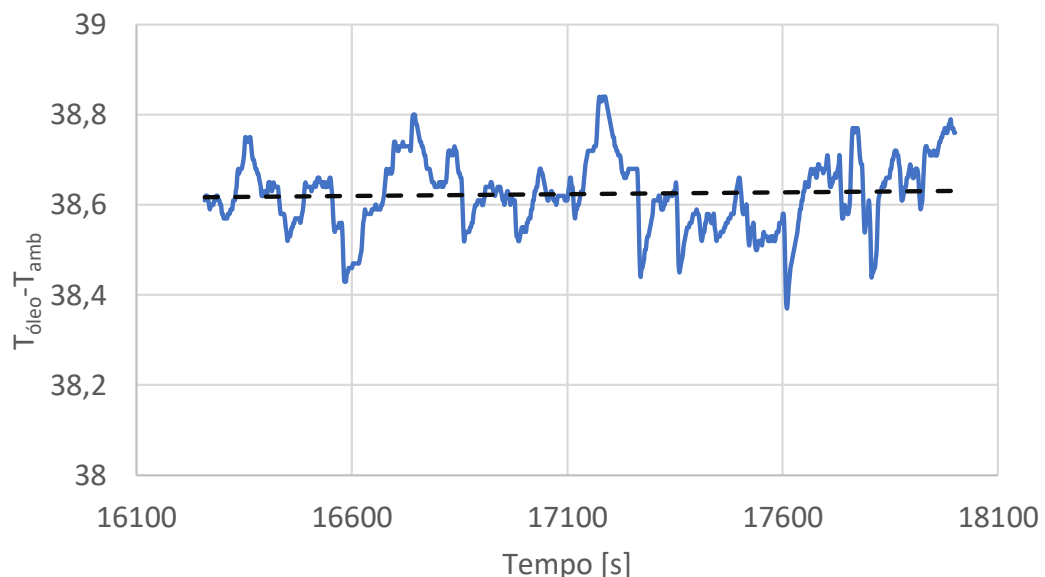


Figura 4.10.: Variação da temperatura de estabilização nos últimos 30 minutos.

4.3.3. Sequência de teste

Antes de se iniciar os testes para cada óleo, a caixa de engrenagens é removida do banco de ensaios passando por um procedimento de limpeza. Inicialmente o óleo previamente utilizado na caixa é vertido para um recipiente para posteriormente ser reciclado. Em seguida é colocado um solvente (éter de petróleo) e agita-se a caixa transfer com o objetivo de remover as partículas de desgaste e contaminantes e a restante porção de lubrificante alojado nos componentes internos. Este procedimento foi realizado para os dois primeiros óleos (75W90 e 80W90), no último óleo foi seguido um experimento pioneiro para a limpeza da caixa de engrenagens.

Para o último óleo, em primeiro lugar, o banco foi colocado a trabalhar aproximadamente 15 minutos para aquecer o lubrificante, tornando mais fácil a sua remoção. Este óleo foi extraído com uma pequena bomba, em seguida colocaram-se dois litros de éter de petróleo e marcou-se o nível no recipiente que continha o solvente para verificar se era possível a remoção de todo o solvente introduzido no interior da caixa.

O banco foi posto a trabalhar em vazio para o solvente alcançar as superfícies que pudessem conter óleo. A remoção foi feita com aproveitamento registrando-se um nível de éter de petróleo idêntico ao que tínhamos antes de este ser colocado dentro da caixa para limpeza.

Após finalizado o processo de limpeza a caixa de engrenagens foi enchida com aproximadamente dois litros do novo óleo a ser testado. Foram colocados dois litros de óleo devido aos testes anteriormente realizados por outros autores e obtidos bons resultados com a mesma caixa e engrenagens, embora tivesse capacidade máxima para 2.85 litros. Os testes foram feitos começando pela potência mais baixa e aumentada progressivamente até ao máximo utilizado. Foi utilizado este procedimento para se conseguir realizar dois testes por dia e a temperatura relativa de estabilização não influenciar o ensaio posterior. As tabelas 4.5 , 4.6 e 4.7 mostram a sequência de testes:

Tabela 4.5.: Sequência de teste para o lubrificante 75W90.

Nº de teste	Velocidade de entrada [rpm]	Bínário de entrada [Nm]	Duração do teste [min]	Data	Início do teste
1		150	300	13/2/19	9:42
2	600	200	300	14/2/19	10:01
3		250	300	15/2/19	9:00
4		150	300	18/2/19	9:31
5	700	200	300	19/2/19	8:38
6		250	240	19/2/19	13:49
7		150	300	20/2/19	8:42
8	800	200	240	20/2/19	13:47
9		250	300	21/2/19	8:40

Tabela 4.6.: Sequência de teste para o lubrificante 80W90.

Nº de teste	Velocidade de entrada [rpm]	Bínário de entrada [Nm]	Duração do teste [min]	Data	Início do teste
1		150	300	26/2/19	12:18
2	600	200	300	28/2/19	8:30
3		250	240	28/2/19	13:36
4		150	300	1/3/19	8:33
5	700	200	240	1/3/19	13:38
6		250	300	4/3/19	8:54
7		150	315*	6/3/19	8:34
8	800	200	240	6/3/19	14:00
9		250	300	7/3/19	8:34

* Foi aumentado mais 15 minutos ao previsto devido a uma falha de energia.

Tabela 4.7.: Sequência de teste para o lubrificante 75W140.

Nº de teste	Velocidade de entrada [rpm]	Bínário de entrada [Nm]	Duração do teste [min]	Data	Início do teste
1		150	300	11/3/19	8:59
2	600	200	240	11/3/19	14:15
3		250	300	12/3/19	8:37
4		150	300	13/3/19	9:09
5	700	200	300*	22/3/19	9:34
6		250	300	14/3/19	11:56
7		150	300	15/3/19	8:37
8	800	200	300	18/3/19	8:33
9		250	240	18/3/19	13:36

* Foi efetuado um novo ensaio.

Foi efetuado um novo ensaio devido à não correspondência dos resultados registados embora o ensaio estivesse estável na última meia hora.

4.4. Resultados experimentais: Comparação de lubrificantes

Analisando a Figura 4.11, verifica-se que a temperatura relativa de estabilização aumenta sempre que incrementamos a velocidade de rotação e o binário de entrada. O 80W90 apresenta a temperatura maioritariamente superior para todos os casos e o 75W140 apresenta a temperatura relativa mais baixa em comparação com os restantes óleos. Verifica-se que as temperaturas relativas de estabilização para os óleos 75W90 e 80W90 são muito idênticas sendo o 80W90 o que apresenta temperaturas superiores.

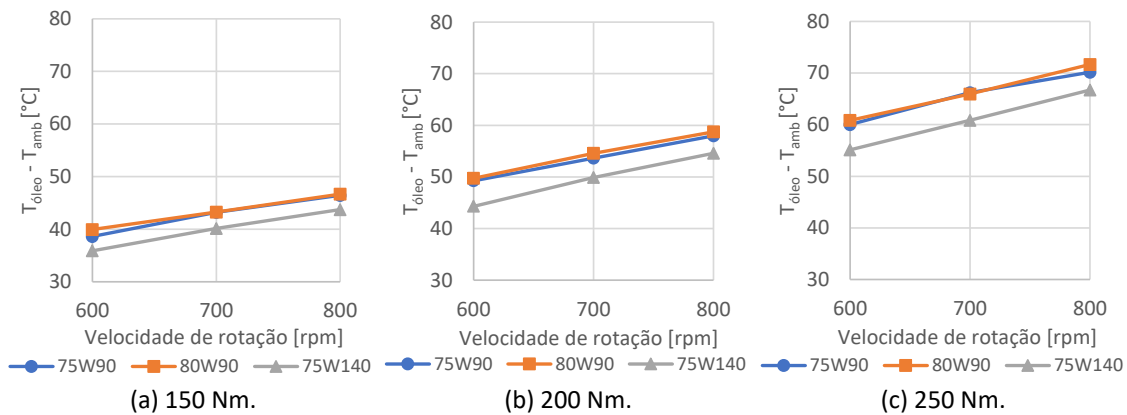


Figura 4.11.: Temperatura relativa de estabilização em função da variação da velocidade de rotação para diferentes binários de entrada.

A Figura 4.12 apresenta um comportamento linear em todas as secções, ao aumentar a velocidade de rotação e o binário temos um aumento constante de temperatura. A dispersão é menor à medida que se aumenta a velocidade de rotação. Para velocidades elevadas o 75W140 tende a aproximar-se dos resultados dos restantes lubrificantes.

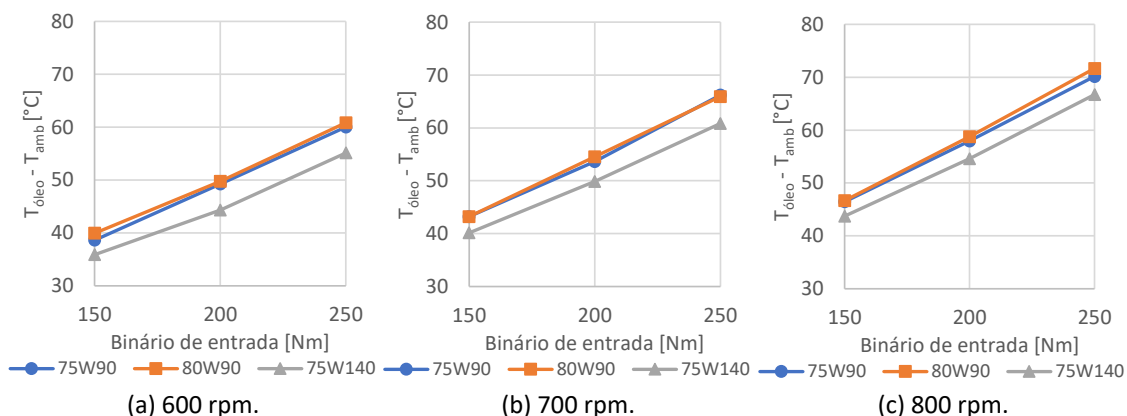


Figura 4.12.: Temperatura relativa de estabilização em função da variação do binário de entrada para diferentes velocidades de rotação.

Pela observação da Figura 4.13, é possível denotar que o óleo com menor índice de perdas é o 75W140 e com grandes diferenças para os outros óleos nomeadamente no binário com o valor mais elevado. O 75W140 obteve melhores resultados na maioria dos pontos exceto para a velocidade e binário mais baixos (600 rpm/150 Nm).

Para as velocidades mais elevadas o óleo 75W90 tem valores de perdas superiores ao 80W90, contudo para a condição de maior velocidade e menor binário (800 rpm / 150 Nm) as perdas do 75W90 do 80W90 são quase idênticas. De acordo com a Figura 4.13, para determinadas gamas de velocidade a um determinado binário, as perdas de potência do 80W90 aparentam ser menos sensíveis ao aumento de velocidade que as dos outros óleos testados.

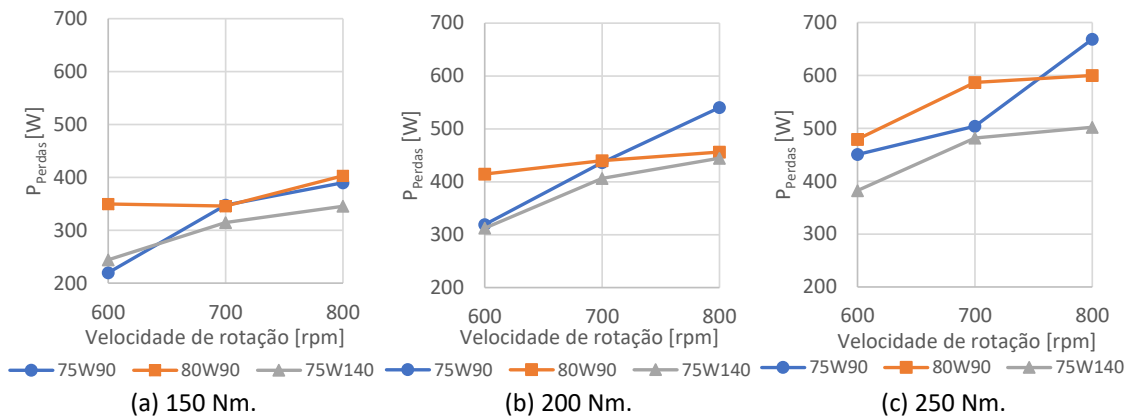


Figura 4.13.: Perdas de potência em função da variação da velocidade de rotação para diferentes binários.

Na Figura 4.14, o óleo 75W140 apresenta perdas inferiores aos restantes óleos exceto para o binário e a velocidade de rotação mais baixos. Comparando as figuras 4.13 e 4.14, é possível observar que o óleo 75W140 possui resultados melhores variando a velocidade de rotação ou binário de entrada. Na Figura 4.14 é visível um padrão com maior linearidade do que na Figura 4.13.

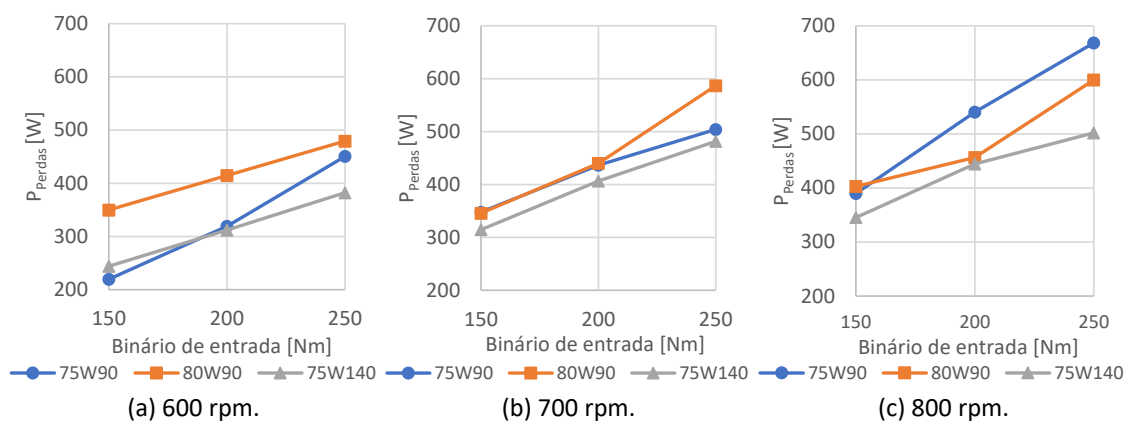


Figura 4.14.: Perdas de potência em função da variação do binário para diferentes velocidades de rotação.

Observando a Figura 4.15 é possível constatar três situações. O óleo 75W90 apresenta um comportamento maioritariamente contrário ao 80W90, o 75W90 aumenta a sua perda de binário com o aumento do binário de entrada. O 80W90 embora comece com um valor superior de perda, com o aumento da velocidade de rotação e do binário de entrada termina com um valor próximo do 75W90 ou até mesmo inferior.

O 75W140, o óleo que mostra melhor desempenho nas condições testadas, mostra uma pequena variação da perda de binário com o aumento da velocidade de entrada, quando comparado com os outros dois.

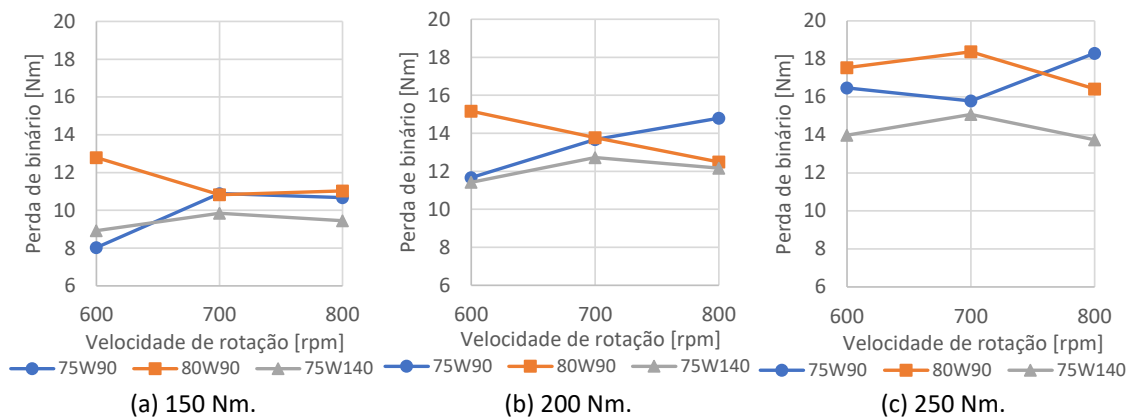


Figura 4.15.: Binário de perdas em função da variação da velocidade de rotação para diferentes binários de entrada.

A Figura 4.16 mostra que o 75W140 varia a perda de binário de forma quase linear em função do binário de entrada, verificando-se algo semelhante para o 75W90. No entanto apesar de apresentar um comportamento parecido com os restantes, relativamente ao 80W90 não podemos afirmar que existe essa relação de quase linearidade que foi anteriormente referida.

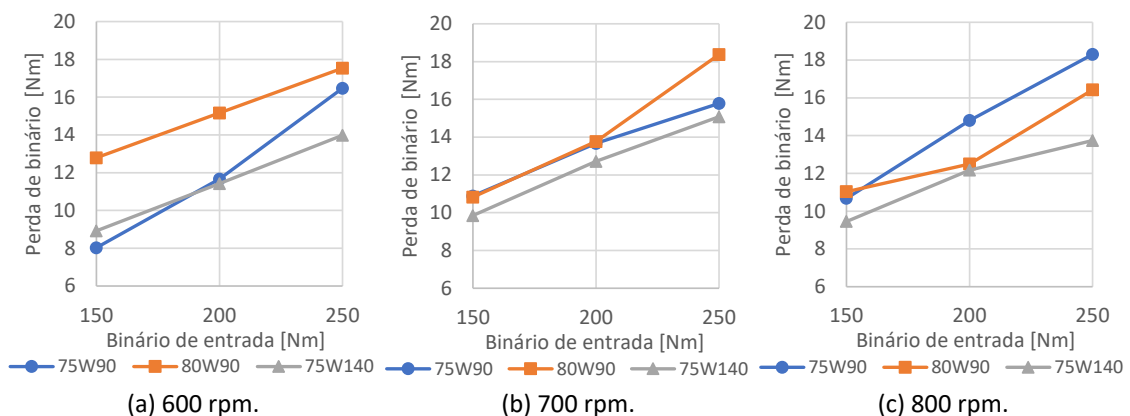


Figura 4.16.: Binário de perdas em função da variação do binário de entrada para diferentes velocidades de rotação.

Analisando a Figura 4.17, o óleo 75W140 apresenta o valor de eficiência mais elevado de todos os pontos à exceção de um, este ponto situa-se na potência de entrada mais baixa utilizada na campanha experimental.

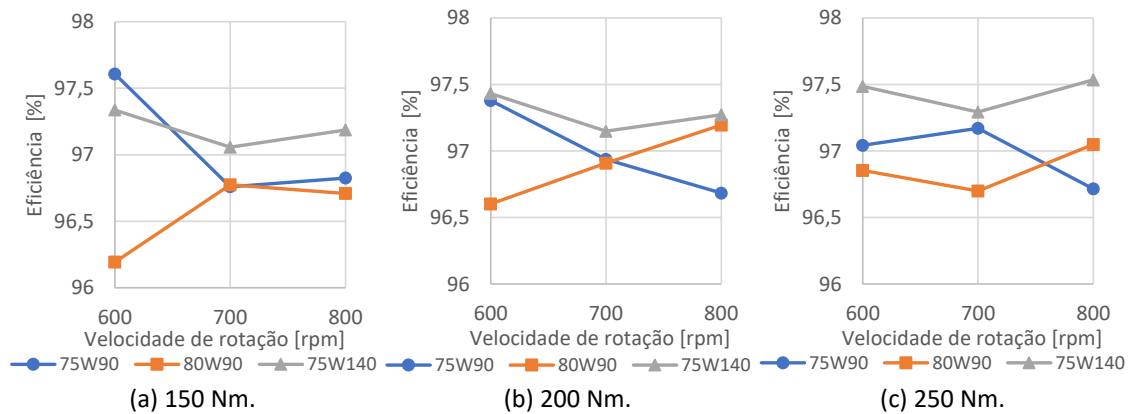


Figura 4.17.: Eficiência em função da variação da velocidade de rotação para diferentes binários.

Na Figura 4.18, é possível ver uma tendência no óleo 75W140, esta traduz-se no facto de que ao incrementar o binário de entrada para as diferentes velocidades de rotação o valor da eficiência aumenta gradualmente. O 80W90 apresenta o valor de eficiência mais baixa exceto para o binário intermédio e mais elevado para a velocidade de rotação de 800 rpm. Não é possível encontrar um padrão visível para os óleos 75W90 e 80W90.

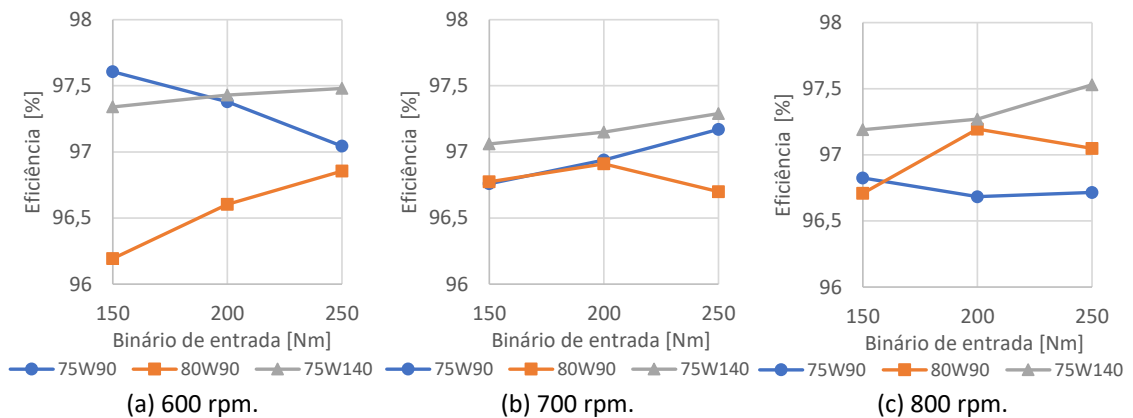


Figura 4.18.: Eficiência em função da variação do binário de entrada para diferentes velocidades de rotação.

4.4.1. Análise comparativa das perdas de potência com a temperatura relativa de estabilização

Os valores medidos no período de teste foram calculados de forma a minimizar o erro associado ao equipamento de medição e anomalias derivadas do controlo do mecanismo. Todos os dados de teste usados nesta secção estão indicados no Anexo A.

As figuras 4.19 representam a análise comparativa das perdas de potência e da temperatura relativa de estabilização em função da potência de entrada para 75W90, 80W90 e 75W140 respetivamente.

Estas figuras estão divididas em parcelas, em que as figuras 4.19a, 4.19c e 4.19e representam as perdas de potência em função da potência de entrada para velocidade constante e as figuras 4.19b, 4.19d e 4.19f representam a temperatura relativa de estabilização em função da potência de entrada para velocidade constante.

Analisando os três lubrificantes é possível retirar várias ilações. O óleo 75W140 apresenta o menor valor de perdas. Os três óleos apresentam padrões bem distintos, o óleo 75W90 aumenta as suas perdas à medida que se aumenta a potência de entrada e a velocidade de rotação. Para o óleo 80W90 as perdas de potência diminuem se mantivermos a potência de entrada e aumentarmos a velocidade de rotação. Para o 75W140 as perdas com valor mais baixo ocorrem à velocidade mais baixa e para a mesma potência a velocidade mais elevada (800 rpm) apresenta valores inferiores à velocidade intermédia (700 rpm).

Em relação à temperatura relativa de estabilização ocorre o mesmo padrão nos três óleos, ao aumentarmos a potência de entrada a temperatura irá sofrer um aumento.

O 75W90 e o 80W90 apresentam viscosidades bastante idênticas, sendo o 75W90 de base sintética e o 80W90 semi-sintético. Para temperaturas relativas de estabilização mais baixas o 80W90 tem mais perdas.

Concluindo, o 75W140 apresenta a maior viscosidade quer a 40 quer a 100°C, bem como o índice de viscosidade, em comparação com os restantes óleos. Consequentemente apresenta menores perdas e temperaturas de estabilização mais baixas, o que poderá indicar que o regime de lubrificação dominante nas engrenagens poderá ser lubrificação limite.

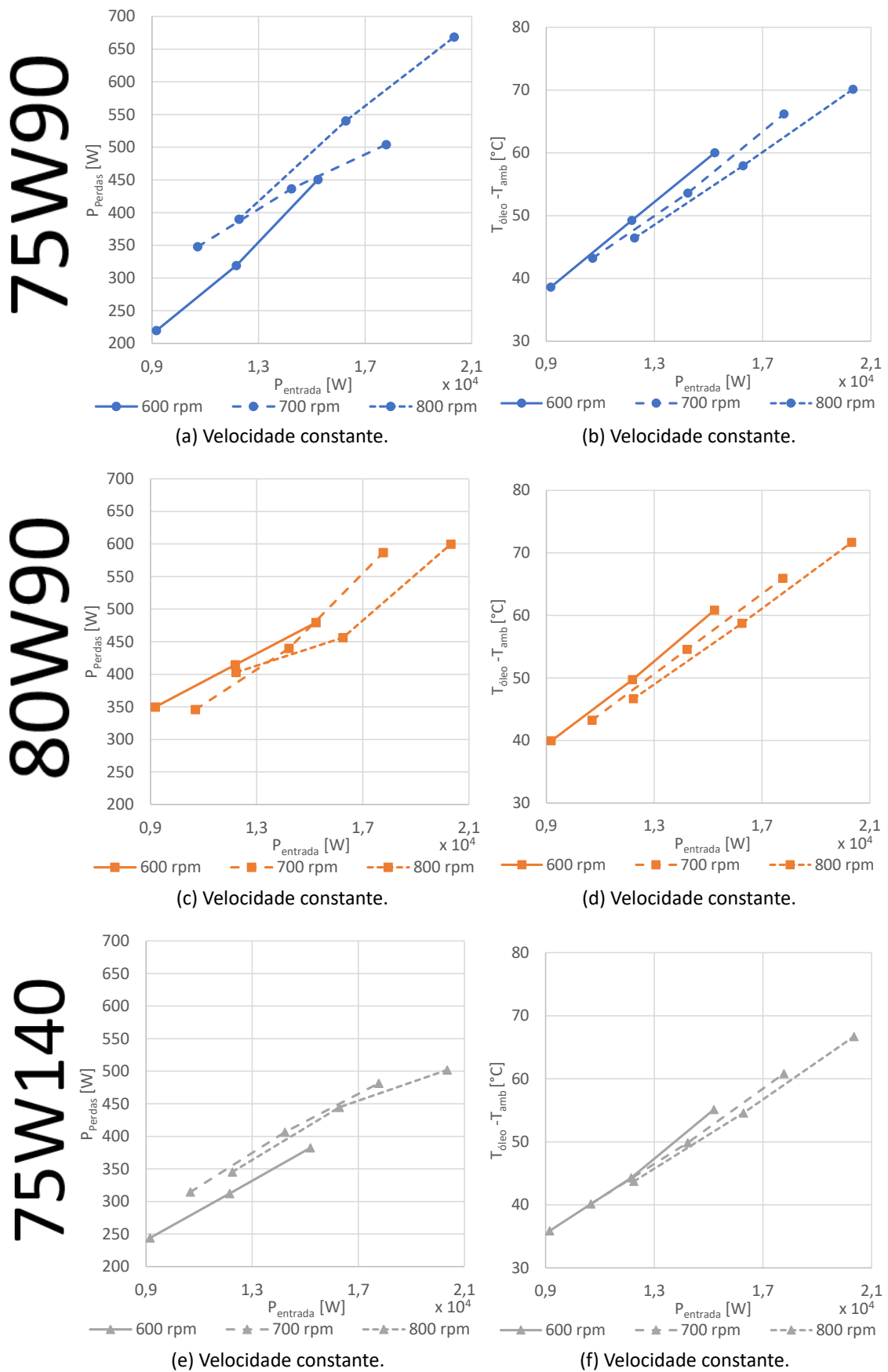


Figura 4.19.: Análise comparativa das perdas de potência e da temperatura relativa de estabilização em função da potência de entrada velocidade constante.

Analisando a Figura 4.20 é possível visualizar vários padrões. A espessura específica de filme aumenta ligeiramente à medida que se incrementa a velocidade de rotação e diminui de valor à medida que se aumenta o binário de entrada. Na Figura 4.20b o 75W140 diminui a sua espessura de filme de 600 para 700 rpm e aumenta moderadamente de 700 para 800 rpm.

O 75W90 é o óleo que apresenta os valores mais baixos de espessura enquanto que o 75W140 é o que exibe valores mais elevados de espessura de filme.

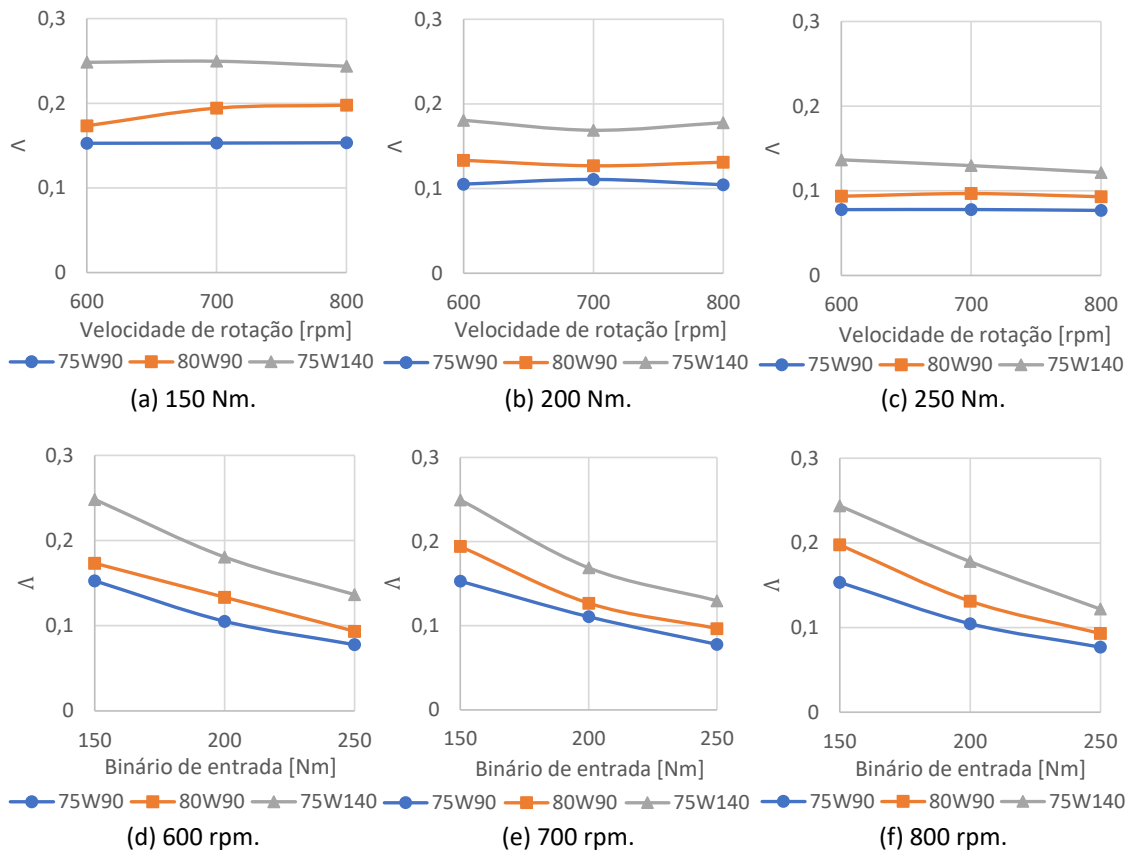


Figura 4.20.: Regime de lubrificação para binário e velocidade de rotação constante para o par de engrenagens 1-2.

A Figura 4.21 mostra o regime de lubrificação para binário e velocidade de rotação constante para o par de engrenagens 3-5. Nota-se uma ligeira diminuição da espessura específica de filme quando comparado com o par 1-2, Figura 4.20.

A espessura específica de filme aumenta ligeiramente com o aumento da velocidade de rotação e diminui com o incremento do binário de entrada. Os óleos 75W90 e 80W90 apresentam valores bastante idênticos quer para binário quer para velocidade de rotação sendo o 75W90 o pior deles. O 75W140 apresenta os maiores valores de espessura de filme para ambos os engrenamentos, estando mais próximo do regime misto. Sabendo que as engrenagens têm um papel muito importante nas perdas de potência, isto explica porque é que neste caso com um óleo mais viscoso e com maior índice de viscosidade se obtém menores perdas de potência.

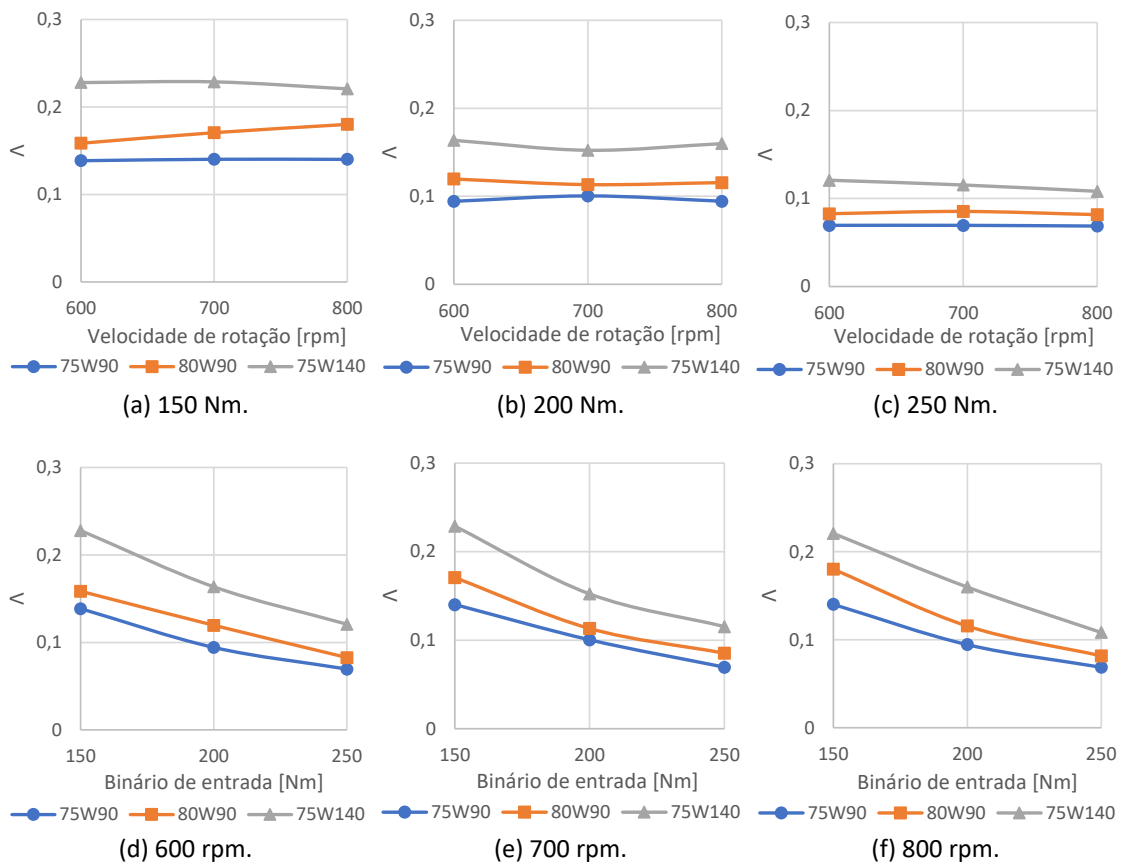


Figura 4.21.: Regime de lubrificação para binário e velocidade de rotação constante para o par de engrenagens 3-5.

4.5. Ferrometria e Ferrografia

Após a realização dos ensaios experimentais de cada óleo foram recolhidas amostras, Figura 4.22a com o auxílio de uma bomba de vácuo, Figura 4.22b para posteriormente serem analisadas através da Ferrometria de Leitura Direta (DR III) e também da Ferrografia Analítica (FM III), ambas as técnicas estão descritas nas seguintes secções.

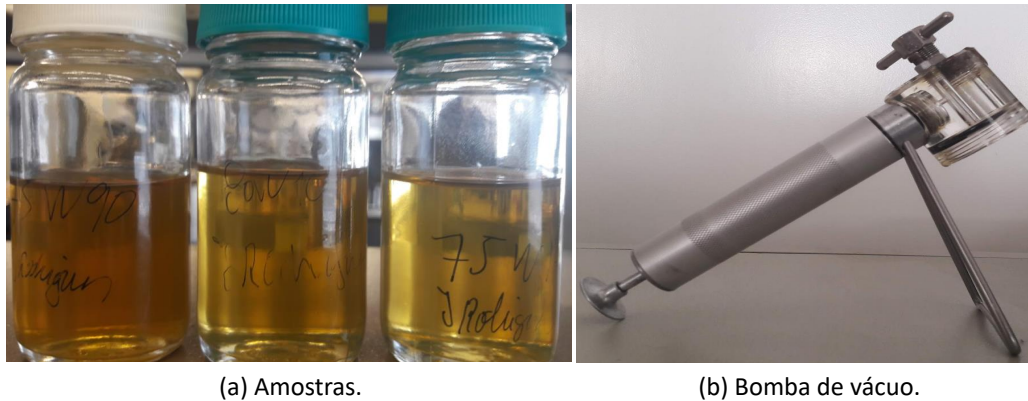


Figura 4.22.: Exemplo das três amostras de óleo e a bomba a vácuo utilizados nos resultados experimentais.

As partículas existentes nas amostras de óleo são um bom indicador acerca do desgaste dos componentes que estão na caixa de engrenagens e como esta está fechada as partículas que existem são maioritariamente devido ao contato entre os componentes. Existe ainda a possibilidade de o óleo novo estar contaminado com partículas a priori.

4.5.1. Ferrometria de Leitura Direta

Este método tem como objetivo quantificar as partículas ferrosas grandes e pequenas que estão na amostra. Esta técnica consiste em processar uma pequena porção da amostra de lubrificante, exatamente 1 ml, sendo que é acrescentado mais 1 ml de tetracolo de etileno cujo objetivo é diluir a amostra e diminuindo a viscosidade da mesma. A amostra é depois inserida no equipamento de análise e atravessa um tubo capilar onde é submetida a um campo magnético forte que faz depositar as partículas metálicas. Em seguida dois feixes de luz incidem sobre a amostra medindo a opacidade, quantificando-se a intensidade de luz que passa e que é diretamente proporcional à densidade de partículas depositadas.

Em todos os óleos devido à uma grande quantidade de partículas grandes foi preciso fazer uma diluição com óleo branco. Estas partículas são depositadas na ação do campo magnético e o ferrógrafo, Figura 4.23, é capaz de medir dois índices:

- índice de partículas grandes, D_L , para partículas com tamanho superior a $5 \mu\text{m}$;
- índice de partículas pequenas, D_S , para partículas com tamanho inferior a $5 \mu\text{m}$.



Figura 4.23.: Ferrometria de Leitura Direta.

Onde estes valores, D_L e D_S , dois índices de desgaste podem ser calculados através das equações (4.5.1) e (4.5.2):

$$CPUC = \frac{D_L + D_S}{d} \quad (4.5.1)$$

$$ISUC = \frac{D_L^2 - D_S^2}{d^2} \quad (4.5.2)$$

onde:

- $CPUC$ – é a concentração de partículas de desgaste;
- $ISUC$ – é o índice de desgaste severo;
- d – é o fator de diluição.

Na Figura 4.24 é possível observar a representação gráfica como se realiza a Ferrometria de Leitura Direta.

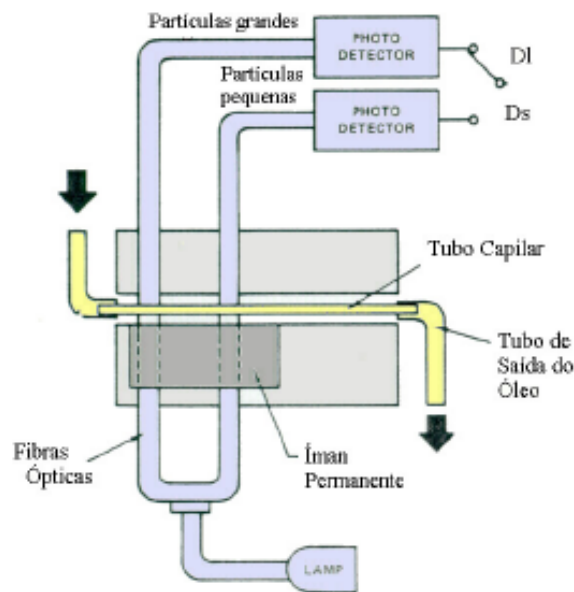


Figura 4.24.: Representação da Ferrografia de Leitura Direta.

4.5.2. Ferrografia analítica

Esta técnica é usada para obter uma informação mais detalhada do lubrificante das partículas existentes. As amostras passam também uma diluição idêntica à da ferrografia de leitura direta. Esta técnica principia com a colocação de uma amostra de 3 ml num tubo de ensaio ao qual é acrescentado 1 ml de tetracolo de etileno.

Em seguida o óleo é forçado a subir por um tubo capilar para uma lamela onde existe um campo magnético. Desta forma as partículas são depositadas de acordo com o seu tamanho e a sua identidade magnética, as partículas que apresentam maior dimensão são depositadas preferencialmente no início do ferrograma.

O tamanho das partículas diminui ao longo do ferrograma e as partículas de caráter não metálico depositam por gravidade no fim do ferrograma.

Quando a amostra passa na sua totalidade pelo ferrograma, é colocado um novo tubo de ensaio com 4ml de solvente, com o objetivo de lavar a bomba e também de fixar as partículas ao ferrograma, removendo ao mesmo tempo os resíduos de óleo do ferrograma. Para a realização deste ensaio foi utilizado o Ferrógrafo FM-III- da *Predict Technologies*, Figura 4.25.



Figura 4.25.: Ferrógrafo FM-III da *Predict Technologies*.

Após a realização de Ferrografia analítica os resultados obtidos são observados por um microscópio, Figura 4.26, para analisar o tamanho das partículas, formas, concentração e tipo de desgaste que origina.



Figura 4.26.: Microscópio utilizado na análise dos ferrogramas.

4.5.3. Resultados obtidos pela Leitura direta de ferrografia

A Tabela 4.8 estão retratados os resultados obtidos pela ferrografia de leitura direta.

Tabela 4.8.: Índices de desgaste dos óleos.

Teste	Óleo	D_L	D_S	d	CPUC	ISUC
1	75W90	21,6	5,9	0,1	275	$4,3 \times 10^4$
2	80W90	12,6	4	0,1	166	$1,4 \times 10^4$
3	75W140	14,5	3,3	0,1	178	$2,0 \times 10^4$

Analisando a Tabela 4.8 denota-se uma grande diferença do óleo 75W90 para os restantes pois apresenta uma maior existência de partículas grandes e pequenas. O óleo subsequente em termos de maior número de partículas é o 75W140 embora apresente o menor índice no que tem em conta às partículas de menor dimensão.

Na Figura 4.27 está representado graficamente o índice de partículas grandes e pequenas respetivamente para cada óleo.

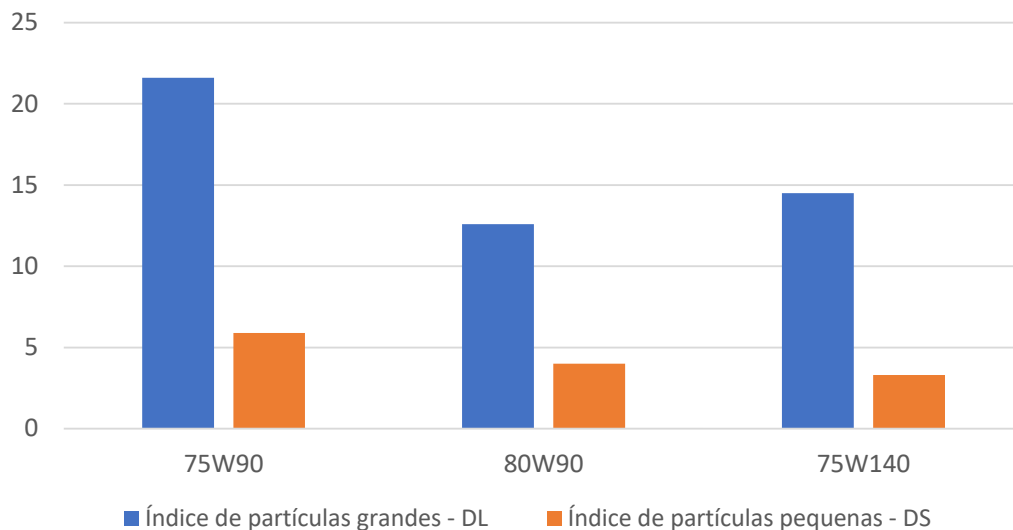


Figura 4.27.: Índice de partículas grandes e pequenas para cada óleo.

Nas figuras 4.28a e 4.28b estão representadas as comparações entre os três óleos.

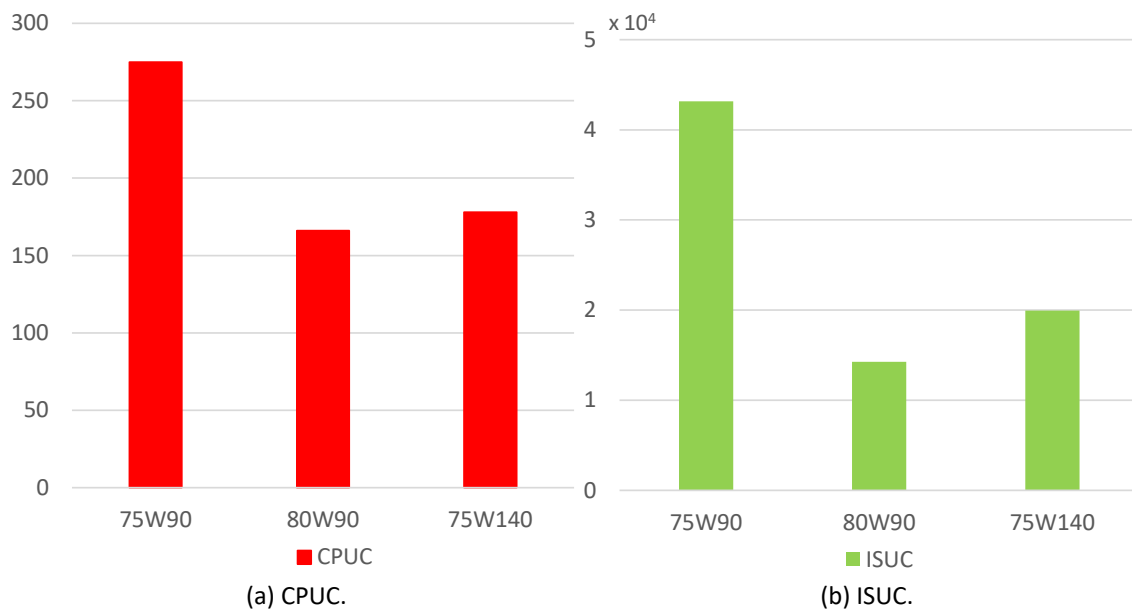


Figura 4.28.: Concentração de partículas de desgaste (CPUC) e índice de desgaste severo (ISUC) para cada óleo.

Analisando a Figura 4.29, é possível verificar uma maior quantidade de partículas no lubrificante 75W90 como referido anteriormente, Figura 4.28. Analisando os restantes óleos o 80W90 apresenta maiores partículas quando comparado com 75W140.

Apesar de a Figura 4.27 mostrar que o óleo que apresenta o menor número de partículas grandes é o 80W90, na Figura 4.29 é visível que o 75W140 é o lubrificante que apresenta o menor número de partículas. Esta afirmação é possível ser justificada pela diluição de 0.1 pois se se voltássemos a fazer uma nova análise o 75W90 continuava como o lubrificante com maior número de partículas e os restantes óleos com resultados bastante idênticos. Concluindo o 80W90 e o 75W140 apresentam o mesmo desgaste e as diferenças entre eles a nível de partículas grandes e pequenos não é significativa.

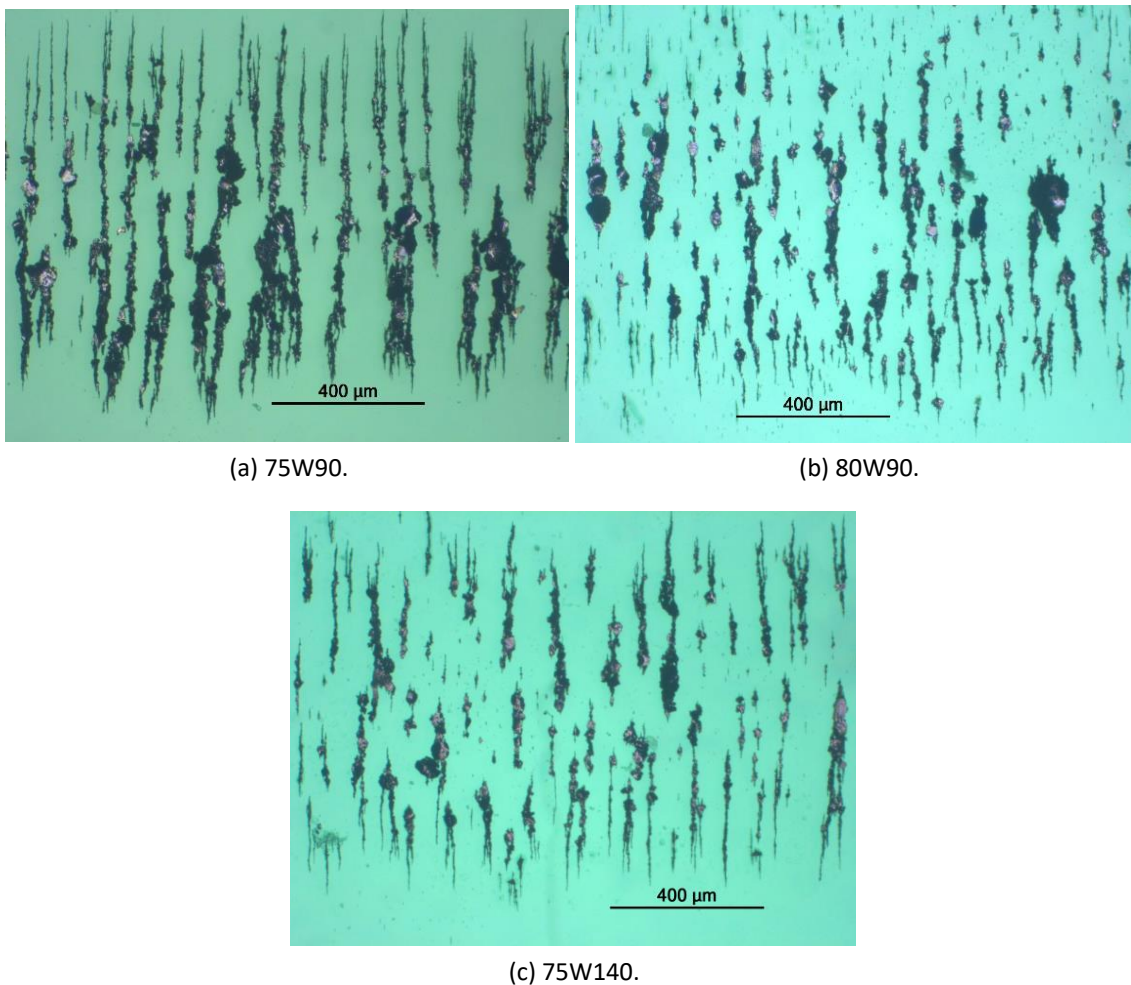


Figura 4.29.: Partículas de desgaste presentes nos ferrogramas.

Estas figuras não foram as únicas a ser analisadas, aqui estão apenas alguns exemplos da observação no microscópio. As partículas são bastante idênticas e foram escolhidas as que apresentavam melhor qualidade para que seja perceptível o que se está a ser referido.

Conforme mostrado na Figura 4.30, é visível a presença de partículas de desgaste, nomeadamente fadiga, com o tamanho das partículas a ser evidência nos óleos 75W90 e 80W90 apresentando quase o dobro da largura quando comparado com o 75W140 embora este último apresente conforme a Figura 4.30c uma dimensão longitudinal superior à transversal apresentando quase uma forma retangular.

Na Figura 4.30a a partícula apresenta uma diferença na sua face com linhas bastante lineares em vez de ramificações como as restantes, isto possivelmente é proveniente da forma como foi arrancada.

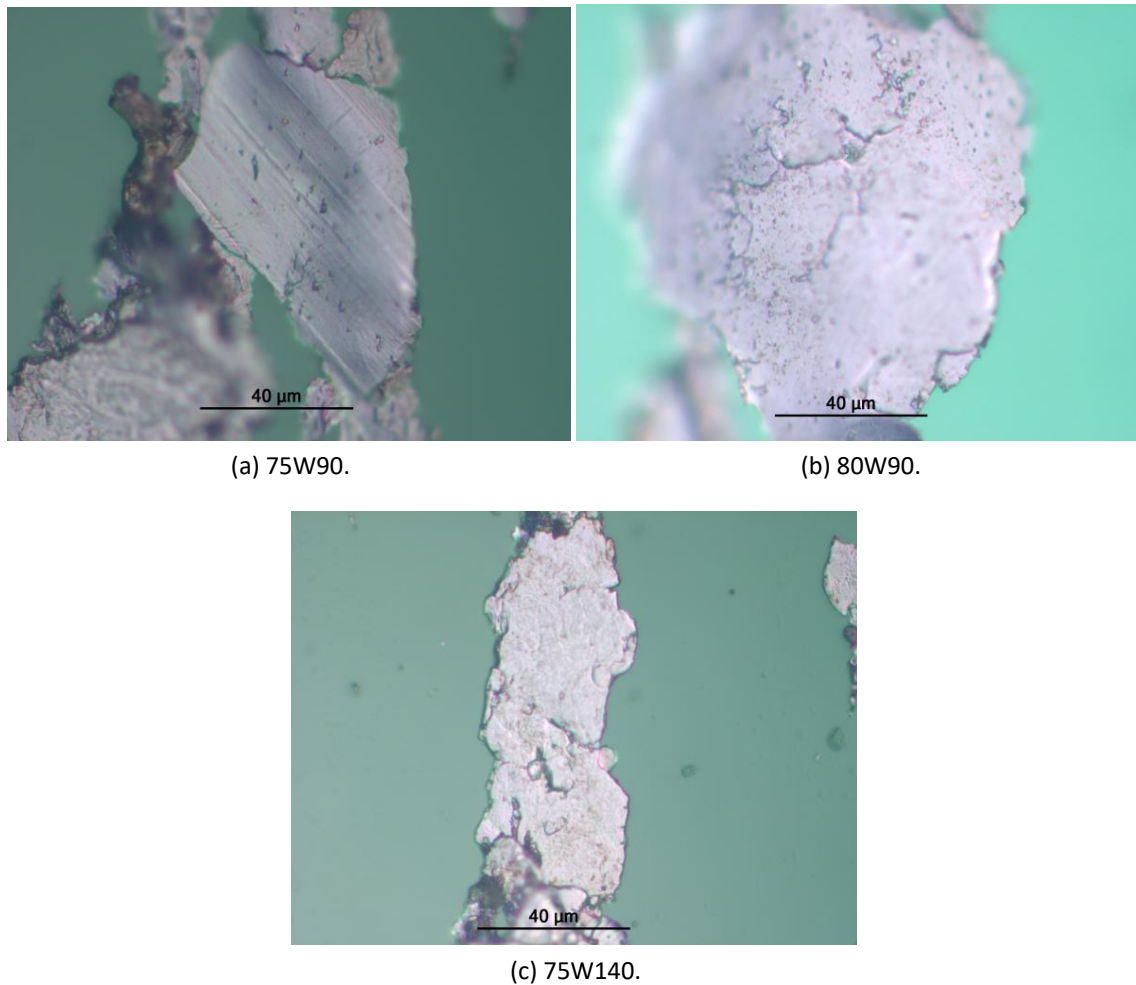


Figura 4.30.: Partículas típicas de fadiga presentes nos ferrogramas.

Na Figura 4.31 são apresentadas partículas de ligas não ferrosas. Estas partículas não ferrosas são depositadas numa posição aleatória muito provavelmente fora ou entre os cordões das partículas ferrosas.

Na Figura 4.31a, estão presentes duas partículas não ferrosas, a mais pequena é de uma liga de cobre mas encontra-se oxidada. Também a Figura 4.31c apresenta uma partícula de uma liga de cobre por apresentar uma cor amarelo-avermelhado.

Na outra partícula da Figura 4.31a e na Figura 4.31b as partículas pertencem a um metal branco, muito possivelmente de uma liga de alumínio proveniente de um dos rolamentos.

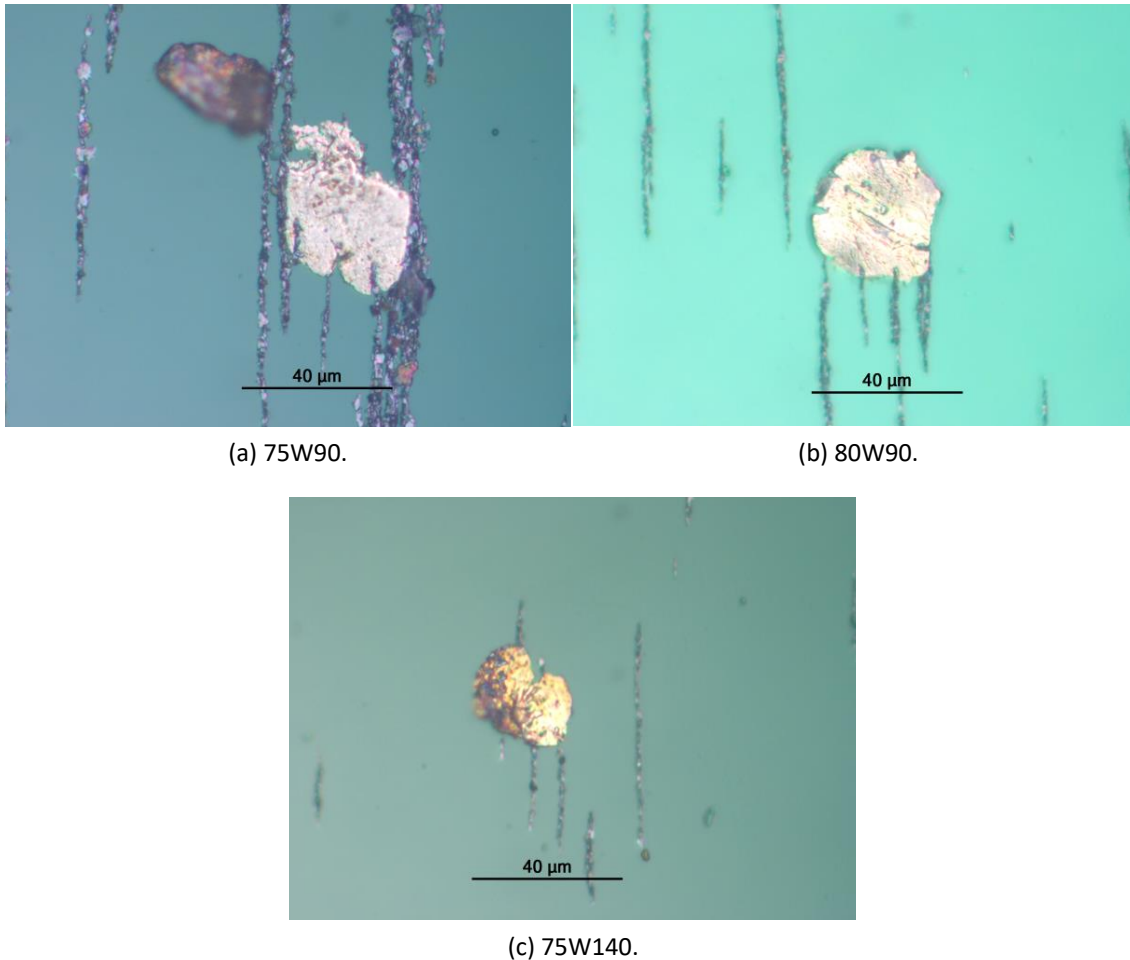


Figura 4.31.: Partículas de ligas não ferrosas presentes no ferrograma.

A Figura 4.32 mostra a presença de polímeros de atrito no óleo 75W90. Os polímeros são formados por um excesso de carga num lubrificante num contato crítico. A sua estrutura é aparentemente um resultado da polimerização das moléculas de óleos para forma uma grande estrutura coerente. Se uma amostra de óleo apresenta polímeros de atrito, estes polímeros têm partículas de metal contidas na estrutura amorfa, isto indica que os polímeros de atrito são formados em zonas de alta tensão em zonas críticas e que a presença de metal pode catalisar a sua formação.

A presença de polímeros de atrito pode ser nociva para um bom funcionamento da máquina, uma vez que a viscosidade do lubrificante pode aumentar devido à presença destes corpos estranhos. Os polímeros de atrito também podem obstruir os filtros de óleo, fazendo com que estes se desviem, permitindo assim que grandes contaminantes e partículas de desgaste atinjam as partes funcionais da máquina.

Os óleos foram todos testados nas mesmas condições logo podemos concluir que a presença dos polímeros de atrito é também dependente da própria formulação e características do 75W90.

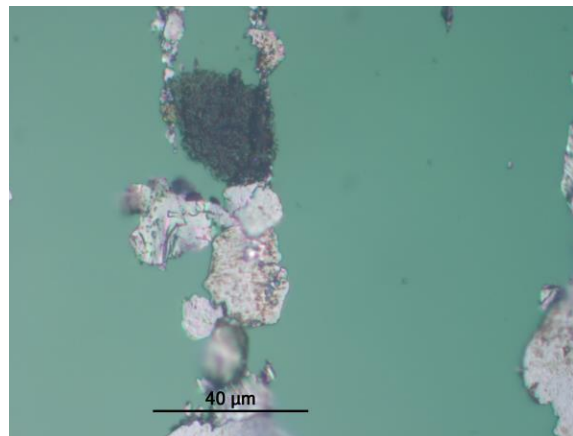


Figura 4.32.: Presença de polímeros no ferrograma.

5. Modelação das perdas de potência usando o KISSsoft[®]: implementação e resultados

O software utilizado para modelizar a caixa transfer e as perdas de potência para diferentes condições de funcionamento foi o KISSsoft. Este software permite definir a geometria de cada componente individual (veios, engrenagens, rolamentos, chumaceiras, correias, etc) e dimensioná-los à resistência, rigidez, fadiga, mecânica do contacto, entre outros. Neste módulo é possível definir as diferentes relações cinemáticas e engrenamentos e avaliar as perdas de potência de cada componente e a sua contribuição para a perda de potência total.

Este capítulo está dividido em três secções. Na parte inicial são apresentados os passos para o desenvolvimento e modelação no software. Em seguida são apresentados os resultados obtidos com o modelo e a comparação com os resultados obtidos experimentalmente. Por fim a última secção retrata como as diferentes perdas estão repartidas e mostra as diferenças absolutas em relação aos testes experimentais.

5.1. Modelação das perdas de potência da caixa transfer

Esta secção tem como objetivo mostrar como foi realizada a implementação do modelo das perdas de potência da caixa transfer no software KISSsoft.

Na Figura 5.1, estão demonstrados seis passos necessários à implementação da caixa transfer em estudo:

1. definição da pasta onde se coloca os componentes do caso a estudar que inicialmente é denominada *GroupBox*;
2. escolha o tipo de veio a ser utilizado;
3. escolha dos componentes envolvidos (acoplamentos, rolamentos e engrenagens);
4. seleção da opção *kSoftShaft* que permite alterar as dimensões e características do veio posteriormente;
5. definição de veios com características diferentes, neste caso o veio 3 que é um veio coaxial;
6. seleção da opção *kSoftcoaxialShaft* para se conseguir alterar as características do veio coaxial posteriormente.

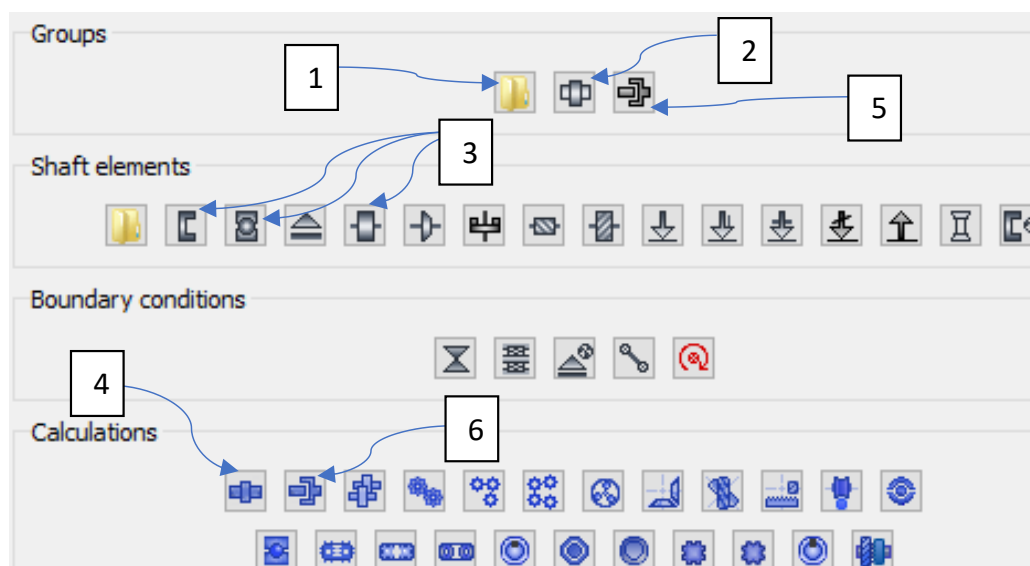


Figura 5.1.: Introdução ao procedimento experimental usando o software KISSsoft.

A Figura 5.2 tem o objetivo a seleção da opção *GroupBox* para incluir um novo veio noutra secção. Se seleccionássemos a opção *shaft1* iria criar uma subsecção do veio 1.

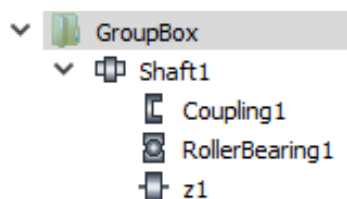


Figura 5.2.: Pasta dos componentes.

A Figura 5.3 é referente aos pares engrenagens mas para que seja possível, é necessário clicar no quarto ícone, a contar da esquerda, na secção *Boundary conditions* da Figura 5.1. Este procedimento é feito através de dois passos em que:

7. consiste na selecção do tipo de restrição do par de engrenagens;
8. remete para a escolha da opção *kSoftHelicalGearPair*, que permite editar as características das engrenagens.

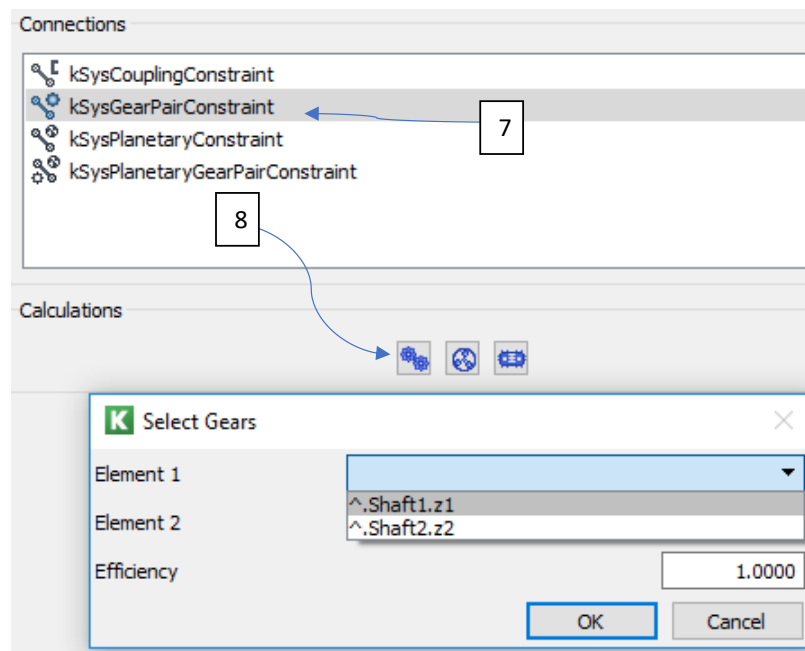
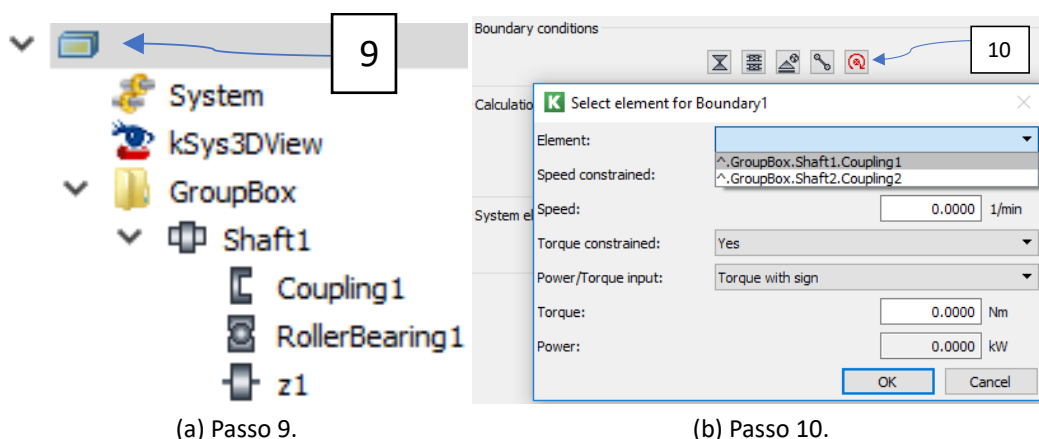


Figura 5.3.: Pares de engrenagens.

A Figura 5.4 mostra o procedimento para colocar as condições de funcionamento da caixa de engrenagens e é feito através de duas etapas em que:

9. é feita a selecção do modelo de conjunto;
10. consiste na implementação das condições de funcionamento da caixa de engrenagens.

Para implementar o passo nº 10 é necessário desbloquear as restrições da velocidade de rotação e binário para o acoplamento de entrada no veio 1. Para o acoplamento de saída, situado no veio 3, o cálculo cinemático é automático logo não é preciso colocar ou restringir condições de velocidade ou binário.



(a) Passo 9.

(b) Passo 10.

Figura 5.4.: Condições dos acoplamentos.

A Figura 5.5 mostra a árvore do conjunto final utilizado no KISSsoft.

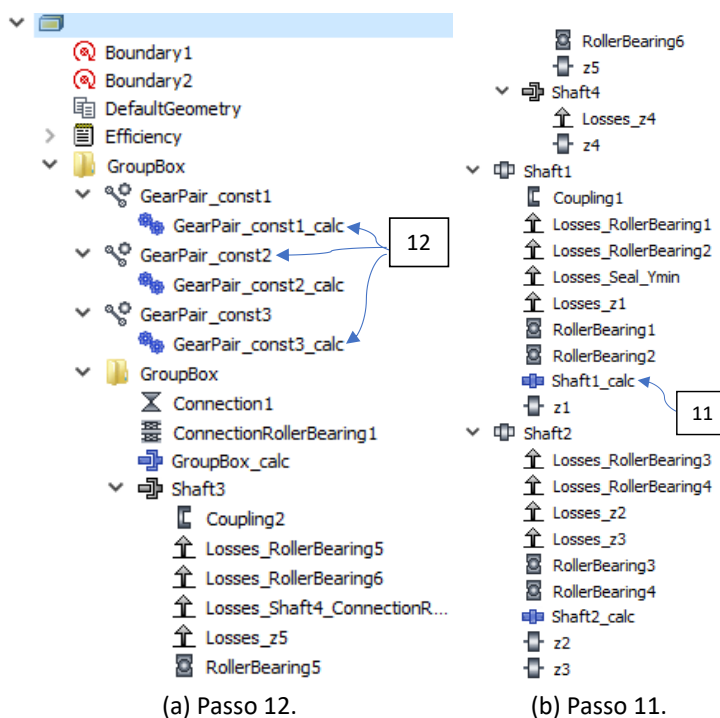


Figura 5.5.: Árvore do modelo de conjunto.

A Figura 5.6 mostra os componentes existentes no veio 1. Para poder editar o veio, rolamentos ou engrenagens é preciso utilizar a referência existente no 11^o passo, Figura 5.5b.

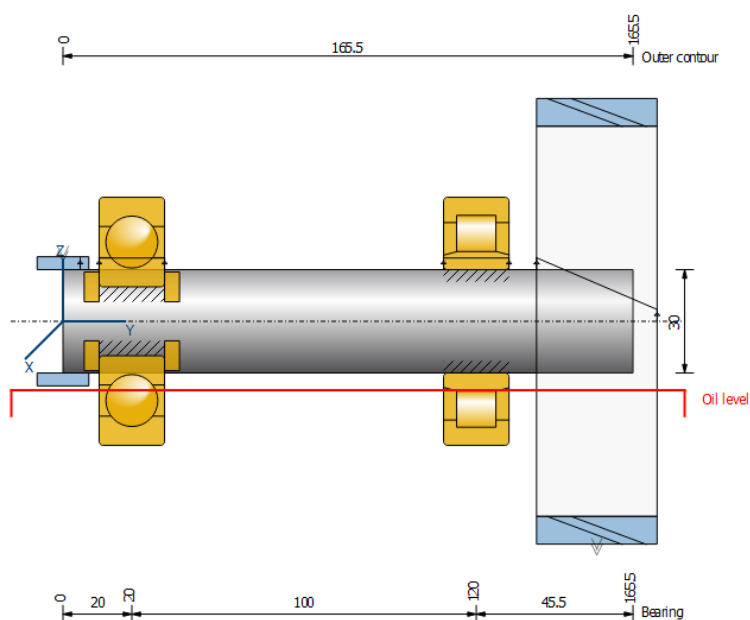


Figura 5.6.: Veio 1.

A Figura 5.7 consiste na modificação do modelo de rolamentos da SKF que por defeito está inicialmente com um modelo mais antigo. Este procedimento só é possível aplicar ao clicar para edição dos componentes de cada veio, *Shaft1calc* por exemplo. Consequentemente abrimos o separador *Calculation*, seleccionámos a opção *Settings*, Figura 5.7a, e em seguida trocámos o modelo de rolamentos mais antigo de 1994 e alterámos para o mais recente implementado, 2013, no software da KISSsoft, Figura 5.7b.

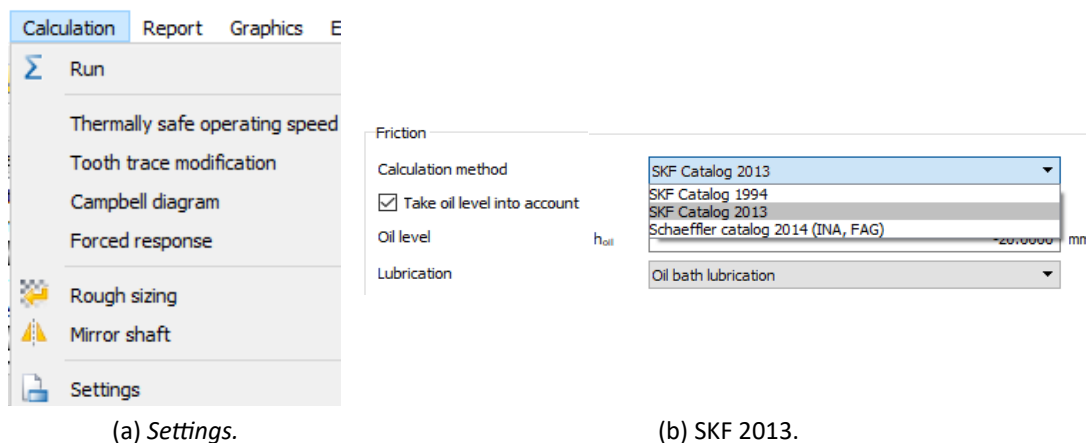


Figura 5.7.: Alteração do modelo de rolamentos.

A Figura 5.8 mostra as condições, dimensões e características do par de engrenagens 1-2. Para proceder a esta fase é preciso seleccionar o 12º passo, Figura 5.5a, referente às condições dos 3 pares de engrenagens existentes no modelo de conjunto.

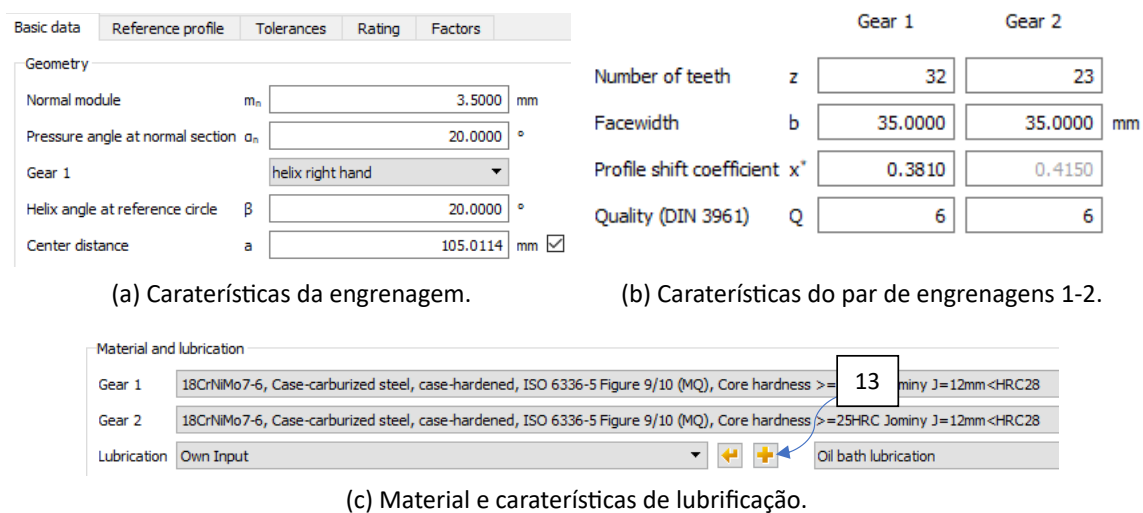


Figura 5.8.: Características do par 1-2.

A Figura 5.9 mostra as características do lubrificante utilizado, neste caso o óleo 75W90. Para poder modificar as características impostas pelo software para o ISO-VG 100 é necessário seleccionar o 13º passo, Figura 5.8c. As características impostas/inseridas no modelo foram a massa volúmica, viscosidade cinemática a 40°C e 100°C e a base do lubrificante que estava predefinida como sendo apenas óleo de base sintética. Os valores inseridos foram os valores obtidos nos ensaios experimentais e cujo resultado é apresentado no Capítulo 3. É preciso referir que ao mudar o lubrificante estas condições precisavam de ser mudadas conforme as características dos restantes óleos.

<input checked="" type="checkbox"/> Own Input	
Comment	Oil: ISO-VG 100
Oil/ Grease	Oil
Density oil	ρ 0.8710 kg/dm ³
Nominal kinematic viscosity at 40°C	ν_{40} 100.0000 mm ² /s
Nominal kinematic viscosity at 100°C	ν_{100} 15.2000 mm ² /s
Lower limit service temperature	θ_{min} -15.0000 °C
Upper limit service temperature	θ_{max} 120.0000 °C
Lubricant base	Synthetic oil based on polyalphaolefin

Figura 5.9.: Características do lubrificante.

A Figura 5.10 mostra como se modifica o fator de correção do lubrificante. Em primeiro lugar escolhe-se o separador *Rating*, em seguida selecciona-se a opção *Details*, 14º passo Figura 5.10a e por fim altera-se o valor do fator de correção do lubrificante, Figura 5.10b.

Basic data	Reference profile	Tolerances	Rating	Factors
Gear 1		Details...		
P	9.1416 kW	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
T ₁	334.2222 Nm	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
n ₁	261.1900 1/min	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
H	20000.0000 h	14	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
K _A	1.2500			

(a) *Details*.

Lubrication coefficient XL (scuffing, micropitting, efficiency)

0.6200

(b) X_L .

Figura 5.10.: Fator de correção do lubrificante.

Na Tabela 5.1 estão representados os fatores de correção do lubrificante inseridos no KISSsoft. Os valores foram deduzidos e adaptados tendo por base trabalhos anteriores realizados com óleos de formulação parecida [22].

Base	Óleo	X_L
PAO	75W90	0.62
Mine	80W90	0.66
PAO	75W140	0.62

Tabela 5.1.: Fator de correção do lubrificante X_L

A Figura 5.11 consiste em mostrar como se adota o template utilizado no cálculo das perdas de potência. O 15º passo é o ícone que devemos escolher para abrir a janela com os templates predefinidos, e o 16º passo permite a escolha do template, nomeadamente o template de eficiência.

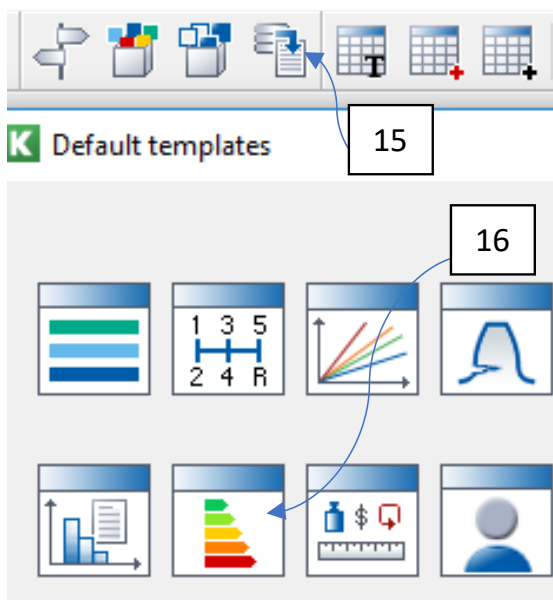


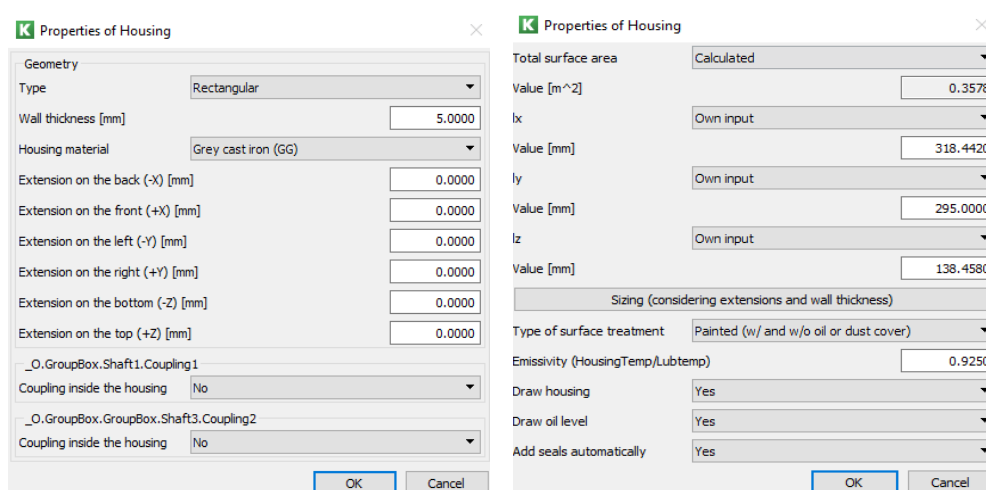
Figura 5.11.: Procedimento para a escolha do Template.

A Figura 5.12 mostra o template de eficiência com as diferentes ferramentas que podemos editar. Os passos 17 a 20 estarão descritos adiante.

CALCULATION SETUP				
Requested Result	Efficiency		Units	W
Calculation Method	17	ISO TR 14179-2	18	19
			20	No
Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
SPECIFIC FUNCTIONS				
Reset		Inconsistent		Report
RESULTS SUMMARY				
Power Input [W]	9167.8		Efficiency (total) [%]	100
Power Output [W]	9167.8		Efficiency (gear mesh) [%]	100
Power Losses [W]	0		No Req. Result	0
LOSSES AND DISSIPATIONS				
Heat Generated		Heat Dissipated		
	Correction Factors			Correction Factors
Gear Churning Losses PV20 [W]	0	Housing [W]		0
Gear Meshing Losses PVZ [W]	0	Foundations [W]		0
Bearing Losses PVL +PVL0 [W]	0	Input/Output Shafts [W]		0
Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	0	Oil Cooler [W]		0
Total Power Losses [W]	0	Total Dissipation [W]		0

Figura 5.12.: Template de eficiência.

A Figura 5.13 mostra as propriedades que podemos editar no corpo da caixa de engrenagens, 17º passo, nomeadamente a forma da caixa, material, dimensões mais adequadas visto que a área apresenta um valor um pouco superior à caixa de ensaios testada experimentalmente. Visualmente é possível verificar o nível de óleo.



(a) Propriedades 1 da caixa.

(b) Propriedades 2 da caixa.

Figura 5.13.: Propriedades do corpo da caixa de de engrenagens.

A Figura 5.14 representa a escolha da fundação, 21º passo, e das propriedades como o material e como o calor se irá dissipar, 5.14b. As medidas foram predefinidas pelo software de acordo com as dimensões e disposição dos componentes internos da caixa.

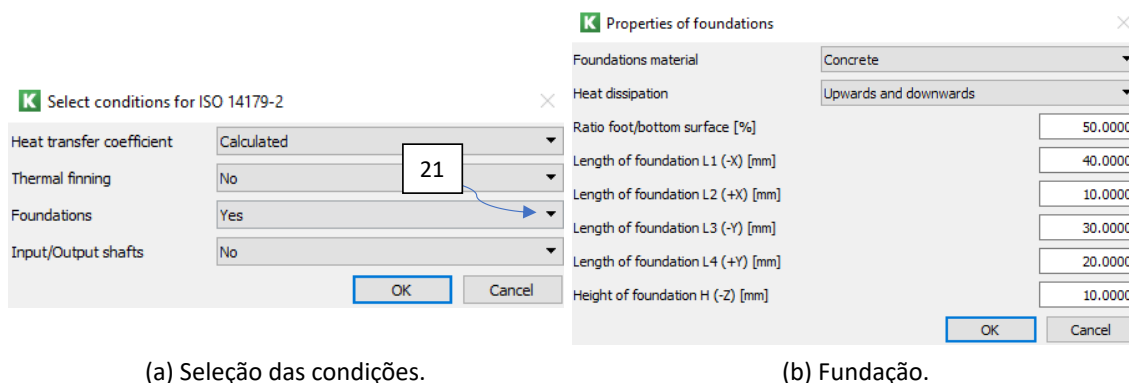


Figura 5.14.: Propriedades da escolha da fundação.

A Figura 5.15 mostra as condições de ventilação e lubrificação que mais se adequam às da caixa testada experimentalmente. Os parâmetros alterados foram a superfície onde está a ser ventilada, a temperatura ambiente e a temperatura global do óleo. Estas temperaturas são diferentes de caso para caso, por isso é necessário alterar sempre que se modifiquem as condições de funcionamento. É possível verificar quais as temperaturas impostas no Anexo A.

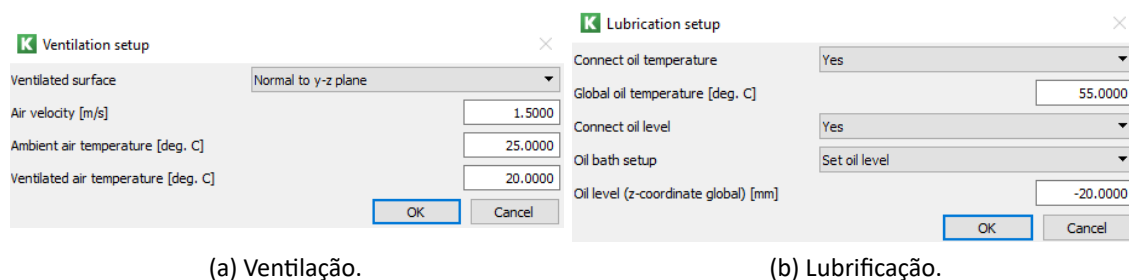


Figura 5.15.: Condições de ventilação e lubrificação que vai estar sujeita a caixa de engrenagens.

O nível de óleo foi introduzido com base em trabalhos anteriores realizados com a mesma caixa de engrenagens, posteriormente é referido qual o nível de óleo mais adequado para a caixa, no capítulo da otimização.

A Figura 5.16 mostra o procedimento final para o cálculo das perdas de potência. Em primeiro lugar é preciso desbloquear o modo administrador, 22º passo, em seguida confirmam-se as condições que foram colocadas inicialmente em termos de velocidade de rotação e binário, 23º, e por fim o 24º passo que procede ao cálculo das perdas de potência.

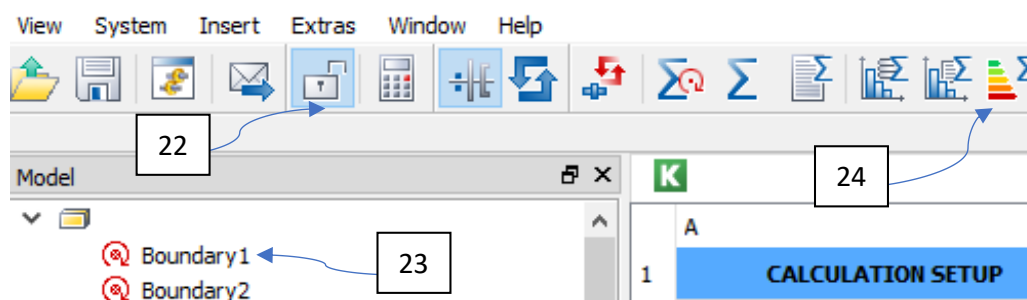


Figura 5.16.: Procedimento para o cálculo das perdas de potência.

A Figura 5.17 representa o modelo de conjunto da caixa de engrenagens, com os componentes e com as dimensões e características próximas da caixa testada experimentalmente. É possível verificar que o corpo da caixa tem uma forma diferente da real pois o software não permite formas mais complexas. Esta diferença de tamanhos influencia o resultado final de perdas de potência. A distância das engrenagens à parede da caixa é um fator de grande importância da forma como se dissipa o calor na caixa. A caixa onde foram realizados os testes experimentados foi criada com vista a englobar os componentes da forma mais rentável possível, enquanto que na caixa desenvolvida no KISSsoft existe bastante espaço inutilizado. Também é possível analisar visualmente a representação da fundação e do nível do óleo.

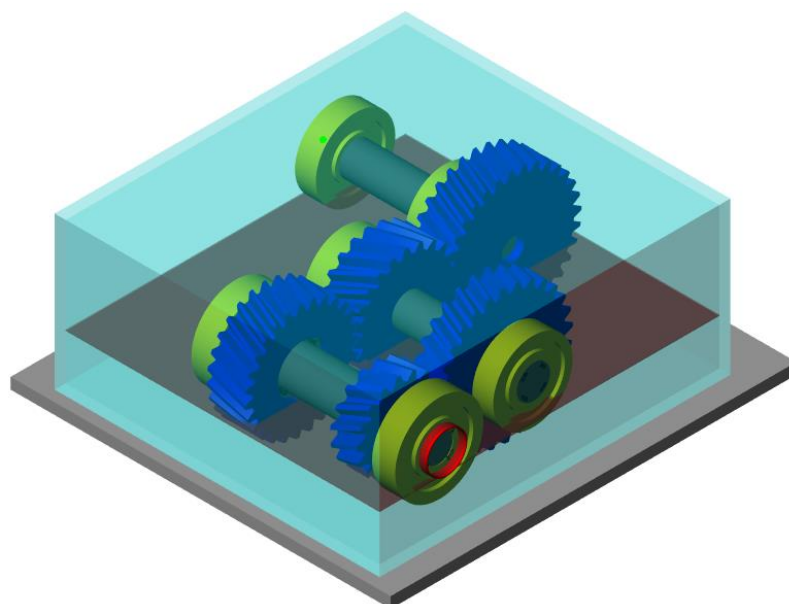


Figura 5.17.: Modelo final de conjunto da caixa de engrenagens transfer.

5.2. Modelo da KISSsoft vs resultados experimentais

Nesta secção estão descritos os resultados provindos do modelo da KISSsoft e comparados com os resultados obtidos experimentalmente para as perdas de potência em função da potência de entrada, para binário e velocidade de rotação constante.

A Figura 5.19 compara as perdas de potência do modelo com os testes experimentais a binários de entrada constantes.

Para o óleo 75W90 o modelo estima as perdas por excesso para a velocidade mais baixa exceto para o binário de valor mais elevado. Para os restantes pontos o modelo estima por defeito apresentando boa correlação para binários de entrada mais elevados.

No lubrificante 80W90 é possível verificar que para velocidades intermédias o modelo chega mesmo a ser coincidente com o experimental. O modelo distancia-se para velocidades mais elevadas.

A melhor correlação entre o modelo e os resultados experimentais verifica-se para o 75W140. O maior desvio acontece para o binário mais elevado para a velocidade de 800 rpm.

O óleo que menos se adequa ao modelo é 75W90 apresentando um único ponto coincidente.

A Figura 5.18 ilustra as condições intermédias realizadas experimentalmente (200Nm/700rpm) mostrando as tendências dos três lubrificantes analisadas posteriormente. A Figura 5.18b mostra uma melhor aproximação de tendências quando comparado com a Figura 5.18a pois estamos a variar o binário de entrada e a manter a velocidade de rotação e o modelo não apresenta a melhor correlação quando se varia a velocidade de rotação derivado ao software não estimar com precisão as perdas por chapinagem.

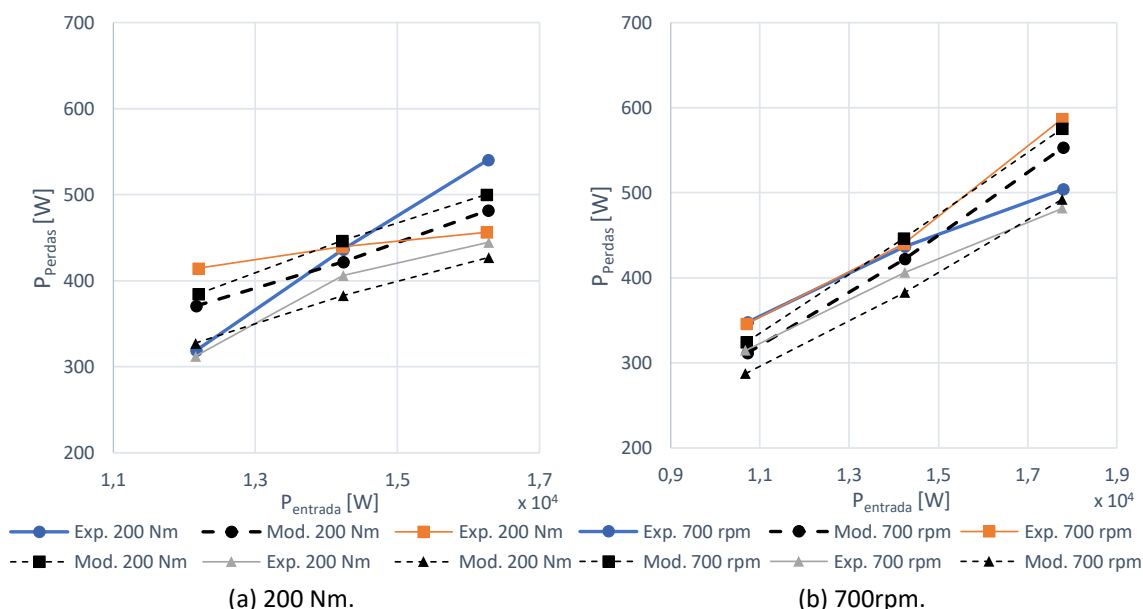


Figura 5.18.: Condições intermédias dos três lubrificantes.

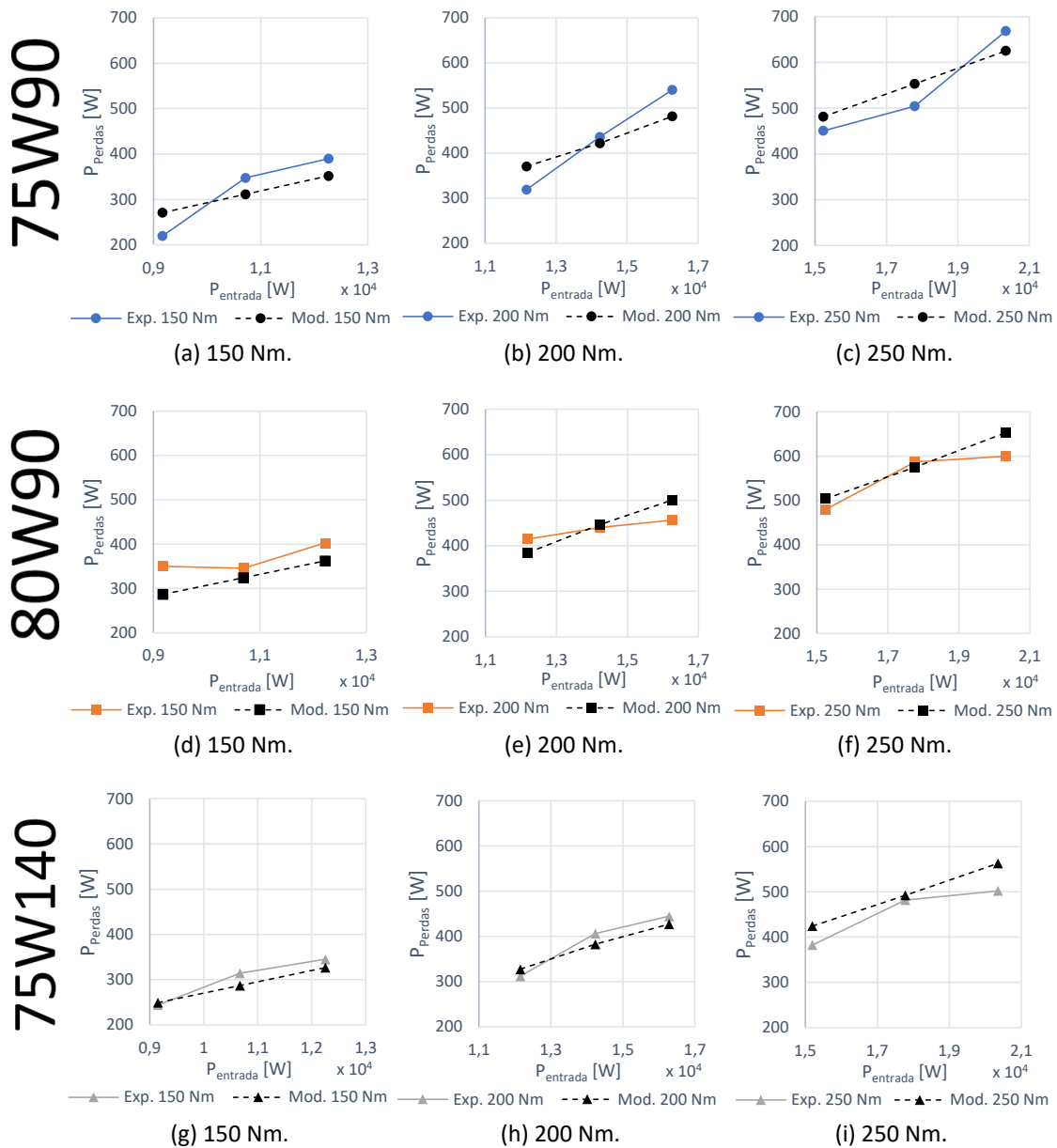


Figura 5.19.: Perdas de potência em função da potência de entrada a binário constante.

A Figura 5.20 é uma complementação visual do que foi referido anteriormente em que estão representadas as perdas de potência em função da potência de entrada a velocidade constante.

Analisando o óleo 75W90, o modelo estima por excesso para velocidades baixas, interceta o ponto médio (700 rpm/250 Nm) 5.20b e por defeito para velocidades elevadas. O modelo para o 75W90 segue as tendências, apresentando resultados com pouca diferença.

O óleo 80W90 apresenta resultados quase perfeitos para a velocidade intermédia (700 rpm) e estima por excesso para velocidades elevadas tirando o ponto com o binário mais baixo e por defeito retirando o ponto com o binário mais elevado que apresenta um valor quase coincidente com o experimental embora esteja por excesso.

As simulações com o 75W140 apresentam valores bastante próximos quando comparados com os resultados experimentais. O modelo para este óleo estima bons resultados maioritariamente para todos os pontos, apresentando as tendências do experimental.

Em termos gerais e comparando com a Figura 5.19 o modelo exhibe uma melhor aproximação para velocidades de rotação constantes quando relacionado para binários de entrada mostrando melhores tendências e correlações.

Relativamente ao erro percentual entre os resultados experimentais e os resultados do modelo apenas seis dos 27 estágios de carga, nove para cada lubrificante, apresentam valores superiores ao intervalo de $\pm 10\%$ sendo o mais elevado de 22% pertencente ao óleo 80W90, mas o óleo que mais difere dos resultados obtidos experimentalmente é o 75W90 tendo quatro dos seis pontos fora do intervalo. O óleo que menor erro percentual apresenta, ou seja, o que mais se aproxima dos resultados experimentais é o óleo 75W140 tendo uma variação de pouco mais de 5% em média.

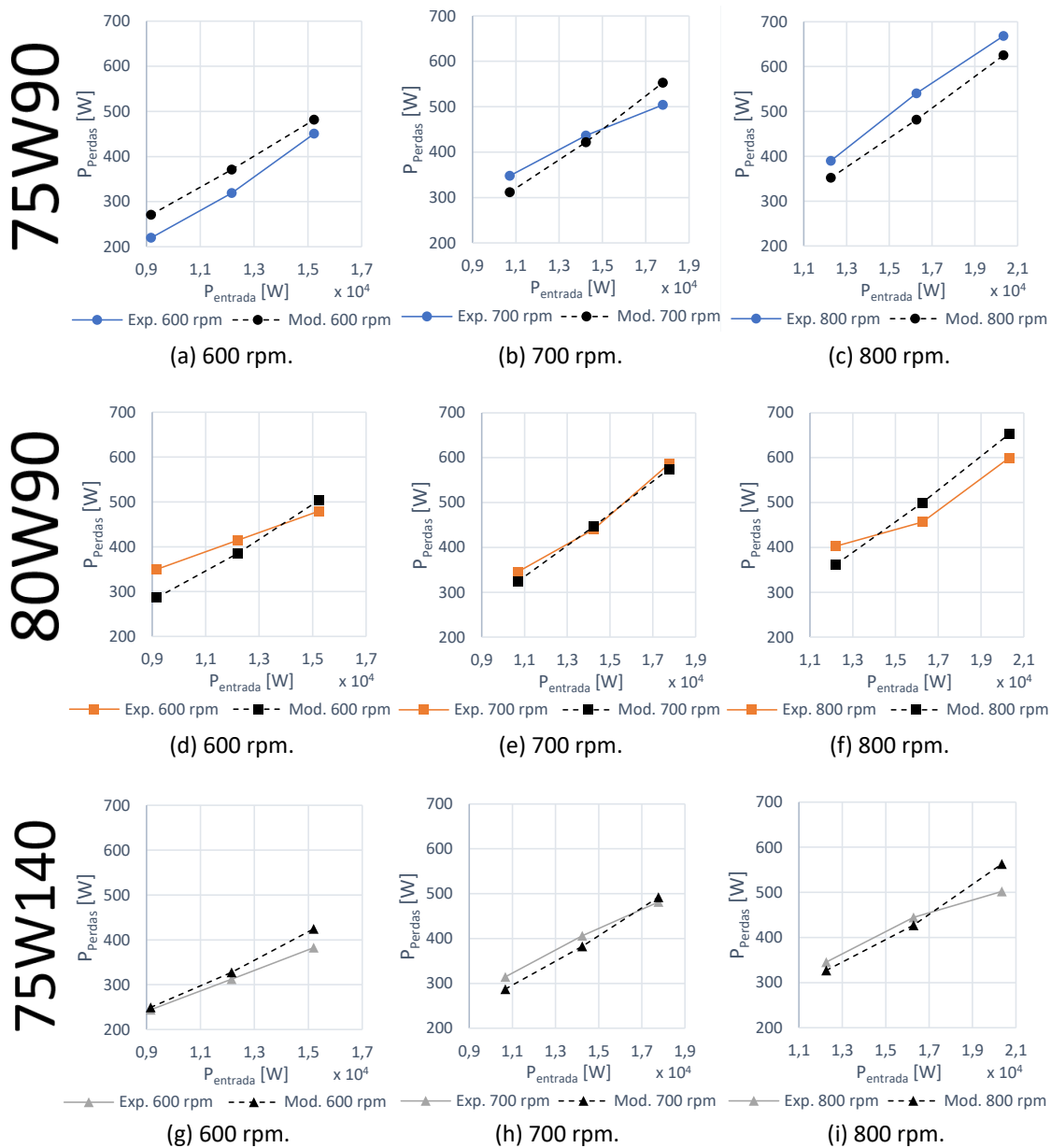


Figura 5.20.: Perdas de potência em função da potência de entrada a velocidade constante.

5.3. Partição das perdas

O modelo foi aplicado com as condições médias calculadas a partir das medições de binário, velocidade de rotação e temperatura dos testes experimentais. Posteriormente estão representadas como estão repartidas as perdas de potência obtidas através do modelo da KISSsoft.

5.3.1. Valores das perdas usando o software KISSsoft

A Figura 5.21 representa os valores calculados das perdas de potência obtidas através do software da KISSsoft. Analisando Figura 5.21 as perdas de potência apresentam um padrão, ao aumentar o binário de entrada ou a velocidade de rotação as perdas tendem aumentar linearmente logo os valores mais altos de perdas de potência estão situados no ponto com o binário e a velocidade de rotação mais elevados.

As perdas de potência no engrenamento são as que apresentam valor mais elevado nos três óleos, seguidas nos rolamentos, das perdas por chapinagem e por fim e com o valor mais baixo a perda de potência nos vedantes.

A perda de potência no engrenamento tem um valor mais considerável no óleo 80W90, um valor mais baixo no óleo 75W90 e por fim com os melhores resultados o óleo 75W140. Esta diferença é notável para velocidades de rotação e binários mais elevados.

As perdas de potência por chapinagem aumentam o seu valor apenas com a variação de velocidade de rotação, ao aumentarmos a velocidade as perdas por chapinagem vão acompanhar a mesma tendência. Os valores são iguais para os três óleos logo é possível constatar que as diferentes propriedades dos óleos não afetam os valores do software da KISSsoft relativos à chapinagem.

As perdas por chapinagem dependem fortemente da velocidade e é sabido [23] que os modelos existentes para estimar esta fonte de perdas são pouco fiáveis e além disso o cárter da caixa que foi possível modelar no KISSsoft tem uma geometria muito diferente da real. Isto pode explicar porque é que o modelo reage muito bem ao aumento de carga, seguindo a tendência experimental, Figura 5.20, mas funciona menos bem quando a velocidade aumenta, Figura 5.19.

Relativamente às perdas de potência nos rolamentos é possível visualizar que as perdas de potência nos mesmos são proporcionais quer ao binário de entrada, quer à velocidade de rotação. As perdas aumentam com o aumento de qualquer um dos dois fatores.

Curiosamente os valores relativamente às perdas de potência nos rolamentos apresentam piores resultados no óleo 75W90 embora a discrepância quando comparado com o 80W90 não seja muita. Esta diferença é maior no binário mais elevado. A velocidade de rotação apresenta valores são bastantes próximos, logo podemos concluir que os rolamentos são mais influenciados pelo binário do que a velocidade de rotação. Mais uma vez o 75W140 apresenta os melhores resultados.

As perdas de potência nos vedantes são muito pouco significativas para a perda total. Estes valores apenas são afetados pela velocidade de rotação, à medida que se incrementa a velocidade a perda de potência nos vedantes também aumenta ligeiramente.

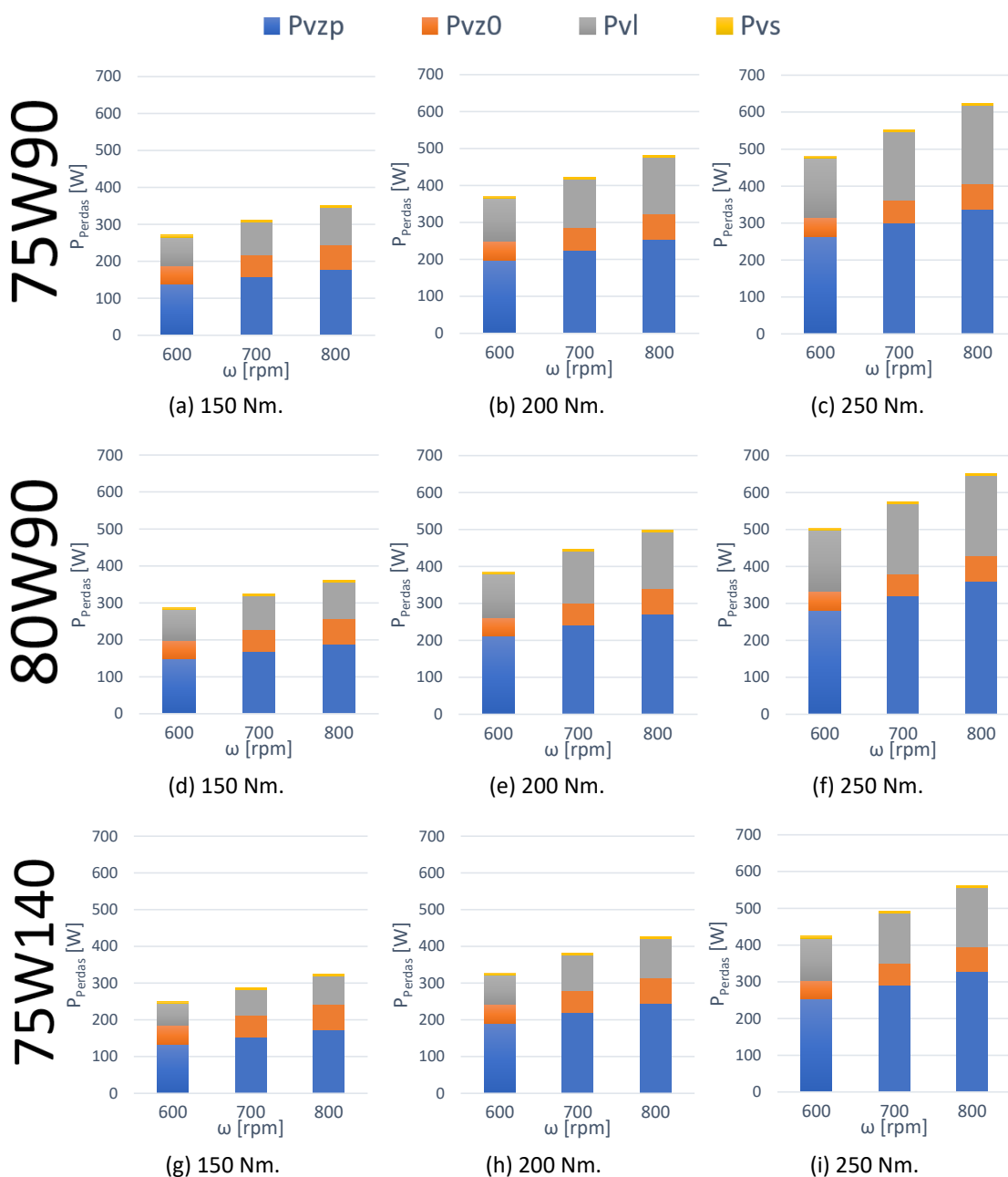


Figura 5.21.: Valores calculados para as perdas de potência usando o software KISSsoft.

5.3.2. Valores percentuais das perdas usando o software KISSsoft

A Figura 5.22 mostra as percentagens das perdas de potência para os três óleos.

As perdas de potência com maior valor percentual são as perdas no engrenamento, seguido da perda nos rolamentos, chapinagem e por fim com o valor mais baixo a perda nos vedantes.

Principiando com análise às perdas percentuais no engrenamento é possível observar que as perdas sofrem um aumento quando se incrementa o binário de entrada, no entanto para a velocidade de rotação as perdas sofrem uma ligeira diminuição à medida que se aumenta a velocidade de rotação.

De acordo com a Figura 5.22 o lubrificante 75W90 apresenta os valores percentuais mais baixos para a perda de potência no engrenamento, variando entre 50 e 55 % da perda total. Para os valores mais elevados de binário esta diferença é pouco perceptível. O óleo 80W90 apresenta resultados intermédios enquanto 75W140 apresenta uma dependência maior das perdas, variando cerca de 52 a 60 %. Esta dependência é mais notável para o binário mais alto (250 Nm).

Analisando a segunda perda com maior relevância, a perda de potência nos rolamentos, os três óleos não seguem o mesmo padrão. Para o 75W90 a perda de potência nos rolamentos diminui com a velocidade de rotação e aumenta com o incremento do binário de entrada. Representam cerca de 28 a 35 % da perda total.

O 80W90 segue o mesmo padrão do óleo referido anteriormente e percentualmente as perdas de potência nos rolamentos não representam grande variação representando 27 a 34 % da perda de total.

Para o óleo 75W140 existe um padrão contrário aos restantes óleos. As perdas de potência nos rolamentos apresentam, em termos relativos, valores superiores quando se aumenta a velocidade de rotação embora sejam valores percentuais bastante baixos. Estes diminuem com o aumento do binário de entrada com diferenças percentuais bem mais significativas quando comparado com as percentagens relativas à velocidade de rotação. A perda de potência nos rolamentos representa cerca de 23 a 28 % das perdas totais.

As perdas de potência por chapinagem para o óleo 75W90 aumentam de valor quando se incrementa a velocidade de rotação e diminuem com o aumento do binário de entrada com uma variação mais significativa. Isto deve-se ao aumento das perdas de potência no engrenamento pois são mais dependentes do aumento da carga e com o aumento desta percentagem tem como consequência a diminuição percentual nas perdas por chapinagem. A diferença percentual entre o valor mais baixo e o mais elevado é de aproximadamente 8 % enquanto que a variação entre a velocidade de rotação mais baixa e elevada é de apenas 1 %. A perda de potência por chapinagem representa cerca de 12 a 20 % da perda total.

O comportamento do óleo 80W90 para as perdas por chapinagem é idêntico ao óleo 75W90 e a percentagem varia cerca de 10 a 20 %. As perdas percentuais por chapinagem para o óleo 75W140 representam cerca de 13 a 21 %.

As perdas de potência nos vedantes para os três óleos, é a mais pequena das quatro aumentam apenas com o aumento da velocidade de entrada, variando de 1 a 3 % das perdas totais. Os vedantes representam um valor muito baixo do total das perdas de potência.

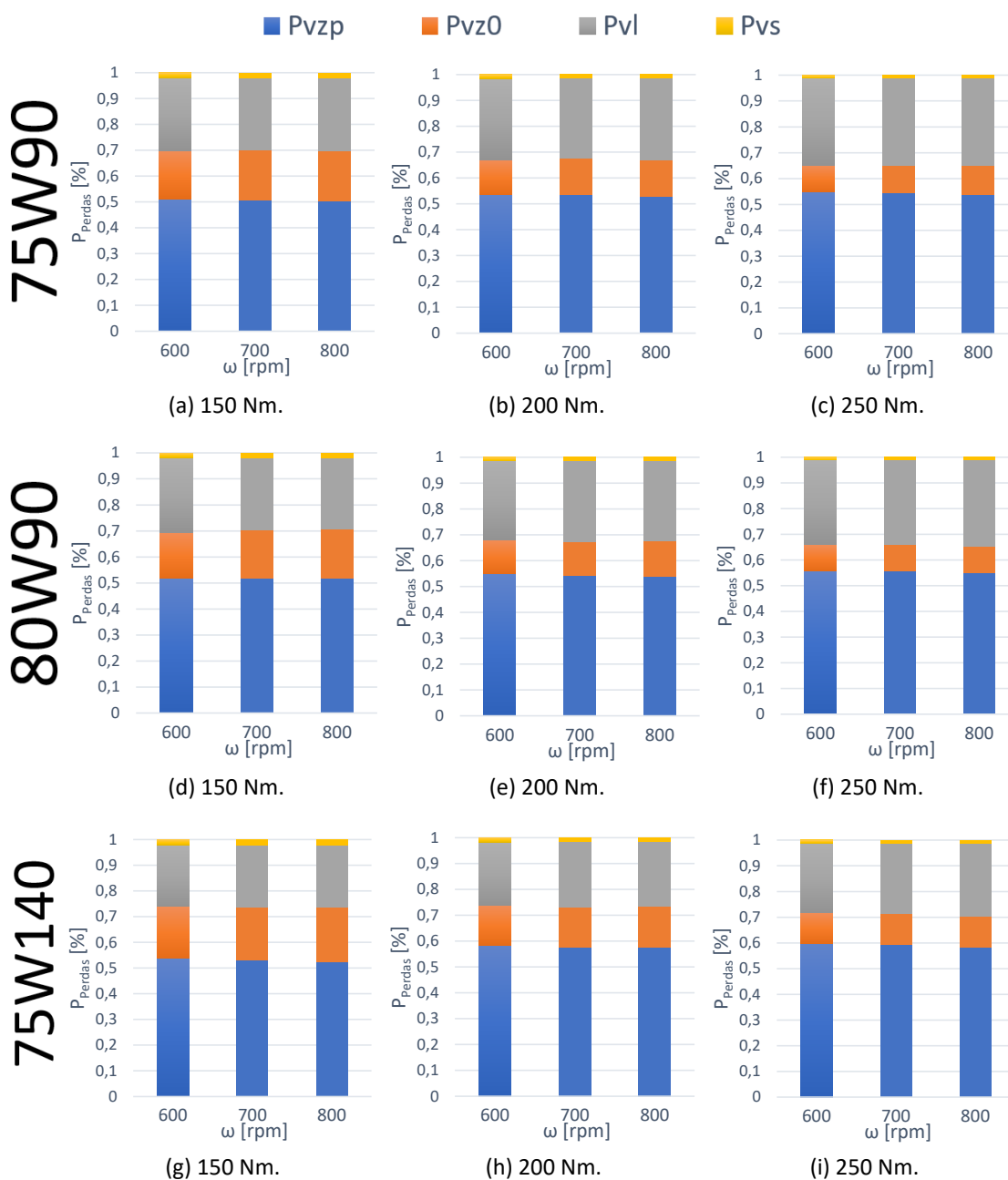


Figura 5.22.: Influência percentual das perdas.

As figuras 5.23, 5.24 e 5.25 mostram uma visão global das perdas do modelo da KISSsoft, as perdas experimentais e os valores absolutos dos óleos 75W90, 80W90 e 75W140.

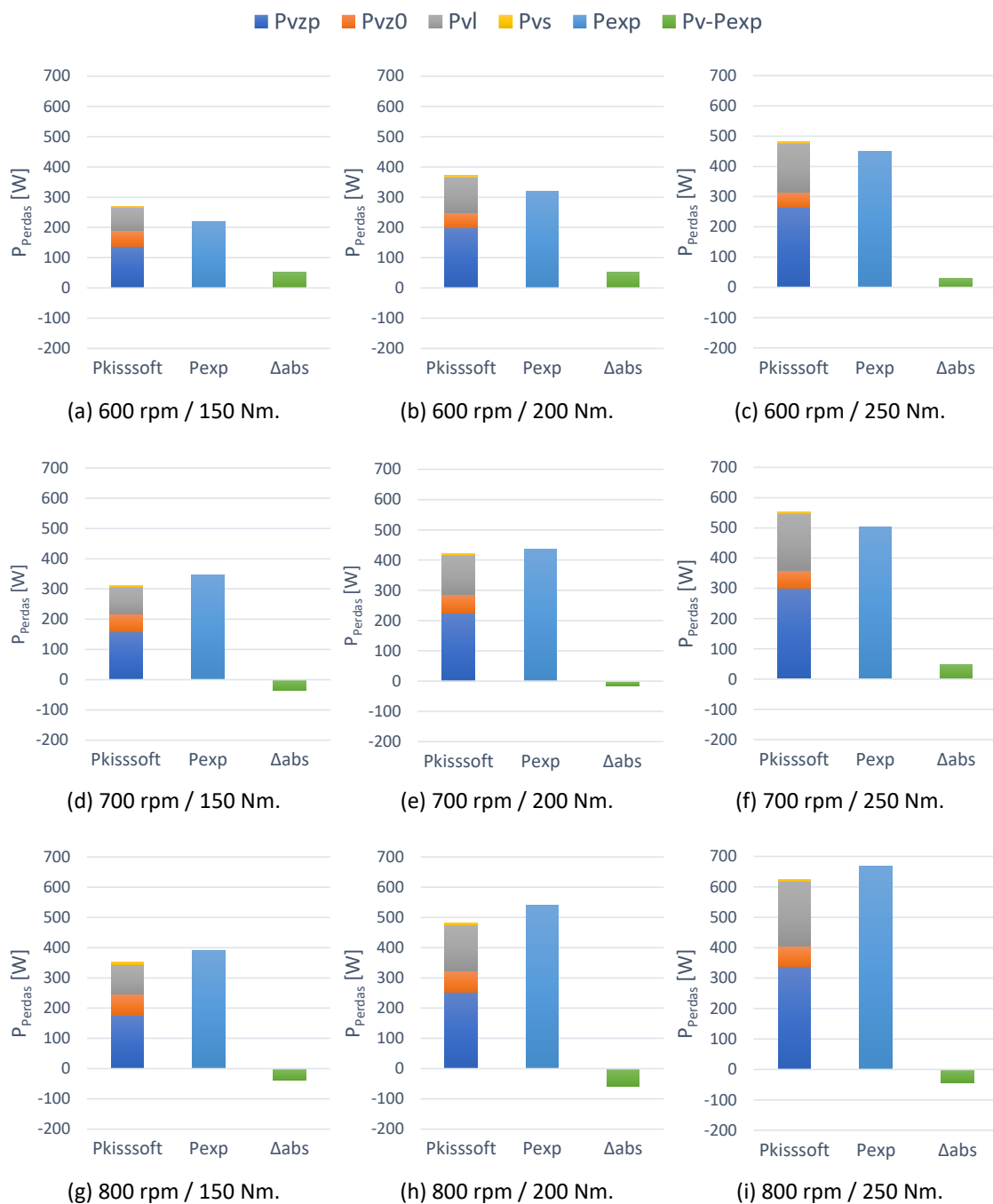


Figura 5.23.: Perdas do modelo da KISSsoft, perdas experimentais e diferença absoluta para o 75W90.

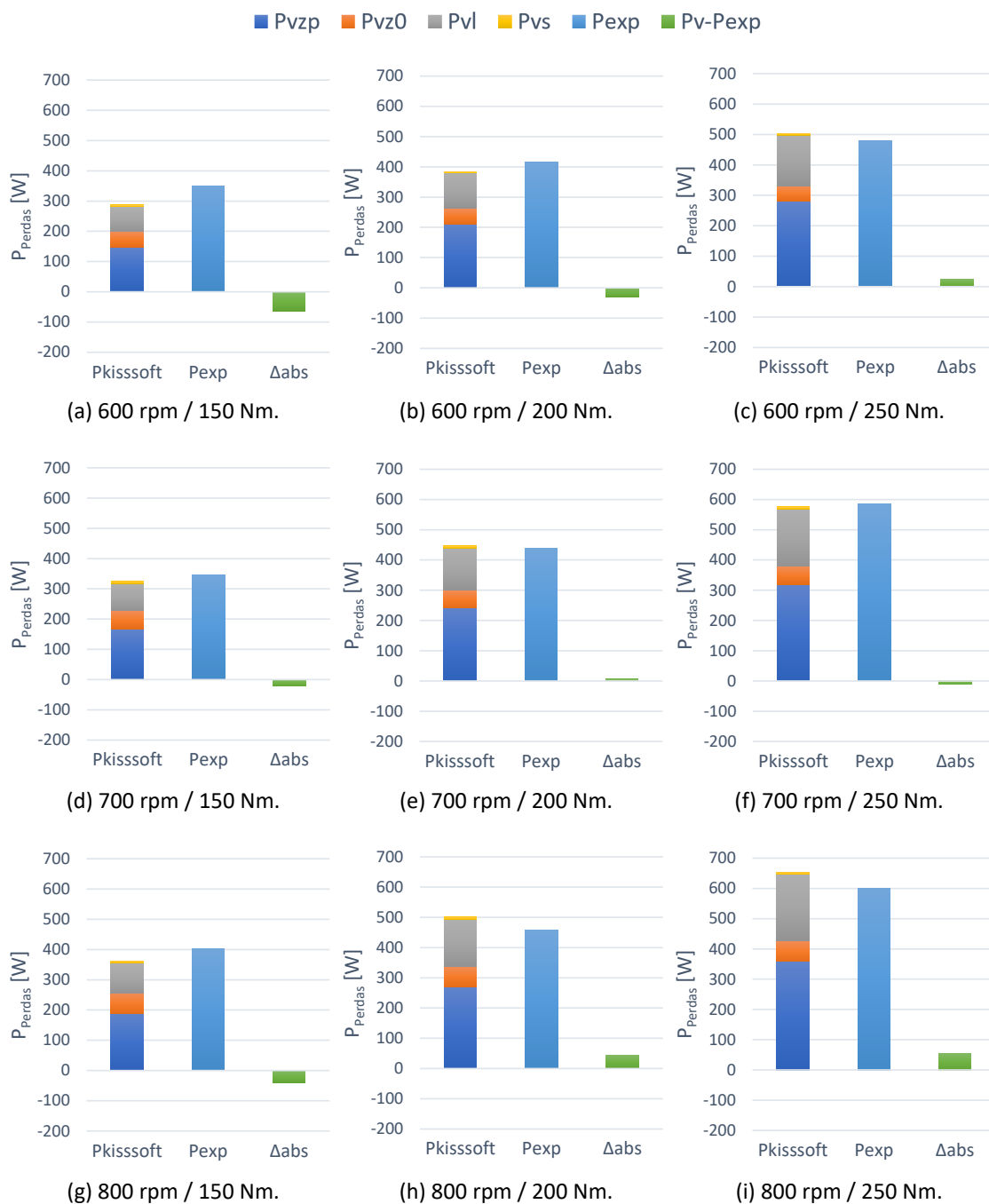


Figura 5.24.: Perdas do modelo da KISSsoft, perdas experimentais e diferença absoluta para o 80W90.

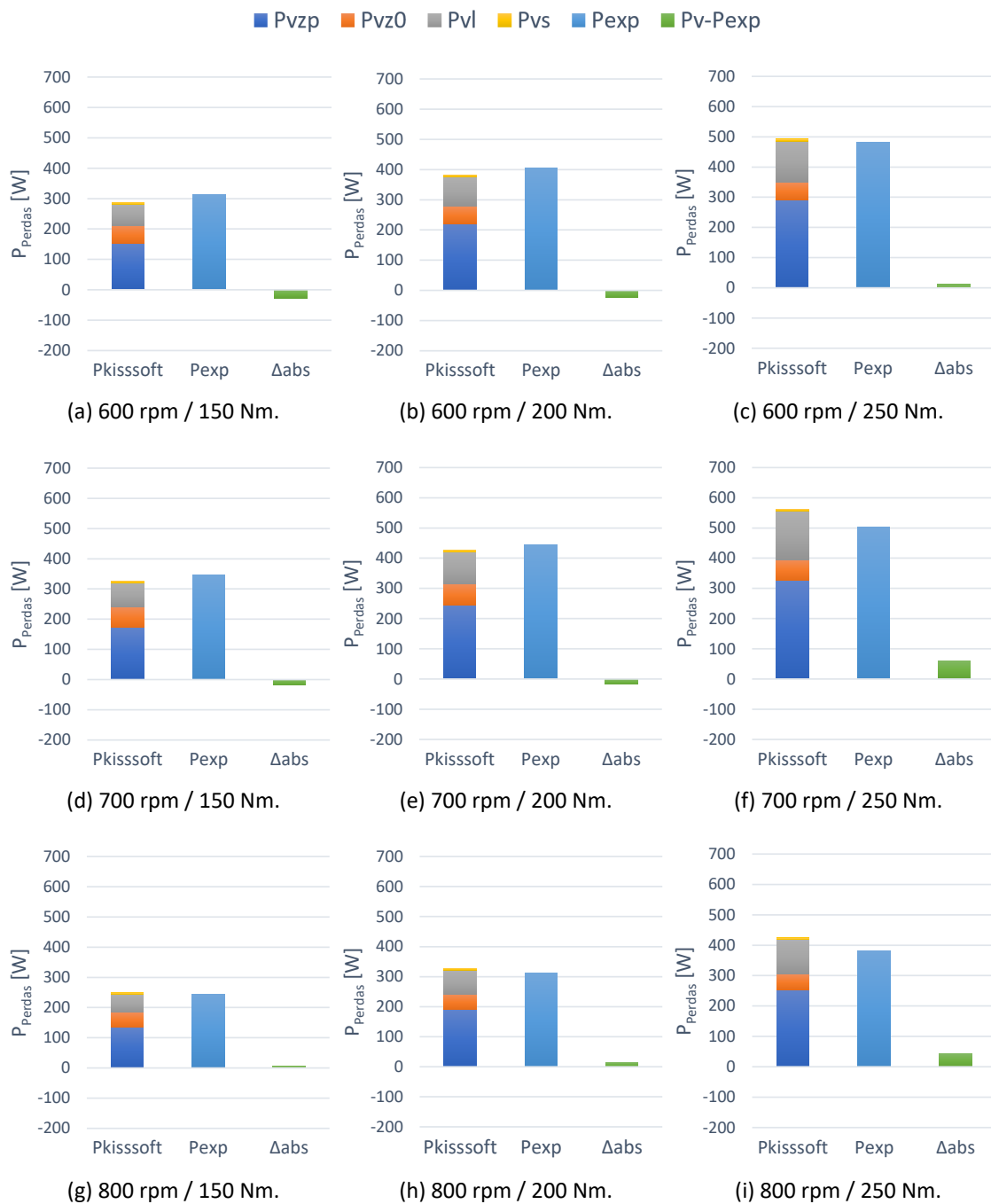


Figura 5.25.: Perdas do modelo da KISSsoft, perdas experimentais e diferença absoluta para o 75W140.

6. Optimização da caixa de engrenagens

Este capítulo mostra como foi realizada a optimiza o no software da KISSsoft. A optimiza o foi feita com uma potência de 72kW, apresentando valores muito próximos do limiar da segurança. Foi testada com esta potência porque corresponde de grosso modo às 5 velocidades, (1  a 5 ) e cada uma dessas velocidades de rota o corresponde um determinado binário máximo para que seja atingida a potência nominal de 72 kW [21]. Como as potências que foram testadas no banco de ensaios não atingem tal valor, tendo um valor máximo de 21 kW não apresenta qualquer risco de segurança.

O intuito da realiza o da optimiza o consistia na diminui o das perdas de potência e conseqüentemente uma melhoria de eficiência na caixa de engrenagens. Os resultados obtidos foram comparados com os valores alcançados em primeira instância no KISSsoft antes da optimiza o. A optimiza o assentou em três pilares:

- melhoria no engrenamento;
- altera o do tipo de rolamentos;
- mudança no nível de óleo na caixa.

6.1. Optimiza o no engrenamento

A Figura 6.1 mostra a op o inicial para a optimiza o, *Fine sizing*, 25  passo.



Figura 6.1.: Modelo de conjunto da caixa de engrenagens transfer.

Antes de alterar as condições que queremos modificar temos de escolher o separador *Calculation* e a opção *Settings*, Figura 6.2a de forma a seleccionar a opção *allow large profile shift*, 26^o passo, Figura 6.2b, que permite uma maior gama de correções de dentado.

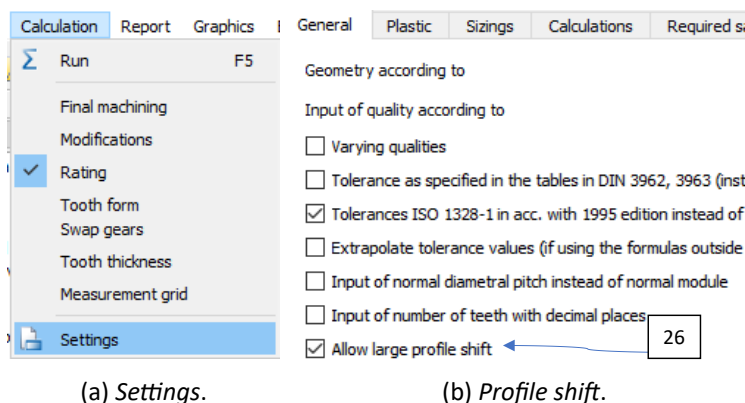
(a) *Settings*.(b) *Profile shift*.

Figura 6.2.: Correção de dentado.

A Figura 6.3 representa as condições que queremos modificar e as pretendemos manter. As características que queremos modificar é o módulo, o ângulo de hélice, a correção de dentado e o diâmetro primitivo. O que pretendemos manter é o rácio entre engrenagens, ângulo de pressão, a distância entre eixos e o número de dentes. A distância entre eixos é mantida porque se a modificássemos posteriormente teríamos bastante dificuldade em modificar o corpo da caixa.

The image shows the 'Conditions' dialog box with various parameters for optimization. The parameters are organized into sections: Maximal no of solutions, Nominal ratio/deviation in +/-%, Normal module, Pressure angle at normal section, Helix angle at reference circle, Center distance, Range for profile shift coefficient, and Gear 1 and Gear 2 parameters.

Parameter	Minimum	Maximum	Step	Unit	Check
Maximal no of solutions	3000				
Nominal ratio/deviation in +/-%	i, i_c	0.7188	0.0100		
Normal module	m_n	1.5000	3.5000	mm	<input checked="" type="checkbox"/>
Pressure angle at normal section	α_n	20.0000	20.0000	°	<input checked="" type="checkbox"/>
Helix angle at reference circle	β	5.0000	20.0000	°	<input checked="" type="checkbox"/>
Center distance	a	105.0114	105.0114	mm	<input type="checkbox"/>
Range for profile shift coefficient	x^*	-0.6000	2.0000		<input checked="" type="checkbox"/>
Maximum tip diameter	$d_{s, max}$	999999.0000	999999.0000	mm	
Minimum root diameter	$d_{f, min}$	0.0000	0.0000	mm	
Fix number of teeth	z	32	0		<input checked="" type="checkbox"/>
Fix profile shift coefficient	x^*	0.0000	0.0000		<input type="checkbox"/>
Facewidth	b	35.0000	35.0000	mm	<input type="checkbox"/>

Figura 6.3.: Condições para a optimização.

Na Tabela 6.1 encontram-se representados os parâmetros geométricos antes e depois de ser feita a otimização nas engrenagens. O número de dentes foi mantido devido aos vários testes com um número de dentes superior com o mesmo rácio apresentar resultados um pouco limitados. Na Tabela 6.1 apresenta módulos não normalizados, para resolver essa situação é necessário comunicar a um fornecedor que realize engrenagens com o módulo pretendido.

Roda	Antes					Depois				
	1	2	4	3	5	1	2	4	3	5
Módulo(m)	3.5	3.5	3.5	4	4	3.4	3.4	3.4	3.7	3.7
Correção dentado(x)	0.381	0.415	0.161	-0.24	0.051	0.508	1.37	1.144	0.161	1.038
Ângulo de hélice (β)	20	20	20	20	20	20	20	20	19.5	19.5
Diâmetro primitivo	128.451	95.167	125.224	108.426	80.728	124.289	98.01	122.985	104.26	79.026
η	0.995	0.995	0.995	0.993	0.993	0.996	0.996	0.996	0.995	0.995
SF	3.37	3.43	2.85	3.56	3.65	2.97	3.27	2.44	3.17	3.22
SH	1.47	1.47	1.2	1.26	1.24	1.39	1.39	1.17	1.25	1.24

Tabela 6.1.: Comparação dos parâmetros geométricos das engrenagens.

A Figura 6.4 mostra os fatores mais importantes a ter em conta na otimização, nomeadamente o coeficiente de segurança relativamente à tensão superficial da engrenagem, coeficiente de segurança na rutura do pé do dente da engrenagem e o rendimento. O coeficiente de segurança relativo à tensão superficial da engrenagem deve ter pelo menos um valor de 1.4 e coeficiente de segurança relativo à rutura do pé do dente de 1. Estes valores são predefinidos pelo software da KISSsoft.

SF_2	SH_2	η
1.705	1.021	0.993
1.721	1.019	0.993
1.679	1.016	0.993
1.735	1.016	0.993
1.695	1.014	0.993
1.655	1.011	0.994
1.710	1.011	0.993
1.671	1.009	0.993
1.687	1.006	0.993
1.632	1.005	0.994

Figura 6.4.: Fatores importantes a ter em conta na otimização.

6.2. Otimização nos rolamentos

A Figura 6.5 representa os rolamentos a alterar ("A" e "B"). Foram escolhidos estes rolamentos devido ao elevado número de perdas que produziam no resultado final de eficiência. Inicialmente os rolamentos eram de rolos cónicos e através da análise de diferentes rolamentos chegou-se à conclusão que os rolamentos que permitiam um menor número de perdas ao sistema eram os rolamentos de contato angular em quatro pontos.

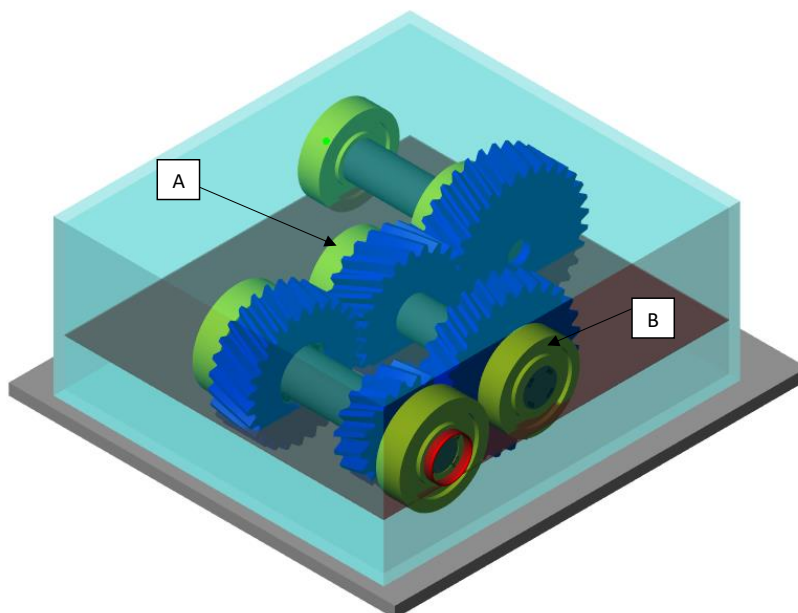


Figura 6.5.: Rolamentos a alterar.

Na Tabela 6.2 estão representados as alterações realizadas em relação aos rolamentos.

Rolamentos	Antes	Depois
Referência	SKF 32306 J2/Q	SKF QJ 306 N2MA
Tipo	Rolos cónicos	Contato angular em quatro pontos
Diâmetro interno (mm)	30	30
Diâmetro externo (mm)	72	72
Largura (mm)	28.75	19

Tabela 6.2.: Alteração de rolamentos.

Apesar de baixar para metade o coeficiente de segurança mesmo assim continuam com valores bastante aceitáveis, visto que o coeficiente de segurança apresenta um valor mínimo de 2, os rolamentos "A" e "B" tem 3.4 e 5.6 respetivamente. A principal vantagem da alteração dos rolamentos de rolos cónicos para rolamentos de contato angular em quatro pontos é a diminuição da potência dissipada, contudo traz alguns inconvenientes tais como, a longevidade irá ser mais curta e em termos económicos são mais dispendiosos.

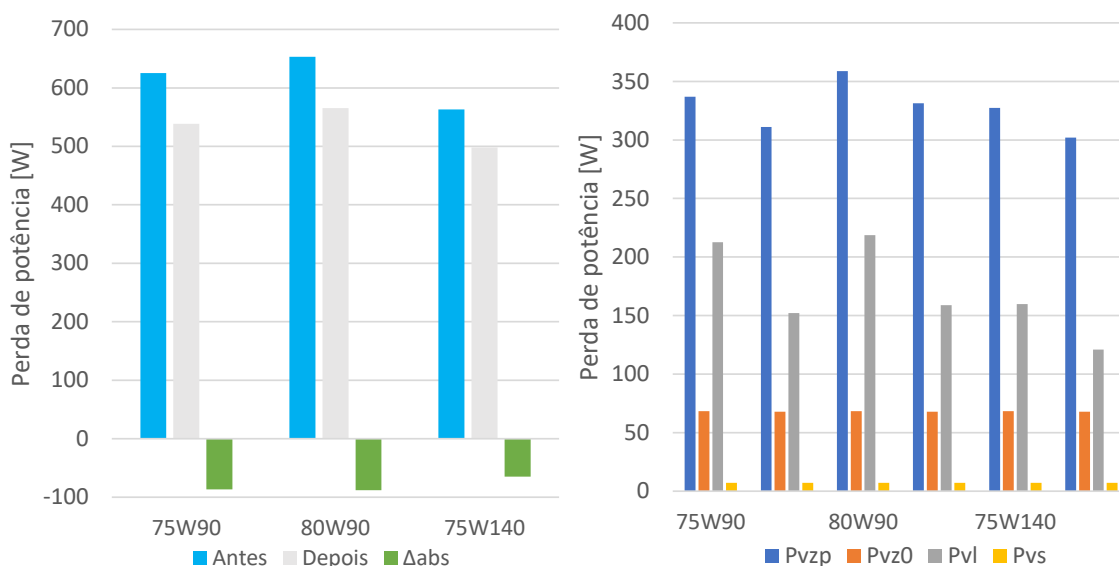
6.3. Optimização do nível de óleo

O nível de óleo situava-se a 20 mm abaixo do nível dos veios e alterou-se o nível para 18.8 mm. Este valor é o valor recomendado para o modelo de conjunto segundo o software da KISSsoft. Esta optimização é a que menos influencia a diminuição nas perdas no sistema. No entanto trabalhos anteriores na mesma caixa de engrenagens mostram que o volume de óleo usado para lubrificar a caixa transfer condiciona a profundidade de imersão das rodas dentadas de cada engrenagem tendo uma influência muito significativa sobre a potência dissipada, sobretudo no que diz respeito às perdas por chapinagem. A baixa velocidade de rotação o nível de óleo não tem grande influência, mas para velocidades de rotação consideráveis a potência dissipada diminui significativamente quando se reduz o nível de óleo [21].

Após estas informações podemos concluir que o modelo da KISSsoft ainda surge um pouco aquém relativamente às perdas de potência por chapinagem, visto que estamos a aumentar o nível de óleo e estamos a diminuir o número de perdas de potência.

6.4. Resultados globais

A Figura 6.6 mostra uma visão global para o caso de maior potência (800 rpm/ 250Nm) antes e depois da optimização feita na caixa de engrenagens no modelo da KISSsoft. A Figura 6.6a apresenta os resultados globais antes e depois da optimização e respetiva diferença absoluta. Em termos percentuais a redução de perdas atinge valores até 14%. A Figura 6.6b é possível verificar o resultado antes e depois da optimização para as diferentes partições de perdas para os três lubrificantes.



(a) Resultados globais antes e depois da optimização. (b) Partição das perdas antes e depois da optimização.

Figura 6.6.: Visão global da optimização.

A Figura 6.7 mostra a redução percentual para os três óleos, tendo o 75W90 uma maior redução e o 75W140 uma percentagem mais baixa.

Em relação à perda de potência no engrenamento obtivemos os mesmos valores percentuais para os três lubrificantes, podemos verificar que as características dos óleos não alteram as perdas de potência no engrenamento segundo o software da KISSsoft.

As perdas de potência por chapinagem apresentam uma baixa optimização com valores muito próximos com diferenças pouco significativas, isto significa que as características dos óleos tem pouca influência nas perdas por chapinagem implementadas no software KISSsoft. Estes valores relativos à perda por chapinagem não são muito precisos pois os óleos apresentam diferenças que os caracterizam, nomeadamente a sua viscosidade e a sua base, fatores que influenciam a perda por chapinagem.

De acordo com trabalhos anteriores [21] é possível verificar que a velocidade de rotação e o nível de óleo apresentam uma percentagem significativa na dissipação de potência.

As perdas de potência nos rolamentos apresentam a maior redução das quatro componentes optimizadas. O 75W90 é o óleo que apresenta uma maior optimização contudo o 75W140 é o que apresenta o pior valor dos três.

As perdas nos vedantes não sofreram qualquer alteração. Isto era expectável pois apresentavam valores muito pequenos quando comparados com as restantes perdas. Também podemos concluir que o nível de óleo tem uma influência muito pequena na perda de potência nos vedantes.

Em termos gerais o rendimento total da caixa de engrenagens sofreu um acréscimo variando de 0.2 a 0.5 % consoante o estágio de carga e do lubrificante.

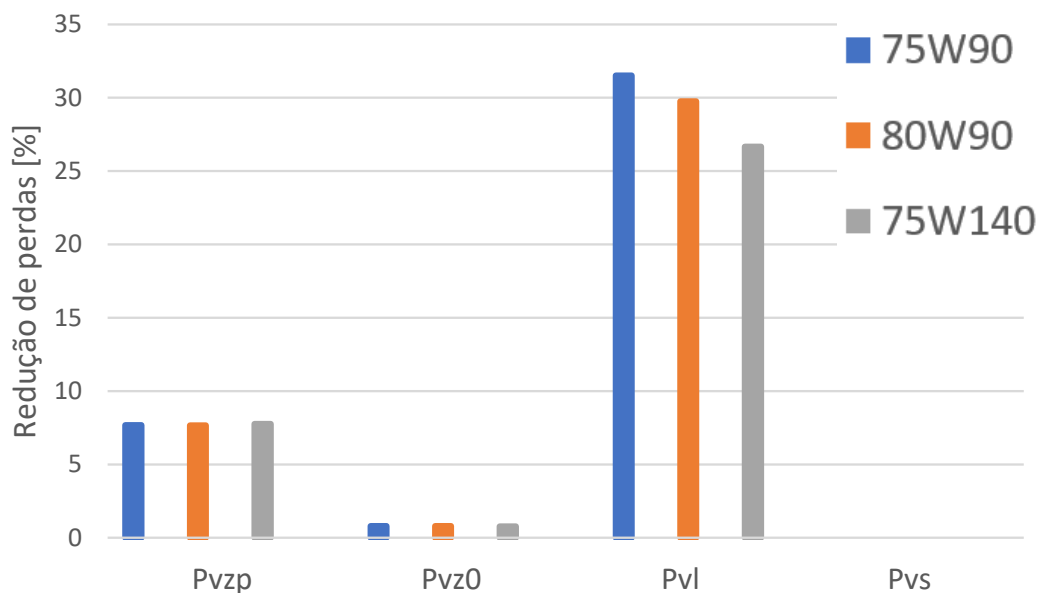


Figura 6.7.: Redução de perdas dos três óleos.

7. Conclusões e Trabalhos Futuros

7.1. Conclusões

Um elevado desempenho energético dos sistemas mecânicos é essencial, e qualquer melhoria reflete-se num aumento de performance principalmente na indústria automóvel. Esta dissertação assentava em três objetivos: avaliar a influência do lubrificante e das condições de trabalho na eficiência de numa caixa de engrenagens, desenvolvimento e validação de um modelo no software da KISSsoft para estimar as perdas de potência e por último na optimização da caixa de engrenagens de forma a obter um melhor desempenho energético.

Os ensaios experimentais foram feitos com três lubrificantes com diferentes viscosidades. Os óleos testados foram o 75W90 e 75W140, ambos de base sintética, e o 80W90 de base semi-sintética, também considerado mineral do tipo III.

De forma a aproximar os ensaios realizados de uma aproximação real os testes experimentais foram efetuados com binários de 150 a 250 Nm e velocidades de rotação entre 600 e 800 rpm, valores típicos para um veículo 4x4.

Em geral o 75W140 mostrou um melhor desempenho maioritariamente em todas as condições testadas experimentalmente. No lugar intermédio o 75W90 apresentou melhores resultados para velocidades baixas e médias e perdas de potência superiores para velocidades altas, quando comparado com o 80W90.

Em relação ao segundo objetivo, o modelo desenvolvido para estimar as perdas foi implementado com sucesso e os resultados comparados com os medidos experimentalmente. Para a maioria das condições de teste, os resultados do modelo aproximam-se dos medidos experimentalmente seguindo tendências semelhantes, embora com alguns desvios o que era já esperado dado que o modelo apresenta várias simplificações em relação à caixa real.

Tendo em conta os resultados das repartições das perdas de potência conclui-se que a perda de potência no engrenamento é a mais importante e apresentou um valor mais considerável no óleo 75W140, seguido do óleo 75W90 e por fim o óleo 80W90. Esta diferença é notável para velocidades de rotação e binários mais elevados.

Relativamente às perdas de potência nos rolamentos é possível verificar que estas são proporcionais quer ao binário de entrada, quer à velocidade de rotação. As perdas aumentam com o aumento de qualquer um dos dois fatores.

Os valores relativamente às perdas de potência nos rolamentos apresentam piores resultados no óleo 75W90 embora a diferença para o 80W90 não seja significativa. Esta diferença é maior no binário mais elevado enquanto que para a velocidade de rotação os valores são bastantes próximos

Podemos concluir que os rolamentos são mais influenciados pelo binário do que a velocidade de rotação. Mais uma vez o 75W140 apresenta menores perdas.

Relativamente às perdas de potência por chapinagem o seu valor aumenta com o aumento da velocidade de rotação e diminui com incremento do binário. Os valores das perdas por chapinagem são iguais para os três óleos logo é possível constatar que as diferentes propriedades dos óleos não afetam os valores do software da KISSsoft relativos à perda de potência por chapinagem.

7.2. Trabalhos futuros

Na sequência deste trabalho sugerem-se de trabalhos futuros para a continuação deste projeto:

- testar novos lubrificantes e avaliar o seu comportamento no modelo da KISSsoft;
- realizar testes com diferentes gamas de velocidade de rotação e binários de entrada;
- alterar outros componentes, nomeadamente outros rolamentos que não foram alterados.

Bibliografia

- [1] D. Gonçalves. Efficiency of a gearbox lubricated with wind mill gear oils. (July), 2011.
- [2] Marques Pedro M. T. Efficiency of a gearbox lubricated with wind turbine gear oils. (July), 2012.
- [3] C. Pereira. Experimental torque loss in a vehicle transfer gearbox. 2017.
- [4] Carlos M.C.G. Fernandes. Power loss in rolling bearings and gears lubricated with wind turbine gear oils. 2015.
- [5] Munson Okiishi and Huebsch Rothmayer. *Fundamentals of Fluid Mechanics*. 2012.
- [6] An American and National Standard. Standard Test Method for Viscosity-Temperature Charts for Liquid Petroleum. pages 1–5.
- [7] B. Höhn, K. Michaelis, and T. Vollmer. Thermal rating of gear drives: Balance between power loss and heat dissipation. *Friction*, 3, 1996.
- [8] B. Höhn, K. Michaelis, and M. Hinterstoißer. *Optimization of Gearbox Efficiency*, pages 462–480, 2009. Cited By :4.
- [9] H. Ohlendorf. Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern [ph.d.thesis], dissertation. 1958.
- [10] Ramiro C. Fernandes, Carlos M.C.G. and Martins and Jorge H.O. Seabra. Torque loss of type c40 fzg gears lubricated with wind turbine gear oils. *Tribology International*, 70(0):83–93, feb 2014.
- [11] Buckingham E. Analytical mechanics of gears. 1949. New York: McGraw-Hill Book Co.
- [12] Winter H. Niemann G. *Maschinenelemente: Band 2: Getriebe allgemein, zahnradgetriebe – grundlagen, stirnradgetriebe, maschinenelemente/gustav niemann*. 1989. Berlin, Heidelberg, New York.
- [13] Wimmer AJ. Lastverluste von stirnradverzahnungen, konstruktive einfüsse, wirkungsgradmaximierung. 2006.
- [14] Carlos M.C.G. Fernandes, Pedro M.T. Marques, Ramiro C. Martins, and Jorge H.O. Seabra. Gearbox power loss. Part II: Friction losses in gears. *Tribology International*, 88:309–316, aug 2015.
- [15] M. Maatar and P. Velex. An analytical expression for the time-varying contact length in perfect cylindrical gears: Some possible applications in gear dynamics. *Journal of Mechanical Design*, 118:586–589, dec 1996.
- [16] C. Chagnenet, G. LePrince, F. Ville, and P Velex. A note on flow regimes and churning loss modeling. *Journal of Mechanical Design*, 2011.

- [17] Gauthier LePrince, Christophe Changenet, Fabrice Ville, Philippe Velez, Christophe Dufau, and Frédéric Jarnias. Influence of aerated lubricants on gear churning losses—an engineering model. *Tribology Transactions*, 54(6):929–938, 2011.
- [18] C. Changenet and P. Velez. A model for the prediction of churning losses in geared transmissions—preliminary results. *Journal of Mechanical Design*, pages 128–133, 2007.
- [19] SKF. The skf model for calculating the frictional moment. *Skf*, pages 1–15, 2017.
- [20] Toms M. Allison. FOURIER-TRANSFORM INFRARED (FTIR) SPECTROSCOPY – APPLYING THE CORRECT METHOD FOR YOUR APPLICATION. pages 10–12, 2007.
- [21] Ramiro Martins. Simulação e avaliação experimental do comportamento energético de uma caixa transfer para veículos de tracção integral. (July), 2002.
- [22] Maroua Hammami, Carlos M.C.G. Fernandes, Ramiro Martins, Mohamed Slim Abbes, Mohamed Haddar, and Jorge Seabra. Torque loss in FZG-A10 gears lubricated with axle oils. *Tribology International*, 131(June 2018):112–127, 2019.
- [23] Pedro M.T. T Marques, Carlos M.C.G. C G Fernandes, Ramiro C. Martins, and Jorge H.O. O Seabra. Power losses at low speed in a gearbox lubricated with wind turbine gear oils with special focus on churning losses. *Tribology International*, 62(0):186–197, jun 2013.

A. Anexos

A.1. Testes 75W90

Teste nº 1	Data: 13/2/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	75W90	-
Viscosidade a 40°C	100.2	cSt
Viscosidade a 70°C	32.97	cSt
Viscosidade a 100°C	15.1	cSt
Massa volúmica	872	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	600 (1421)	rpm
TQ_{in}	344	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	598.61	rpm
n_{out}	261.19	rpm
TQ_{in}	335.18	Nm
TQ_{out}	142.76	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	63.22	°C
T_{caixa}	55.33	°C
T_{amb}	24.59	°C
$T_{caixaescrava}$	56.27	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	38.62	°C
P_{in}	9168.84	W
P_{out}	8949.23	W
ΔP	219.61	W
Eficiência	97.61	%
Perda de binário	8.03	Nm

Teste nº 2	Data: 14/2/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	75W90	-
Viscosidade a 40°C	100.2	cSt
Viscosidade a 70°C	32.97	cSt
Viscosidade a 100°C	15.1	cSt
Massa volúmica	872	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	600 (1421)	rpm
TQ_{in}	458	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	598.50	rpm
n_{out}	261.15	rpm
TQ_{in}	444.86	Nm
TQ_{out}	189.04	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	75.43	°C
T_{caixa}	60.43	°C
T_{amb}	26.18	°C
$T_{caixaescrava}$	66.66	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	49.25	°C
P_{in}	12167.08	W
P_{out}	11847.99	W
ΔP	319.09	W
Eficiência	97.38	%
Perda de binário	11.67	Nm

Teste nº 3	Data: 15/2/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	75W90	-
Viscosidade a 40°C	100.2	cSt
Viscosidade a 70°C	32.97	cSt
Viscosidade a 100°C	15.1	cSt
Massa volúmica	872	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	600 (1421)	rpm
TQ_{in}	573	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	598.43	rpm
n_{out}	261.12	rpm
TQ_{in}	556.95	Nm
TQ_{out}	235.86	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	86.31	°C
T_{caixa}	64.53	°C
T_{amb}	26.29	°C
$T_{caixaescrava}$	75.86	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	60.02	°C
P_{in}	15231.01	W
P_{out}	14780.58	W
ΔP	450.44	W
Eficiência	97.04	%
Perda de binário	16.47	Nm

Teste nº 4	Data: 18/2/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	75W90	-
Viscosidade a 40°C	100.2	cSt
Viscosidade a 70°C	32.97	cSt
Viscosidade a 100°C	15.1	cSt
Massa volúmica	872	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	700 (1658)	rpm
TQ_{in}	344	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	698.91	rpm
n_{out}	304.99	rpm
TQ_{in}	335.56	Nm
TQ_{out}	141.68	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	66.83	°C
T_{caixa}	57.55	°C
T_{amb}	23.60	°C
$T_{caixaescrava}$	59.47	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	43.23	°C
P_{in}	10717.21	W
P_{out}	10369.40	W
ΔP	347.80	W
Eficiência	96.76	%
Perda de binário	10.89	Nm

Teste nº 5	Data: 19/2/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	75W90	-
Viscosidade a 40°C	100.2	cSt
Viscosidade a 70°C	32.97	cSt
Viscosidade a 100°C	15.1	cSt
Massa volúmica	872	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	700 (1658)	rpm
TQ_{in}	458	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	698.92	rpm
n_{out}	305.00	rpm
TQ_{in}	445.77	Nm
TQ_{out}	188.56	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	77.26	°C
T_{caixa}	60.70	°C
T_{amb}	23.65	°C
$T_{caixaescrava}$	68.51	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	53.61	°C
P_{in}	14237.62	W
P_{out}	13801.10	W
ΔP	436.52	W
Eficiência	96.94	%
Perda de binário	13.67	Nm

Teste nº 6	Data: 19/2/2019	por: João Rodrigues
Propriedades do óleo		
Designação do óleo	75W90	-
Viscosidade a 40°C	100.2	cSt
Viscosidade a 70°C	32.97	cSt
Viscosidade a 100°C	15.1	cSt
Massa volúmica	872	Kg/m ³
Condições de trabalho impostas		
n_{out}	700 (1658)	rpm
TQ_{in}	573	Nm
Período de aquecimento	210	min
Período de teste	30	min
Condições de trabalho em funcionamento		
n_{in}	698.82	rpm
n_{out}	304.96	rpm
TQ_{in}	557.13	Nm
TQ_{out}	236.23	Nm
Temperaturas registadas		
$T_{óleo}$	91.00	°C
T_{caixa}	65.74	°C
T_{amb}	24.79	°C
$T_{caixaescrava}$	80.31	°C
Parâmetros calculados		
$T_{óleo}-T_{amb}$	66.21	°C
P_{in}	17791.79	W
P_{out}	17287.70	W
ΔP	504.09	W
Eficiência	97.17	%
Perda de binário	15.78	Nm

Teste nº 7	Data: 20/2/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	75W90	-
Viscosidade a 40°C	100.2	cSt
Viscosidade a 70°C	32.97	cSt
Viscosidade a 100°C	15.1	cSt
Massa volúmica	872	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	800 (1895)	rpm
TQ_{in}	344	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	799.38	rpm
n_{out}	348.85	rpm
TQ_{in}	335.81	Nm
TQ_{out}	141.88	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	70.28	°C
T_{caixa}	60.06	°C
T_{amb}	23.83	°C
$T_{caixaescrava}$	63.08	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo} - T_{amb}$	46.44	°C
P_{in}	12267.13	W
P_{out}	11877.27	W
ΔP	389.86	W
Eficiência	96.83	%
Perda de binário	10.67	Nm

Teste nº 8	Data: 20/2/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	75W90	-
Viscosidade a 40°C	100.2	cSt
Viscosidade a 70°C	32.97	cSt
Viscosidade a 100°C	15.1	cSt
Massa volúmica	872	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	800 (1895)	rpm
TQ_{in}	458	Nm
Período de aquecimento	210	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	799.28	rpm
n_{out}	348.80	rpm
TQ_{in}	445.57	Nm
TQ_{out}	187.99	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	83.87	°C
T_{caixa}	65.38	°C
T_{amb}	25.90	°C
$T_{caixaescrava}$	74.97	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	57.96	°C
P_{in}	16274.82	W
P_{out}	15734.45	W
ΔP	540.37	W
Eficiência	96.68	%
Perda de binário	14.79	Nm

Teste nº 9	Data: 21/2/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	75W90	-
Viscosidade a 40°C	100.2	cSt
Viscosidade a 70°C	32.97	cSt
Viscosidade a 100°C	15.1	cSt
Massa volúmica	872	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	800 (1895)	rpm
TQ_{in}	573	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	799.38	rpm
n_{out}	348.84	rpm
TQ_{in}	556.84	Nm
TQ_{out}	235.01	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	96.13	°C
T_{caixa}	68.70	°C
T_{amb}	25.98	°C
$T_{caixaescrava}$	85.32	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo} - T_{amb}$	70.15	°C
P_{in}	20341.70	W
P_{out}	19673.26	W
ΔP	668.44	W
Eficiência	96.71	%
Perda de binário	18.30	Nm

A.2. Testes 80W90

Teste nº 1	Data: 26/2/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	80W90	-
Viscosidade a 40°C	119.3	cSt
Viscosidade a 70°C	34.6	cSt
Viscosidade a 100°C	14.4	cSt
Massa volúmica	886	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	600 (1421)	rpm
TQ_{in}	344	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	598.43	rpm
n_{out}	261.12	rpm
TQ_{in}	335.72	Nm
TQ_{out}	140.92	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	68.30	°C
T_{caixa}	57.71	°C
T_{amb}	28.36	°C
$T_{caixaescrava}$	60.24	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	39.94	°C
P_{in}	9180.81	W
P_{out}	8830.99	W
ΔP	349.82	W
Eficiência	96.19	%
Perda de binário	12.79	Nm

Teste nº 2	Data: 28/2/2019	por: João Rodrigues
Propriedades do óleo		
Designação do óleo	80W90	-
Viscosidade a 40°C	119.3	cSt
Viscosidade a 70°C	34.6	cSt
Viscosidade a 100°C	14.4	cSt
Massa volúmica	886	Kg/m ³
Condições de trabalho impostas		
n_{out}	600 (1421)	rpm
TQ_{in}	458	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
Condições de trabalho em funcionamento		
n_{in}	598.41	rpm
n_{out}	261.10	rpm
TQ_{in}	446.04	Nm
TQ_{out}	188.03	Nm
Temperaturas registadas		
$T_{óleo}$	75.33	°C
T_{caixa}	58.43	°C
T_{amb}	25.60	°C
$T_{caixaescrava}$	65.65	°C
Parâmetros calculados		
$T_{óleo}-T_{amb}$	49.73	°C
P_{in}	12197.48	W
P_{out}	11782.85	W
ΔP	414.63	W
Eficiência	96.60	%
Perda de binário	15.16	Nm

Teste nº 3	Data: 28/2/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	80W90	-
Viscosidade a 40°C	119.3	cSt
Viscosidade a 70°C	34.6	cSt
Viscosidade a 100°C	14.4	cSt
Massa volúmica	886	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	600 (1421)	rpm
TQ_{in}	573	Nm
Período de aquecimento	210	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	598.28	rpm
n_{out}	261.05	rpm
TQ_{in}	557.24	Nm
TQ_{out}	235.52	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	87.76	°C
T_{caixa}	63.22	°C
T_{amb}	26.92	°C
$T_{caixaescrava}$	76.15	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	60.84	°C
P_{in}	15235.07	W
P_{out}	14755.73	W
ΔP	479.34	W
Eficiência	96.85	%
Perda de binário	17.53	Nm

Teste nº 4	Data: 1/3/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	80W90	-
Viscosidade a 40°C	119.3	cSt
Viscosidade a 70°C	34.6	cSt
Viscosidade a 100°C	14.4	cSt
Massa volúmica	886	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	700 (1658)	rpm
TQ_{in}	344	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	698.82	rpm
n_{out}	304.95	rpm
TQ_{in}	334.88	Nm
TQ_{out}	141.41	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	69.12	°C
T_{caixa}	58.36	°C
T_{amb}	25.88	°C
$T_{caixaescrava}$	60.79	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	43.24	°C
P_{in}	10694.17	W
P_{out}	10348.46	W
ΔP	345.71	W
Eficiência	96.77	%
Perda de binário	10.83	Nm

Teste nº 5	Data: 1/3/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	80W90	-
Viscosidade a 40°C	119.3	cSt
Viscosidade a 70°C	34.6	cSt
Viscosidade a 100°C	14.4	cSt
Massa volúmica	886	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	700 (1658)	rpm
TQ_{in}	458	Nm
Período de aquecimento	210	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	698.73	rpm
n_{out}	304.92	rpm
TQ_{in}	445.31	Nm
TQ_{out}	188.31	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	81.57	°C
T_{caixa}	62.10	°C
T_{amb}	27.01	°C
$T_{caixaescrava}$	71.60	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	54.55	°C
P_{in}	14218.95	W
P_{out}	13779.09	W
ΔP	439.86	W
Eficiência	96.91	%
Perda de binário	13.78	Nm

Teste nº 6	Data: 4/3/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	80W90	-
Viscosidade a 40°C	119.3	cSt
Viscosidade a 70°C	34.6	cSt
Viscosidade a 100°C	14.4	cSt
Massa volúmica	886	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	700 (1658)	rpm
TQ_{in}	573	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	698.93	rpm
n_{out}	305.00	rpm
TQ_{in}	556.43	Nm
TQ_{out}	234.80	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	90.83	°C
T_{caixa}	64.70	°C
T_{amb}	24.89	°C
$T_{caixaescrava}$	78.91	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	65.93	°C
P_{in}	17772.18	W
P_{out}	17185.34	W
ΔP	586.84	W
Eficiência	96.70	%
Perda de binário	18.37	Nm

Teste nº 7	Data: 6/3/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	80W90	-
Viscosidade a 40°C	119.3	cSt
Viscosidade a 70°C	34.6	cSt
Viscosidade a 100°C	14.4	cSt
Massa volúmica	886	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	800 (1895)	rpm
TQ_{in}	344	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	799.46	rpm
n_{out}	348.87	rpm
TQ_{in}	334.71	Nm
TQ_{out}	141.25	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	70.31	°C
T_{caixa}	58.97	°C
T_{amb}	23.65	°C
$T_{caixaescrava}$	62.10	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	46.67	°C
P_{in}	12228.07	W
P_{out}	11825.16	W
ΔP	402.91	W
Eficiência	96.71	%
Perda de binário	11.03	Nm

Teste nº 8	Data: 6/3/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	80W90	-
Viscosidade a 40°C	119.3	cSt
Viscosidade a 70°C	34.6	cSt
Viscosidade a 100°C	14.4	cSt
Massa volúmica	886	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	800 (1895)	rpm
TQ_{in}	458	Nm
Período de aquecimento	210	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	799.35	rpm
n_{out}	348.82	rpm
TQ_{in}	445	Nm
TQ_{out}	188.74	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	83.96	°C
T_{caixa}	64.02	°C
T_{amb}	25.22	°C
$T_{caixaeescrava}$	73.90	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	58.74	°C
P_{in}	16255.28	W
P_{out}	15798.97	W
ΔP	456.30	W
Eficiência	97.20	%
Perda de binário	12.49	Nm

Teste nº 9	Data: 7/3/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	80W90	-
Viscosidade a 40°C	119.3	cSt
Viscosidade a 70°C	34.6	cSt
Viscosidade a 100°C	14.4	cSt
Massa volúmica	886	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	800 (1895)	rpm
TQ_{in}	573	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	799.34	rpm
n_{out}	348.82	rpm
TQ_{in}	556.30	Nm
TQ_{out}	235.60	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	96.76	°C
T_{caixa}	67.37	°C
T_{amb}	25.10	°C
$T_{caixaescrava}$	84.89	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	71.66	°C
P_{in}	20320.89	W
P_{out}	19720.99	W
ΔP	599.91	W
Eficiência	97.05	%
Perda de binário	16.42	Nm

A.3. Testes 75W140

Teste nº 1	Data: 11/3/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	75W140	-
Viscosidade a 40°C	186	cSt
Viscosidade a 70°C	60.2	cSt
Viscosidade a 100°C	26.7	cSt
Massa volúmica	889	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	600 (1421)	rpm
TQ_{in}	344	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	598.50	rpm
n_{out}	261.15	rpm
TQ_{in}	334.55	Nm
TQ_{out}	142.10	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	61.86	°C
T_{caixa}	54.75	°C
T_{amb}	25.97	°C
$T_{caixaescrava}$	54.11	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	35.89	°C
P_{in}	9150.13	W
P_{out}	8906.11	W
ΔP	244.02	W
Eficiência	97.34	%
Perda de binário	8.92	Nm

Teste nº 2	Data: 11/3/2019	por: João Rodrigues
Propriedades do óleo		
		Unidades
Designação do óleo	75W140	-
Viscosidade a 40°C	186	cSt
Viscosidade a 70°C	60.2	cSt
Viscosidade a 100°C	26.7	cSt
Massa volúmica	889	Kg/m ³
Condições de trabalho impostas		
		Unidades
n_{out}	600 (1421)	rpm
TQ_{in}	458	Nm
Período de aquecimento	210	min
Período de teste	30	min
Condições de trabalho em funcionamento		
		Unidades
n_{in}	598.43	rpm
n_{out}	261.12	rpm
TQ_{in}	444.43	Nm
TQ_{out}	188.96	Nm
Temperaturas registadas		
		Unidades
$T_{óleo}$	71.32	°C
T_{caixa}	58.75	°C
T_{amb}	27.03	°C
$T_{caixaescrava}$	62.79	°C
Parâmetros calculados		
		Unidades
$T_{óleo} - T_{amb}$	44.3	°C
P_{in}	12153.85	W
P_{out}	11841.56	W
ΔP	312.29	W
Eficiência	97.43	%
Perda de binário	11.42	Nm

Teste nº 3	Data: 12/3/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	75W140	-
Viscosidade a 40°C	186	cSt
Viscosidade a 70°C	60.2	cSt
Viscosidade a 100°C	26.7	cSt
Massa volúmica	889	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	600 (1421)	rpm
TQ_{in}	573	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	598.48	rpm
n_{out}	261.14	rpm
TQ_{in}	555.53	Nm
TQ_{out}	236.32	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	81.21	°C
T_{caixa}	62.20	°C
T_{amb}	26.09	°C
$T_{caixaescrava}$	70.65	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	55.12	°C
P_{in}	15193.33	W
P_{out}	14811.02	W
ΔP	382.31	W
Eficiência	97.48	%
Perda de binário	13.98	Nm

Teste nº 4	Data: 13/3/2019	por: João Rodrigues
Propriedades do óleo		
Designação do óleo	75W140	-
Viscosidade a 40°C	186	cSt
Viscosidade a 70°C	60.2	cSt
Viscosidade a 100°C	26.7	cSt
Massa volúmica	889	Kg/m ³
Condições de trabalho impostas		
n_{out}	700 (1658)	rpm
TQ_{in}	344	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
Condições de trabalho em funcionamento		
n_{in}	698.98	rpm
n_{out}	305.03	rpm
TQ_{in}	334.09	Nm
TQ_{out}	141.50	Nm
Temperaturas registadas		
$T_{óleo}$	65.59	°C
T_{caixa}	57.15	°C
T_{amb}	25.44	°C
$T_{caixaescrava}$	57.68	°C
Parâmetros calculados		
$T_{óleo} - T_{amb}$	40.15	°C
P_{in}	10671.49	W
P_{out}	10357.01	W
ΔP	314.48	W
Eficiência	97.06	%
Perda de binário	9.85	Nm

Teste nº 5	Data: 22/3/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	75W140	-
Viscosidade a 40°C	186	cSt
Viscosidade a 70°C	60.2	cSt
Viscosidade a 100°C	26.7	cSt
Massa volúmica	889	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	700 (1658)	rpm
TQ_{in}	458	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	698.90	rpm
n_{out}	305.01	rpm
TQ_{in}	445.76	Nm
TQ_{out}	188.97	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	78.44	°C
T_{caixa}	64.47	°C
T_{amb}	28.57	°C
$T_{caixaescrava}$	68.39	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	49.88	°C
P_{in}	14237.06	W
P_{out}	13830.67	W
ΔP	406.39	W
Eficiência	97.15	%
Perda de binário	12.72	Nm

Teste nº 6	Data: 14/3/2019	por: João Rodrigues
Propriedades do óleo		
Designação do óleo	75W140	-
Viscosidade a 40°C	186	cSt
Viscosidade a 70°C	60.2	cSt
Viscosidade a 100°C	26.7	cSt
Massa volúmica	889	Kg/m ³
Condições de trabalho impostas		
n_{out}	700 (1658)	rpm
TQ_{in}	573	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
Condições de trabalho em funcionamento		
n_{in}	698.90	rpm
n_{out}	304.99	rpm
TQ_{in}	556.51	Nm
TQ_{out}	236.27	Nm
Temperaturas registadas		
$T_{óleo}$	87.73	°C
T_{caixa}	66.02	°C
T_{amb}	26.90	°C
$T_{caixaescrava}$	76.58	°C
Parâmetros calculados		
$T_{óleo}-T_{amb}$	60.83	°C
P_{in}	17774.13	W
P_{out}	17292.60	W
ΔP	481.54	W
Eficiência	97.29	%
Perda de binário	15.08	Nm

Teste nº 7	Data: 15/3/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	75W140	-
Viscosidade a 40°C	186	cSt
Viscosidade a 70°C	60.2	cSt
Viscosidade a 100°C	26.7	cSt
Massa volúmica	889	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	800 (1895)	rpm
TQ_{in}	344	Nm
Período de aquecimento	270	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	799.40	rpm
n_{out}	348.84	rpm
TQ_{in}	335.44	Nm
TQ_{out}	142.25	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	70.21	°C
T_{caixa}	61.50	°C
T_{amb}	26.48	°C
$T_{caixaescrava}$	62.02	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	43.73	°C
P_{in}	12253.81	W
P_{out}	11908.51	W
ΔP	345.30	W
Eficiência	97.19	%
Perda de binário	9.45	Nm

Teste nº 8	Data: 18/3/2019	por: João Rodrigues
Propriedades do óleo		
		Unidades
Designação do óleo	75W140	-
Viscosidade a 40°C	186	cSt
Viscosidade a 70°C	60.2	cSt
Viscosidade a 100°C	26.7	cSt
Massa volúmica	889	Kg/m ³
Condições de trabalho impostas		
		Unidades
n_{out}	800 (1895)	rpm
TQ_{in}	458	Nm
Período de aquecimento	210	min
Período de teste	30	min
Condições de trabalho em funcionamento		
		Unidades
n_{in}	799.39	rpm
n_{out}	348.86	rpm
TQ_{in}	445.69	Nm
TQ_{out}	189.18	Nm
Temperaturas registadas		
		Unidades
$T_{óleo}$	79.96	°C
T_{caixa}	64.40	°C
T_{amb}	25.37	°C
$T_{caixaescrava}$	70.08	°C
Parâmetros calculados		
		Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	54.58	°C
P_{in}	16281.31	W
P_{out}	15836.67	W
ΔP	444.64	W
Eficiência	97.27	%
Perda de binário	12.17	Nm

Teste nº 9	Data: 18/3/2019	por: João Rodrigues
	Propriedades do óleo	Unidades
Designação do óleo	75W140	-
Viscosidade a 40°C	186	cSt
Viscosidade a 70°C	60.2	cSt
Viscosidade a 100°C	26.7	cSt
Massa volúmica	889	Kg/m ³
	Condições de trabalho impostas	Unidades
n_{out}	800 (1895)	rpm
TQ_{in}	573	Nm
Período de aquecimento	210	min
Período de teste	30	min
	Condições de trabalho em funcionamento	Unidades
n_{in}	799.30	rpm
n_{out}	348.81	rpm
TQ_{in}	557.17	Nm
TQ_{out}	237.14	Nm
	Temperaturas registadas	Unidades
$T_{óleo}$	94.80	°C
T_{caixa}	70.04	°C
T_{amb}	28.09	°C
$T_{caixaesrava}$	83.05	°C
	Parâmetros calculados	Unidades
$T_{óleo}-T_{amb}$	66.71	°C
P_{in}	20351.49	W
P_{out}	19849.49	W
ΔP	502.00	W
Eficiência	97.53	%
Perda de binário	13.74	Nm

B. Anexos

B.1. Datasheets dos óleos



TRANSMISSION DUAL 9 FE 75W-90

Lubrificante para caixas de velocidades mecânicas e pontes.

DADOS CHAVE DO PRODUTO

LUBRIFICANTE SINTÉTICO DE ALTA PRESTAÇÃO PARA CAIXAS DE VELOCIDADES MECÂNICAS (MANUAIS E ROBOTIZADAS) E PONTES

SAE 75W-90

FUEL ECONOMY

NORMAS INTERNACIONAIS

- ✓ API MT-1
- ✓ API GL-4
- ✓ API GL-5
- ✓ MIL-PRF-2105E y MIL-L 2105D

HOMOLOGAÇÕES DOS CONSTRUTORES

- ✓ MB-Approval 235.8
- ✓ MAN 341 type Z2
- ✓ MAN 342 type S1
- ✓ SCANIA STO 1:0
- ✓ VOLVO 97312
- ✓ ZF TE-ML 02B, 05A, 05B, 12L, 12N, 16F, 17B, 19C, 21B
- ✓ SAE J2360

SATISFAZ AS EXIGÊNCIAS:

- ✓ EATON Europe
- ✓ Meritor 076-N

Aplicações

TOTAL TRANSMISSION DUAL 9 FE 75W-90 é um lubrificante sintético de muito altas prestações desenvolvido para responder ao conceito T.D.L. (**T**otal **D**rive **L**ine) tanto para uma aplicação nas caixas de velocidades mecânicas como para as engrenagens das pontes submetidas a condições de utilização muito severas.

TOTAL TRANSMISSION DUAL 9 FE 75W-90 está recomendado para qualquer órgão que exija um óleo com um nível de prestações API GL-4, API GL-5, API MT-1 e SAE J2360.

Para um uso em pontes, TOTAL TRANSMISSION DUAL 9 FE 75W-90 está especialmente formulado para a lubrificação das engrenagens da maioria dos construtores de veículos pesados tais como MAN, DAF, IVECO, MERCEDES-BENZ, VOLVO, RENAULT TRUCKS e MACK com intervalos de mudança prolongados.

TOTAL TRANSMISSION DUAL 9 FE 75W-90 está particularmente adaptado quando os filtros estão integrados no sistema de lubrificação.

TOTAL PORTUGAL PETRÓLEOS,
Unipessoal LDA
Rua **Frederico** George, 39 – 4ªA,
Natura Towers Alto da Faia
1600-468 Lisboa
Portugal

TRANSMISSION DUAL 9 FE 75W-90
Abril 2017 / Agosto 2017

Página 1 de 3



Prestações e benefícios para o cliente

- **Redução do consumo de combustível em comparação com lubrificantes normais** graças a uma excelente capacidade de lubrificação e uma baixa viscosidade adaptada.
- **Redução dos gastos de manutenção:** formulação especificamente elaborada para alcançar os intervalos de mudança alargados definidos pelos construtores.
- **Reduz o número de lubrificantes na oficina:** este lubrificante é apto para caixas de velocidades e pontes, oferece a possibilidade em função da dimensão do parque de veículos, racionalizar o número de lubrificantes.
- **Aumento no Conforto na condução:** baixa viscosidade a frio e a quente, facilitando assim os arranques a baixas temperaturas e as mudanças de velocidades.
- **Excelente proteção das engrenagens e dos semieixos contra qualquer tipo de desgaste:** formulação específica elaborada com excelentes propriedades de extrema pressão, anti corrosão e antiferrugem.
- **Excelente estabilidade em serviço** graças a um alto índice de viscosidade.
- **Compatibilidade com os filtros dos sistemas de lubrificação** reforçada graças a uma melhoria das propriedades anti espuma.

Características

Ensaio	Unidades	Método	Resultado
Densidade a 15° C	kg/m ³	ASTM D4052	866
Viscosidade cinemática a 40°C	mm ² /s	ASTM D445	101
Viscosidade cinemática a 100°C	mm ² /s	ASTM D445	15
Índice de viscosidade	-	ASTM D2270	157
Viscosidade dinâmica -40°C	cP	NF T60-152	66 000
Ponto de congelação	°C	ASTM D92	-51
Ponto de inflamação Cleveland	°C	ASTM D97	190

* As características mencionadas representam valores típicos.

Recomendações de uso

Antes de utilizar o produto, é muito importante rever a ficha de manutenção do veículo: a mudança de óleo deve realizar-se segundo as recomendações do fabricante.

O produto não deve ser armazenado a temperaturas superiores os 60°C evitando uma forte exposição aos raios solares, ao frio intenso ou a fortes variações de temperatura.

O armazenamento das embalagens é preferível fora de intempéries. Em caso contrário, os tambores devem ser armazenados horizontalmente para evitar uma eventual contaminação com água assim como a danificação da etiquetagem.

Saúde, Segurança e Meio Ambiente

Com base nas informações toxicológicas disponíveis, este produto não causa efeitos nefastos na saúde, a ser utilizado nas funções para as quais tenho sido desenvolvido, e segundo as indicações que estão nas fichas de segurança. Estas podem ser obtidas na página web www.quickfds.com.

TOTAL PORTUGAL PETRÓLEOS,
Unipessoal LDA
Rua Frederico George, 39 – 4ªA,
Natura Towers Alto da Faia
1600-468 Lisboa
Portugal

TRANSMISSION DUAL 9 FE 75W-90
Abril 2017 / Agosto 2017

Página 2 de 3





TRANSMISSION DUAL 8 FE 80W-90

Transmission Oil

KEY DATA

**SEMI-SYNTHETIC OIL FOR MANUAL
GEARBOXES AND AXLES**

SAE 80W-90

FUEL ECONOMY

INTERNATIONAL STANDARDS

- ✓ API GL-4
- ✓ API GL-5
- ✓ API MT-1

MANUFACTURER APPROVALS

- ✓ MAN 341 TYPE Z2
- ✓ MAN 342 TYPE M2
- ✓ SCANIA STO 1:0
- ✓ Volvo 97321

MEETS THE REQUIREMENTS OF

- ✓ MAN 341 TYPE E2

Applications

TOTAL TRANSMISSION DUAL 8 FE 80W-90 is an oil of synthetic based technology with a high viscosity index for the lubrication of gears under severe conditions of use.

TOTAL TRANSMISSION DUAL 8 FE 80W-90 is designed to meet the challenge of the T.D.L. (Total Drive Line) concept: high performance lubrication of hypoid axles as well as synchronized gearboxes, to simplify maintenance without any compromise on components durability.

TOTAL TRANSMISSION DUAL 8 FE 80W-90 is recommended for use on manual gearboxes, rear axles, or any gear assembly requiring API GL-4, API GL-5, API MT-1 or SAE J2360 levels of performance

TOTAL TRANSMISSION DUAL 8 FE 80W-90 is suitable for the manual transmission of several OEMs such as MAN, DAF, IVECO and RENAULT TRUCKS with drain intervals recommended by the manufacturer.

Customer benefits

- **Reduced fuel consumption** in comparison with standard lubricants due to TOTAL's Fuel Economy technology.
- **Reduced cost of maintenance:** specially formulated to reach the drain intervals recommended by the manufacturer.
- **Suitable for multi-brand fleet customers:** this lubricant adapted for gearboxes and axles of several OEM, thus enabling customers to use this lubricant for the whole fleet
- **Improved protection of axles and manual gearboxes** against wear and corrosion due to extreme-pressure properties of oil.
- **Improved driver start up experience:** low temperature fluidity due to a high viscosity index, generating benefits during cold starts and limiting drag losses and fuel consumption.
- **Improved stability in operation** due to high viscosity index
- **High compatibility with oil filters** due to antifoam properties

Characteristics*

Test	Unit	Test method	Result
Volumetric mass at 15°C	kg/m ³	DIN 51757 D	886
Viscosity at 40°C	mm ² /s	ASTM D445	115
Viscosity at 100°C	mm ² /s	ASTM D445	14.1
Viscosity index	-	ASTM D2270	123
Pour point	°C	ASTM D97	-33

* The characteristics given above are obtained with a standard tolerance threshold during production and may not be considered specifications.

Recommendations for use

Before using the product, the vehicle's maintenance guide should be checked. Oil changes should be carried out in accordance with the manufacturer's recommendations.

The product should not be stored at temperatures over 60°C. It should be kept away from sunlight, intense cold and extreme temperature fluctuations.

If possible, the packaging should not be exposed to the elements. Otherwise, the drums should be laid horizontally in order to avoid any contamination from water and to prevent the product's label from rubbing off.

Health, safety and the environment

Based on the toxicological information available, this product should not cause any adverse health effects, provided it is used for its intended purpose and in accordance with the recommendations laid out in the Safety Data Sheet. This can be obtained on request from your local reseller and is available for consultation at www.quickfds.fr.

This product should not be used for any purposes other than the ones for which it is intended.

When disposing of the product after use, please protect the environment and comply with local regulations.



TRANSMISSION AXLE 8 FE 75W-140

Lubrificante para engrenagens.

DATOS CLAVE DEL PRODUCTO

LUBRIFICANTE SINTÉTICO PARA ENGENAGENS

SAE 75W-140

FUEL ECONOMY

NORMAS INTERNACIONAIS

√ API GL-5

HOMOLOGAÇÕES CONSTRUTORES

√ SCANIA STO 1:0

Aplicações

TOTAL TRANSMISSION SYN FE 75W-140 é um óleo 100% sintético de elevada performance para pontes, redutores e engrenagens fortemente carregadas.

TOTAL TRANSMISSION SYN FE 75W-140 está recomendado em situações em que os filtros estão introduzidos no sistema de lubrificação.

TOTAL TRANSMISSION SYN FE 75W-140 está recomendado para pontes que exijam performances ao nível de API GL-5.

Prestações e benefícios para o cliente

- **Proteção antidesgaste das engrenagens e dos eixos aumentada:** formulação específica elaborada com excelentes propriedades de extrema pressão, anticorrosão e antiferrugem.
- **Redução do consumo de combustível em comparação com lubrificantes standard** graças à utilização de óleos base apropriados com viscosidade particularmente baixa.
- **Maior conforto na condução** devido à formulação de baixa viscosidade a frio ou a quente das bases sintéticas, facilitando, assim, os arranques a baixas temperaturas e as mudanças de velocidade.
- **Estabilidade reforçada durante a utilização,** devido ao elevado índice de viscosidade.
- **Compatibilidade com os filtros dos sistemas de lubrificação** reforçada devido a uma melhoria das propriedades antiespuma.

TOTAL PORTUGAL PETRÓLEOS,
Unipessoal Lda.
Rua Frederico George, 39 - 4ªA, Natura Towers
Alto da Faia
1600-468 Lisboa
Portugal

TRANSMISSION AXLE 8 FE 75W-140

Janeiro 2017
www.total.pt



Características

Teste	Unidades	Método	Resultado
Densidade a 15° C	kg/m ³	ASTM D4052	885
Viscosidade cinemática a 100°C	mm ² /s	ASTM D445	26
Viscosidade cinemática a 40°C	mm ² /s	ASTM D445	183
Índice de viscosidade	-	ASTM D2270	178
Viscosidade dinâmica -40°C	cP	NF T60-152	130000
Ponto de fluxo	°C	ASTM D97	-45

* As características apresentadas representam valores típicos e não podem ser consideradas especificações do produto.

Recomendações de utilização

Antes de utilizar o produto, é muito importante verificar o guia de Manutenção do veículo: a mudança do lubrificante deve ser realizada conforme as recomendações do fabricante.

O produto não deve ser armazenado a temperaturas superiores a 60°C. Evitar forte exposição aos raios solares, bem como a um frio intenso ou a fortes variações de temperatura.

A armazenagem dos lubrificantes deve ser num local protegido. Em caso de não ser possível os tambores deverão ser armazenados horizontalmente de modo a evitar uma possível contaminação com água bem como a degradação do rótulo.

Segurança, Higiene e Ambiente

Baseando-nos nas informações toxicológicas disponíveis, este lubrificante não apresenta nenhum risco em particular. A ficha de dados de segurança conforme a legislação em vigor na U.E. está disponível através do seu comercial através da web www.quickfds.com.

Este produto não deve ser utilizado em aplicações que não sejam para o fim a que está destinado.

Após utilização, o produto usado deve ser eliminado segundo as normas e a regulamentação em vigor.

TOTAL PORTUGAL PETRÓLEOS,
Unipessoal Lda.
Rua Frederico George, 39 - 4ªA, Natura Towers
Alto da Faia
1600-468 Lisboa
Portugal

TRANSMISSION AXLE 8 FE 75W-140

Janeiro 2017
www.total.pt



C.Anexos

C.1. Relatórios KISSsoft

Nesta secção estão apresentados os seguintes relatórios:

- relatório geral do modelo de conjunto para a condição 600 rpm/150 Nm para o óleo 75W90;
- relatório do modelo de perdas antes da optimização para a condição 600 rpm/150 Nm para o óleo 75W90;
- relatório do modelo de perdas depois da optimização para a condição 600 rpm/150 Nm para o óleo 75W90.

_O.GroupBox.GearPair_const1.GearPair_const1_calc

KISSsoft Release 03/2017 A

KISSsoft University license - Universidade do Porto

File

Name : Unnamed
 Changed by: joapedro on: 21.05.2019 at: 11:51:35

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: z1(GearPair_const1)
 Gear 2: z2(GearPair_const1)

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Power (kW)	[P]		9.142
Speed (1/min)	[n]	261.2	363.4
Torque (Nm)	[T]	334.2	240.2
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]		20000.00
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank gear 1: Right flank			
Sense of rotation gear 1 clockwise			

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to ISO 21771:2007, DIN ISO 21771)

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Center distance (mm)	[a]		105.011
Centre distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]		3.5000
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]		20.0000
Helix angle at reference circle (°)	[beta]		20.0000
Number of teeth	[z]	32	23
Facewidth (mm)	[b]	35.00	35.00
Hand of gear		right	left
Accuracy grade	[Q-DIN 3961:1978]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	20.00	20.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28
 Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (µm)	[RAH]	0.60	0.60

Roughness average value DS, root (µm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile 1 :

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250
Root radius factor	[rhofP*]		0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]		1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000
		not topping	

Gear reference profile 2 :

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250
Root radius factor	[rhofP*]		0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]		1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000
		not topping	

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification: none (only running-in)

Tip relief (µm)	[Ca]	2.0	2.0
-----------------	------	-----	-----

Lubrication type

Oil bath lubrication

Type of oil (Own input)

Oil: ISO-VG 100

Lubricant base

Synthetic oil based on Polyalphaolefin

Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	100.00	
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	15.20	
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.871	
Oil temperature (°C)	[TS]	55.000	

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Overall transmission ratio	[itot]		-0.719
Gear ratio	[u]		1.391
Transverse module (mm)	[mt]		3.725
Pressure angle at pitch circle (°)	[alfit]		21.173
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]		24.557
	[alfwt.e/i]	24.578 /	24.536
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]		23.176

Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]		20.463	
Base helix angle (°)	[betab]		18.747	
Reference centre distance (mm)	[ad]		102.427	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]		0.7960	
Profile shift coefficient	[x]	0.3810		0.4150
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.8481		1.8729
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.202		-0.202
Reference diameter (mm)	[d]	119.188		85.666
Base diameter (mm)	[db]	111.142		79.883
Tip diameter (mm)	[da]	128.451		95.167
(mm)	[da.e/i]	128.451 / 128.441		95.167 / 95.157
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010		0.000 / -0.010
Tip form diameter (mm)	[dFa]	128.451		95.167
(mm)	[dFa.e/i]	128.451 / 128.441		95.167 / 95.157
Active tip diameter (mm)	[dNa]	128.451		95.167
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	128.451 / 128.441		95.167 / 95.157
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	122.195		87.828
(mm)	[dw.e/i]	122.216 / 122.175		87.842 / 87.813
Root diameter (mm)	[df]	113.105		79.821
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.3535/ 0.3378		0.3875/ 0.3718
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	112.913 / 112.803		79.629 / 79.519
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.875		0.875
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	1.049 / 0.954		1.049 / 0.954
Active root diameter (mm)	[dNf]	116.693		83.098
(mm)	[dNf.e/i]	116.724 / 116.667		83.127 / 83.075
Root form diameter (mm)	[dFf]	115.399		82.254
(mm)	[dFf.e/i]	115.256 / 115.176		82.128 / 82.058
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.774 / 0.705		0.534 / 0.473
Addendum (mm)	[ha=mn*(haP*x+k)]	4.632		4.750
(mm)	[ha.e/i]	4.632 / 4.627		4.750 / 4.745
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	3.041		2.923
(mm)	[hf.e/i]	3.138 / 3.193		3.019 / 3.074
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	33.198 / 33.188		37.099 / 37.086
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	33.198 / 33.188		37.099 / 37.086
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	18.385 / 18.289		16.491 / 16.356
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	15.734 / 15.577		13.679 / 13.461
Tooth height (mm)	[h]	7.673		7.673
Virtual gear no. of teeth	[zn]	37.976		27.296
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	2.544		2.324
(mm)	[san.e/i]	2.475 / 2.427		2.253 / 2.203
Normal-tooth thickness on tip form circle (mm)	[sFan]	2.544		2.324
(mm)	[sFan.e/i]	2.475 / 2.427		2.253 / 2.203
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	2.654		0.000
(mm)	[efn.e/i]	2.683 / 2.700		0.000 / 0.000
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.445		0.498
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.505		0.506
Specific sliding at the root	[zetaf]	-1.024		-1.022
Mean specific sliding	[zetam]		0.506	
Sliding factor on tip	[Kga]	0.266		0.298
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.298		-0.266
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		11.701	
Base pitch (mm)	[pbt]		10.911	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		10.911	
Lead height (mm)	[pz]	1028.765		739.425
Axial pitch (mm)	[px]		32.149	
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	14.418 (14.460 /	14.357)

Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	17.781(17.738/ 17.832)	25.862(25.862/ 25.853)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	21.287(21.287/ 21.278)	22.356(22.313/ 22.408)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	25.392(25.368/ 25.417)	18.251(18.233/ 18.268)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	28.692(28.650/ 28.743)	14.951(14.951/ 14.942)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	32.199(32.199/ 32.189)	11.444(11.402/ 11.496)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	43.643 (43.601 / 43.685)	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	119.018(119.018/ 119.011)	91.545(91.504/ 91.596)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	125.082(125.043/ 125.129)	85.297(85.297/ 85.290)
Addendum contact ratio	[eps]	0.624(0.626/ 0.621)	0.698(0.699/ 0.695)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	47.872	
Transverse contact ratio	[eps_a]	1.321	
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.325 / 1.321 / 1.316	
Overlap ratio	[eps_b]	1.089	
Total contact ratio	[eps_g]	2.410	
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	2.414 / 2.409 / 2.404	

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		5608.3
Axial force (N)	[Fa]		2041.3
Radial force (N)	[Fr]		2172.3
Normal force (N)	[Fnorm]		6351.3
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]		160.24
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		5470.3
Axial force (N)	[Faw]		2041.3
Radial force (N)	[Frw]		2499.6
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		1.63
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]		1.67
Running-in value (µm)	[yp]		0.6
Running-in value (µm)	[yf]		0.6
Correction coefficient	[CM]		0.800
Gear body coefficient	[CR]		1.000
Basic rack factor	[CBS]		0.975
Material coefficient	[E/Est]		1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']		13.745
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cg]		17.058
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]		0.01838
Resonance speed (min-1)	[nE1]		9091
Resonance ratio (-)	[N]		0.029
Subcritical range			
Running-in value (µm)	[ya]		0.6
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]		70.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]		7.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]		35.000
Load according to Figure 6.8, DIN 3990-1:1987	[-]	4	
(0:6.8a, 1:6.8b, 2:6.8c, 3:6.8d, 4:6.8e)			
Coefficient K' according to Figure 6.8, DIN 3990-1:1987	[K']	-1.00	
Without support effect			
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fby]		3.83
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]		1.55
(fsh (µm) = 1.55, B1= 1.00, fHb5 (µm) = 6.50)			

_O.GroupBox.GearPair_const2.GearPair_const2_calc

KISSsoft Release 03/2017 A

KISSsoft University license - Universidade do Porto

File

Name : Unnamed
 Changed by: joapedro on: 21.05.2019 at: 11:51:36

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> Gear 2: The specific sliding at the root [zetaf] is less than -3.00.

2-> Notice concerning gear 2:

Dimension over pins is not measurable (facewidth is too small)!

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: z3(GearPair_const2)
 Gear 2: z5(GearPair_const2)

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Power (kW)	[P]		9.013
Speed (1/min)	[n]	363.4	598.5
Torque (Nm)	[T]	236.8	143.8
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]		20000.00
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank gear 1: Left flank			
Sense of rotation gear 1 counterclockwise			

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to ISO 21771:2007, DIN ISO 21771)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Center distance (mm)	[a]		94.998
Centre distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]		4.0000
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]		20.0000
Helix angle at reference circle (°)	[beta]		20.0000
Number of teeth	[z]	28	17
Facewidth (mm)	[b]	24.73	24.73
Hand of gear		right	left
Accuracy grade	[Q-DIN 3961:1978]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	20.00	20.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28
 Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened

ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy $J=12\text{mm}$ $< \text{HRC}28$

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
		HRC 61	HRC 61
Surface hardness			
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm ²)	[σ_{Flim}]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σ_{Hlim}]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σ_B]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σ_S]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00
Gear reference profile 1 :			
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250
Root radius factor	[rhofP*]		0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]		1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000
		not topping	
Gear reference profile 2 :			
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250
Root radius factor	[rhofP*]		0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]		1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000
		not topping	
Summary of reference profile gears:			
Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000
Type of profile modification:	none (only running-in)		
Tip relief (μm)	[Ca]	2.0	2.0
Lubrication type	Oil bath lubrication		
Type of oil (Own input)	Oil: ISO-VG 100		
Lubricant base	Synthetic oil based on Polyalphaolefin		
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[ν_{40}]	100.00	
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[ν_{100}]	15.20	
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.871	

Oil temperature (°C)	[TS]	55.000	
		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Overall transmission ratio	[itot]	-0.607	
Gear ratio	[u]	1.647	
Transverse module (mm)	[mt]	4.257	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alfjt]	21.173	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	19.927	
	[alfwt.e/i]	19.956 /	19.898
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	18.829	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	19.850	
Base helix angle (°)	[betab]	18.747	
Reference centre distance (mm)	[ad]	95.776	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	-0.1890	
Profile shift coefficient	[x]	-0.2400	0.0510
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.3961	1.6079
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.022	-0.022
Reference diameter (mm)	[d]	119.188	72.364
Base diameter (mm)	[db]	111.142	67.479
Tip diameter (mm)	[da]	125.224	80.728
(mm)	[da.e/i]	125.224 /	125.214
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 /	-0.010
Tip form diameter (mm)	[dFa]	125.224	80.728
(mm)	[dFa.e/i]	125.224 /	125.214
Active tip diameter (mm)	[dNa]	125.224	80.728
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	125.224 /	125.214
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	118.220	71.777
(mm)	[dw.e/i]	118.242 /	118.198
Root diameter (mm)	[df]	107.268	62.772
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.2640/	-0.2778
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	107.076 /	106.966
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	1.000	1.000
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	1.174 /	1.079
Active root diameter (mm)	[dNf]	113.007	67.848
(mm)	[dNf.e/i]	113.028 /	112.988
Root form diameter (mm)	[dFf]	112.229	67.673
(mm)	[dFf.e/i]	112.157 /	112.116
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.456 /	0.416
Addendum (mm)	[ha=mn*(haP*+x+k)]	3.018	4.182
(mm)	[ha.e/i]	3.018 /	3.013
Deendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	5.960	4.796
(mm)	[hf.e/i]	6.056 /	6.111
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	29.742 /	29.730
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	29.742 /	29.730
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	10.601 /	10.486
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	7.759 /	7.603
Tooth height (mm)	[h]	8.978	8.978
Virtual gear no. of teeth	[zn]	33.229	20.175
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	3.201	2.749
(mm)	[san.e/i]	3.132 /	3.086
Normal-tooth thickness on tip form circle (mm)	[sFan]	3.201	2.749
(mm)	[sFan.e/i]	3.132 /	3.086
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	0.000
(mm)	[efn.e/i]	0.000 /	0.000
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.876	1.000
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.798	0.720

Specific sliding at the root	[zetaf]	-2.570		-3.960			
Mean specific sliding	[zetam]		0.757				
Sliding factor on tip	[Kga]	0.390		0.444			
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.444		-0.390			
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		13.373				
Base pitch (mm)	[pbt]		12.470				
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		12.470				
Lead height (mm)	[pz]	1028.765		624.607			
Axial pitch (mm)	[px]		36.742				
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	18.625 (18.676 /	18.554)			
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	10.221(10.170/	10.282)	22.156(22.156/	22.147)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	16.376(16.376/	16.365)	16.001(15.950/	16.063)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	20.146(20.114/	20.178)	12.231(12.212/	12.251)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	22.691(22.640/	22.752)	9.686(9.686/	9.677)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	28.846(28.846/	28.836)	3.531(3.480/	3.593)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]		32.377 (32.326 /	32.429)		
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	115.868(115.868/	115.861)	74.683(74.639/	74.737)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	120.051(120.012/	120.096)	70.205(70.205/	70.200)
Addendum contact ratio	[eps]	0.698(0.700/	0.694)	0.796(0.797/	0.794)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]		32.586				
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.494				
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]		1.498 /	1.493 /	1.488		
Overlap ratio	[eps_b]		0.673				
Total contact ratio	[eps_g]		2.167				
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]		2.171 /	2.166 /	2.161		

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		3974.2
Axial force (N)	[Fa]		1446.5
Radial force (N)	[Fr]		1539.3
Normal force (N)	[Fnorm]		4500.7
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]		160.69
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		4006.8
Axial force (N)	[Faw]		1446.5
Radial force (N)	[Frw]		1452.6
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		2.27
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]		2.25
Running-in value (µm)	[yp]		0.7
Running-in value (µm)	[yf]		0.8
Correction coefficient	[CM]		0.800
Gear body coefficient	[CR]		1.000
Basic rack factor	[CBS]		0.975
Material coefficient	[E/Est]		1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']		11.380
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cg]		15.592
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]		0.01278
Resonance speed (min-1)	[nE1]		11912
Resonance ratio (-)	[N]		0.031
Subcritical range			
Running-in value (µm)	[ya]		0.7
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]		49.500

_O.GroupBox.GearPair_const3.GearPair_const3_calc

KISSsoft Release 03/2017 A

KISSsoft University license - Universidade do Porto

File

Name : Unnamed
 Changed by: joapedro on: 21.05.2019 at: 11:51:37

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> Small line loads [w]:
 The calculation of tooth contact stiffness [cg] is very uncertain.
 It could result inaccurate, high values for dynamic factor [KV],
 face load factor [KHb] and transverse load factor [KH_a].
 We recommend to enter these values directly
 (for example KV=1.0, KH_b=1.5, KH_a=1.0)
 and to use a more accurate method for the calculation of cg
 (see 'Tooth contact stiffness' in 'Details' of resistance window).

2-> The value for KV (5.537) as calculated according to the standard is limited to 2.000.

3-> The value for KH_b (11.619) as calculated according to the standard is limited to 5.000.

4-> Gear pair 1 - 2 :
 The transverse load factor KH_a is very high.
 The formulae in the standard probably do not suit this case.

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: z2(GearPair_const3)
 Gear 2: z4(GearPair_const3)

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Power (mW)	[P]	7690.167	
Speed (1/min)	[n]	363.4	309.6
Torque (Nm)	[T]	0.202	0.237
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]	20000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank gear 1: Left flank			
Sense of rotation gear 1 counterclockwise			

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to ISO 21771:2007, DIN ISO 21771)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Center distance (mm)	[a]	94.998	
Centre distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	3.5000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	

Helix angle at reference circle (°)	[beta]	20.0000	
Number of teeth	[z]	23	27
Facewidth (mm)	[b]	35.00	35.00
Hand of gear		left	right
Accuracy grade	[Q-DIN 3961:1978]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	20.00	45.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm <HRC28

Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm <HRC28

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
		HRC 61	HRC 61
Surface hardness			
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile 1 :

Reference profile 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Gear reference profile 2 :

Reference profile 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000

Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000
Type of profile modification: none (only running-in)			
Tip relief (µm)	[Ca]	2.0	2.0
Lubrication type	Oil bath lubrication		
Type of oil (Own input)	Oil: ISO-VG 100		
Lubricant base	Synthetic oil based on Polyalphaolefin		
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	100.00	
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	15.20	
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.871	
Oil temperature (°C)	[TS]	55.000	
----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --			
Overall transmission ratio	[itot]	-1.174	
Gear ratio	[u]	1.174	
Transverse module (mm)	[mt]	3.725	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alfjt]	21.173	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	23.934	
	[alfwt.e/i]	23.958 /	23.910
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	22.592	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	20.371	
Base helix angle (°)	[betab]	18.747	
Reference centre distance (mm)	[ad]	93.116	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.5721	
Profile shift coefficient	[x]	0.4150	0.1571
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.8729	1.6851
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.119	-0.119
Reference diameter (mm)	[d]	85.666	100.565
Base diameter (mm)	[db]	79.883	93.776
Tip diameter (mm)	[da]	95.333	108.426
(mm)	[da.e/i]	95.333 /	95.323 108.426 / 108.416
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 /	-0.010 0.000 / -0.010
Tip form diameter (mm)	[dFa]	95.333	108.426
(mm)	[dFa.e/i]	95.333 /	95.323 108.426 / 108.416
Active tip diameter (mm)	[dNa]	95.333	108.426
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	95.333 /	95.323 108.426 / 108.416
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	87.399	102.598
(mm)	[dw.e/i]	87.415 /	87.382 102.617 / 102.579
Root diameter (mm)	[df]	79.821	92.914
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.3875/	0.3718 0.1296/ 0.1139
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	79.629 /	79.519 92.722 / 92.612
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.875	0.875
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	1.048 /	0.953 1.048 / 0.953
Active root diameter (mm)	[dNf]	83.033	97.064
(mm)	[dNf.e/i]	83.062 /	83.009 97.091 / 97.042
Root form diameter (mm)	[dFf]	82.254	95.882
(mm)	[dFf.e/i]	82.128 /	82.058 95.773 / 95.711
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.502 /	0.440 0.690 / 0.635
Addendum (mm)	[ha=mn*(haP*+x+k)]	4.833	3.931
(mm)	[ha.e/i]	4.833 /	4.828 3.931 / 3.926
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	2.923	3.825
(mm)	[hf.e/i]	3.019 /	3.074 3.921 / 3.976
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	37.318 /	37.305 33.254 / 33.242
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	37.318 /	37.305 33.254 / 33.242

Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	16.323 / 16.185	15.368 / 15.252
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	13.679 / 13.461	11.886 / 11.700
Tooth height (mm)	[h]	7.756	7.756
Virtual gear no. of teeth	[zn]	27.296	32.043
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	2.227	2.593
(mm)	[san.e/i]	2.156 / 2.106	2.524 / 2.476
Normal-tooth thickness on tip form circle (mm)	[sFan]	2.227	2.593
(mm)	[sFan.e/i]	2.156 / 2.106	2.524 / 2.476
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	0.000
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	0.000 / 0.000
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.584	0.451
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.590	0.511
Specific sliding at the root	[zetaf]	-1.047	-1.438
Mean specific sliding	[zetam]		0.556
Sliding factor on tip	[Kga]	0.351	0.271
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.271	-0.351
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		11.701
Base pitch (mm)	[pbt]		10.911
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		10.911
Lead height (mm)	[pz]	739.425	868.021
Axial pitch (mm)	[px]		32.149
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	14.689 (14.732 / 14.627)	
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	11.326(11.283/ 11.379)	27.213(27.213/ 27.203)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	15.103(15.103/ 15.094)	23.436(23.393/ 23.488)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	17.728(17.708/ 17.748)	20.811(20.788/ 20.835)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	22.237(22.194/ 22.290)	16.302(16.302/ 16.292)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	26.015(26.015/ 26.006)	12.525(12.481/ 12.577)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]		38.539 (38.496 / 38.582)
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	85.404(85.404/ 85.397)	104.838(104.799/ 104.884)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	91.429(91.387/ 91.481)	99.282(99.282/ 99.276)
Addendum contact ratio	[eps]	0.759(0.761/ 0.757)	0.587(0.589/ 0.584)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]		48.715
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.346
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.350 / 1.345 / 1.340	
Overlap ratio	[eps_b]		1.089
Total contact ratio	[eps_g]		2.435
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	2.439 / 2.434 / 2.429	

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		4.7
Axial force (N)	[Fa]		1.7
Radial force (N)	[Fr]		1.8
Normal force (N)	[Fnorm]		5.3
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]		0.13
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		4.6
Axial force (N)	[Faw]		1.7
Radial force (N)	[Frw]		2.1
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		1.63
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]		1.66
Running-in value (µm)	[yp]		0.6
Running-in value (µm)	[yf]		0.6

_O.GroupBox.GroupBox.GroupBox_calc

KISSsoft Release 03/2017 A

KISSsoft University license - Universidade do Porto

File

Name : Unnamed
 Changed by: joaopedro on: 21.05.2019 at: 11:51:38

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> Rolling bearing 'ConnectionRollerBearing1:
 The minimal load of the bearing is not achieved!
 (P = 0.0 kN, Pmind = 0.0 kN, Condition: P/C > 1.000 %)

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft3
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	184.000
Speed (1/min)	598.53
Sense of rotation: clockwise	

Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	55.000
Weight of shaft (kg)	1.386
Weight of shaft, including additional masses (kg)	1.386
Mass moment of inertia (kg*mm ²)	212.252
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	0.008

Label	Shaft4
Drawing	
Initial position (mm)	25.000
Length (mm)	30.000
Speed (1/min)	309.56
Sense of rotation: clockwise	

Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	55.000
Weight of shaft (kg)	0.185

Weight of shaft, including additional masses (kg)	0.185
Mass moment of inertia (kg*mm ²)	70.384
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	0.003

The direction of the weight is not considered

Consider deformations due to shearing

Shear correction coefficient 1.100

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry

Tolerance field: Mean value

Housing material EN-GJL-150 (GG 15)

Coefficient of thermal expansion (10⁻⁶/K) 11.700

Temperature of housing (°C) 50.875

Thermal housing reference point (mm) 0.000

Reference temperature (°C) 20.000

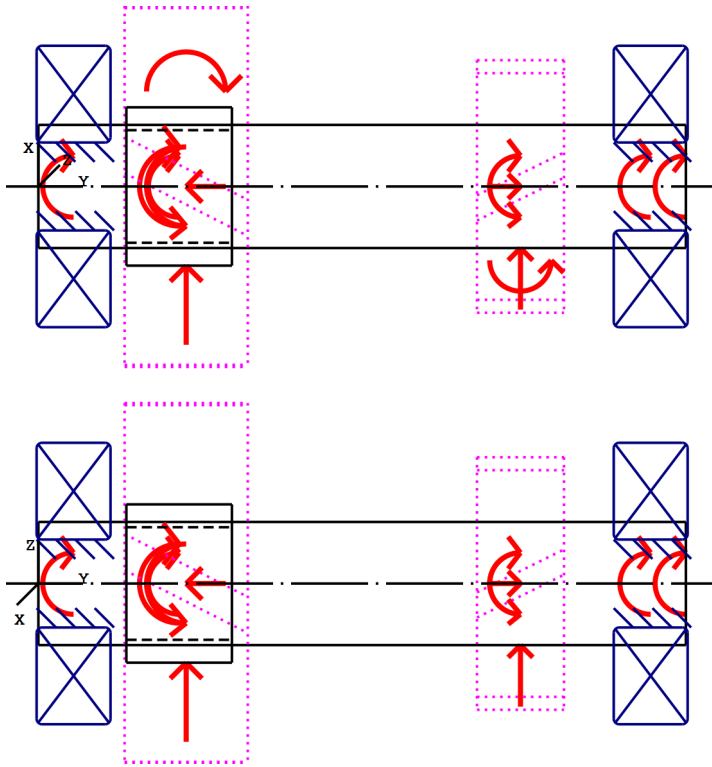


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft3)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000mm ... 184.000mm
Diameter (mm)	[d]	35.0000
Length (mm)	[l]	184.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element		Coupling
Label in the model		Coupling2(Boundary2)
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	184.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	184.0000
Effective diameter (mm)		35.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		15.0000
Power (kW)		8.9118 driving (Output)
Torque (Nm)		-142.1831
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000
Type of force element		Power loss
Label in the model		Losses_RollerBearing5
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	10.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	10.0000
Power loss (kW)		0.0017
equivalent torque (Nm)		-0.0267
Length of load application (mm)		21.0000
Type of force element		Power loss
Label in the model		Losses_RollerBearing6
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	174.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	174.0000
Power loss (kW)		0.0093
equivalent torque (Nm)		-0.1489
Length of load application (mm)		21.0000
Type of force element		Power loss
Label in the model		Losses_Shaft4_ConnectionRollerBearing1
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	40.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	40.0000
Power loss (kW)		0.0002
equivalent torque (Nm)		-0.0027
Length of load application (mm)		7.0000
Type of force element		Power loss
Label in the model		Losses_z5
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	137.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	137.0000
Power loss (kW)		0.0071
equivalent torque (Nm)		-0.1140
Length of load application (mm)		24.7320
Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		z5(GearPair_const2)
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	137.0000

Position in global system (mm)	[yglobal]	137.0000
Operating pitch diameter (mm)		71.7766
Helix angle (°)		19.8504 left
Working pressure angle at normal section (°)		18.8287
Position of contact (°)		-180.0000
Length of load application (mm)		24.7320
Power (kW)		8.9301 driven (Input)
Torque (Nm)		142.4754
Axial force (N)		1433.2193
Shearing force X (N)		1439.2203
Shearing force Z (N)		3969.9696
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		-51.4358

Bearing

Label in the model		RollerBearing5
Bearing type		SKF 6405
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[ylokal]	10.000
Bearing position (mm)	[yglobal]	10.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing left
Inner diameter (mm)	[d]	25.000
External diameter (mm)	[D]	80.000
Width (mm)	[b]	21.000
Corner radius (mm)	[r]	1.500
Number of rolling bodies	[Z]	5
Rolling body reference circle (mm)	[D _{pw}]	52.511
Diameter rolling body (mm)	[D _w]	18.590
Diameter, external race (mm)	[d _o]	71.106
Diameter, internal race (mm)	[d _i]	33.915
Radius of curvature, external race (mm)	[r _o]	9.852
Radius of curvature, internal race (mm)	[r _i]	9.667
Calculation with approximate bearings internal geometry (*)		
Bearing clearance		DIN 620:1988 C0 (12.50 µm)
Axial clearance		Pe = 215.22 µm
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	19.300
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	35.800
Fatigue load rating (kN)	[C _u]	0.815
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	38.159
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	18.004

Label in the model		RollerBearing6
Bearing type		SKF 6405
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[ylokal]	174.000
Bearing position (mm)	[yglobal]	174.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
Inner diameter (mm)	[d]	25.000
External diameter (mm)	[D]	80.000
Width (mm)	[b]	21.000
Corner radius (mm)	[r]	1.500
Number of rolling bodies	[Z]	5

Rolling body reference circle (mm)	[D _{pw}]	52.511
Diameter rolling body (mm)	[D _w]	18.590
Diameter, external race (mm)	[d _o]	71.106
Diameter, internal race (mm)	[d _i]	33.915
Radius of curvature, external race (mm)	[r _o]	9.852
Radius of curvature, internal race (mm)	[r _i]	9.667
Calculation with approximate bearings internal geometry (*)		
Bearing clearance		DIN 620:1988 C0 (12.50 µm)
Axial clearance		Pe = 215.22 µm
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	19.300
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	35.800
Fatigue load rating (kN)	[C _u]	0.815
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	38.159
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	18.004

Shaft definition (Shaft4)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000mm ... 30.000mm
Diameter (mm)	[d]	45.0000
Length (mm)	[l]	30.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Inner contour

Cylinder inside (Cylindrical bore)		0.000mm ... 30.000mm
Diameter (mm)	[d]	32.0000
Length (mm)	[l]	30.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element		Power loss
Label in the model		Losses_z4
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	15.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	40.0000
Power loss (kW)		0.0076
equivalent torque (Nm)		-0.2357
Length of load application (mm)		35.0000

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		z4(GearPair_const3)
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	17.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	42.0000
Operating pitch diameter (mm)		102.5983
Helix angle (°)		20.3715 right
Working pressure angle at normal section (°)		22.5916
Position of contact (°)		-180.0000
Length of load application (mm)		35.0000
Power (kW)		0.0076 driven (Input)
Torque (Nm)		0.2357
Axial force (N)		-1.7059
Shearing force X (N)		2.0390
Shearing force Z (N)		4.5939

Bending moment X (Nm) -0.0000
Bending moment Z (Nm) 0.0875

CONNECTIONS

(Connection1) 40.000mm

Degrees of freedom
X: freeY: fixedZ: free
Rx: freeRy: freeRz: free

SKF 61807 (ConnectionRollerBearing1) 40.000mm

Shaft 'Shaft3' <-> Shaft 'Shaft4'

Fixed bearing

d = 35.000 (mm), D = 47.000 (mm), b = 7.000 (mm), r = 0.300 (mm)

C = 4.400 (kN), C0 = 3.400 (kN), Cu = 0.140 (kN)

Ctheo = 4.254 (kN), C0theo = 3.532 (kN)

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z = 21, Dpw = 41.008 (mm), Dw = 3.215 (mm)

Diameter, external race (mm) [d_o] 44.230

Diameter, internal race (mm) [d_i] 37.787

Throat radius, external race (mm) [r_o] 1.704

Throat radius, internal race (mm) [r_i] 1.672

Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (13.00 μm)

Axial clearance Pe = 90.50 μm

Results

Shaft

Maximum deflection 35.306 (μm) (Shaft4 pos = 55.000 mm)

Mass center of gravity

Shaft3 (mm) 92.000

Shaft4 (mm) 15.000

Total axial load

Shaft3 (N) 1433.219

Shaft4 (N) -1.706

Torsion under torque

Shaft3 (°) -0.032

Shaft4 (°) 0.000

Bearing

Probability of failure [n] 10.00 %

Axial clearance [u_A] 10.00 μm

Lubricant Oil: ISO-VG 100

Lubricant - service temperature [T_B] 55.00 °C

Shaft 'Shaft3' Rolling bearing 'RollerBearing5'

Position (Y-coordinate)	[y]	10.00	mm
Equivalent load	[P]	1.22	kN
Equivalent load	[P ₀]	1.22	kN
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000	
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	702483.11	h
Operating viscosity	[v]	55.22	mm ² /s
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.041	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.000	
Static safety factor	[S ₀]	15.81	
Operating bearing clearance	[Pd]	-82329.401	µm
Reference rating service life	[L _{nrh}]	0.00	h
Bearing reaction force	[Fx]	-0.028	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-1.220	kN
Bearing reaction force	[Fr]	1.221	kN (-91.32°)
Bearing reaction moment	[Mx]	-69.31	Nm
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	10.80	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	70.15	Nm (171.15°)
Oil level	[H]	13.125	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.020	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.006	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.002	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.027	Nm
Power loss	[P _{loss}]	1.674	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant µbl=0.15.

Displacement of bearing	[u _x]	0.003	µm
Displacement of bearing	[u _y]	215.154	µm
Displacement of bearing	[u _z]	0.120	µm
Displacement of bearing	[u _r]	0.120	µm (88.68°)
Misalignment of bearing	[r _x]	0.043	mrad (0.15')
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.007	mrad (-0.02')
Misalignment of bearing	[r _r]	0.044	mrad (0.15')

Shaft 'Shaft3' Rolling bearing 'RollerBearing6'

Position (Y-coordinate)	[y]	174.00	mm
Equivalent load	[P]	4.03	kN
Equivalent load	[P ₀]	3.10	kN
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000	
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	19582.65	h
Operating viscosity	[v]	55.22	mm ² /s
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.089	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.122	
Static safety factor	[S ₀]	6.23	
Operating bearing clearance	[Pd]	12.500	µm
Reference rating service life	[L _{nrh}]	29337.49	h
Bearing reaction force	[Fx]	-1.413	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-1.432	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-2.754	kN
Bearing reaction force	[Fr]	3.096	kN (-117.16°)
Bearing reaction moment	[Mx]	16.67	Nm

Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	-8.34	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	18.64	Nm (-26.58°)
Oil level	[H]	13.125	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.073	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.075	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.002	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.149	Nm
Power loss	[P _{loss}]	9.334	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

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

Displacement of bearing	[u _x]	7.205	μm
Displacement of bearing	[u _y]	280.897	μm
Displacement of bearing	[u _z]	12.884	μm
Displacement of bearing	[u _r]	14.762	μm (60.79°)
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.099	mrad (-0.34')
Misalignment of bearing	[r _y]	-0.451	mrad (-1.55')
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.043	mrad (-0.15')
Misalignment of bearing	[r _r]	0.108	mrad (0.37')

Bearing 'Connection1'

Position (Y-coordinate)	[y]	40.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-0.001	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.000	kN
Displacement of bearing	[u _x]	-0.669	μm
Displacement of bearing	[u _y]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _z]	-4.152	μm
Displacement of bearing	[u _r]	4.206	μm (-99.15°)
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.333	mrad (-1.14')
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _z]	-2.240	mrad (-7.7')
Misalignment of bearing	[r _r]	2.265	mrad (7.78')

Rolling bearing 'ConnectionRollerBearing1'

Position (Y-coordinate)	[y]	40.00	mm
Equivalent load	[P]	0.01	kN
Equivalent load	[P ₀]	0.01	kN
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000	
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	> 1000000	h
Operating viscosity	[v]	55.22	mm ² /s
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.041	μm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.042	
Static safety factor	[S ₀]	676.47	
Operating bearing clearance	[Pd]	13.000	μm
Reference rating service life	[L _{nrh}]	> 1000000	h
Bearing reaction force	[Fx]	0.002	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.005	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.005	kN (66.07°)
Bearing reaction moment	[Mx]	0.01	Nm
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm

Bearing reaction moment	[Mz]	0.08	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	0.08	Nm (83.72°)
Oil level	[H]	2.000	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.002	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.000	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.003	Nm
Power loss	[P _{loss}]	0.080	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

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

Displacement of bearing	[u _x]	-0.669	µm
Displacement of bearing	[u _y]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u _z]	-4.152	µm
Displacement of bearing	[u _r]	4.206	µm (-99.15°)
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.333	mrad (-1.14')
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _z]	-2.240	mrad (-7.7')
Misalignment of bearing	[r _r]	2.265	mrad (7.78')

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

The internal geometry of these bearings has not been input in the database.

The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C0 (details in the manufacturer's catalog).

For this reason, the geometry may be different from the actual geometry.

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

Damage (%)				[Lreq] (0.000)			
Bin no	B1	B2	B3					
@FOR LOOP (END HAS TO BE > START, BECAUSE STEP > 1)	1				0.00	0.00	0.00	
2	0.00	0.00	0.00					

Σ	0.00	0.00	0.00					

Utilization (%)				[Lreq] (0.000)
B1	B2	B3			
0.00	0.00	0.00			

Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)

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

- B1: RollerBearing5
- B2: RollerBearing6
- B3: ConnectionRollerBearing1 (Connecting rolling bearing)

_O.GroupBox.Shaft1.Shaft1_calc

KISSsoft Release 03/2017 A

KISSsoft University license - Universidade do Porto

File

Name : Unnamed
 Changed by: joapedro on: 21.05.2019 at: 11:51:40

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	165.500
Speed (1/min)	261.19
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	55.000
Weight of shaft (kg)	0.916
Weight of shaft, including additional masses (kg)	0.916
Mass moment of inertia (kg*mm ²)	103.049
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	0.004
The direction of the weight is not considered	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Housing material	C45 (1)
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature of housing (°C)	50.875
Thermal housing reference point (mm)	0.000
Reference temperature (°C)	20.000

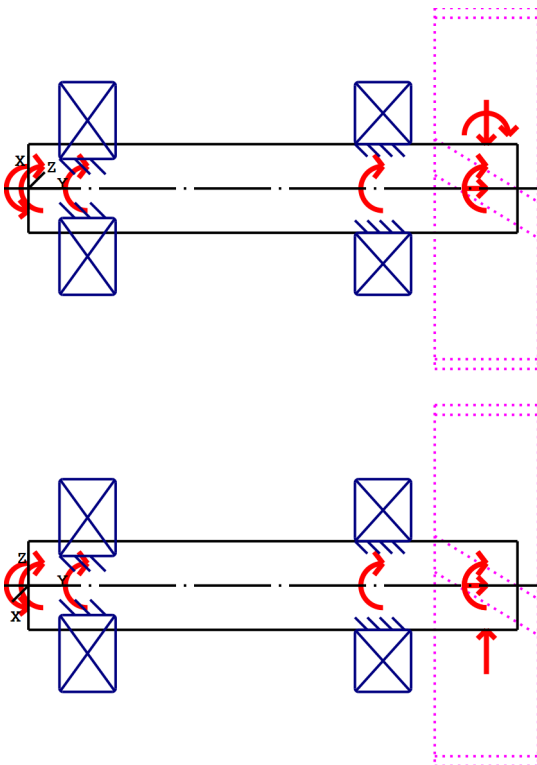


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000mm ... 165.500mm
Diameter (mm)	[d]	30.0000
Length (mm)	[l]	165.5000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element		Coupling
Label in the model		Coupling1(Boundary1)
Position on shaft (mm)	[ylocal]	0.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	0.0000
Effective diameter (mm)		20.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		15.0000
Power (kW)		9.1678 driven (Input)
Torque (Nm)		335.1800
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000

Bearing type		SKF 6404
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y _{local}]	20.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	20.000
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	20.000
External diameter (mm)	[D]	72.000
Width (mm)	[b]	19.000
Corner radius (mm)	[r]	1.100
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	15.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	30.700
Fatigue load rating (kN)	[C _u]	0.640
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	0.000

Label in the model		RollerBearing2
Bearing type		SKF NJ 306 ECJ
Bearing type		Cylindrical roller bearing (single row)
		SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y _{local}]	120.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	120.000
Attachment of external ring		Free bearing
Inner diameter (mm)	[d]	30.000
External diameter (mm)	[D]	72.000
Width (mm)	[b]	19.000
Corner radius (mm)	[r]	1.100
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	48.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	58.500
Fatigue load rating (kN)	[C _u]	6.200
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	0.000

Results

Shaft

Maximum deflection (µm)	109.619
Position of the maximum (mm)	165.500
Mass center of gravity (mm)	82.750
Total axial load (N)	2041.263
Torsion under torque (°)	-0.464

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[u _A]	10.00	µm
Lubricant	Oil: ISO-VG 100		

Lubricant - service temperature [T_B] 55.00 °C
Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing1'

Position (Y-coordinate)	[y]	20.00	mm
Equivalent load	[P]	4.52	kN
Equivalent load	[P ₀]	2.86	kN
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000	
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	20017.86	h
Operating viscosity	[v]	55.22	mm ² /s
Static safety factor	[S ₀]	5.25	
Bearing reaction force	[F _x]	-2.122	kN
Bearing reaction force	[F _y]	-2.041	kN
Bearing reaction force	[F _z]	1.915	kN
Bearing reaction force	[F _r]	2.858	kN (137.94°)
Bearing reaction moment	[M _x]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M _y]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	0.00	Nm (133.41°)
Oil level	[H]	9.500	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.038	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.203	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.241	Nm
Power loss	[P _{loss}]	6.596	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant μbl=0.15.

Displacement of bearing	[u _x]	4.770	μm
Displacement of bearing	[u _y]	17.101	μm
Displacement of bearing	[u _z]	-4.039	μm
Displacement of bearing	[u _r]	6.250	μm (-40.26°)
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.175	mrad (-0.6')
Misalignment of bearing	[r _y]	-0.964	mrad (-3.31')
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.257	mrad (-0.88')
Misalignment of bearing	[r _r]	0.311	mrad (1.07')

Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing2'

Position (Y-coordinate)	[y]	120.00	mm
Equivalent load	[P]	8.71	kN
Equivalent load	[P ₀]	8.71	kN
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000	
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	36451.67	h
Operating viscosity	[v]	55.22	mm ² /s
Static safety factor	[S ₀]	5.51	
Bearing reaction force	[F _x]	4.622	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-7.385	kN
Bearing reaction force	[F _r]	8.712	kN (-57.96°)
Oil level	[H]	10.750	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.073	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.049	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			

_O.GroupBox.Shaft2.Shaft2_calc

KISSsoft Release 03/2017 A

KISSsoft University license - Universidade do Porto

File

Name : Unnamed
 Changed by: joapedro on: 21.05.2019 at: 11:51:41

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft2
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	173.000
Speed (1/min)	363.39
Sense of rotation: counter clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	55.000
Weight of shaft (kg)	0.958
Weight of shaft, including additional masses (kg)	0.958
Mass moment of inertia (kg*mm ²)	107.719
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	0.004
The direction of the weight is not considered	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Housing material	EN-GJL-200 (GG 20)
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.700
Temperature of housing (°C)	50.875
Thermal housing reference point (mm)	0.000
Reference temperature (°C)	20.000

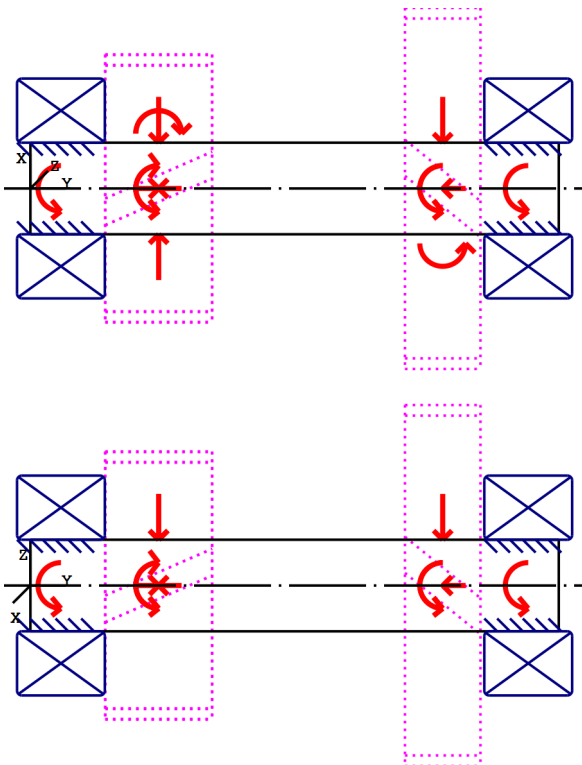


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft2)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000mm ... 173.000mm
Diameter (mm)	[d]	30.0000
Length (mm)	[l]	173.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element		Power loss
Label in the model		Losses_RollerBearing3
Position on shaft (mm)	[ylocal]	10.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	10.0000
Power loss (kW)		0.0301
equivalent torque (Nm)		0.7911
Length of load application (mm)		28.7500

Type of force element		Power loss
Label in the model		Losses_RollerBearing4
Position on shaft (mm)	[ylocal]	163.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	163.0000
Power loss (kW)		0.0158
equivalent torque (Nm)		0.4147
Length of load application (mm)		28.7500

Type of force element	Power loss

Type of force element			Losses_z2
Label in the model			
Position on shaft (mm)	[Ylocal]		42.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]		42.0000
Power loss (kW)			0.0062
equivalent torque (Nm)			0.1623
Length of load application (mm)			35.0000

Type of force element			Power loss
Label in the model			Losses_z3
Position on shaft (mm)	[Ylocal]		135.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]		135.0000
Power loss (kW)			0.0150
equivalent torque (Nm)			0.3929
Length of load application (mm)			24.7320

Type of force element			Cylindrical gear
Label in the model			z2(GearPair_const1)
Position on shaft (mm)	[Ylocal]		42.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]		42.0000
Operating pitch diameter (mm)			87.8278
Helix angle (°)			20.4632 left
Working pressure angle at normal section (°)			23.1758
Position of contact (°)			180.0000
Length of load application (mm)			35.0000
Power (kW)			9.0875 driven (Input)
Torque (Nm)			-238.8028
Axial force (N)			-2029.2018
Shearing force X (N)			2484.7965
Shearing force Z (N)			-5437.9803
Bending moment X (Nm)			0.0000
Bending moment Z (Nm)			89.1101

Type of force element			Cylindrical gear
Label in the model			z2(GearPair_const3)
Position on shaft (mm)	[Ylocal]		42.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]		42.0000
Operating pitch diameter (mm)			87.3985
Helix angle (°)			20.3715 left
Working pressure angle at normal section (°)			22.5916
Position of contact (°)			-0.0000
Length of load application (mm)			35.0000
Power (kW)			0.0077 driving (Output)
Torque (Nm)			0.2021
Axial force (N)			1.7172
Shearing force X (N)			-2.0525
Shearing force Z (N)			-4.6244
Bending moment X (Nm)			0.0000
Bending moment Z (Nm)			0.0750

Type of force element			Cylindrical gear
Label in the model			z3(GearPair_const2)
Position on shaft (mm)	[Ylocal]		135.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]		135.0000
Operating pitch diameter (mm)			118.2202
Helix angle (°)			19.8504 right
Working pressure angle at normal section (°)			18.8287
Position of contact (°)			0.0000

Length of load application (mm)	24.7320
Power (kW)	9.0128 driving (Output)
Torque (Nm)	236.8397
Axial force (N)	-1446.4990
Shearing force X (N)	-1452.5556
Shearing force Z (N)	-4006.7539
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	-85.5027

Bearing

Label in the model	RollerBearing3
Bearing type	SKF 32306 J2/Q
Bearing type	Taper roller bearing (single row)

Bearing position (mm)	[ylocal]	10.000
Bearing position (mm)	[yglobal]	10.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing left
Inner diameter (mm)	[d]	30.000
External diameter (mm)	[D]	72.000
Width (mm)	[b]	28.750
Corner radius (mm)	[r]	1.500

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure) (mm)
6.3750

Basic static load rating (kN)	[C ₀]	85.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	76.500
Fatigue load rating (kN)	[C _u]	9.700

Values for approximated geometry:

Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	0.000

Label in the model	RollerBearing4
Bearing type	SKF 32306 J2/Q
Bearing type	Taper roller bearing (single row)

Bearing position (mm)	[ylocal]	163.000
Bearing position (mm)	[yglobal]	163.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
Inner diameter (mm)	[d]	30.000
External diameter (mm)	[D]	72.000
Width (mm)	[b]	28.750
Corner radius (mm)	[r]	1.500

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure) (mm)
166.6250

Basic static load rating (kN)	[C ₀]	85.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	76.500
Fatigue load rating (kN)	[C _u]	9.700

Values for approximated geometry:

Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	0.000

Results

Shaft

Maximum deflection (µm)	59.506
Position of the maximum (mm)	86.500
Mass center of gravity (mm)	86.500
Total axial load (N)	-3473.984
Torsion under torque (°)	0.201

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[u _A]	10.00	µm
Lubricant	Oil: ISO-VG 100		
Lubricant - service temperature	[T _B]	55.00	°C
Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)			

Shaft 'Shaft2' Rolling bearing 'RollerBearing3'

Position (Y-coordinate)	[y]	10.00	mm
Equivalent load	[P]	10.95	kN
Equivalent load	[P ₀]	7.76	kN
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000	
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	29868.74	h
Operating viscosity	[v]	55.22	mm ² /s
Static safety factor	[S ₀]	10.95	
Bearing reaction force	[F _x]	-1.667	kN
Bearing reaction force	[F _y]	4.651	kN
Bearing reaction force	[F _z]	5.022	kN
Bearing reaction force	[F _r]	5.292	kN (108.37°)
Bearing reaction moment	[M _x]	-18.21	Nm
Bearing reaction moment	[M _y]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-6.04	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	19.18	Nm (-161.63°)
Oil level	[H]	10.750	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.367	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.422	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.002	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.791	Nm
Power loss	[P _{loss}]	30.105	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant µbl=0.15.

Displacement of bearing	[u _x]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u _y]	-6.388	µm
Displacement of bearing	[u _z]	-0.000	µm
Displacement of bearing	[u _r]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[r _x]	-1.237	mrad (-4.25')
Misalignment of bearing	[r _y]	-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _z]	0.238	mrad (0.82')
Misalignment of bearing	[r _r]	1.260	mrad (4.33')

Shaft 'Shaft2' Rolling bearing 'RollerBearing4'

Position (Y-coordinate)	[y]	163.00	mm
Equivalent load	[P]	4.47	kN
Equivalent load	[P ₀]	4.47	kN
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000	
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	592201.03	h
Operating viscosity	[v]	55.22	mm ² /s
Static safety factor	[S ₀]	19.01	
Bearing reaction force	[F _x]	0.637	kN
Bearing reaction force	[F _y]	-1.176	kN
Bearing reaction force	[F _z]	4.425	kN
Bearing reaction force	[F _r]	4.471	kN (81.81°)
Bearing reaction moment	[M _x]	16.04	Nm
Bearing reaction moment	[M _y]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-2.31	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	16.21	Nm (-8.19°)
Oil level	[H]	10.750	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.248	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.164	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.002	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.415	Nm
Power loss	[P _{loss}]	15.781	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

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

Displacement of bearing	[u _x]	-0.000	μm
Displacement of bearing	[u _y]	52.272	μm
Displacement of bearing	[u _z]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _r]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[r _x]	1.174	mrad (4.04')
Misalignment of bearing	[r _y]	3.505	mrad (12.05')
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.453	mrad (-1.56')
Misalignment of bearing	[r _r]	1.258	mrad (4.32')

Damage (%) [Lreq] (20000.000)

Bin no	B1	B2
1	66.96	3.38

Σ 66.96 3.38

Utilization (%) [Lreq] (20000.000)

B1	B2
88.66	36.19

Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)

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

B1: RollerBearing3
B2: RollerBearing4

File

Name: C:/Users/joaopedro/Desktop/Tese INEGI/Modelo final do
 Kisssoft/75w90/Mesmo_o_modelo_final600_150.ks
 Gear box: _O.GroupBox

KISSSYS THERMAL RATING REPORT ALONG ISO/TR14179-1, ISO/TR14179-2,
 Niemann/Wech/Contact Analysis, SKF/Schaeffler

1. SUMMARY

1.1 Individual power input points

_O.Boundary1			
	Speed	[RpM]	261.19
	Torque	[Nm]	335.18
	Power	[W]	9167.761

1.2 Individual power output points

_O.Boundary2			
	Speed	[RpM]	598.533
	Torque	[Nm]	-142.001
	Power	[W]	8900.344

1.3 Global results

Type of calculation		Efficiency
Total power input	[W]	9167.8
Total power output	[W]	8900.5
Total power losses	[W]	267.3
Gearbox efficiency (total with factors)	[%]	97.1
Gearbox efficiency (only gear mesh)	[%]	98.5

1.4 Heat generated

Gear churning losses PVZ0	[W]	50.3
Gear meshing losses PVZ	[W]	138.7
Bearing losses PVL+PVL0	[W]	76.5
Seal losses PVD (+rest PVD0)	[W]	1.8
Total power losses	[W]	267.3

1.5 Heat dissipated

Housing	[W]	0
Housing	[W]	0
Foundation	[W]	0
Input/Output Shafts	[W]	0
Oil Cooler	[W]	0
Total Heat Dissipation	[W]	0

1.5 Global correction factors

Regarding the Meshing losses PVZ	1
Regarding the Churning losses PVZ0	1
Regarding the Bearing losses PVL+PVL0	1
Regarding the Sealing losses PVD	1
Regarding the housing dissipation	1
Regarding the foundations dissipation	1
Regarding the input/output shafts dissipation	1

2. SETTINGS

2.1 General settings

Calculation method	ISO/TR 14179-2
--------------------	----------------

Consideration of the thermal finning	No
Consideration of the foundations	Yes
Consideration of the shafts/couplings	No

2.2 Ventilation

Ventilated surface		Normal to y-z plane
Air velocity	[m/s]	1.5
Ambient air temperature	[deg. C]	25
Ventilated air temperature	[deg. C]	20
Heat transfer coefficient	[W/(m ² *K)]	21.738

2.3 Lubrication

Connect oil temperature		Yes
Global oil temperature	[deg. C]	63.22
Connect oil level		Yes
Oil bath setup		Set oil level
Oil level (z-coordinate global)	[mm]	-20

2.4 Housing data

Housing form		Rectangular
Housing material		Grey cast iron(GG)
Surface treatment		Painted (w/ and w/o oil or dust cover)
Wall tickness	[mm]	5
Wall temperature	[deg. C]	58.5
Length (ly)	[mm]	295
Width (lx)	[mm]	318.442
Height (lz)	[mm]	138.458
Housing surface area	[m ²]	0.35775
Oil surface area	[m ²]	0.32828

2.6 Foundations data

Foundations material		Concrete
Ratio foot/bottom surface	[%]	50
Length of foundation L1	[mm]	40
Length of foundation L2	[mm]	10
Length of foundation L3	[mm]	30
Length of foundation L4	[mm]	20
Height of foundation H	[mm]	10

3. INDIVIDUAL POWER LOSSES

3.1 Gear meshing losses PVZ, calculated according to Niemann/Wech/Contact Analysis

_O.GroupBox.GearPair_const1.GearPair_const1_calc		
Loss	[W]	54.80171
Correction		1
_O.GroupBox.GearPair_const2.GearPair_const2_calc		
Loss	[W]	83.8413
Correction		1
_O.GroupBox.GearPair_const3.GearPair_const3_calc		
Loss	[W]	0.05143
Correction		1

3.2 Gear churning losses PVZ0, calculated according to ISO/TR 14179 part 1 and 2

_O.GroupBox.GroupBox.Shaft3.Losses_z5		
Loss	[W]	7.14528
Correction		1
_O.GroupBox.GroupBox.Shaft4.Losses_z4		
Loss	[W]	7.63948
Correction		1
_O.GroupBox.Shaft1.Losses_z1		
Loss	[W]	14.41179
Correction		1
_O.GroupBox.Shaft2.Losses_z2		
Loss	[W]	6.17771
Correction		1
_O.GroupBox.Shaft2.Losses_z3		
Loss	[W]	14.95156

Correction 1

3.3 Bearing rolling and sliding friction losses PVL+PVL0, calculated according to SKF/Schaeffler

_O.GroupBox.GroupBox.Shaft3.Losses_RollerBearing5		
Loss	[W]	1.53077
Correction		1
_O.GroupBox.GroupBox.Shaft3.Losses_RollerBearing6		
Loss	[W]	9.58696
Correction		1
_O.GroupBox.GroupBox.Shaft3.Losses_Shaft4_ConnectionRollerBearing1		
Loss	[W]	0.06882
Correction		1
_O.GroupBox.Shaft1.Losses_RollerBearing1		
Loss	[W]	7.34749
Correction		1
_O.GroupBox.Shaft1.Losses_RollerBearing2		
Loss	[W]	3.3909
Correction		1
_O.GroupBox.Shaft2.Losses_RollerBearing3		
Loss	[W]	36.82457
Correction		1
_O.GroupBox.Shaft2.Losses_RollerBearing4		
Loss	[W]	17.76538
Correction		1

3.4 Seal friction losses PVD, calculated according to ISO/TR 14179 part 1 and 2

_O.GroupBox.Shaft1.Losses_Seal_Ymin		
Loss	[W]	1.80769
Correction		1

3.5 Other losses

End of Report

File

Name: C:/Users/joaopedro/Desktop/Tese INEGI/Modelo final do Kisssoft/75w90/modelo_otimizado.ks
 Gear box: _O.GroupBox

KISSSYS THERMAL RATING REPORT ALONG ISO/TR14179-1, ISO/TR14179-2,
 Niemann/Wech/Contact Analysis, SKF/Schaeffler

1. SUMMARY

1.1 Individual power input points

_O.Boundary1			
	Speed	[Rpm]	261.19
	Torque	[Nm]	335.18
	Power	[W]	9167.761

1.2 Individual power output points

_O.Boundary2			
	Speed	[Rpm]	598.533
	Torque	[Nm]	-142.706
	Power	[W]	8944.557

1.3 Global results

Type of calculation		Efficiency
Total power input	[W]	9167.8
Total power output	[W]	8944.8
Total power losses	[W]	223
Gearbox efficiency (total with factors)	[%]	97.6
Gearbox efficiency (only gear mesh)	[%]	98.6

1.4 Heat generated

Gear churning losses PVZ0	[W]	49.9
Gear meshing losses PVZ	[W]	126.2
Bearing losses PVL+PVL0	[W]	45.1
Seal losses PVD (+rest PVD0)	[W]	1.8
Total power losses	[W]	223

1.5 Heat dissipated

Housing	[W]	0
Housing	[W]	0
Foundation	[W]	0
Input/Output Shafts	[W]	0
Oil Cooler	[W]	0
Total Heat Dissipation	[W]	0

1.5 Global correction factors

Regarding the Meshing losses PVZ	1
Regarding the Churning losses PVZ0	1
Regarding the Bearing losses PVL+PVL0	1
Regarding the Sealing losses PVD	1
Regarding the housing dissipation	1
Regarding the foundations dissipation	1
Regarding the input/output shafts dissipation	1

2. SETTINGS

2.1 General settings

Calculation method	ISO/TR 14179-2
Consideration of the thermal finning	No

Consideration of the foundations	Yes
Consideration of the shafts/couplings	No

2.2 Ventilation

Ventilated surface		Normal to y-z plane
Air velocity	[m/s]	1.5
Ambient air temperature	[deg. C]	25
Ventilated air temperature	[deg. C]	20
Heat transfer coefficient	[W/(m ² *K)]	21.738

2.3 Lubrication

Connect oil temperature		Yes
Global oil temperature	[deg. C]	55
Connect oil level		Yes
Oil bath setup		Set oil level
Oil level (z-coordinate global)	[mm]	-18.8

2.4 Housing data

Housing form		Rectangular
Housing material		Grey cast iron(GG)
Surface treatment		Painted (w/ and w/o oil or dust cover)
Wall thickness	[mm]	5
Wall temperature	[deg. C]	50.9
Length (ly)	[mm]	295
Width (lx)	[mm]	318.442
Height (lz)	[mm]	138.458
Housing surface area	[m ²]	0.35775
Oil surface area	[m ²]	0.32828

2.6 Foundations data

Foundations material		Concrete
Ratio foot/bottom surface	[%]	50
Length of foundation L1	[mm]	40
Length of foundation L2	[mm]	10
Length of foundation L3	[mm]	30
Length of foundation L4	[mm]	20
Height of foundation H	[mm]	10

3. INDIVIDUAL POWER LOSSES

3.1 Gear meshing losses PVZ, calculated according to Niemann/Wech/Contact Analysis

_O.GroupBox.GearPair_const1.GearPair_const1_calc		
Loss	[W]	67.22902
Correction		1
_O.GroupBox.GearPair_const2.GearPair_const2_calc		
Loss	[W]	58.9572
Correction		1
_O.GroupBox.GearPair_const3.GearPair_const3_calc		
Loss	[W]	0.06364
Correction		1

3.2 Gear churning losses PVZ0, calculated according to ISO/TR 14179 part 1 and 2

_O.GroupBox.GroupBox.Shaft3.Losses_z5		
Loss	[W]	7.33902
Correction		1
_O.GroupBox.GroupBox.Shaft4.Losses_z4		
Loss	[W]	7.18932
Correction		1
_O.GroupBox.Shaft1.Losses_z1		
Loss	[W]	13.76521
Correction		1
_O.GroupBox.Shaft2.Losses_z2		
Loss	[W]	6.51508
Correction		1
_O.GroupBox.Shaft2.Losses_z3		
Loss	[W]	15.12682
Correction		1

3.3 Bearing rolling and sliding friction losses PVL+PVL0, calculated according to SKF/Schaeffler

_O.GroupBox.GroupBox.Shaft3.Losses_RollerBearing5		
Loss	[W]	1.71244
Correction		1
_O.GroupBox.GroupBox.Shaft3.Losses_RollerBearing6		
Loss	[W]	9.93304
Correction		1
_O.GroupBox.GroupBox.Shaft3.Losses_Shaft4_ConnectionRollerBearing1		
Loss	[W]	0.0862
Correction		1
_O.GroupBox.Shaft1.Losses_RollerBearing1		
Loss	[W]	6.82772
Correction		1
_O.GroupBox.Shaft1.Losses_RollerBearing2		
Loss	[W]	3.45699
Correction		1
_O.GroupBox.Shaft2.Losses_RollerBearing3		
Loss	[W]	15.04326
Correction		1
_O.GroupBox.Shaft2.Losses_RollerBearing4		
Loss	[W]	8.05861
Correction		1

3.4 Seal friction losses PVD, calculated according to ISO/TR 14179 part 1 and 2

_O.GroupBox.Shaft1.Losses_Seal_Ymin		
Loss	[W]	1.80769
Correction		1

3.5 Other losses

End of Report
