



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Projeto de um sistema de transmissão para um
veículo de competição***

Filipe Portela de Carvalho

Leiria, Setembro de 2016

Esta página foi intencionalmente deixada em branco



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Projeto de um sistema de transmissão para um
veículo de competição***

Filipe Portela de Carvalho

Dissertação de Mestrado realizada sob a orientação do Doutor Luís Manuel de Jesus Coelho, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, *Setembro* de 2016

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Agradecimentos

Durante a realização deste projeto contei com a ajuda e incentivo de diversas pessoas que fizeram com que fosse possível a conclusão do mesmo. Nesta secção deixo algumas palavras a todos aqueles que de alguma forma colaboraram comigo.

Em primeiro lugar, um muito e especial obrigado ao meu orientador Professor Luís Coelho, que desde o primeiro momento mostrou interesse na realização do trabalho, sempre disponível para colaborar e ajudar a resolver os problemas e obstáculos que foram aparecendo e, para além disso, foi sempre uma fonte de motivação e incentivo para que fosse possível realizar este trabalho.

Ao Professor Fernando Batista pelo interesse, capacidade de análise e espírito crítico com que abordou o projeto no momento dedicado à modelação e método dos elementos finitos. A sua colaboração foi fundamental para resolver adversidades que surgiram.

Ao Rui Santo e Magno Bonifácio que, em representação da RMC Engrenagens, sempre mantiveram as portas abertas para me ajudar, esclarecer dúvidas e aconselhar sobre materiais e métodos, e partilhar informação do que hoje se faz e utiliza na área das transmissões no desporto Automóvel.

Ao Miguel Ribeiro e equipa do FSIPLeiria por me permitirem o acesso à caixa de velocidades em estudo de forma a realizar medições na mesma.

Aos meus pais e irmã, pelo apoio incondicional e pelas condições que me proporcionaram não apenas durante o decorrer da tese, mas também em todo meu percurso académico.

Agradeço à minha namorada, por ter partilhado comigo todos os momentos do último ano e, tal como os meus pais, me ter dado um importante apoio para que fosse possível a realização deste trabalho.

Aos meus colegas e amigos, André Oliveira e André Rezende, que me acompanharam desde que ingressei no ensino superior e em especial durante este projeto onde me foram sempre apoiando e incentivando.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Resumo

Neste trabalho foi realizado o estudo para a substituição de uma relação de transmissão final flexível por uma solução que fosse constituída por engrenagens. Para tal foram idealizadas duas hipóteses, uma primeira onde a relação final está alojada numa estrutura à parte da caixa de velocidades mantendo-se esta no cárter original e uma segunda hipótese onde é elaborada uma estrutura que englobasse a relação final assim como os veios primário e secundário da caixa de velocidades.

Foi inicialmente necessário um estudo sobre materiais a utilizar em situações semelhantes, assim como processos de fabrico. Realizou-se também um estudo sobre o engrenamento e cálculo das relações de transmissão requeridos para uma boa prestação em ambiente de competição. Posteriormente, no âmbito da modelação da estrutura, foram aprofundados conhecimentos no que toca a temas como lubrificação, elementos de ligação, diferenciais e alguns exemplos já existentes no mercado.

Assim sendo, e tendo em conta as especificações do motor, do veículo e dos objetivos pretendidos foi necessário dimensionar os veios e engrenagens. Para elaborar estes cálculos foi utilizado o *software* KISSsoft nos respetivos módulos “cálculo de Eixos-árvores” e “Pares de Engrenagens”. As engrenagens e relações calculadas são idênticas para ambas as hipóteses, porém, não sucede o mesmo com os veios onde no caso onde se mantem o cárter original as dimensões dos veios são necessariamente iguais aos já existentes, enquanto na hipótese da elaboração da nova estrutura, os veios puderam ser otimizados de forma a reduzir peso e conseqüentemente alterar os rolamentos em uso.

Em seguida foram modeladas as estruturas relativas às duas hipóteses no *software* SolidWorks. A modelação teve em conta vários fatores como o local onde são apoiados os veios, mais propriamente, através dos rolamentos, dimensões das engrenagens, sistema de lubrificação escolhido, vedação e elementos de ligação. Tendo em conta todas estas variáveis, a modelação é depois sujeita a simulações segundo o método dos elementos finitos e para tal foi utilizada uma extensão do *software* SolidWorks chamada “Simulation” que permitiu simular vários fatores relacionados com o ambiente de trabalho da estrutura como forças aplicadas, condições de fronteira e material a utilizar e com isto validar modelos através das tensões equivalentes e deslocamentos.

Palavras-chave: Sistema de transmissão, caixa de velocidades, engrenagens, cárter e Formula Student

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Abstract

This report intends to describe and underlie the study done to replace the chain located between a gearbox and a differential by a set of gears. Two approaches were considered in this work: the first is to put the final ratio in a structure outside the gearbox which is located in the housing; the second is to construct a different structure which can include the final ratio and the input and output shafts of the gearbox.

In order to make the best choices in every step of this work, it was necessary to do an in-depth study of some important topics before starting a more practical part of the project. Some materials and manufacturing processes for similar conditions were investigated, as well as the meshing and the transmissions ratios calculations required for a good performance in a competition environment. For the structure's modelling, it was essential to know more about some crucial issues such as lubrication, connections, differentials and some examples already on the market.

The first task of this project's practical phase was to dimension the shafts and the gears, taking into account the engine specifications and some other parameters related with the vehicle and the competition. All the calculations were performed using the KISSsoft software with the modules corresponding to the two assignments ("Shaft Calculation" and "Cylindrical gear pair"). The calculation of the gears and ratios was simplified by the fact of being identical in the two approaches. On the contrary, different calculations had to be made in the shafts' case. In the first technique the shafts dimensions have to be equal to the original, while in the second they can be optimized in order to reduce weight and therefore to change the used bearings.

Finally, the two structures, one for each approach, were modelled using SolidWorks software and considering some other important factors: the place where the shafts are supported, the gears' dimensions, the chosen lubrication system, the sealing and the connections. An extension of the software called "Simulation" was used to simulate the modelling according to the finite element method. In this step, it was also possible to simulate some factors related to the working environment of the structure (applied forces, boundary conditions and used materials) and consequently to validate models through similar strains and displacements.

Keywords: Drivetrain, gearbox, gears, housing and Formula Student

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de figuras

Figura 1 - Composições químicas típicas de aços para cementação [2]	4
Figura 2 - Ferramenta de corte para talhagem de engrenagens [3]	5
Figura 3 - Relação entre tempo de cementação, temperatura do forno e profundidade da camada superficial para engrenagem em aço [5].....	6
Figura 4 - Relação entre temperatura de têmpera e dureza da superfície [5].....	8
Figura 5 - Relação da temperatura de têmpera e dureza do interior da engrenagem para três ligas de aço [5].....	8
Figura 6 - Engrenamento de duas rodas [6].....	9
Figura 7 - Situação onde a continuidade do engrenamento atinge o limite [6].....	10
Figura 8 - Diagrama de corpo livre das forças nas rodas [6]	10
Figura 9 - Decomposição das forças F_{21} e F_{a1} [6].....	11
Figura 10 - Curva de potência e binário de um motor de F1 [8]	16
Figura 11 - Escalonamento de relações segundo abordagem geométrica [8]	17
Figura 12 - Escalonamento de relações segundo abordagem geométrica com correção para deslizamento dos pneus [8].....	18
Figura 13 - Escalonamento de relações de transmissão segundo abordagem progressiva [9]	19
Figura 14 - Comparação de diagrama de tração e escalonamento entre abordagem geométrica e progressiva [10].....	19
Figura 15 - Diagrama de tração para veículo com as especificações definidas à direita [11]	21
Figura 16 - Diferentes formas de transmissão de potência ao diferencial através de engrenagens [13].....	22
Figura 17 - Modelos QBA2R (esquerda) e QBA3R (direita) da Quaife [14]	23
Figura 18 - Modelos QBA4R (esquerda) e QBA11R (direita) da Quaife [14]	23
Figura 19 - Exemplo "oil pan" para redução de agitação do fluido [24].....	28
Figura 20 - Canal onde é alojado o fio (esquerda) e bobine de fio de o-ring (direita)	30
Figura 21 - Vista explodida de diferencial multidisco [27].....	31
Figura 22 - Vista explodida de diferencial do tipo TorSen [16]	32
Figura 23 - Diferencial Drexler especificado para Formula Students [28]	32
Figura 24 - Três estágios da transmissão final.....	33
Figura 25 - Esquema representativo da divisão em blocos para adaptação da relação final.....	34

Figura 26 - Esquema representativo da divisão em blocos para ralação final integrada na caixa.....	34
Figura 27 - Alojamento da caixa de velocidades acoplado ao bloco do motor	35
Figura 28 - Curva de potência e binário do motor em estudo	36
Figura 29 - Comparação entre curvas de binário ao solo entre caixa de 4 e 5 velocidade	38
Figura 30 - Esquema de escalonamento de velocidades para a caixa com 5 velocidades	39
Figura 31 - Zona de engrenamento da relação primária	40
Figura 32 - Modelação do diferencial.....	42
Figura 33 - Esquema do trem de três engrenagens.....	43
Figura 34 - Modelação da hipótese do conjunto de dois pares de rodas	43
Figura 35 - Veio de entrada da caixa de velocidade (acima) e modelação do veio de entrada (abaixo)	45
Figura 36 - Veio de saída da caixa de velocidade (acima) e modelação do veio de saída (abaixo).....	45
Figura 37 - Veio primário completo.....	46
Figura 38 - Veio primário com segunda velocidade	47
Figura 39 - Veio de saída completo	47
Figura 40 - Veio de saída com primeira velocidade	48
Figura 41 - Modelo DJU1500 da Belden Universal	48
Figura 42 - Veio inicial da relação final	49
Figura 43 - Veio intermédio da relação final	50
Figura 44 - Diferencial multidisco da RMC Engrenagens.....	50
Figura 45 - Diferencial tipo TorSen da RMC Engrenagens	51
Figura 46 - Modelação do veio de saída, cardan e relação final	51
Figura 47 - Modelação da relação final.....	52
Figura 48 - Fundo da estrutura para a hipótese de uma caixa adaptada	53
Figura 49 - Tampa para a hipótese da caixa adaptada	53
Figura 50 - Conjunto da tampa e fundo para caixa adaptada	53
Figura 51 - À esquerda desenho da anilha da Fabory e à direita a modelação usada	54
Figura 52 - Características do material a utilizar na estrutura	54
Figura 53 - Material e suas características utilizado para as anilhas	55
Figura 54 - Estrutura com anilhas e parafusos vista de frente	56
Figura 55 - Estrutura com anilhas e parafusos vista de trás	56
Figura 56 - Local onde são aplicados os constrangimentos	57

Figura 57 - Exemplificação pelo software do comportamento do constrangimento	57
Figura 58 - Veio para simular comportamento do diferencial	58
Figura 59 - Localização de cada rolamento na estrutura	59
Figura 60 - Representação da carga aplicada por um dos rolamentos	59
Figura 61 - Parâmetros da malha	60
Figura 62 - Estrutura com malha grosseira (esquerda) e com malha refinada (direita)	60
.....	60
Figura 63 – Gráfico com análise de convergência para a estrutura da caixa adaptada	61
.....	61
Figura 64 – Gráfico de tensões equivalentes e tensão equivalente é máxima	62
Figura 65 - Gráfico do deslocamento resultante na estrutura adaptada	62
Figura 66 - Estrutura Completa	63
Figura 67 - Veio primário completo otimizado	64
Figura 68 - Veio primário otimizado com segunda velocidade	64
Figura 69 - Veio secundário completo otimizado	65
Figura 70 - Veio secundário com segunda velocidade otimizado	65
Figura 71 - Modelação dos veios e engrenagens da caixa otimizada	66
Figura 72 - Pontos de constrangimento na tampa (esquerda) e no fundo (direita)	66
Figura 73 - Tambor de sulcos e furação para suporte dos garfos vista de cima (esquerda) e vista de lado (direita)	67
Figura 74 - Conjunto de tambor de sulcos, garfos e engrenagens móveis com crabots	67
.....	67
Figura 75 - Modelação da zona de colocação do sistema de sincronismo da caixa de velocidades	67
Figura 76 - Tampa da zona de sincronismo	68
Figura 77 - Tampa do sistema de sincronismo acoplado ao fundo e com tambor de sulcos e suportes dos garfos nos apoios	68
Figura 78 - Fundo da estrutura com dois furos na base e outro para colocação do fluido	68
Figura 79 - Zona de controlo da agitação do óleo no veio secundário (esquerda) e veio primário (direita)	70
Figura 80 - Furação para união aparafusada na tampa e fundo (esquerda) e na tampa do sincronismo (direita)	71
Figura 81 - Reforços na base de apoios de rolamentos	71
Figura 82 - Comparação entre estrutura antes de reforçada (esquerda) e estrutura reforçada (direita) nos pontos críticos	71

Figura 83 - Recorte de material em zona inferior do apoio de um rolamento (esquerda) e na zona do sincronismo (direita).....	72
Figura 84 - Reforço da tampa na zona em torno dos apoios dos rolamentos	72
Figura 85 - Recortes de material na tampa entre parafusos	72
Figura 86 - Fundo com calha para rio de O-ring e furação para pinos	73
Figura 87 - Duas vistas da estrutura com anilhas e parafusos.....	73
Figura 88 - Estrutura com pontos de constrangimento (verde)	74
Figura 89 - Suporte do diferencial na estrutura atual	74
Figura 90 - Estrutura com rolamentos numerados.....	75
Figura 91 - Estrutura com malha grosseira (esquerda) e malha refinada (direita)...	76
Figura 92 - Gráfico de tensões equivalentes e ponto de tensão máximo	76
Figura 93 - Gráfico de análise de convergência	77
Figura 94 - Gráfico do deslocamento resultante na estrutura completa	78
Figura 95 - Estrutura completa com veios, engrenagens, rolamentos, fundo e tampas	78

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de tabelas

Tabela 1 - Propriedades dos aços de liga de cementação para engrenagens [2]	3
Tabela 2 - Comparação entre diferentes tipos de transmissão por engrenagens [13]	22
Tabela 3 - Vantagens e desvantagens para diferentes tipos de cárteres [16].....	24
Tabela 4 - Diâmetros e áreas para parafusos do sistema ISO [20].....	25
Tabela 5 - Classificação de resistência para parafusos de classe métrica [20].....	26
Tabela 6 - Tipo de lubrificação e respectivas características e aplicações [24]	27
Tabela 7 - Propriedades do óleo utilizado pela RMC Engrenagens	29
Tabela 8 - Relações de transmissão total para cada velocidade	38
Tabela 9 - Relações de transmissão para cada uma das velocidades.....	40
Tabela 10 - Dados de entrada para cálculo das engrenagens.....	41
Tabela 11 - Resultados do dimensionamento das engrenagens	42
Tabela 12 - Dados das engrenagens da relação final.....	44
Tabela 13 - Carga a aplicar em cada apoio de rolamento	59
Tabela 14 - Dados para elaboração de análise de convergência da caixa adaptada	61
Tabela 15 - Velocidade da linha de passo para cada par engrenado	69
Tabela 16 - Carga a aplicar em cada apoio de rolamento	75
Tabela 17 - Dados para elaboração de análise de convergência da caixa completa	77

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de siglas

At	Área da secção equivalente do parafuso para efeito da resistência à tração
b	Largura do dentado
d	Diâmetro primitivo
d	diâmetro primitivo da engrenagem
d1	Diâmetro primitivo do pinhão
F	Força
Fi	Força inicial de aperto
Fmáx	Força máxima
Fp	Força de prova
Fr	Força radial sobre o círculo primitivo de referência
Ft	Força tangencial sobre o círculo primitivo de referência
Fx	Força exercida pelo pneu
Fz	Força exercida no solo
g	Aceleração gravítica
i	Relação de transmissão
i	Relação de transmissão
iAmáx	Relação de transmissão que permite atingir velocidade máxima
iAmin	Relação de transmissão da 1ª velocidade
ij	Relação de transmissão a calcular
iz	Relação de transmissão calculada antes
j	Numero da relação a calcular
KA	Fator de aplicação
Kf α	Fator de distribuição de carga transversal (rotura)
KF β	Fator de distribuição de carga longitudinal (rotura)
KH α	Fator de distribuição de carga transversal (pressão superficial)
KH β	Fator de distribuição da carga longitudinal (pressão superficial)
KR	Fator de fiabilidade
Kv	Fator dinámico
mf	Massa total do veículo
mn	Módulo real
Mt	Módulo aparente de funcionamento
n	velocidade angular
nm	Rotação do motor
nMmáx	Rotação máxima do motor
nr	Rotação da engrenagem
P	Potência
P	Potência
Pe	Potência específica do motor
Pemáx	Potência específica máxima do motor
rdyn	Raio dinâmico da roda
rk	Raio da roda

T	Binário do motor
T _k	Binário transmitido ao solo
T _{mmáx}	Binário máximo do motor
v	Velocidade dos círculos primitivos
v	Velocidade
V	Velocidade da linha de passo
v _{máx}	Velocidade máxima
Y _{fa}	Fator de forma
Y _{NT}	Fator de duração
Y _{Rrelt}	Fator de rugosidade relativa
Y _{ST}	Fator de concentração de tensões correspondente às dimensões da engrenagem
Y _{Sa}	Fator de concentração de tensões
Y _x	Fator de dimensão de ensaio
Y _β	Fator de inclinação
Y _{δrelt}	Fator de sensibilidade relativa ao entalhe
Y _ε	Fator de condução
z	Número de relações
Z _E	Fator de elasticidade
Z _H	Fator geométrico
Z _L	Fator de lubrificação
Z _N	Fator de duração
Z _R	Fator de rugosidade
Z _V	Fator de velocidade
Z _W	Fator de relação de dureza
Z _β	Fator de inclinação
Z _ε	Fator de condução
α	Ângulo de pressão
α _{ST}	Gradiente de inclinação do solo
η _{tot}	Eficiência do sistema de transmissão
μ _x	Coefficiente de atrito do solo
σ _{ced}	Tensão de cedência
σ _{adm}	Tensão admissível à fadiga do material usado para solicitações de flexão
σ _{fo}	Tensão limite de fadiga do material usado para solicitações de flexão
σ _H	Pressão de contacto equivalente
σ _{Hlim}	Tensão-limite de fadiga no cálculo à pressão superficial
σ _{Ho}	Pressão de contacto estática
σ _{HP}	Pressão admissível do material
σ _{máx}	Tensão máxima calculada no pé do dente
σ _{nom}	Tensão nominal estática calculada no pé do dente
σ _p	Tensão de prova
φ _{th}	Coefficiente de escalonamento geométrico

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice

AGRADECIMENTOS	III
RESUMO	V
ABSTRACT	VII
LISTA DE FIGURAS	IX
LISTA DE TABELAS	XIV
LISTA DE SIGLAS	XVI
ÍNDICE	XIX
1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1. Material e processos de fabrico	3
2.1.1. Materiais	3
2.1.2. Tipos de maquinagem	4
2.1.3. Cementação	5
2.1.4. Têmpera e Revenido	7
2.2. Engrenagens	9
2.2.1. Engrenamento	9
2.2.2. Critérios de dimensionamento	11
2.2.3. Cálculo das relações de transmissão	15
2.3. Estrutura	21
2.3.1. Soluções para substituição da corrente	21
2.3.2. Cáster	24
2.3.3. Elementos de ligação	25
2.3.4. Lubrificação	26
2.3.5. Diferencial	30

3. PARTE PRÁTICA	33
3.1. Material Selecionado	35
3.2. Cálculo das relações de transmissão	36
3.3. Dimensionamentos dos pares engrenados	40
3.4. Hipótese caixa adaptada	44
3.4.1. Dimensionamento dos veios	44
3.4.2. Seleção do diferencial	50
3.4.3. Modelação	51
3.5. Caixa nova	63
3.5.1. Dimensionamento dos veios	63
3.5.2. Modelação	66
CONCLUSÕES	79
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	81
ANEXOS	85

1. Introdução

Enquadrado no desenvolvimento de um veículo de competição a participar no *Formula Student*, este trabalho partiu de um desafio de alguns elementos da equipa do Instituto Politécnico de Leiria (IPL) em redimensionar o sistema de transmissão e alterar profundamente um dos seus principais estágios, a transmissão final, tornando-se nos dois principais objetivos do trabalho.

O *Formula Student* é uma competição organizada pelo *Institution of Mechanical Engineers* em parceria com a *Society of Automotive Engineers* e tem como objetivo, no final de cada ano letivo, equipas constituídas por alunos de diferentes faculdades apresentem um veículo do tipo *formula* desenvolvido por si segundo o regulamento desse mesmo ano. A competição consiste numa série de provas como por exemplo *endurance*, *acceleration* ou *skidpad*.

Para o dimensionamento do sistema de transmissão, no que diz respeito às relações entre rodas dentadas, foi necessário um aprofundamento de conhecimentos tanto na componente de materiais, como nos processos de fabrico e cálculos necessários para obter o correto número de dentes e dimensões para cada engrenagem. A alteração pretendida na relação final tem como objetivo a eliminação da corrente, que leva a que seja substituída por outro tipo de transmissão e que conseqüentemente leva a que seja necessário o dimensionamento dessa nova forma de transmissão e do ambiente que lhe rodeia.

A alteração pretendida deve-se ao facto da transmissão flexível, apesar de ser a solução de mais simples dimensionamento, instalação e manutenção, ter um rendimento inferior a outros métodos e como tal, nasceu o desafio e o interesse no projeto, que pressupõe que seja possível aliar um maior rendimento na transmissão e colmatar dentro do possível, aquelas que são as vantagens da utilização da corrente.

Neste trabalho foi realizada uma introdução teórica chamada de revisão bibliográfica onde são estudadas variáveis importantes no fabrico e constituição de engrenagens assim como da estrutura envolvente responsável pelo alojamento do sistema. Neste capítulo são ainda abordados os cálculos para dimensionamento das relações e engrenagens.

Segue-se o capítulo dedicado à parte prática e experimentas onde são apresentados os cálculos efetuados assim como dimensionamentos de engrenagens e veios assim como a modelação das estruturas envolventes das duas hipóteses.

2. Revisão Bibliográfica

2.1. Material e processos de fabrico

2.1.1. Materiais

O número de materiais utilizados em engrenagens é grande, sendo a escolha definida por parâmetros técnicos e comerciais e a informação recolhida sobre o material analisada de modo a que seja possível cumprir todos os requisitos necessários. Nos casos onde as solicitações mecânicas são reduzidas, a escolha baseia-se no preço dos materiais, no entanto, quando é necessária a transmissão de potência, as propriedades físicas do material revelam-se importantes e o problema é a escolha do aço indicado. Para aplicações no ramo automóvel, nomeadamente nos sistemas de transmissão, são utilizados aços liga que são posteriormente submetidos a tratamentos térmicos de forma a melhorarem as suas propriedades físicas [1].

Os tratamentos térmicos para endurecimento superficial, tal como a cementação (abordado mais a frente), permitem obter engrenagens com uma maior resistência ao *pitting* e ao desgaste comparativamente a outro processo de endurecimento, sendo a dureza da superfície maior que a do núcleo. A energia de impacto também é superior relativamente a engrenagens com outros tratamentos.

Na tabela seguinte (Tabela 1) apresentam-se exemplos de aços para cementação

Tabela 1 - Propriedades dos aços de liga de cementação para engrenagens [2]

Tipo	Secção-limite (mm)	Resistência à tração (MPa)	Tensão de cedência (MPa)	Along. (%) min.	Izod (Nm)	Tamanho de grão (ASTM)	Dureza		S _{bo} (MPa)	S _{co} (MPa)
							Núcleo HB	Periferia HV		
En 34	130	600	350	23	70	6-8	179	750	324	134
	50	600	480	22	60					
	30	700	500	18	55					
En 36 A	260	700	450	22	60	6-8	201	710	345	137
	150	700	450	22	60					
	100	700	500	20	55					
	30	850	700	15	50					
En 36 B	260	750	500	20	55	6-8	238	710	345	137
	150	850	500	20	50					
	100	900	550	18	50					
	30	1 000	850	13	40					
En 39 A	400	750	750	15	60	6-8	223	710	345 ou 414	149
	150	850	750	15	55					
	100	1 100	900	13	50					
	30	1 400	1 100	12	35					
En 39 B	400	750	720	15	60	6-8	223	710	345 ou 414	149
	150	850	720	15	55					
	100	1 100	900	13	50					
	30	1 400	1 100	12	35					

E na tabela da Figura 1 a composição de alguns aços cementados.

En 34, equivalente a SAE 4615								
	C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	S	P
Min.	0,14	0,10	0,30	1,50	---	0,20	---	---
Máx.	0,20	0,35	0,60	2,0	---	0,30	0,05	0,05

En 39 A, equivalente a DIN 14 NiCr18								
	C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	S	P
Min.	0,12	0,10	---	3,80	1,00	---	---	---
Máx.	0,18	0,35	0,50	4,50	1,40	---	0,05	0,05

En 39 B, equivalente a DIN 14 NiCr18								
	C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	S	P
Min.	0,12	0,10	---	3,80	1,00	0,15	---	---
Máx.	0,18	0,35	0,50	4,50	1,40	0,35	0,05	0,05

Figura 1 - Composições químicas típicas de aços para cementação [2]

Outro tratamento térmico que pode ser feito no lugar da cementação é a nitruração. Por norma os aços nitrurados têm uma dureza superficial 5% a 10% superior à dos aços cementados, no entanto, as engrenagens resultantes deste processo ficam com uma baixa resistência a forças de impacto devido a fragilidade da camada superficial [1].

2.1.2. Tipos de maquinagem

Existem diversas formas de talhagem e formação dos dentes na engrenagem como remoção de material, sendo realizadas com ferramentas de superfícies ásperas provocando o corte e acabamento dos dentes e das suas superfícies com elevado nível de qualidade segundo a cotação da AGMA.

Dos métodos de talhagem, o *broaching* é aquele onde a ferramenta vai atravessando a roda de um lado ao outro, dando forma ao dente através de várias iterações com progressivo aumento da altura do futuro dente conseguindo remover grande quantidade de material. À semelhança do *broaching* existe o *milling* com a diferença da ferramenta de corte ser rotativa e o *shaping* em que é utilizada uma roda dentada para o efetuar o corte.

O processo de *grinding* consiste no contacto de uma ferramenta com superfície abrasiva colocada numa máquina rotativa com a engrenagem, no entanto, não existe remoção de grandes quantidades de material e é usado para melhorar o acabamento superficial de rodas tratadas termicamente ou com passos pequenos.

O *hobbing* é o procedimento de corte de material semelhante a um sem-fim com um espaçamento correspondente à distância entre os dentes da engrenagem. A ferramenta de corte (Figura 2) está em rotação e faz com que a engrenagem rode tal como quando se encontra em funcionamento.

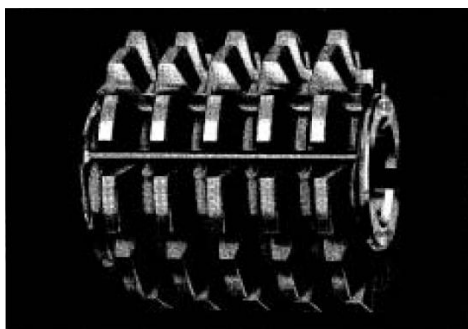


Figura 2 - Ferramenta de corte para talhagem de engrenagens [3]

No método de *skiving*, a ferramenta de corte assemelha-se a uma engrenagem, no entanto, com arestas cortantes que operam em rotatividade assim como a peça a ser trabalhada. No momento em que a ferramenta e a peça estão em contacto parece que se encontram engrenadas, porém, a ferramenta de corte está gradualmente a retirar material dos espaços entre os dentes [4].

2.1.3. Cementação

A cementação é um tratamento termoquímico que tem como objetivo o endurecimento da superfície da peça através da absorção e difusão de carbono no material. Para que seja possível enriquecer a superfície da peça esta é sujeita a um ambiente com elevadas temperaturas, por norma entre os 790°C e os 985°C, e um ambiente rico em carbono.

Existem diferentes tipos de cementação como a cementação sólida, líquida, em vácuo, plasma e em gás atmosférico, sendo esta última a mais comum representando cerca de 90% e tendo por isso o estatuto de *standard*. Este método é executado num forno onde o ar atmosférico é enriquecido em carbono criando um meio endotérmico em que a relação de CH₄ com ar é entre 1:2.5 e 1:2.7. O metano (CH₄) é o gás mais utilizado e as reações químicas a que está sujeito são:



Assim, o carbono livre irá reagir com a superfície da peça e formar Fe₃C.

O material usado é, por norma, um aço com uma percentagem baixa de carbono (Low-Carbon) que pode conter ainda elementos de liga como níquel, cromo, vanádio, tungsténio ou cobalto, por exemplo. Assim, após a cementação, a superfície fica com uma camada rica em carbono enquanto o núcleo mantém-se com uma estrutura com baixa percentagem de carbono.

A temperatura a que a peça e o ambiente estão sujeitos dentro do forno é essencial para a absorção do carbono por parte do aço. Quanto mais elevada for a temperatura maior a absorção e melhor a difusão do carbono no interior da estrutura da peça, sendo também, juntamente com o tempo da operação, fatores que têm preponderância e servem para controlar a espessura da camada superficial enriquecida, como é possível ver na Figura 3. Outro fator a ter em conta na espessura da camada superficial é o agente utilizado para enriquecer o ambiente do forno.

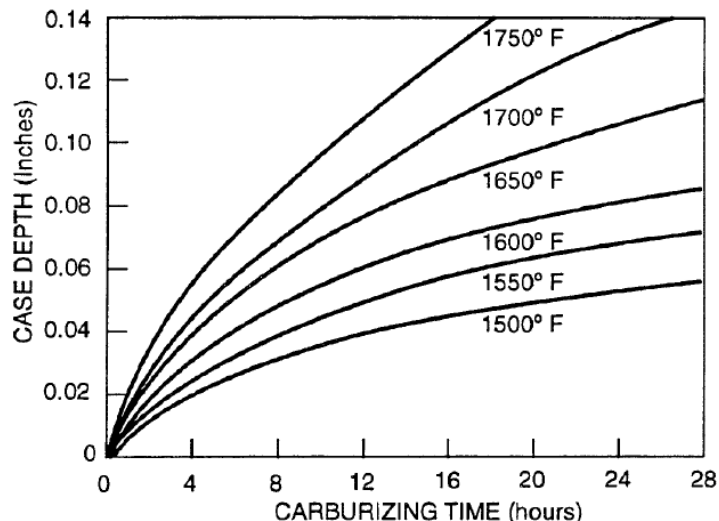


Figura 3 - Relação entre tempo de cementação, temperatura do forno e profundidade da camada superficial para engrenagem em aço [5]

Temperaturas demasiado elevadas, acima dos 955°C danificam o forno. Após a fase de aquecimento e onde se mantém a temperatura fixa, existe a fase de arrefecimento onde a temperatura desce e de modo a obter a dureza desejada é realizada uma têmpera. Têmpera esta, que pode ser realizada em banho de óleo logo durante o processo de arrefecimento ou então é permitido que a temperatura desça abaixo da temperatura da têmpera para em seguida começar este mesmo processo, isto tudo para que seja absorvida a quantidade desejada de carbono pela superfície dos dentes.

Como em todos os tratamentos térmicos existe o problema de ocorrer empenos, sendo mais acentuado no processo de cementação. Estes empenos podem distinguir-se de dois modos, quanto à localização, podendo ser no corpo da roda onde é afetada a circularidade, planicidade e dimensões excêntricas da engrenagem, ou na segunda forma de ocorrer, sendo nos próprios dentes afetando a sua geometria, que necessita posteriormente de um acabamento para melhorar a sua qualidade. Este fenómeno dá-se pela ocorrência de tensões térmicas ou tensões de transformação. As primeiras, causadas pelo arrefecimento da superfície ser mais rápido que o do interior causando uma contração destas últimas. No caso de estarem presentes elementos de liga, as tensões serão ainda superiores, visto terem diferentes densidades e volumes específicos. O caso das tensões

de transformação ocorre pela variação de volume durante o tratamento térmico, com a ferrite a transformar-se em austenite que, por sua vez, têm coeficientes volumétricos de expansão diferentes, acontecendo o mesmo na passagem de austenite para martensite.

Atualmente, a maioria das engrenagens para aplicações industriais sofre uma cementação a gás, ou atmosférica, seguido de têmpera e revenido, visto ser o processo que garante uma caixa de velocidades mais fiável com engrenagens e uma qualidade ideal. Este processo de endurecimento confere uma superfície com elevada resistência e dureza assim como um valor de tensões residuais adequado e um interior da peça com uma dureza apropriada. Estas engrenagens adquirem ainda uma elevada capacidade de resistência a forças de impacto. A maior desvantagem deste método passa pelo empeno causado que é de resto o processo de tratamento térmico onde mais se acentua esta característica, no entanto com a evolução tecnológica e os avanços a nível de fornos e equipamentos é possível controlar e minimizar este fator que leva por sua vez à diminuição de custos nos processos de acabamentos [5].

2.1.4. Têmpera e Revenido

Depois da cementação é feita uma têmpera, este processo é realizado com o objetivo de melhorar as propriedades da superfície da roda promovendo a transformação da martensite, que forma a camada superficial numa mistura de ferrite proeutóide e perlite. É importante que a fase de arrefecimento tenha um ritmo adequado visto que, se esta for rápida de mais, irá quebrar a camada superficial ou reter uma quantidade excessiva de austenite.

No caso da indústria automóvel, a têmpera tem como exclusivo objetivo aperfeiçoar e melhorar a camada superficial de modo a que esta consiga cumprir os requisitos necessários para aplicação, devido ao facto das propriedades do interior não afetarem o desempenho do sistema. As peças podem ser temperadas em água, óleo ou outro fluido apropriado. O óleo é o mais utilizado, especialmente em engrenagens onde a distância entre os dentes é reduzida, porém, o importante é que exista uma boa circulação do óleo de modo a que as variações de temperatura sejam uniformes ao longo da peça. Para alguns materiais é ainda possível que se realize a têmpera ao ar, no forno ou com gás, caso seja favorável em termos de propriedades desejadas e custos, visto que todas estas soluções mantêm as engrenagens limpas e livres de oxidação.

A solução *direct quenching* trata-se de um método onde a têmpera é realizada logo após a cementação, no mesmo forno. A temperatura é reduzida até aproximadamente 790°C e proporciona uma diminuição do risco de ocorrência de fissuras. Este método tem ainda vantagens a nível económico, pois reduzem-se custos em energia, número de

equipamentos e operadores e ainda em termos de simplicidade do processo. Os possíveis estragos, como entalhes, são também reduzidos devido ao facto das peças serem manuseadas menos vezes. Existe também um método chamado *reheating* que, tal como o nome indica, é o aquecimento da peça, feito a seguir à têmpera. O objetivo deste reaquecimento é assegurar uma camada superficial com melhor qualidade, mais uniforme e com redução da saturação de carbono na superfície do dente, podendo ainda também reduzir o empeno.

De modo a completar a têmpera é realizado um processo chamado revenido. O revenido tem como objetivo reduzir as tensões térmicas criadas durante a têmpera e melhorar a estabilidade dimensional. Temperaturas elevadas são prejudiciais à dureza da camada superficial assim como do interior da roda, como é possível observar na Figura 4 e Figura 5, sendo por norma realizado entre os 115 e os 175°C.

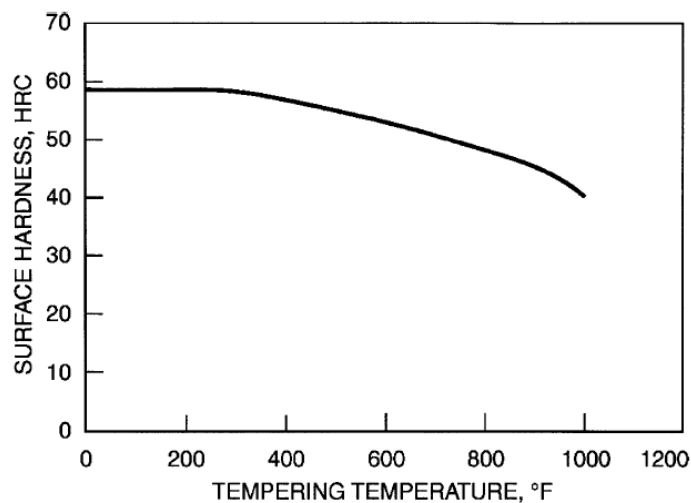


Figura 4 - Relação entre temperatura de têmpera e dureza da superfície [5]

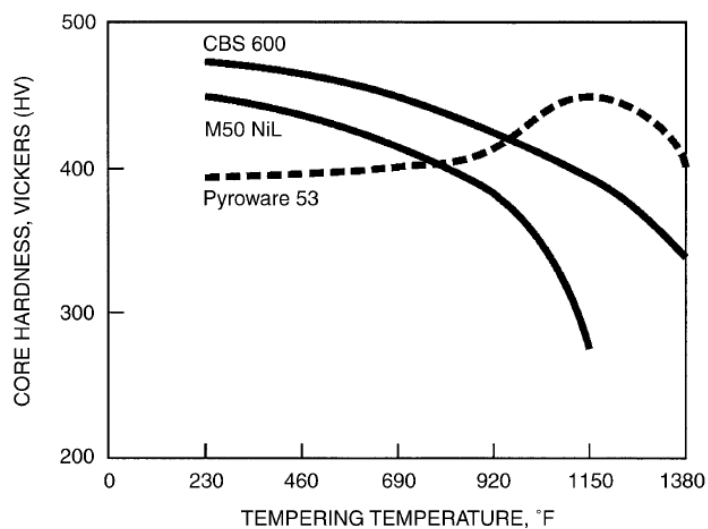


Figura 5 - Relação da temperatura de têmpera e dureza do interior da engrenagem para três ligas de aço [5]

O momento em que é realizado o revenido também requer alguma atenção. Se for realizado cedo demais irá interromper a transformação da martensite, por outro lado, se for realizado demasiado tempo após se concluir a têmpera, irá causar problemas no empeno e possivelmente abrir fissuras. O revenido também gera tensões durante o seu processo, no entanto, são desprezáveis devido às baixas temperaturas.

Neste processo pode-se ainda incluir o tratamento subzero que consiste numa continuação da têmpera até que se atinjam temperaturas negativas, daí também se poder chamar tratamento a frio. O objetivo deste método é reduzir a quantidade de austenite presente na camada superficial transformando-a em martensite. Esta transformação está relacionada com as temperaturas atingidas. Quanto menor a temperatura mais elevada a taxa de transformação. As temperaturas utilizadas rondam os -75°C e os -100°C [5].

2.2. Engrenagens

2.2.1. Engrenamento

A linha de ação entre dentes é uma linha reta que passa pelo ponto de contacto dos diâmetros primitivos, que é também tangente aos círculos de base das duas rodas e tem uma inclinação α , também chamada de ângulo de pressão em relação à tangente comum dos dois círculos primitivos. O engrenamento inicia-se quando o flanco P_1 da roda movida toca no flanco de pé P_2 da roda motora, sendo o início da ação o ponto A da Figura 6, coincidente com o círculo de cabeça da roda movida.

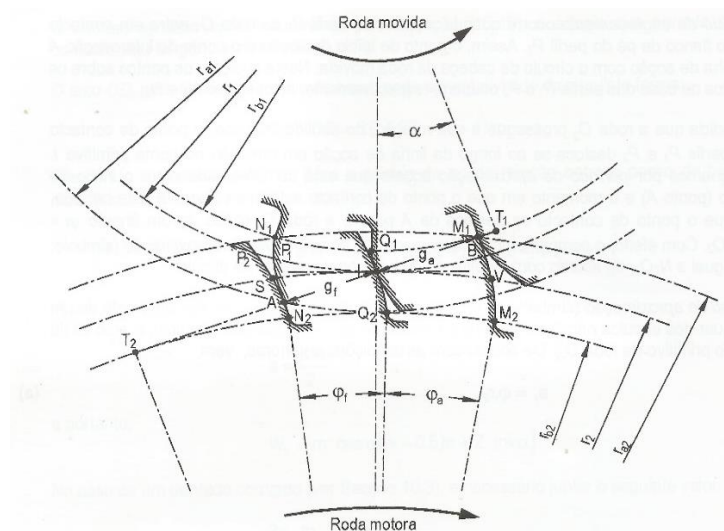


Figura 6 - Engrenamento de duas rodas [6]

Ao longo do movimento de rotação de O_2 , o ponto de contacto entre perfis desloca-se em linha reta ao encontro do ponto I sendo este movimento chamado período de aproximação e essa distância entre A e I denominada comprimento de aproximação. O fim

do engrenamento acontece quando a extremidade da roda motora entra em contacto com o flanco da roda movida (ponto B). O tempo entre o ponto I e B é o período de afastamento e a distância entre eles, o comprimento de afastamento. De modo a que se dê uma continuidade do engrenamento é necessário que no movimento em que P_1 e P_2 chegam no ponto B já exista outro par engrenado em contacto. Um exemplo de uma situação limite é a Figura 7. Para que esta situação seja garantida o arco de condução tem de ser superior ao passo primitivo

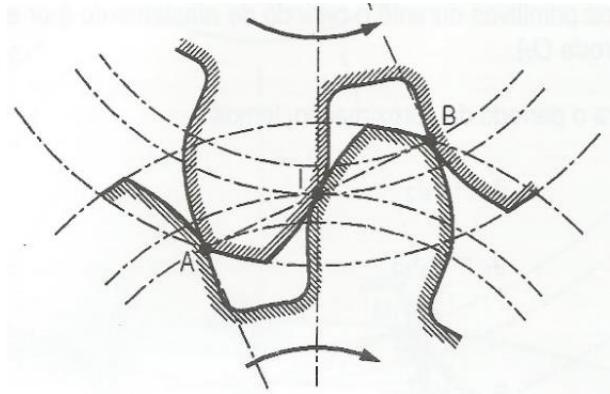


Figura 7 - Situação onde a continuidade do engrenamento atinge o limite [6]

Para a relação de condução utiliza-se o parâmetro adimensional ϵ_x que é dado pela divisão do comprimento da ação pelo passo da base e tem um valor mínimo recomendável de 1.30.

Quanto às forças aplicadas nas engrenagens, a partir de um diagrama de corpo livre como o da Figura 8 onde a roda O_1 é motora e move-se no sentido dos ponteiros dos relógios com uma velocidade angular n_1 que por sua vez move a roda O_2 a uma velocidade angular n_2 . As reações em estudo acontecem na linha de ação e são a força F_{a1} e binário M_{a1} no pinhão e a força F_{21} e momento M_{b2} em O_2 .

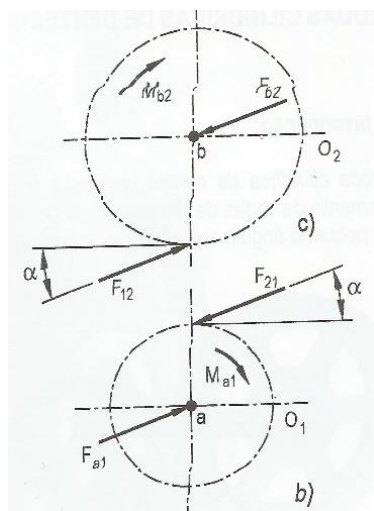


Figura 8 - Diagrama de corpo livre das forças nas rodas [6]

Ao elaborar novamente o diagrama de corpo livre (Figura 9), mas com a força decomposta nas suas componentes tangencial e radial, é possível obter a força transmitida F_t , única responsável pela transmissão de potência, sendo a componente tangencial F_{21T} , tendo a componente radial apenas tendência de afastar as rodas [6].

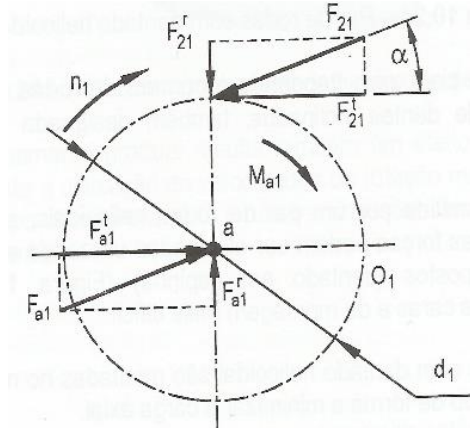


Figura 9 - Decomposição das forças F_{21} e F_{a1} [6]

A força transmitida calcula-se pela relação:

$$F_r = F_t * \tan \alpha \quad (2.3)$$

O binário que está diretamente relacionado com a força obtem-se a partir de:

$$M_t = F_t \frac{d}{2} \quad (2.4)$$

Sendo a velocidade no círculo primitivo (v):

$$v_c = \frac{\pi d n}{60.000} \quad (2.5)$$

Onde a velocidade v_c é a velocidade linear do círculo primitivo em m/s, d o diâmetro primitivo [mm] e n a velocidade angular [rot/min].

Visto que por norma em casos práticos são conhecidos a potência e a velocidade linear é possível calcular a força transmitida através de: [6]

$$F_t = \frac{P}{v_c} \quad (2.6)$$

2.2.2. Critérios de dimensionamento

2.2.2.1. Rotura

A primeira forma de ruína abordada é a rotura dos dentes que acontece derivado da tensão máxima de flexão ser ultrapassada na secção crítica que se encontra no pé do

dente. A análise da tensão máxima de flexão na secção crítica do dente deve ser feita para ambas as rodas e é fundamental para o cálculo da resistência do dentado. Com o cálculo à rotura, determina-se o módulo mínimo compatível de forma a evitar a ruína.

O objetivo do cálculo quando se dimensiona uma engrenagem à rotura é garantir que a tensão máxima seja menor ou igual à tensão admissível:

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{f\ adm} \quad (2.7)$$

Em que a tensão máxima é dada por:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_{nom} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (2.8)$$

Nesta expressão, K_A é o fator de aplicação que tem em conta as sobrecargas dinâmicas resultantes de fontes exteriores e varia com fatores como a relação entre massas dos órgãos mecânicos, tipos de acoplamento e condições de serviço. O valor de K_A é atribuído através de uma tabela de duas entradas onde se distingue se é máquina motora ou movida e é dada uma classificação relativamente aos choques entre uniformes, moderados ou importantes. K_V , representa o fator dinâmico que é definido pelos erros de dentado e da velocidade, inercias das massas em movimento, lubrificação, amortecimento ou abarrilamentos dos flancos. O método de cálculo combina a qualidade do dentado, velocidade linear e número de dentes do pinhão e é aplicável a engrenagens em aço sujeitas a cargas médias e elevadas. Quanto a $K_{F\beta}$, fator de repartição de carga longitudinal, tem em conta a distribuição não uniforme da carga ao longo do dentado, com o erro de distorção entre dentes conjugados com a rigidez do engrenamento e varia também com o valor da carga unitária. Erros de fabricação dos dentes, de paralelismo na maquinagem do cárter ou folga nos apoios são exemplos de condicionantes que influenciam este fator. Relativamente a $K_{F\alpha}$, fator de repartição de carga transversal, sendo função da qualidade do dentado podendo ser aços de têmpera total ou endurecidos superficialmente. Quanto à tensão nominal, tensão estática no pé do dente, varia com vários fatores como é possível observar na seguinte expressão:

$$\sigma_{nom} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_{\beta} \quad (2.9)$$

Os dados que variam a tensão nominal são a força transmitida, a largura do dentado, o módulo real ou da ferramenta e um conjunto de fatores Y . O primeiro destes fatores é o Y_{Fa} , fator de forma que representa os parâmetros geométricos do dentado na determinação da tensão máxima que ocorre nos perfis de concordância situados no pé do dente que pode ser determinado através do método de Lewis, método “do ponto único” e método ISO. Quanto ao Y_{β} , fator de inclinação, deriva da linha de contacto, está

especialmente direcionado para engrenagens helicoidais visto as tensões de flexão na secção crítica do dente serem mais favoráveis comparativamente com o dentado reto. O cálculo deste parâmetro varia com o ângulo de hélice sobre o círculo primitivo de referência sendo $Y_{\beta}=1$ para dentado reto. O fator de condução nesta expressão representado por Y_{ϵ} , é o fator que tem em conta a colocação da carga que está na ponta do dente, num dente da vizinhança e tem uma expressão onde a única variável é mesmo a relação de condução do par engrenado. Em relação a Y_{Sa} , fator de concentração de tensões, está relacionado com o raio de concordância entre o perfil envolvente do dente e a base sendo uma zona de concentração de tensões com influência no cálculo da tensão máxima de flexão. O número de dentes, o coeficiente de correção de dentado, ângulo de pressão e saída da ferramenta geratriz são também fatores que influenciam o valor de Y_{Sa} .

Do outro lado da equação inicial temos a tensão limite de fadiga que por sua vez resulta da seguinte expressão:

$$\sigma_{f adm} = \frac{\sigma_{fo}}{K_R} \cdot Y_{ST} \cdot Y_N \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \quad (2.10)$$

Esta expressão é então constituída pela tensão limite de fadiga do material quando sujeito à flexão (σ_{fo}), o fator de fiabilidade K_R e um conjunto de fatores Y . $Y_{\delta relT}$ é o fator dedicado à sensibilidade do entalhe que pela norma é possível calcular através do valor Y_{Sa} e pelo material da engrenagem e relaciona diretamente a sensibilidade da engrenagem em estudo com uma que foi sujeita a ensaio sendo assim um valor relativo. O fator de rugosidade relativa, Y_{RrelT} , está relacionado com o acabamento superficial que é importante na resistência à fadiga sendo mais uma vez um valor relativo entre a rugosidade da engrenagem de ensaio e da engrenagem em estudo. Quanto a Y_X , trata-se do fator de dimensões que toma consideração a relação entre o tamanho da roda e a redução da resistência à fadiga quando esta é menor, podendo estar relacionado com a dificuldade de elaborar tratamentos térmicos, fabrico do material e redução do gradiente de tensão de flexão que por sua vez se relaciona visto a área a que está sujeita a carga máxima sendo menor, a probabilidade de se iniciarem fendas. O fator Y_{ST} é o fator de concentração de tensões correspondente às dimensões da engrenagem de ensaio e Y_{NT} é o fator de duração [7].

2.2.2.2. Pressão Superficial (Pitting)

A outra forma de ruína no conjunto de pares engrenados é o aparecimento de picadas na superfície (flancos) dos dentes. Este fenómeno deve-se ao excesso de pressão de contacto que ocorrem no momento do engrenamento entre dentes. É no método de

cálculo da pressão superficial que se determinam as dimensões gerais das engrenagens, a este parâmetro é necessário satisfazer o módulo correspondente ao calculado na resistência à rotura para a carga aplicada.

No dimensionamento à pressão superficial, a primeira expressão mostra que a necessidade de pressão superficial no funcionamento (σ_H) deve ser menor ou igual à pressão admissível (σ_{HP}):

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (2.11)$$

Em que é calculado por:

$$\sigma_H = \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad (2.12)$$

A pressão de contacto em funcionamento depende de diversos fatores K que representam a distribuição da carga longitudinal ($K_{H\beta}$), a distribuição de carga transversal ($K_{H\alpha}$), o fator de aplicação (K_A) e o fator dinâmico (K_V), sendo estes em tudo semelhantes aos utilizados no dimensionamento à rotura na definição da tensão máxima admissível à flexão. σ_H varia ainda com a pressão de contacto estática que é dada pela seguinte expressão:

$$\sigma_{HO} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \quad (2.13)$$

Nesta formula F_t , b e d_1 têm o mesmo significado de quando citadas no dimensionamento à rotura. Z_H representa o fator geométrico, Z_ε a influência da condução, Z_β representa o fator de inclinação do dentado das rodas e o fator Z_E a elasticidade do material.

Por fim o cálculo da tensão admissível é dado por:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sqrt{K_R}} Z_N Z_L Z_R Z_V Z_W \quad (2.14)$$

Nesta expressão, Z_N é o fator de duração que depende do material, dos tratamentos térmicos e do número de ciclos de carga a que os dentes irão estar sujeitos assim como a rugosidade ou lubrificação e o seu valor tem uma relação direta com o valor da vida requerida. Segue-se o fator Z_L que representa a lubrificação e o seu valor varia com a viscosidade nominal a 50 °C. Z_R é o fator de rugosidade que vai ter relevância devido ao facto da rugosidade afetar a espessura da película de filme de óleo e com isto possibilitar o contacto intermetálico. O fator de relação de durezas entre o carreto e a roda ou fator (Z_W), trata do encruamento de uma engrenagem devido ao seu engrenamento com um

carreto sujeito a tratamento superficial com elevada rigidez. Quanto ao fator Z_V , fator de velocidade, toma em conta a capacidade de se acumular lubrificante com a velocidade tangencial, ou seja, velocidades muito baixas permitem melhor escoamento do óleo na zona de contacto o que reduz a espessura do filme de óleo. O K_R é o fator de fiabilidade tal como no dimensionamento à rotura. A σ_{Hlim} é a tensão limite de fadiga à pressão superficial para o material e o seu cálculo é baseado na teoria das tensões de Hertz que considera o contacto entre dentes semelhante ao contacto entre dois cilindros em movimento [7].

2.2.3. Cálculo das relações de transmissão

Com o objetivo de atingir a máxima força no centro de massa do veículo, torna-se fundamental que o motor funcione nos regimes que permitem isso mesmo, de forma a se atingirem as acelerações máximas e que por sua vez permitam igualmente uma maior colocação de binário no solo através da tração dos pneus ao solo. A seleção dos regimes mais apropriados tem por base as curvas de potência e binário do motor em estudo, o que levanta a dúvida de qual será a gama de funcionamento desejada, se no pico de binário máximo ou de potência máxima.

Pelas leis de Newton pode-se concluir que a força é a razão entre a potência e a velocidade:

$$F = \frac{P}{v} \quad (2.15)$$

Pelo que se considerarmos uma velocidade constante a força é proporcional à potência:

$$F = cont * P, \text{ logo } F \sim P \quad (2.16)$$

O que leva a concluir que para garantir a força máxima deve-se manter o regime de potência máxima:

$$F_{max} \sim P_{e_{max}} \quad (2.17)$$

De modo a cimentar ainda mais esta teoria junta-se em seguida um exemplo prático com as curvas de potência e binário de motor de F1 do ano de 2008 como é possível ver na Figura 10.

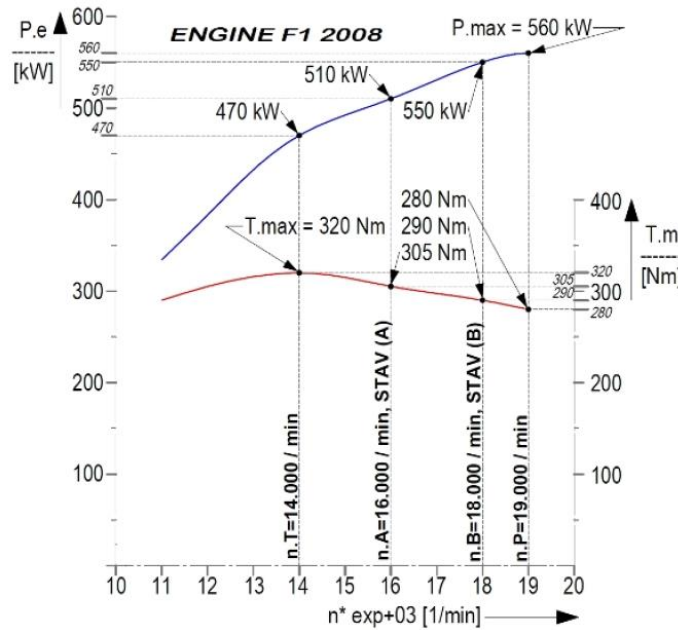


Figura 10 - Curva de potência e binário de um motor de F1 [8]

Onde o binário máximo é de 320 Nm às 14000 rpm e com uma potência correspondente a 470 kW. O ponto de potência máxima é de 560 kW às 19000 rpm e binário o nesse ponto é 280 Nm. No gráfico pode-se ainda identificar o ponto A às 16000 rpm onde o binário é 305 Nm e a potência 510kW e o ponto B onde o binário é 290 Nm e a potência 550 kW.

Para o cálculo da força em cada caso utilizou-se a fórmula:

$$F = \frac{T * i}{r_k} \quad (2.18)$$

Onde F é a força, T o binário naquele regime, i a relação necessária para que se atinja a velocidade padrão que neste caso considerou-se 230 Km/h e rk o raio da roda em metros. O cálculo de i é dado por:

$$i = n_m * \frac{\pi}{30} * \frac{r_k}{v} \quad (2.19)$$

Nesta formula n representa a rotação em estudo, rk o raio da roda e v a velocidade a que se desloca o veículo.

A partir destas duas expressões os valores da força são de 7340N, 8000N, 8560N e 8715N para as situações de binário máximo (14000 rpm), A (16000 rpm), B (18000 rpm) e potência máxima (19000 rpm). O que leva a concluir que com o aumento de rotação e proximidade com o pico de potência a força exercida é também maior.

No caso do binário à roda T_k , que é calculado por:

$$T_k = \frac{30}{\pi} * P_e * \frac{i}{n} \quad (2.20)$$

Em que P_e é a potência específica no regime em estudo, i a relação de transmissão para a velocidade desejada e n a rotação do motor.

Os valores de binário à roda para as mesmas situações vistas anteriormente são de 2275Nm, 2475N, 2645N e 2715N do regime mais baixo (pico de binário) até regime mais elevado (pico de potência) o que mais uma vez comprova que deve ser utilizado o regime de potência mais elevado para se obter o melhor rendimento em prova e que neste caso específico, um dimensionamento direcionado ao pico máximo de binário levaria a perdas de tração na ordem dos 16%.

A força a colocar no solo pode ser limitada pela potência que o motor tem disponível ou então pelos limites característicos do pneu que não consegue transmitir todo o binário ao solo. Sendo assim, a equação seguinte:

$$F_x = \mu_x * F_z \quad (2.21)$$

Caso a força F_x seja excedida o pneu entra em escorregamento e a força de tração diminui.

De forma a dimensionar o correto escalonamento das relações entre as diferentes velocidades da caixa de velocidades o método mais recente e utilizado pelas melhores equipas de competição é aquele que permite um funcionamento do motor sempre nos regimes de maior potência, sendo assim, a quebra de rotação constante entre mudanças de velocidades, esta abordagem é chamada de abordagem moderna ou *design* geométrico de relações. Na figura seguinte (Figura 11) temos um exemplo de um gráfico de exemplifica esta abordagem moderna.

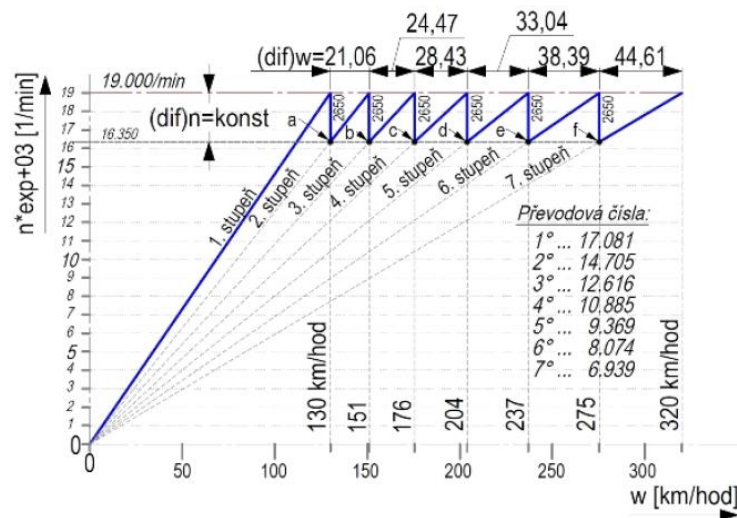


Figura 11 - Escalonamento de relações segundo abordagem geométrica [8]

Como é possível ver no gráfico, a quebra de rotação é constante o que leva a que a gama de rotações utilizada seja sempre a mesma o que garante que se dispõe da potência máxima ou próximo disso. Neste caso, a quebra de potência é de 5% em relação à máxima o que faz com que a queda de rotação seja de 2650 rpm. É também possível ver qual a velocidade máxima para cada mudança assim como a velocidade que corresponde determinada rotação do motor para cada uma das relações de transmissão.

No caso de se dar um excesso de binário à roda nas relações onde as velocidades são inferiores pode ser necessário aumentar a quebra de rotação quando se engrena a velocidade seguinte como se pode ver Figura 12.

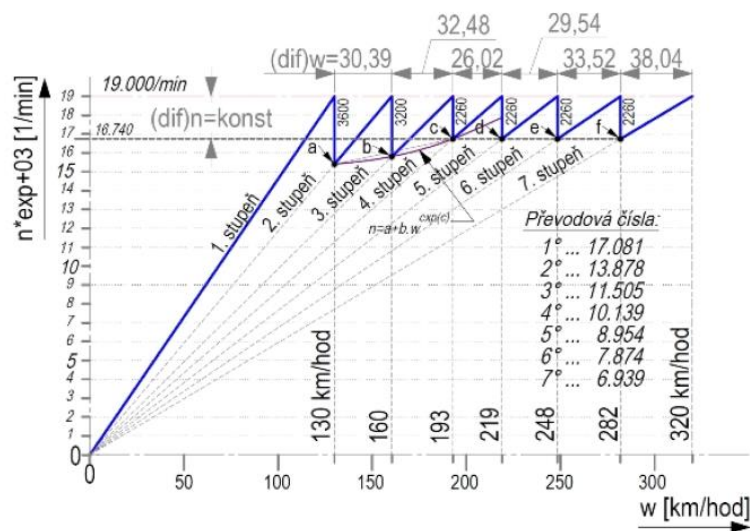


Figura 12 - Escalonamento de relações segundo abordagem geométrica com correção para deslizamento dos pneus [8]

A queda de rotação da primeira para segunda velocidade é superior à estabelecida quando se determinou a gama dos 5% de quebra de potência relativamente à máxima e por consequência as velocidades máximas das relações superiores à 1ª aumentam também corrigindo o excesso de binário à roda de modo a garantir uma melhor aderência ao solo [8].

Por outro lado, de forma a não ser necessário elaborar as alterações referenciadas pela imagem anterior, é também possível calcular a relação para velocidade máxima do veículo e para a velocidade máxima na 1ª. Com estas duas relações calcular uma constante (step jump) que garante o não escorregamento nas relações mais elevadas e uma queda de potência e rotação invariável.

Existe ainda outro método de cálculo das diferentes relações chamado de *design* de relações progressivo onde a queda de rotação não é constante mas com intervalos de velocidades constantes tal como sugere a figura seguinte (Figura 13) [9].

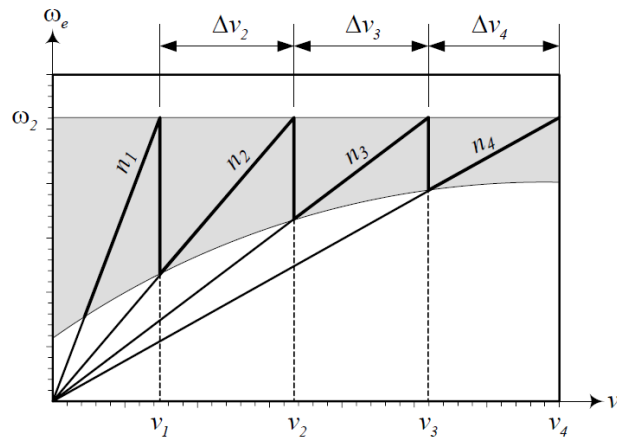


Figura 13 - Escalonamento de relações de transmissão segundo abordagem progressiva [9]

Na figura seguinte (Figura 14) é possível comparar os diagramas de velocidade e tração para um *design* do tipo geométrico (esquerda) e do tipo progressivo (direita).

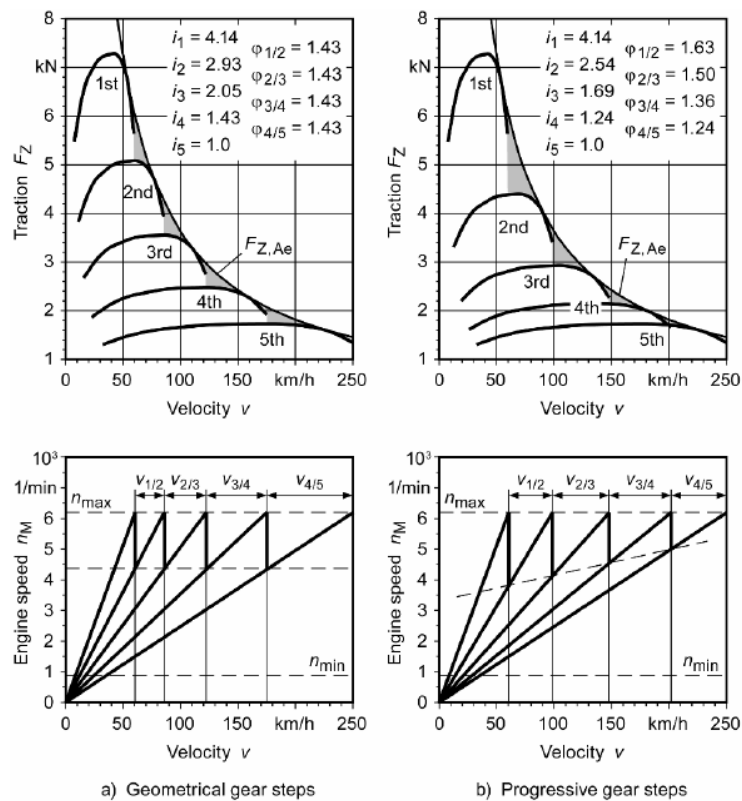


Figura 14 - Comparação de diagrama de tração e escalonamento entre abordagem geométrica e progressiva [10]

Nestes exemplos nota-se pelos diagramas de tração que o *design* do tipo geométrico coloca mais binário no solo nos pontos de troca de relação o que por sua vez se traduz numa menor quebra da força motriz do veículo que resulta em acelerações mais elevadas. A solução de *design* progressivo é mais indicada para veículos de passageiros onde se privilegia o conforto que é dado com gamas de velocidades mais longas [10].

Quanto ao cálculo das respectivas relações é resultado de vários fatores, sendo elaborado inicialmente o cálculo das relações máximas e mínimas. Para o cálculo da relação máxima, que posteriormente vai se considerada a 1ª, é importante ter em conta fatores relacionados com o escorregamento devido ao excesso de binário como a resistência ao rolamento, a adesão e escorregamento do pneu com o solo, aerodinâmica do veículo, inclinação do percurso e ainda o rendimento do próprio sistema de transmissão que tem perdas nos rolamentos, engrenagens, vedantes e embraiagem. O cálculo da relação máxima é dado por:

$$i_{A,max} = \frac{r_{dyn} m_f g (f_R \cos \alpha_{St} + \sin \alpha_{St})}{T_{M,max} \eta_{tot}} \quad (2.22)$$

Onde, r_{dyn} é o raio da roda, m_f a massa do veículo, g a aceleração gravítica, f_R o coeficiente de resistência ao rolamento, α_{St} o gradiente de inclinação, $T_{M,max}$ o binário máximo e η_{tot} o rendimento do sistema de transmissão.

Quanto à relação que permite o veículo atingir a sua velocidade máxima, $i_{A,min}$, é calculada pela seguinte expressão:

$$i_{A,min} = \frac{3.6 \frac{\pi}{30} n_{M,max} r_{dyn}}{v_{max}} \quad (2.23)$$

Onde $n_{M,max}$ é a rotação máxima do motor e v_{max} a velocidade máxima do veículo.

O valor do coeficiente que permite o escalonamento geométrico constante das relações é dado por:

$$\varphi_{th} = \sqrt[z-1]{\frac{i_{A,max}}{i_{A,min}}} \quad (2.24)$$

Em que z é o número de relações e φ_{th} o coeficiente que será multiplicado por cada uma das relações de forma a obter a seguinte:

$$i_j = i_z * \varphi_{th}^{(z-j)} \quad (2.25)$$

Com as diferentes relações calculadas é possível construir um diagrama de tração de modo a conseguir observar qual o binário transmitido ao solo em cada relação, como se comporta ao longo da sua amplitude de velocidades e na troca de relação quais as perdas de tração que obtém [9] [10].

Este diagrama de tração é construído com o binário transmitido ao solo ao longo das diferentes velocidades que o veículo percorre como sugere a Figura 15.

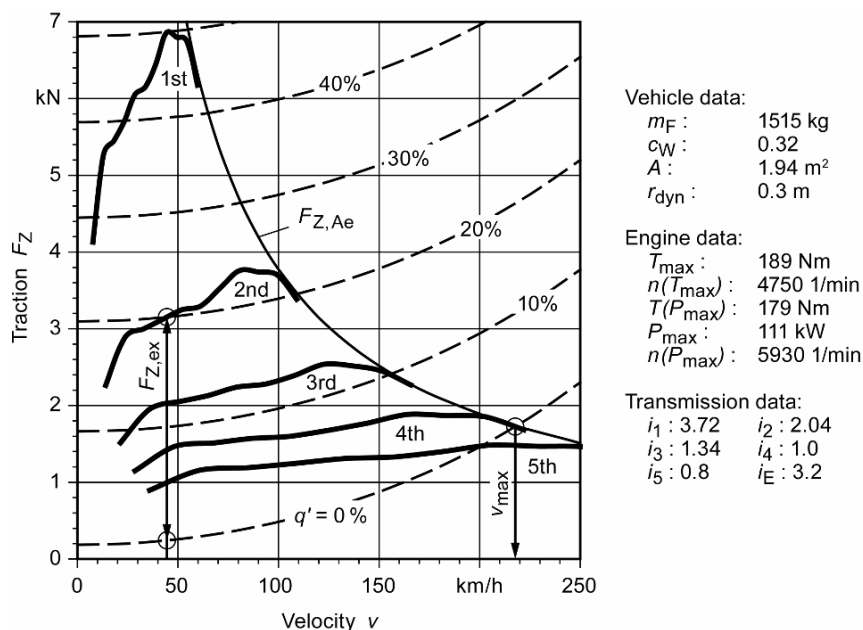


Figura 15 - Diagrama de tração para veículo com as especificações definidas à direita [11]

De modo a construir este diagrama é necessário calcular o binário ao solo T_k , que é feito com a seguinte expressão:

$$T_k = \frac{30}{\pi} P_e \frac{i}{n_m} \quad (2.26)$$

Nesta fórmula P_e é a potência do motor em determinado regime, n_m a rotação do motor correspondente à potência P_e e i a relação de transmissão [10].

2.3. Estrutura

2.3.1. Soluções para substituição da corrente

Um dos objetivos deste trabalho passa por eliminar a corrente do sistema de transmissão de forma a melhorar a eficiência do mesmo. Os tipos de transmissão mecânica dividem-se em transmissão por atrito, onde se encontram as correias, cabos, rodas de atrito e embraiagens secas, que são ainda menos eficientes que a corrente e por isso são colocadas de parte e ainda as transmissões por contacto geométrico onde se enquadram as correntes, uniões de veio e engrenagens. As uniões de veio são uma solução que levaria à implementação de um veio de transmissão que por sua vez levaria à alteração da geometria do motor de transversal para longitudinal. Quanto às engrenagens, pode resultar numa solução volumosa e com peso excessivo. Para contrariar esta tendência, é necessário aproximar o motor do eixo traseiro diminuindo assim a distância entre eixos. Esta proximidade abre a hipótese de englobar o diferencial e a relação final apenas numa estrutura [12].

A transmissão do movimento ao diferencial de forma através de engrenagens podem ser através de dentado reto, engrenagens cónicas e hipóides ou helicoidais de parafuso sem-fim como é possível ver na Figura 16.

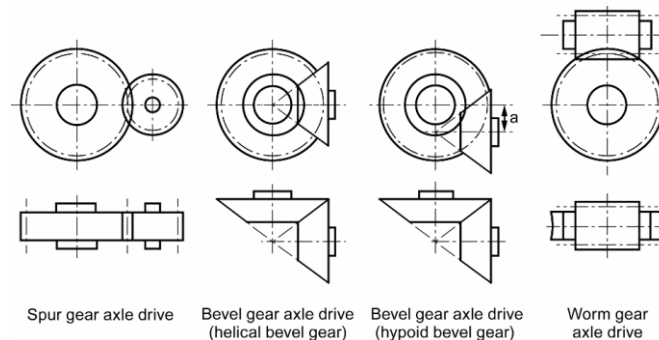


Figura 16 - Diferentes formas de transmissão de potência ao diferencial através de engrenagens [13]

A solução de dentado reto começou a vulgarizar-se com a montagem de motores transversais dianteiros em que o diferencial é ativado diretamente através do veio de saída da caixa de velocidades ou por rodas intermédias que permite ainda a vantagem do corpo do diferencial se integrar lado a lado com a caixa de velocidades e motor com o mesmo sistema de lubrificação facilitando a manutenção. O baixo custo de produção é outra vantagem, tem no entanto a desvantagem de ter semieixos de transmissão até às rodas de diferentes tamanhos.

Na Tabela 2 são apresentadas as comparações para diferentes características das soluções faladas anteriormente [13].

Tabela 2 - Comparação entre diferentes tipos de transmissão por engrenagens [13]

Feature	Spur gear	Axle drive		Worm gear
		Helical bevel drive	Hypoid bevel drive	
Quiet running	0	0	+	++
Manufacturing cost	++	+	0	--
Bearings	++	0	0	0
Lubrication	++	++	0	0
Efficiency	++	++	++	+
Service life	++	+	+	++
Load capacity	0	+	+	++
Space requirements	+	0	+	+
Total	11+	7+	6+	8+

As soluções já existentes no mercado para a eliminação da corrente num sistema de transmissão são apresentadas pela marca Quaife.

Na Figura 17 é possível ver o modelo QBA2R. É a combinação de um diferencial, marcha atrás e redutora que pode ser montada na horizontal ou vertical consoante a aplicação, podendo ser para um desportivo ou para um carro de corrida ou então off-road

e karts. A relação de transmissão utilizada é de 2.92:1 na marcha atrás e 2.43:1 ou 3.767:1 na caixa redutora. A massa total é de 22Kg, tem incorporado um diferencial autoblocante de engrenagem helicoidal e flanges universais de modo a acoplar os semieixos de transmissão. Relativamente ao modelo QBA3R (Figura 17), sistema de engrenagens construído com o objetivo de ser compacto e baseado para carros com motores de motas sendo ligado ao veio de saída da caixa de velocidades. É constituído por um diferencial autoblocante e redutora sendo a relação do geral de 2.5:1 e da redutora de 2.9:1 a 3.6:1. As uniões são *standart* de modo a poderem juntar-se uniões e veios com facilidade e a massa total é de 25Kg.

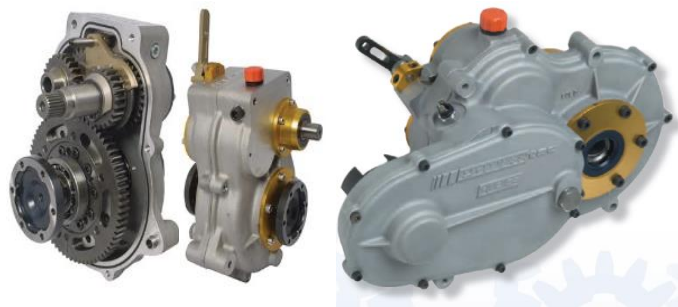


Figura 17 - Modelos QBA2R (esquerda) e QBA3R (direita) da Quaife [14]

Outra solução apresentada pela Quaife é a QBA4R (Figura 18), que tem como objetivo ser uma solução de “tudo em um”, onde se junta a marcha atrás ao diferencial num conjunto compacto e fiável para aplicações com CVT, correntes ou motores elétricos. À semelhança das anteriores soluções o diferencial é o mesmo autoblocante com a ligação aos semieixos de transmissão sendo também facilitadora de várias montagens. As relações de transmissão variam de 5.869:1 a 8.1:1. Com o objetivo de proporcionar uma solução fácil para a ligação da caixa de velocidades de um motor de mota até aos semieixos de transmissão a Quaife apresenta a solução QBA11R (Figura 18), com a ligação ao veio de saída da caixa de velocidades onde um conjunto de engrenagens helicoidais faz a transferência de potência com relações de 1.0:1 a 1.25:1, no primeiro estágio, e relações globais de 2.43:1 a 4.709:1 [14].

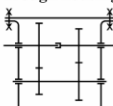
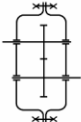
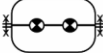


Figura 18 - Modelos QBA4R (esquerda) e QBA11R (direita) da Quaife [14]

2.3.2. Cárter

Sendo o cárter a peça que vai cobrir e suportar o sistema de transmissão, é necessário que garanta a posição exata dos veios e engrenagens, boa condução e radiação de calor e ainda que não haja fugas de óleo. O cárter deve assegurar o apoio correto dos rolamentos e retentores de forma a evitar distorção assim como os apoios no chassis e um ponto de ligação à unidade motora. A sua forma deve isolar e atenuar o ruído, assim como espaço suficiente para que o lubrificante circule livremente. Deve permitir um acesso durante a montagem das engrenagens e do respetivo engrenamento assim como para manutenção, assegurar uma fácil montagem e desmontagem e com isto tudo juntar o mínimo peso possível aliado a boa resistência e rigidez [15] [16].

Tabela 3 - Vantagens e desvantagens para diferentes tipos de cárteres [16]

Type of housing	Advantages	Disadvantages
Trough housing 	<ul style="list-style-type: none"> - Bearing bores easy to produce - Precise production in one clamping operation 	<ul style="list-style-type: none"> - Unfavourable fitting conditions - Fitting cannot be automated
End-loaded housing 	<ul style="list-style-type: none"> - Rigid housing - Easy to fit - Fitting can be automated 	<ul style="list-style-type: none"> - Expensive production equipment - Critical bores in two clamping operations
Top-loaded housing 	<ul style="list-style-type: none"> - Precise production in one clamping operation - Very easy to fit - Fitting can be automated 	<ul style="list-style-type: none"> - Reference surface expensive to machine - Not very rigid

Existem 3 tipos de cárteres, estes três tipos podem ser representados em esquema como na Tabela 3 onde também são apresentadas algumas vantagens e desvantagens de cada um deles, o primeiro onde os veios se encontram numa caixa que é fechada por uma tampa, sendo este método chamado *Classical Trough Housing* ou então esse alojamento pode ser dividido tanto na vertical como na horizontal, em que o primeiro é chamado *End-loaded Housing* e o segundo *Top-loaded Housing*.

De modo a otimizar o sistema de transmissão é essencial reduzir peso e esse exercício passa também pelo cárter onde os materiais utilizados são ligas leves fundidas ou alumínio (por apresentar boa relação peso/custo) no lugar do ferro fundido que necessitaria de uma espessura maior para atingir os mesmos valores de resistência e rigidez. Ao longo do cárter existem nervuras que têm como função aumentar a rigidez e resistência podendo reduzir assim a espessura da mesma e a isto somar uma redução da emissão de som [16].

2.3.3. Elementos de ligação

Com a necessidade unir duas partes recorre-se a elementos de ligação e mais especificamente, no caso de peças amovíveis, existe um tipo de elementos que se destaca, os parafusos. Os parafusos apresentam uma grande variedade, baixo custo e facilidade de montagem e desmontagem. Num projeto onde se pretende uma união desmontável sem métodos destrutivos e capaz de suportar cargas de tração e/ou de corte deve-se juntar anilhas endurecidas à ligação aparafusada. Estas anilhas funcionam ainda como dispositivos de segurança ou fixação de modo a que não ocorra desaperto durante o funcionamento

As peças roscadas como os parafusos, são utilizadas sempre aos pares onde é necessário que haja um macho (o próprio parafuso) e uma outra peça fêmea (normalmente designada porca) que são elementos coaxiais.

O parafuso deve ser apertado com uma determinada pré-tensão para suportar as forças resultantes das estruturas a ligar. Para que as peças fiquem imobilizadas é necessário aplicar um binário de aperto que se traduz numa determinada força de tração sobre o parafuso que por sua vez introduz uma força de compressão com o mesmo valor nas peças a unir [17] [18].

Para o cálculo da força inicial de aperto F_i é necessário ter em conta:

$$F_i = \begin{cases} 0,75.F_p & \text{ligações não permanentes} \\ 0,90.F_p & \text{ligações permanentes} \end{cases} \quad (2.27)$$

Em que F_p é a força de prova obtida a partir de:

$$F_p = A_t \sigma_p \quad (2.28)$$

Onde o valor da área da secção equivalente do parafuso (A_t) é dado pela Tabela 4.

Tabela 4 - Diâmetros e áreas para parafusos do sistema ISO [20]

Diâm. ext.	Série de passo grosso			Série de passo fino		
	Passo p (mm)	Área resist. A_t (mm ²)	Área do núcleo A_r (mm ²)	Passo p (mm)	Área resist. A_t (mm ²)	Área do núcleo A_r (mm ²)
1,6	0,35	1,27	1,07			
2	0,4	2,07	1,79			
2,5	0,45	3,39	2,98			
3	0,5	5,03	4,47			
3,5	0,6	6,78	6,00			
4	0,7	8,78	7,75			
5	0,8	14,2	12,7			
6	1	20,1	17,9			
8	1,25	36,6	32,8	1	39,2	36,0
10	1,5	58,0	52,3	1,25	61,2	56,3
12	1,75	84,3	76,3	1,25	92,1	86,0
14	2	115	104	1,5	125	116
16	2	157	144	1,5	167	157
18	2,5	192	175	1,5	216	205
20	2,5	245	225	1,5	272	259

Quanto à tensão de prova σ_p é calculada a partir da tensão de cedência do material ou pelo valor correspondente à classe pretendida correspondente na Tabela 5.

$$\sigma_p = 0,85 \sigma_{ced} \quad (2.29)$$

Tabela 5 - Classificação de resistência para parafusos de classe métrica [20]

Classe métrica	Gama de dimensões	Tensão de prova [MPa]	Tensão de rotura [MPa]	Tensão de cedência [MPa]	Material	Designação no parafuso
4.6	M5-M36	225	400	240	Aço – Baixo teor de carbono	4.6
4.8	M1,6-M16	310	420	340	Aço – Baixo teor de carbono	4.8
5.8	M5-M24	380	520	420	Aço – Baixo teor de carbono	5.8
8.8	M1,6-M36	600	830	660	Aço – Médio teor de carbono TT	8.8
9.8	M1,6-M66	650	900	720	Aço – Médio teor de carbono TT	9.8
10.9	M5-M36	830	1040	940	Aço – Liga de baixo teor de carbono TT	10.9
12.9	M1,6-M36	970	1220	1100	Aço – Liga TT	12.9

2.3.4. Lubrificação

A lubrificação tem como função a separação das superfícies de contacto, neste caso, os dentes das engrenagens, através de uma película que reduz o atrito, melhora a eficiência e prolonga a vida útil assim como pode ter a função de arrefecimento e lavagem das superfícies dos dentes. A lubrificação é uma operação necessária e complementar ao correto dimensionamento e fabrico do cárter [19].

As formas de lubrificação podem variar entre três tipos de filmes de lubrificante. Os filmes fluidos são aqueles em que a espessura é a maior e durante o engrenamento mantém as superfícies separadas e pode ainda dividir-se em lubrificação hidrodinâmica, elastohidrodinâmica e hidrostática. O segundo tipo de filme são os filmes finos que pela sua reduzida espessura não garantem a separação completa entre superfícies e inclui a lubrificação mista e lubrificação de fronteira. O último tipo de filme são as películas sólidas que podem ser mais ou menos ligadas às superfícies de contacto.

Na lubrificação hidrodinâmica, as duas superfícies estão submersas e em movimento, na lubrificação elastohidrodinâmica, o lubrificante é introduzido entre as duas superfícies que estão em contacto por rolamento. Apesar de um método semelhante à hidrodinâmica, este distingue-se pelo facto da deformação elástica das superfícies ser relevante sendo aplicado em cargas elevadas e materiais com grande módulo de elasticidade ou cargas menores e materiais com rigidez reduzida como por exemplo a

borracha. No caso da lubrificação hidrostática é o lubrificante que é introduzido na zona de contacto das partes moveis [20].

Nos filmes finos que origina lubrificação mista, o filme de óleo é suficiente para permitir uma parte da carga a ser transportada entre as superfícies, no entanto, na lubrificação imperfeita ou de fronteira o filme de óleo rompe e permite contacto intermetálico e pode acontecer devido a pequena área de contacto baixa velocidade ou reduzida quantidade de lubrificante.

Quanto à lubrificação com películas sólidas, são menos utilizadas devido a limitações relacionadas com a vedação ou condições ambientais e ligam-se às superfícies em contacto por ação de fricção ou química. Esta solução é aplicada em casos onde chumaceiras são submetidas a condições de temperaturas extremas e cargas muito elevadas [21] [20].

Quanto aos sistemas de lubrificação dividem-se nos ramos das massas (lubrificantes sólidos) e nos óleos. Estes podem dividir-se em outras 3 subcategorias designadas por perda total, auto retido e circulante. Para os sistemas de lubrificação com óleo a seguinte Tabela 6 apresenta as diferentes formas para cada tipo de lubrificação e respetivas características e aplicações.

Tabela 6 - Tipo de lubrificação e respetivas características e aplicações [24]

<i>Type</i>	<i>Characteristics</i>	<i>Application</i>	
T O T A L L O S S S E L F C O N T A I N E D	Hand Type D	Oil can	Simple bearings, Small numbers, low duty, easy access
	Centralised Type D	Intermittent feed	Small heat removal, difficult access, large numbers
	Mist Type H	Aerosol spray.	Rolling bearings, mechanisms
	Splash Type G	Lubrication by mist	Enclosed mechanisms, gearboxes
	Dip Type F	Ring or disc systems. Oil circulates	Plain bearings— slow or moderate duty
C I R C U L A T I N G	Wick Type E	Pad or wick feed from reservoir— total loss or limited circulation	Plain bearings, low duty. Light loaded mechanisms
	Circulating Type J	Oil from tank or sump fed by pressure pump to bearings or sprays	Almost all applications where cost is justified

A partir da Tabela 6 é possível constatar que existe um tipo de lubrificação que se destina a mecanismos fechados sendo inclusivamente referido o exemplo da aplicação em caixas de velocidades. O tipo de lubrificação em questão é o *Splash* que em aplicações com engrenagens é o selecionado para condições de funcionamento onde as temperaturas são elevadas ou baixas, as velocidades altas ou médias e situações onde pode haver alguma sujidade. Quanto aos custos, este sistema apresenta vantagens relativamente a outros. O preço inicial baixo, não ter necessidade de manutenção do sistema e os gastos com o primeiro enchimento e subseqüentes assim como a mão-de-obra serem moderados.

As engrenagens, à exceção das que operam a velocidades muito reduzidas, necessitam de um ambiente fechado como um cárter. As engrenagens estão parcialmente imersas no fluido a uma profundidade de duas vezes a altura do dente de modo a garantir salpicos suficientes para atingir engrenagens e rolamentos e no entanto permitir o mínimo de agitação possível. O cárter pode estar dividido em pequenos sub-tanques de modo a lubrificar cada engrenagem individualmente. Este sistema é aplicável a velocidades até 12.5 m/s sendo que existe uma solução de uma proteção chamada *Oil Pan* para situações de velocidades superiores com resultados satisfatórios até 25 m/s e com especial dimensionamento é possível atingir os 100 m/s (Figura 19). Este sistema consiste na aplicação de chapas com orifícios de modo a controlar a agitação do óleo acumulado.

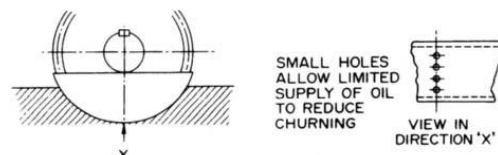


Figura 19 - Exemplo "oil pan" para redução de agitação do fluido [24]

De modo a saber qual a velocidade das engrenagens em estudo é necessário efetuar o cálculo da velocidade da linha de passo V pela seguinte equação:

$$V = \frac{\pi}{60} d * n_r \quad (2.30)$$

Onde d é o diâmetro primitivo em metros e n a velocidade do veio em rpm [21].

Uma quantidade de óleo mais elevada conduz a uma melhor dissipação do calor no engrenamento para as paredes do cárter porém, é necessário maior cuidado com as vedações e com o movimento que é gerado de modo a não aumentar substancialmente as perdas nas engrenagens e rolamentos, sendo por isso necessário encontrar uma quantidade que satisfaça todas as condições [22].

Em condições normais de trabalho, a temperatura do óleo varia entre os 60 a 90°C, porém em condições extremas pode alcançar os 110 °C. A utilização de aditivos na

composição química dos óleos permite ao lubrificante níveis necessários de viscosidade a uma elevada gama de temperaturas.

As características do lubrificante, devem ser então uma boa capacidade adesiva de modo a que permaneça na superfície do dente contrariando as forças centrífugas e as pressões criadas pelo engrenamento, proteção das superfícies das rodas de qualquer forma de corrosão, garantir uma forma constante a uma vasta gama de temperaturas, não reagir quimicamente por ação do calor, fluir livremente por forma a dissipar o calor gerado pela fricção, não se deve misturar com água e garantir a lubrificação correta mesmo com pequenas quantidades de água em suspensão e não deve formar espuma quando está em funcionamento [15] [21].

Quanto ao óleo utilizado pela RMC engrenagens é do tipo 75W-140 como o do modelo da Eni, Agip HLZ. Também um óleo de base sintética com elevada estabilidade a diferentes temperaturas assegura uma ótima proteção ao desgaste das engrenagens. Este é indicado para diferenciais multidisco autoblocantes. As propriedades deste modelo podem ser vistas na Tabela 7 [23].

Tabela 7 - Propriedades do óleo utilizado pela RMC Engrenagens

Propriedade	Valor	Unidade
Viscosidade a 100°C	24.7	mm ² /s
179.1	95	mm ² /s
Viscosidade a -40 °C	140000	mPas
Índice de viscosidade	174	-
Ponto de inflamação	224	°C
Ponto de fluidez crítica	-54	°C
Densidade a 15°C	0,864	kg/l

Quanto à vedação do óleo, aquilo que é considerada a solução mais simples, barata e eficaz, e é aplicada nas estruturas que necessitam de retenção de lubrificante, é a aplicação de fio de o-ring sendo assim dispensada a aplicação de soluções pastosas e de grandes juntas que podem ter geometrias complexas de fazer ou encontrar no mercado. A solução do fio de o-ring passa pela maquinagem de um canal numa das partes a unir e conseqüente aplicação do fio que é fornecido em bobine (Figura 20) e pode ser cortado na medida necessária fazendo dela a solução mais simples.



Figura 20 - Canal onde é alojado o fio (esquerda) e bobine de fio de o-ring (direita)

2.3.5. Diferencial

Os diferenciais convencionais, conhecidos como diferenciais abertos, têm vantagens relativamente a eixos rígidos, por permitirem diferentes velocidades de acionamento para rodas do mesmo eixo para que percorram distâncias diferentes. Em condições onde o atrito de uma das rodas motrizes é inferior, o fluxo de potência é direcionado para essa roda que por sua vez, devido à menor aderência não consegue colocar todo o binário no chão. O exemplo mais comum é o caso de uma roda se encontrar no asfalto e outra no gelo, a roda que está no gelo gira, no entanto, a outra fica imóvel o que resulta na ausência de movimento do veículo. Este fenómeno pode ser compensado principalmente de 3 modos.

1 - Numa primeira hipótese é feito um bloqueio total tornando o eixo rígido através de meios mecânicos, magnéticos, pneumáticos ou hidráulicos.

2 - Outra hipótese são os diferenciais de bloqueio automático ou diferenciais de deslizamento limitado, comumente chamados de autoblocantes, que se distinguem por realizarem um bloqueio parcial, e a ação do bloqueio acontece pela necessidade de existir uma descompensação ao invés de um bloqueio deliberado e assim ser possível transmitir binário à roda com mais atrito, mesmo quando a outra gira por falta de aderência, pois a diferença de velocidades de deslizamento ou binário transmitido permitem identificar a existência de escorregamento de uma das rodas e efetuar o bloqueio desse semieixo.

3 - A última solução passa por utilizar travões externos acionados de modo hidráulico ou eletromagnético de modo a poder criar um bloqueio do eixo que varia de 0 a 100%, em função das necessidades inerentes à condução.

Alguns exemplos de configurações mais comuns de diferenciais são os diferenciais abertos com engrenagens cónicas, autoblocante de discos e autoblocante do tipo TorSen.

No diferencial aberto, os semieixos são independentes de modo a satisfazer a necessidade das rodas terem diferentes velocidades, nomeadamente quando o veículo curva, no entanto, quando uma das rodas não tem aderência ao solo, esta rola sozinha

fazendo com que a outra fique parada assim como o próprio veículo devido à reduzida transmissão de binário ao solo.

No caso do diferencial autoblocante multidisco, (Figura 21) que funciona como embraiagens que ao serem solicitados, no caso da diferença de cargas entre eixos, fazem pressão entre si e deslocam o semieixo a eles adjacentes. O movimento que permite exercer pressão nos discos é causado por umas rampas que a cruzeta que suporta os planetários rode aproximando as engrenagens laterais mais próximas dos discos. Este tipo de diferencial tem a desvantagem de haver sempre uma percentagem de pré-carga, isto é, em situações de baixas velocidades como um estacionamento, onde não é necessário uma distribuição de binário entre rodas tão rígido, um diferencial aberto continua a ser a melhor opção. Outra desvantagem do diferencial multidisco é o facto de no processo de bloqueio a geometria da roda cónica varia com a folga existente entre discos [24].

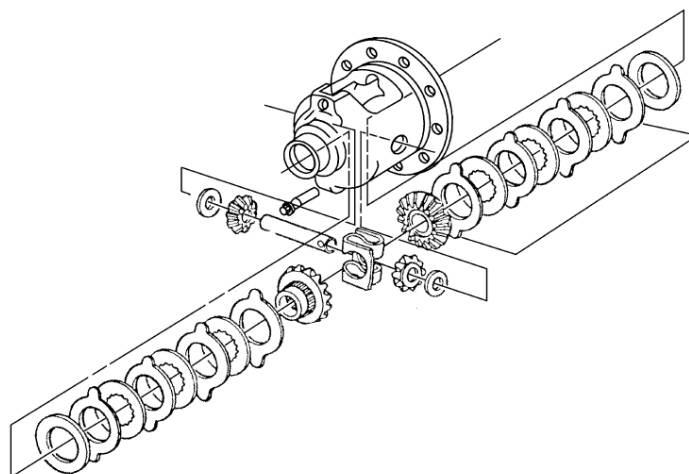


Figura 21 - Vista explodida de diferencial multidisco [27]

O diferencial do tipo TorSen (*Torque Sensing*) é constituído por um conjunto de engrenagens helicoidais como se pode ver na Figura 22. Com este diferencial, o veículo ao deslocar-se em frente e com igual aderência entre rodas, o diferencial funciona como um bloco onde os satélites, engrenagens laterais e o corpo rodam como um só. No caso de falta de aderência de uma das rodas motoras, o movimento dos satélites continua solidário com o do corpo, no entanto, há a acrescentar que estes satélites rodam em torno do seu próprio eixo o que permite que os semieixos tenham velocidades diferentes e ao mesmo tempo seja transmitida uma percentagem de binário a ambos os eixos que pode variar entre os 50% – 50% e os 20% - 80%.

Este sistema requer que as duas rodas tenham um mínimo de tração de modo a poder fazer as compensações desejadas, porém tem a vantagem de não necessitar de manutenção e do óleo utilizado ter uma vida muito longa [24].

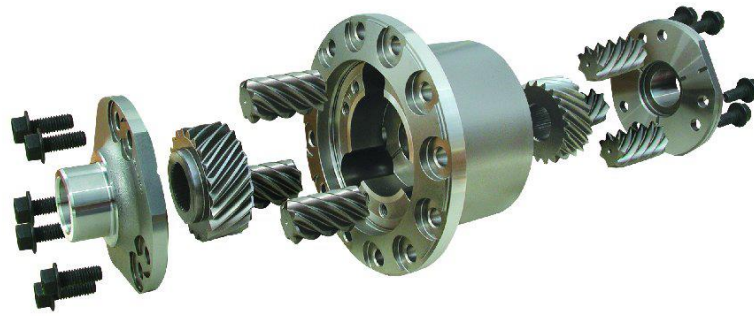


Figura 22 - Vista explodida de diferencial do tipo TorSen [16]

Existem ainda os diferenciais do tipo viscosos e hidráulicos. É o caso dos diferenciais com acoplamento viscoso, em que o corpo é preenchido internamente com um fluido de base silicone que, com a variação da velocidade, a sua viscosidade altera-se e com isso movendo a roda com menor velocidade transmitindo binário para esse eixo. Já o sistema hidráulico, tem como base sensores de velocidade que detetam as diferenças de velocidades entre semieixos e a partir daí aciona um pistão comprimido por fluido hidráulico substituindo o sistema de rampas nos diferenciais multidisco. Estas duas soluções só são ativadas após o escorregamento de uma das rodas pelo que apenas podem diminuir esse efeito e não eliminá-lo [24].

Relativamente às soluções específicas encontradas no mercado, o diferencial mais comum a encontrar-se nos *Formula Student* são os diferenciais da marca Drexler, como é possível ver na Figura 23, que disponibiliza uma solução de um diferencial autoblocante de engrenagens cónicas multidisco com uma massa de aproximadamente 2.6 kg, um binário máximo aplicável de 1200 N.m e seis configurações diferentes de rampas de modo a ser possível escolher as percentagens de bloqueio [26].



Figura 23 - Diferencial Drexler especificado para Formula Students [28]

3. Parte prática

O sistema de transmissão do *Formula Student* tem três principais estágios. O primeiro estágio é a relação primária, segue-se a caixa de velocidades com as diferentes relações e por fim a relação final. Estes três estágios estão representados na Figura 24.

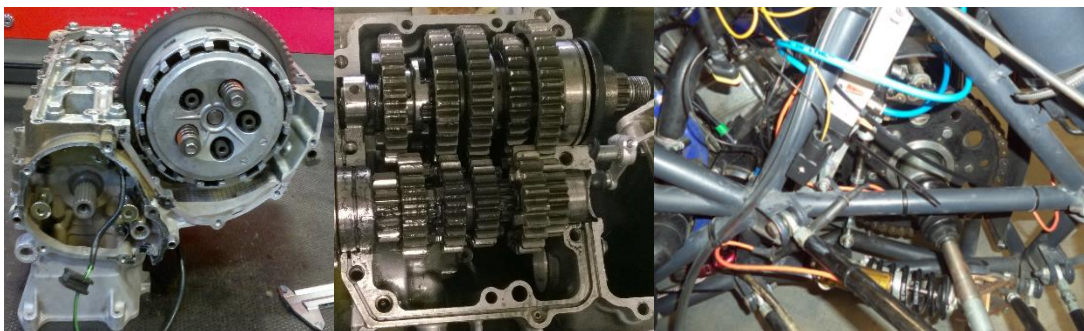


Figura 24 - Três estágios da transmissão final

Relativamente ao primeiro estágio, não é possível fazer alterações, devido ao facto de ser necessário alterar a cambota ou o bloco do motor.

O segundo estágio, que originalmente conta com 6 diferentes relações é neste projeto alterado para apenas cinco. A primeira das seis é no sentido inverso das restantes no que toca ao engrenamento no ponto de vista do piloto. A primeira velocidade é engrenada num sentido, e as restantes no sentido oposto o que em situação de competição se torna numa solução mais lenta e mais propícia a erros, visto entre a primeira e a segunda estar o neutro.

A transmissão final é constituída pelo pinhão, que se encontra no veio de saída da caixa de velocidades, pela corrente e pela cremalheira que se encontra acoplada ao diferencial. Esta relação foi dimensionada num projeto realizado anteriormente, porém os responsáveis pela equipa lançaram o desafio de dimensionar uma solução onde a corrente não fosse necessária com vista à melhoria do rendimento do sistema de transmissão do veículo.

Com estes objetivos ocorreram duas ideias para solucionar o problema. Uma primeira solução onde a caixa de velocidades é mantida no cárter do motor tal e qual como acontece originalmente, onde apenas as relações de transmissão se alterariam, e a grande mudança seria no término do veio de saída, no lugar do pinhão, onde surgiria uma engrenagem que faria rodar um conjunto de outras engrenagens de modo a que a potência chegasse ao diferencial e aos semieixos de transmissão. Este conjunto de engrenagens seria colocado numa caixa à parte da caixa de velocidades e estariam para além dos pares

de rodas, o diferencial alojado na mesma. O esquema da Figura 25 mostra como foi idealizada esta primeira hipótese.

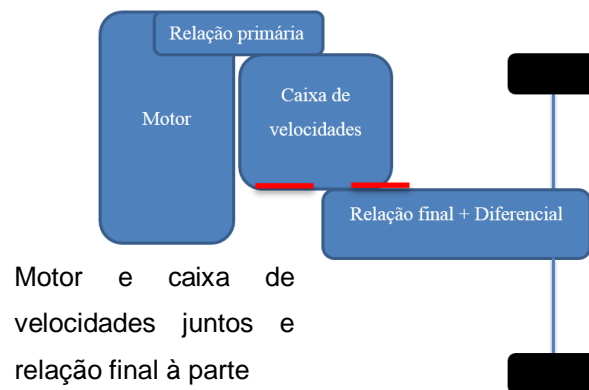


Figura 25 - Esquema representativo da divisão em blocos para adaptação da relação final

A outra solução passaria pela junção dos dois blocos finais colocando os veios de entrada e saída da caixa de velocidades no mesmo alojamento que a relação final e o diferencial, Figura 26.

Esta solução apresenta vantagens a nível de ser mais compacta que a anterior e com isto ocupar menos espaço. Para além disso permite otimizar os veios de entrada e saída e com isso redimensioná-los sem ter as limitações de espaço relativas ao facto de ter de os encaixar no cárter de origem e com isto, ter por exemplo, a necessidade de utilizar rolamentos com as dimensões originais.

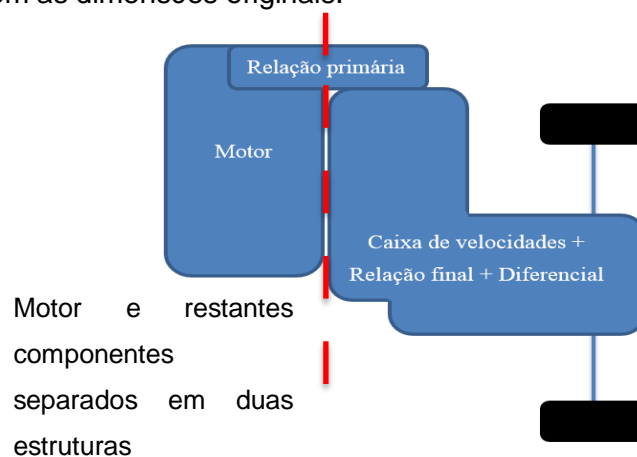


Figura 26 - Esquema representativo da divisão em blocos para relação final integrada na caixa

Aquela que é a maior desvantagem nesta solução é a necessidade de alteração do bloco do motor, pois deixam de ser necessários os apoios dos veios da caixa e esse espaço será necessário para o acoplamento desta nova estrutura. Na Figura 27 é possível observar do lado esquerdo a cambota e respetiva zona reservada ao motor, e do lado direito o espaço onde são colocados os veios da caixa de velocidades. Nesta segunda hipótese deixa de ser necessária esta zona que deveria ser retirada de modo a ser possível colocar a nova estrutura próxima do motor de forma a continuar a existir a ligação entre as

engrenagens que formam a relação primária. Torna-se no entanto necessário, a modelação da estrutura a pensar no acoplamento do sistema de sincronismo onde se inclui o tambor de sulcos, garfos e respetivos suportes que são indispensáveis para a seleção das relações de transmissão desejadas.



Figura 27 - Alojamento da caixa de velocidades acoplado ao bloco do motor

Inicialmente serão calculadas e definidas quais as relações de transmissão ideais para a caixa de velocidades e para os objetivos pretendidos tendo em conta fatores relacionados com o veículo e com o ambiente da competição.

Em seguida, são dimensionados os veios aos quais as engrenagens estão associadas. Aqui as duas hipóteses anteriormente faladas já fazem divergir os resultados visto que na primeira hipótese o dimensionamento é limitado pelas dimensões do cárter original, ao contrário do que acontece na segunda solução onde os veios podem ser otimizados. É nesta fase que também são selecionados os rolamentos a serem utilizados.

Segue-se a fase de modelação e simulação computacional das estruturas que suportam os veios. Estas estruturas são sujeitas a cargas de forma a simular o seu comportamento em ambiente real e de modo a que seja possível reforçar as zonas mais sensíveis de forma a garantir que as diferentes partes não cedam à fadiga e existam ruturas. Nesta fase também são pensados fatores como a lubrificação, suporte, ligação entre partes e o alojamento do sistema de sincronismo quando é caso para isso.

3.1. Material Selecionado

O aço que a entidade colaboradora com o projeto trabalha no fabrico de engrenagens e veios é o material nº 1.5752, que pode ainda ser denominado segundo outras normas de 3415 (AISI), 12 NC 15 (AFNOR) 14 NiCr 14 (Norma DIN). Este aço de cor cinza tem a sua designação na categoria dos aços de cementação e apresenta como principais aplicações casquilhos, cavilhas, rótulas de direção, árvores de cames, cambotas e, como pretendido para este projeto, engrenagens.

A composição química do material mostra que é um aço de baixo carbono visto a percentagem deste ser inferior a 30%, mais propriamente 14%. Existem ainda outros

elementos, elementos de liga ou ligantes, que são o silício (inferior a 0.40%), manganês (0.55%), cromo (0.75%) e níquel (3.25%). As características mecânicas apresentadas pelo aço em estudo são de uma dureza no máximo 250 HB, uma tensão de ruptura superior a 75 N/mm², uma tensão de cedência entre os 90 a 135 N/mm² e um alongamento até à ruptura de 9%. Ainda sobre outras propriedades físicas deste material, o seu Módulo de Young é 210 GPa, a densidade 7.83 g/cm³, condutividade térmica de 34 W/m.K e uma capacidade térmica de 0.46 J/g.K.

Relativamente aos tratamentos térmicos aplicados a este material de modo a conferir-lhe propriedades mecânicas de melhor qualidade para a aplicação em estudo passam por uma cementação em que a temperatura varia entre os 880° C e os 930° C, seguido de uma têmpera a rondar os 830° C e os 880° C finalizando com um revenido realizado entre os 170° C e os 550° C [3].

O material utilizado pela RMC Engrenagens no fabrico de cárteres é o alumínio 7075 que é composto por 87.1 a 91.4% de alumínio, 0.18 a 0.28% de cromo, 1.2 a 2% de cobre, 2.1 a 2.9 de magnésio, 5.1 a 6.1 de zinco e vestígios de outros elementos como ferro, titânio ou sílica até 0.5%. A densidade deste material é 2.8 g/cm³ e nas propriedades mecânicas o módulo de elasticidade é 70 a 80 GPa, coeficiente de Poisson de 0.33, tensão de cedência de 95 MPa e uma tensão de ruptura de 220 MPa.

3.2. Cálculo das relações de transmissão

De modo a iniciar o cálculo das relações de transmissão para as diferentes velocidades é necessário observar a curva de potência (Figura 28) para que sejam daí retirados os valores de rotação máxima e binário máximo.

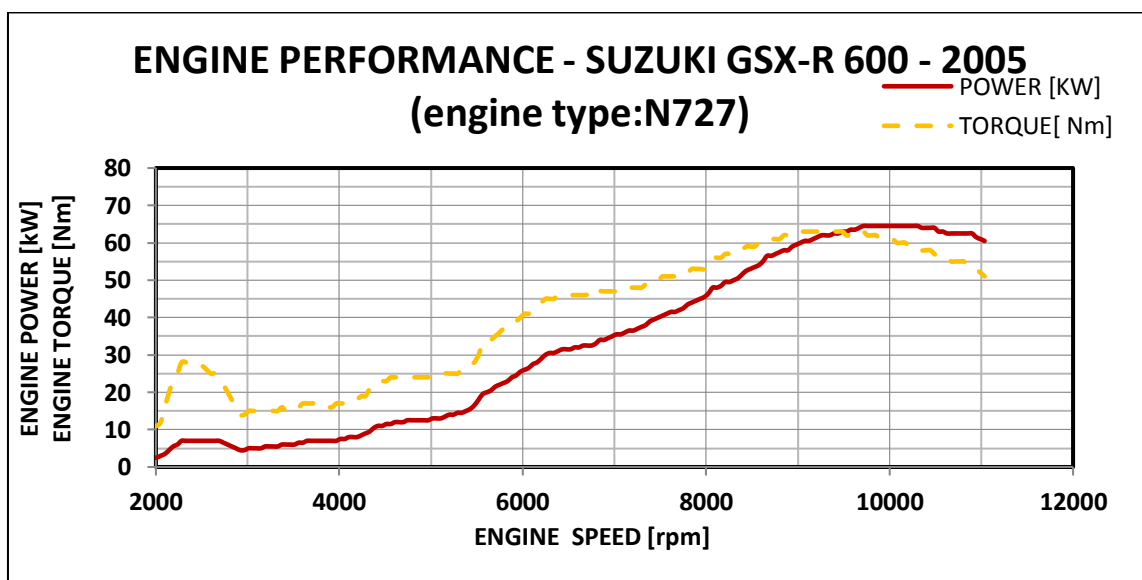


Figura 28 - Curva de potência e binário do motor em estudo

A rotação máxima é retirada para o cálculo da relação de transmissão mínima i_{min} e é 11035 rpm e o binário máximo é 63 Nm, necessário para o cálculo da relação de transmissão máxima $i_{máx}$.

Para o cálculo da relação mais elevada que posteriormente corresponderá à 1ª velocidade são ainda necessários os dados correspondentes ao raio da roda, valor retirado das medidas dos pneus, pneus esses da marca Hoosier Tire o modelo dedicado à competição *Formula Student* que tem as medidas 20,5x0.18x0.33 que daí se retira o raio exterior de 0.26 m. A massa total a considerar é 365 kg, resultantes da massa do veículo (280 kg), massa do combustível (10 kg) e massa do piloto (75 kg).

A aceleração gravítica considerou-se 9,81 m/s² e a inclinação do traçado de 0°. A eficiência do sistema de transmissão foi calculada em função dos valores de potência do motor e potência à roda que resulta numa eficiência de 84% e o coeficiente de resistência ao rolamento de 1 tendo em conta a superfície do pneu e do solo, sendo esta feita em seco, este valor garante a ausência de escorregamento entre superfícies [29].

$$i_{A,max} = \frac{0.26 * 365 * 9.81 (1 \cos(0) + \sin(0))}{0.84 * 63} \quad (3.1)$$

$$i_{A,max} = 17.592 \quad (3.2)$$

A juntar à informação correspondente à rotação máxima do motor e ao raio da roda já utilizada no cálculo para $i_{máx}$ é necessário definir uma velocidade máxima. Para definir esta velocidade máxima utilizou-se o *software* WinDarab da Bosch que compila os dados adquiridos das provas que o *Formula Student* realizou no ano passado. Pelos dados obtidos a velocidade máxima atingida foi de cerca de 75 km/h, no entanto, considerando melhoramentos noutros sistemas do veículo e com a alteração do traçado inerente ao facto de ser diferente todos os anos definiu-se a velocidade máxima de 90 km/h. Assim sendo:

$$i_{A,min} = \frac{3,6 \cdot \frac{\pi}{30} \cdot 11035 * 0.26}{90} \quad (3.3)$$

$$i_{A,min} = 12.018 \quad (3.4)$$

Em seguida, de modo a calcular o coeficiente de escalonamento φ_{th} é necessário definir o número de relações da caixa de velocidades e aí surgiram as hipóteses de 4 ou 5 velocidades em que os resultados obtidos foram:

$$\varphi_{th4} = 1.1135 \quad (3.5)$$

$$\varphi_{th5} = 1.0999 \quad (3.6)$$

E com estes coeficientes os valores das relações de transmissão para estas duas hipóteses são apresentadas na seguinte Tabela 8:

Tabela 8 - Relações de transmissão total para cada velocidade

	4 Velocidades	5 Velocidades
1 ^a	17,59201	17,59201
2 ^a	15,4937	15,99356
3 ^a	13,64566	14,54035
4 ^a	12,01806	13,21918
5 ^a		12,01806

O critério utilizado para a escolha final de uma caixa de 5 velocidades surgiu pela comparação entre as curvas de binário ao solo das duas hipóteses como é possível ver na Figura 29.

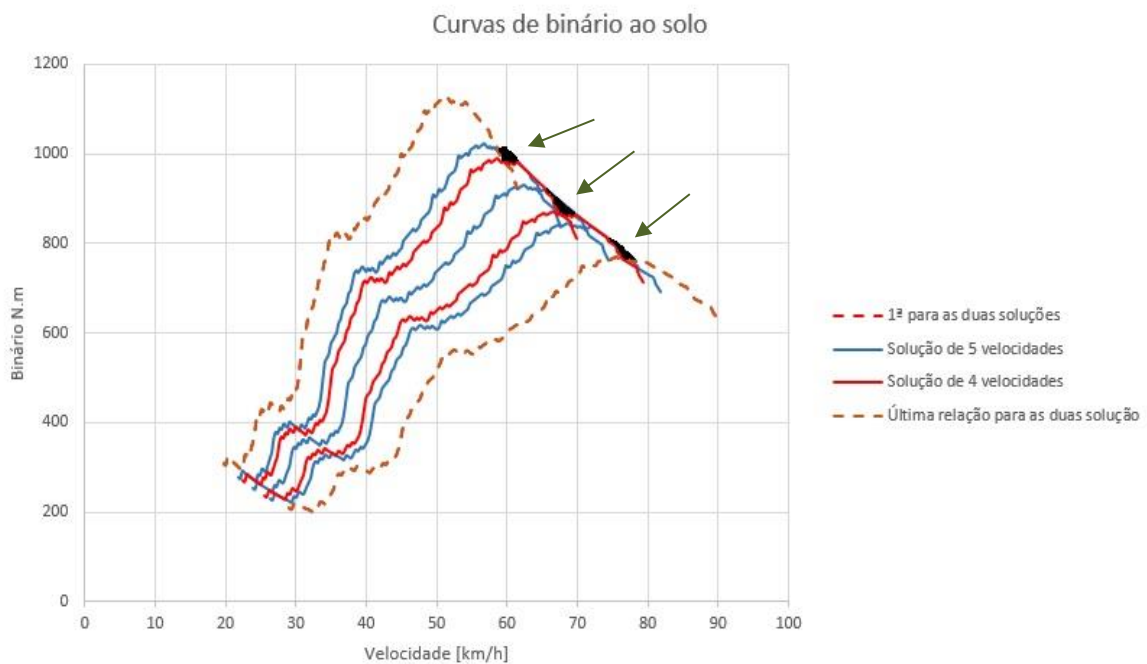


Figura 29 - Comparação entre curvas de binário ao solo entre caixa de 4 e 5 velocidade

Na imagem é possível ver a preto as zonas onde a caixa de 5 velocidades permite colocar no solo uma quantidade superior de binário no solo promovendo maior força de tração responsável pelo deslocamento do veículo e velocidade atingida.

O cálculo do binário ao solo é a partir da seguinte equação:

$$T_k = \frac{30}{\pi} P_e \frac{i}{n_m} \quad (3.7)$$

Com as relações de transmissão para a solução de 5 velocidades apresentadas na Tabela 8 é possível construir o gráfico mostrado na Figura 30 correspondente ao escalonamento das diferentes relações de acordo com as equações descritas em Cálculo das relações de transmissão.

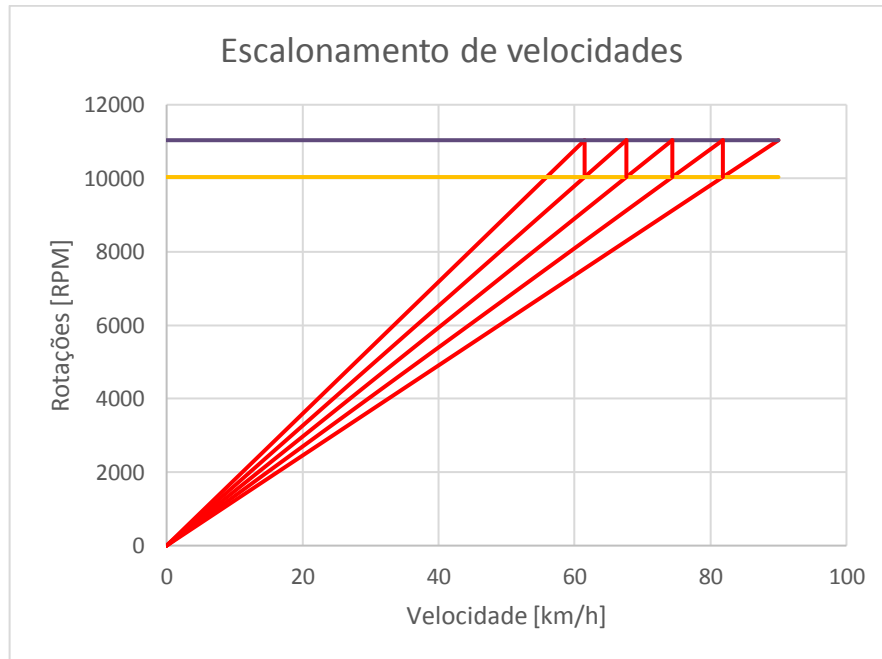


Figura 30 - Esquema de escalonamento de velocidades para a caixa com 5 velocidades

Para definir as relações de transmissão dentro da caixa de velocidades foi necessário atribuir um valor para a relação primária e outro para a relação final, tendo sido o valor atribuído 4 por ser um o mais comumente utilizado e resultar em relações também razoáveis para as relações das diferentes velocidades na caixa de velocidades. A relação primária é de 1.926, resultado do número de dentes da roda associada à cambota (41) e roda acoplada ao veio primário (79), valor de origem e o qual só poderia ser mudado através de alterações da cambota (onde se encontra a roda motora) ou do próprio bloco do motor visto o espaço para o engrenamento ser muito reduzido como é possível ver na Figura 31.

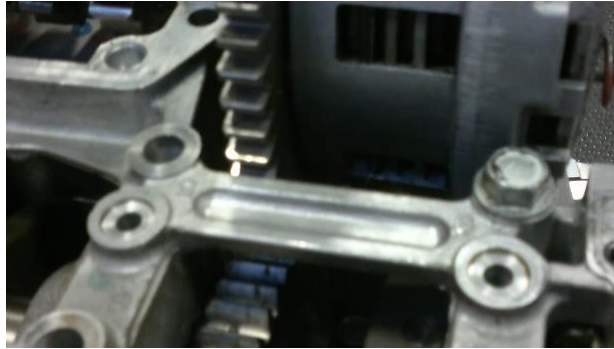


Figura 31 - Zona de engrenamento da relação primária

Sendo assim, a partir das fórmulas apresentadas em Cálculo das relações de transmissão e os valores das relações na caixa de velocidades são os da Tabela 9.

Tabela 9 - Relações de transmissão para cada uma das velocidades

Velocidade	Relação de transmissão
1 ^a	2,28349
2 ^a	2,076007
3 ^a	1,887377
4 ^a	1,715885
5 ^a	1,559976

3.3. Dimensionamentos dos pares engrenados

Com as relações de transmissão atribuídas é possível passar para o dimensionamento de cada um dos pares de rodas que formam as relações de transmissão. Para tal, utilizou-se o *software* KISSsoft, mais especificamente o seu capítulo chamado Par de engrenagens.

Para tal é necessário definir alguns parâmetros iniciais em que na maioria se utilizou os dados da caixa de velocidades original. Os dados comuns às várias relações são o ângulo de pressão na secção normal que é 20°, o ângulo de hélice no círculo de referência que é 0° por ser dentado reto e a distância entre eixos que foi medida 68 mm mas utilizado no *software* 67.8 mm, folga de 0.2 mm aconselhada pelo patrocinador e colaborador RMC Engrenagens.

Entre os vários pares de rodas diferem entre eles o módulo normal e a largura do dente que estão explícitos na seguinte Tabela 10.

Tabela 10 - Dados de entrada para cálculo das engrenagens

	Módulo	Largura do dente [mm]	
		Veio de entrada	Veio de saída
1 ^a	2.25	15	13.1
2 ^a	2.25	13	13.2
3 ^a	2.75	12	13.1
4 ^a	2.5	13.8	13.2
5 ^a	2.75	14	13.1

A qualidade segundo a norma DIN 3961 é de 6 em 8, valor possível pelo processo da RMC engrenagens. O material selecionado é o aço 15 NiCr 13 visto ser o material com características mais próximas daquele utilizado pelo fabricante. Quanto à lubrificação, foram utilizadas duas soluções distintas, visto haver diferenças consideráveis entre as duas hipóteses colocadas neste trabalho. Para a solução em que se mantém a caixa de velocidades no cárter original, o tipo de lubrificação foi alterado para lubrificação por injeção de óleo, onde foram introduzidas as características do óleo Agip HLZ descritas anteriormente para este material como entrada própria no programa. Quanto à solução em que a caixa de velocidades é construída de modo a ficar separada do bloco do motor, o tipo de lubrificação foi alterado para lubrificação com imersão em óleo. Na entrada própria para o lubrificante usado, Agip HLZ, onde foram introduzidas as características descritas na Tabela 7. A vida útil requerida atribuída foi de 500h, um total que se considerou razoável para testes, treinos e competições.

Com todos os dados introduzidos foi então efetuado um *fine sizing* para cada conjunto de engrenagens de onde resultaram diversas soluções. O critério utilizado para a seleção do melhor par foi a partir de um relatório gerado pela própria ferramenta *fine sizing* em que organiza de forma decrescente as melhores soluções tendo em conta a relação de transmissão mais próxima do pretendido (é dado um intervalo de 3%), o menor peso, comportamento de atrito, variação da rigidez e resistência.

Assim os parâmetros obtidos para os pares engrenados da caixa de velocidades apesar de diferirem no lubrificante e seu método de aplicação resultaram nos mesmos valores que são apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 - Resultados do dimensionamento das engrenagens

	Número de dentes		Diâmetro primitivo [mm]		Módulo
	Veio de entrada	Veio de saída	Veio de entrada	Veio de saída	
1 ^a	18	41	40.5	92.25	2.25
2 ^a	19	39	42.75	87.75	2.25
3 ^a	17	31	46.75	85.25	2.75
4 ^a	19	33	47.5	82.5	2.5
5 ^a	19	30	52.25	82.5	2.75

Após o dimensionamento dos pares de engrenagens dos veios primários e secundários ficou a faltar fazer o mesmo para o conjunto que forma a relação final.

Os parâmetros iniciais foram a necessidade de três veios, de modo a que o sentido de rotação das rodas do veículo fosse o mesmo do sentido de rotação do veio de saída da caixa de velocidades, tal como acontece no sistema com corrente, a distância entre o eixo desde o veio de saída da caixa de velocidades e o diferencial fosse o mesmo utilizado quando dimensionado o sistema por transmissão flexível e a largura da engrenagem associada ao diferencial fosse 19 mm, espaço destinado ao acoplamento da roda dentada, como é possível ver na Figura 32.

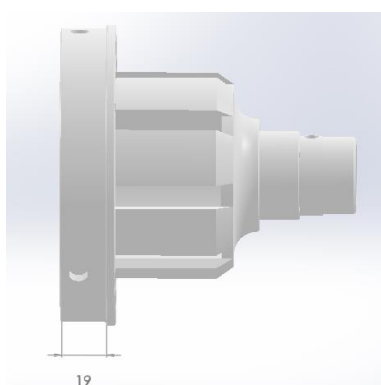


Figura 32 - Modelação do diferencial

Com isto foram pensadas duas soluções, uma primeira onde se utilizaria um trem de três engrenagens e uma segunda hipótese onde se juntariam dois pares de engrenagens onde a engrenagem movida do primeiro par e a engrenagem motora do segundo partilhariam o mesmo eixo.

O trem de três engrenagens foi colocado de parte após várias tentativas de alteração de valores entre o eixo do centro e os das extremidades mantendo sempre o mesmo valor de distância entre eixos das extremidades como descrito anteriormente. Para esta solução com as engrenagens a terem largura de dentes na ordem dos 19 mm os coeficientes de segurança revelaram-se demasiado baixos o que tornou a solução inviável. O esquema seria como representado na Figura 33.

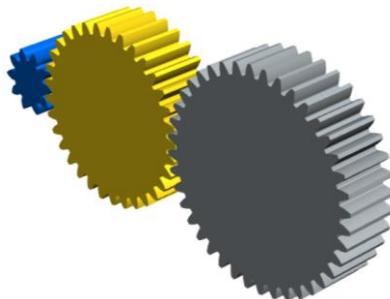


Figura 33 - Esquema do trem de três engrenagens

Com a segunda hipótese, de juntar dois pares engrenados, foi contornado esse problema tendo em conta que estes podem ter diferentes larguras, o segundo par tem a largura necessária para o encaixe no diferencial enquanto o primeiro par resultou numa largura do dente de 30 mm. A distância do veio de saída da caixa de velocidades para o veio intermediário da relação final é de 55 mm enquanto a distância do veio intermediário até ao diferencial é de 107 mm que totalizam os 162 mm de distância equivalentes à anterior solução em que era utilizada uma corrente. Esta montagem é apresentada na Figura 34.

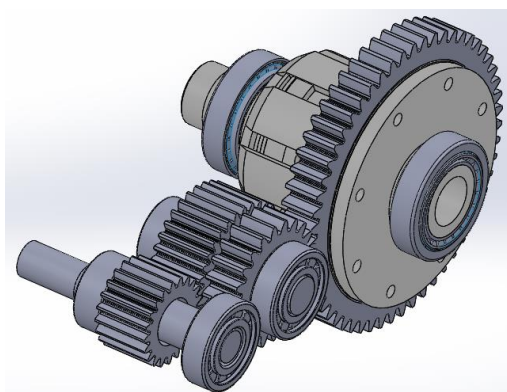


Figura 34 - Modelação da hipótese do conjunto de dois pares de rodas

Quanto às engrenagens têm todas dentado reto e o ângulo de pressão na secção nominal de 20° , o módulo é de 2 no primeiro par engrenado e de 2,75 no segundo par engrenado. Quando à largura e número de dentes de cada uma das rodas são apresentados os valores na seguinte Tabela 12.

Tabela 12 - Dados das engrenagens da relação final

		Número de dentes	Largura [mm]	Diâmetro primitivo [mm]	Módulo
1º Par de engrenagens	Engrenagem motora	21	30	42	2
	Engrenagem movida	33	30	66	
2º Par de engrenagens	Engrenagem motora	22	19	60.5	2.75
	Engrenagem movida (diferencial)	55	19	151.25	

3.4. Hipótese caixa adaptada

Numa primeira solução para o desafio inicial de eliminação da transmissão flexível, idealizou-se um sistema onde a relação primária se mantém idêntica à original como já foi referido e o mesmo acontece aos veios primário e secundário assim como o sistema de sincronismo alterando-se apenas as engrenagens para as geometrias anteriormente calculadas. Com os mesmos veios e rolamentos de dimensões idênticas às de origem é possível mante-los junto ao motor tal como originalmente sendo desenhada uma nova num segundo bloco fechado desde a extremidade do veio de saída até ao diferencial.

3.4.1. Dimensionamento dos veios

Após a conclusão do dimensionamento dos pares de rodas passou-se para o dimensionamento dos veios a que estes se encontram acoplados. Em primeiro lugar foi necessário caracterizar os veios originais e efetuar as respetivas medições. Foram então medidos os diâmetros e comprimentos de cada uma das secções dos veios assim como número de estrias quando foi o caso. Para além disto foram retiradas as referências e medidas dos rolamentos presentes na caixa de velocidades e que são no caso do veio de entrada do lado de tomada de potência o NTN 5205NXISW3-3 e do lado oposto o Koyo NQ203414AW1DD. No veio de saída, o rolamento do lado da tomada de potência é igual ao último referido para o veio de entrada, relativamente ao lado do pinhão de saída, a referência do rolamento é 63/28-3-2dnsIt da Koyo.

Em seguida, para o dimensionamento dos veios foi utilizado de novo o *software* KISSsoft, mas desta vez o módulo “Cálculo de eixos-árvores”. Neste módulo é possível elaborar o veio por secções (colocadas em locais potencialmente críticos) e escolher o diâmetro e comprimento medido, e quando necessário, número de estrias, chanfros, entalhes ou roscas. De modo a completar o sistema, são adicionados rolamentos, forças e secções transversais. Quanto aos rolamentos utilizados variam entre rolamentos de rolo e de esferas enquanto e as forças aplicadas foram as engrenagens anteriormente calculadas e acoplamentos que simulam a entrada ou saída da potência e do movimentos dos veios. As secções transversais foram colocadas em zonas mais propícias a uma vida útil mais reduzida como nas variações de diâmetro, laterais das engrenagens ou centro das mesmas. Inicialmente desenharam-se os veios de entrada e de saída tal e qual como são originalmente com o objetivo de serem dimensionados com as engrenagens agora calculadas, colocados no cárter acoplado ao motor. A comparação entre o resultado obtido no *software* e uma fotografia dos veios de origem é feita nas Figura 35 e Figura 36.

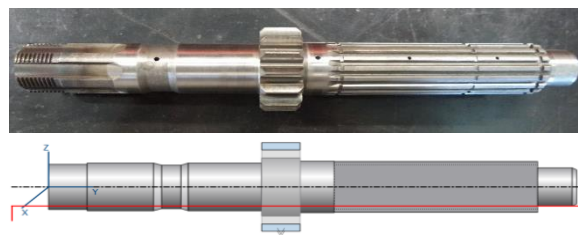


Figura 35 - Veio de entrada da caixa de velocidade (acima) e modelação do veio de entrada (abaixo)

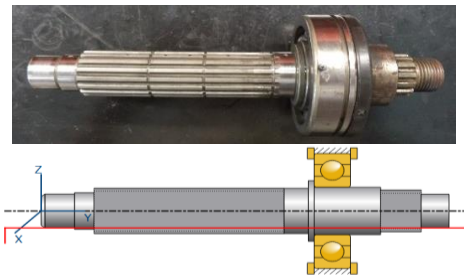


Figura 36 - Veio de saída da caixa de velocidade (acima) e modelação do veio de saída (abaixo)

Com os veios completos, foram adicionados os rolamentos idênticos aos originais à exceção dos rolamentos Koyo NQ203414AW1DD que por não se encontrar na base de dados do programa utilizou-se o Koyo NUP 204R, que é também um rolamento de rolos em que a única diferença passa pelo aumento do diâmetro externo em 13 mm. Adicionou-se um acoplamento de modo a introduzir movimento no veio de entrada simulando o efeito da roda movida da relação primária e onde são introduzidos os valores de rotação e potência de entrada na caixa de velocidades. São também acrescentadas as engrenagens para todas as cinco velocidades tanto no veio de entrada com no veio de saída. No veio de saída foi ainda alterada a sua estrutura final de modo a ser possível adaptar uma ligação

diferente da original que passava por um pinhão responsável pelo movimento da corrente, neste caso, o veio terá de ser refeito devido a esta questão mantendo-se a posição das engrenagens relativas às relações de transmissão da primeira à quinta velocidade e os rolamentos de origem e alterando-se o local onde se encaixava o pinhão que é substituído por um aumento de diâmetro 19 mm e comprimento 35 mm e permite o encaixe num cardan que está por sua vez ligado ao conjunto que substitui a transmissão flexível. Com os veios e restantes partes devidamente colocadas foram finalmente adicionadas as secções transversais nas variações de diâmetro e nas engrenagens de modo a poder garantir que os valores de segurança contra a fadiga são superiores ao mínimo de 1 e sempre que possível a 1.5. Relativamente aos rolamentos foi necessário manter as mesmas medidas dos originais assim como o tipo, no entanto foi necessário também garantir uma vida útil superior a 500 horas. Na seguinte Figura 37 é possível ver o esquema no *software* do veio de entrada completo.

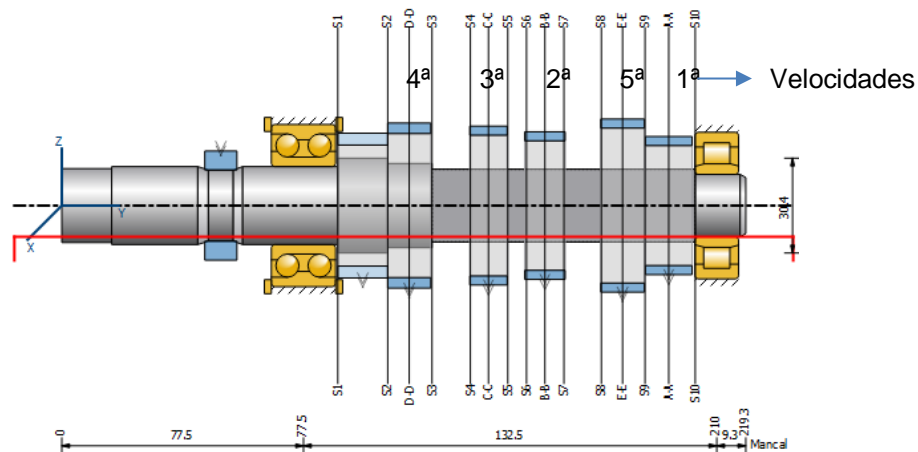


Figura 37 - Veio primário completo

De modo a obter os valores anteriormente referidos para a vida útil dos rolamentos e da resistência à fadiga pela parte dos eixos a análise tem de ser feita individualmente entre as diferentes velocidades como é possível ver pela seguinte Figura 38 com o exemplo para a segunda velocidade.

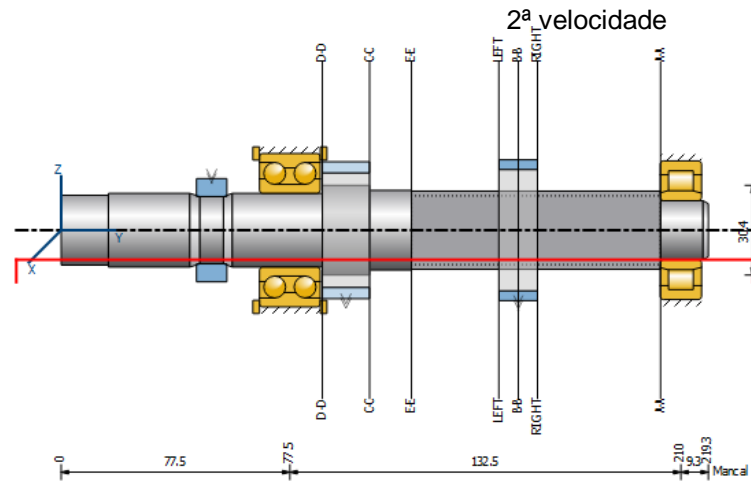


Figura 38 - Veio primário com segunda velocidade

O resultado obtido para a segurança mínima contra a fadiga entre todas as simulações das diferentes velocidades para o veio primário foi de 2.71, na secção LEFT quando a segunda velocidade está engrenada, valor superior a 1. Quanto aos rolamentos, foram escolhidos o Koyo 5205 que garante uma vida útil mínima de 509h quando engrenada a quarta velocidade, para todas as outras os valores são muito superiores. Quanto ao Koyo NUP204R, o rolamento de rolos da figura anterior, garante uma vida útil mínima de 549h no caso de ser a primeira velocidade a engrenada.

No caso do veio de saída o processo foi idêntico onde se colocaram igualmente todas as engrenagens, rolamentos, acoplamentos e secções transversais de modo a completar o veio tal como seria idealizado no final e o resultado foi o da Figura 39.

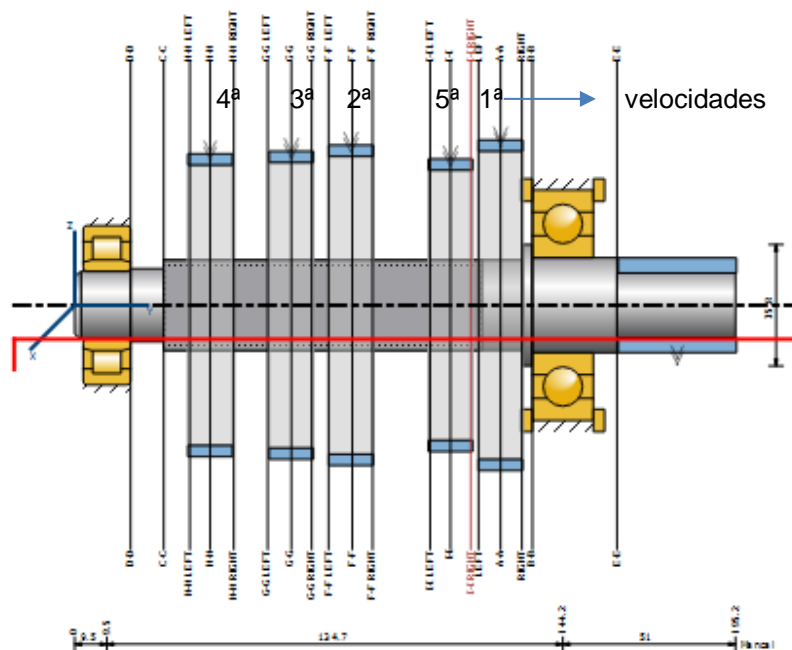


Figura 39 - Veio de saída completo

No entanto, o processo para descobrir os valores de segurança contra a fadiga e vida útil dos rolamentos foi feito individualmente (Figura 40) sendo o valor mais baixo de segurança limite fadiga 1.1 na secção E-E, ponto de ligação ao cardan.

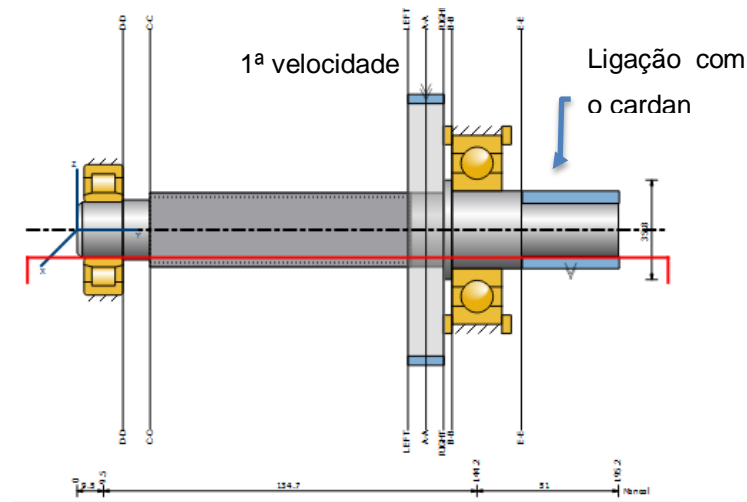


Figura 40 - Veio de saída com primeira velocidade

Quanto à vida útil dos rolamentos, no caso do rolamento de rolos do lado da tomada de potência o valor mínimo de horas de trabalho é atingido aquando da quarta velocidade engrenada e o seu valor é de 2538 horas, enquanto que a vida útil do rolamento de esferas do lado do cardan é no mínimo 888 horas quando a primeira velocidade engrenada.

De forma a permitir algum movimento do chassis optou-se para ligação à relação final ser feita através de um cardan ao invés da roda dentada ser colocada diretamente no veio de saída da caixa de velocidades. Com isto foi necessário encontrar uma solução que tivesse o comprimento mais reduzido possível de modo à distância entre veios ser o menor possível, porém, a solução deve suportar o binário necessário.

O binário máximo neste ponto é 270 N.m quando engrenada a primeira velocidade, sendo assim, uma solução encontrada foi o modelo DUJ1500 da marca Belden Universal cujo o binário máximo admitido é 282.5 N.m e o seu comprimento total de 166.7 mm.

O cardan em questão igual ao da seguinte Figura 41.



Figura 41 - Modelo DUJ1500 da Belden Universal

Com este elemento de ligação é possível agora transmitir movimento à relação final, parte do sistema que substitui diretamente a corrente do anterior projeto.

Como anteriormente referido, foi elaborado um conjunto de dois pares engrenados de modo a transmitir o movimento até ao diferencial. Para tal foram necessários o dimensionamento de mais dois veios que seguiram o mesmo procedimento dos veios anteriores. O esquema do veio é o representado na Figura 42.

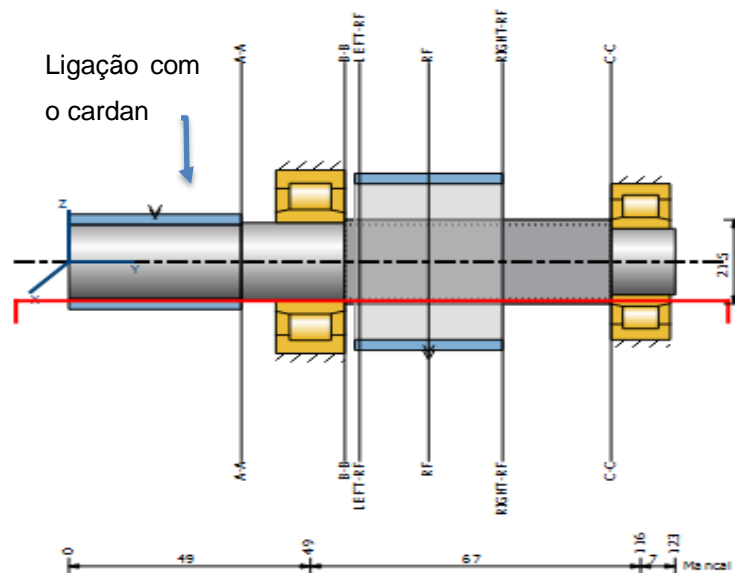


Figura 42 - Veio inicial da relação final

À esquerda do veio, é representada a tomada de potência, nesse caso a ligação ao cardan. Foi repetido o cálculo para as diferentes velocidades tendo sido a segurança contra a fadiga mínima quando a engrenada a primeira velocidade com o valor de 1.55 na secção transversal B-B tendo o veio sido dimensionado para o diâmetro e comprimento mínimos de modo a redução de peso e ao mesmo tempo cumprir as seguranças contra a fadiga. Relativamente aos rolamentos, ambos de rolos, foram escolhidos os FAG NUP 204-E-TVP2 na esquerda da anterior figura e o FAG NUP 203-E-TVP2. Ambas as escolhas foram feitas tendo em conta a vida útil e a menor dimensão (diâmetro interno, diâmetro externo e largura). Assim sendo a vida útil destas engrenagens são respetivamente 565 horas e 892 horas.

Quanto ao veio intermedio, são a ele montadas as emgrenagens correspondentes à roda movida do primeiro par de engrenagens, e ao seu lado, a engrenagem motora do segundo par de rodas dentadas que vai ser diretamente responsável pelo movimento do diferencial. O esquema do veio em questão é apresentado na Figura 43.

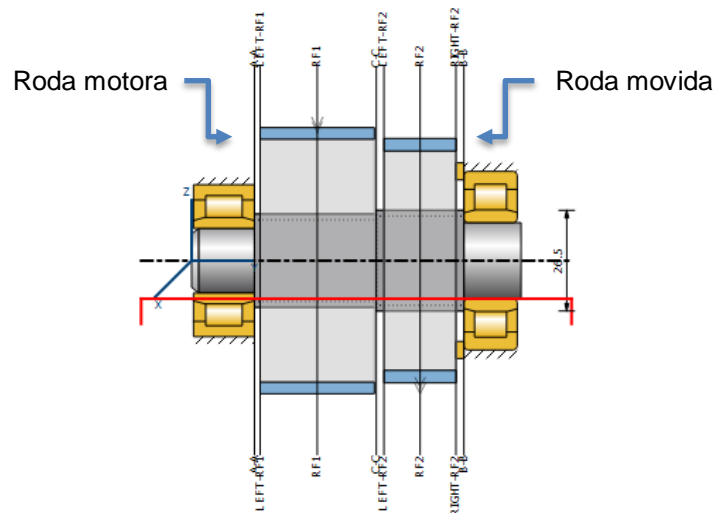


Figura 43 - Veio intermédio da relação final

De modo a corresponder às necessidades relacionadas com o tempo de vida útil do sistema os rolamentos seleccionados foram os rolamentos de rolos FAG NUP2203-E-TVP2 (representado à esquerda) e o Koyo NUP204R (representado à direita) com a vida útil de 1497 h e 516 h respetivamente. Relativamente ao veio é constituído por 4 secções principais sendo a secção C-C aquela em que a segurança contra a fadiga é menor e atinge o valor de 1,5.

3.4.2. Seleção do diferencial

Relativamente ao diferencial a RMC Engrenagens apresentou duas soluções. Um primeiro diferencial autoblocante de discos com um funcionamento em tudo idêntico ao apresentado nos fundamentos teóricos, onde o mecanismo de rampas pressiona os discos que entre si funcionam como embraiagens que por sua vez efectuam o bloqueio parcial das rodas. O modelo apresentado pela RMC Engrenagens é apresentado na seguinte Figura 44.



Figura 44 - Diferencial multidisco da RMC Engrenagens

A segunda solução apresentada foi um diferencial do tipo TorSen como o apresentado na seguinte Figura 45.



Figura 45 - Diferencial tipo TorSen da RMC Engrenagens

Foi aconselhado pela RMC Engrenagens a ser escolhida a solução do diferencial multidisco tanto pela experiência e feedback que têm tido do modelo como pelas suas características, em que é uma solução mais leve e compacta e com a possibilidade de ajuste da percentagem de bloqueio. Quanto aos rolamentos utilizados como suporte ao diferencial foram indicados pela RMC Engrenagens que são os SKF JL 69349/310/Q.

3.4.3. Modelação

Com os veios e engrenagens dimensionados e os rolamentos escolhidos passou-se para a fase onde todos os elementos são montados com vista a modelação da estrutura envolvente.

O *software* escolhido foi o *SolidWorks*, e foi em primeiro lugar importar as modelações previamente criadas pelo *software KISSsoft* que foram os veios e as engrenagens. Posteriormente, juntaram-se os rolamentos, disponíveis no sítio da internet da SKF ficando apenas a faltar o cardan de união do veio de saída com a relação final, que foi modelado tendo em conta as dimensões disponíveis no sítio da internet da Belden Universal dedicado ao produto. A modelação do diferencial utilizado foi cedida pelo fabricante da mesma, RMC Engrenagens, de modo a poder completar a relação final do sistema. Após juntar todos os elementos referenciados o resultado foi o da Figura 46.

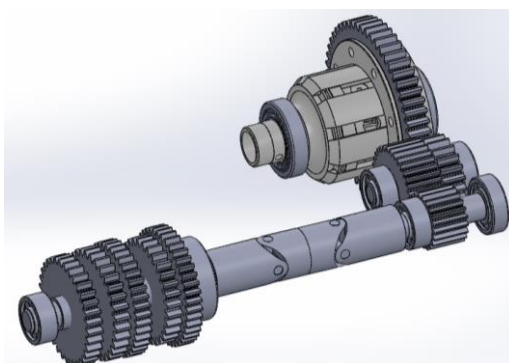


Figura 46 - Modelação do veio de saída, cardan e relação final

Visto que o veio de saída é suposto permanecer no carter original do motor, a estrutura a modelar envolve apenas o conjunto de rodas responsável pela relação final sendo a parte a envolver a que aparece representada na seguinte Figura 47.

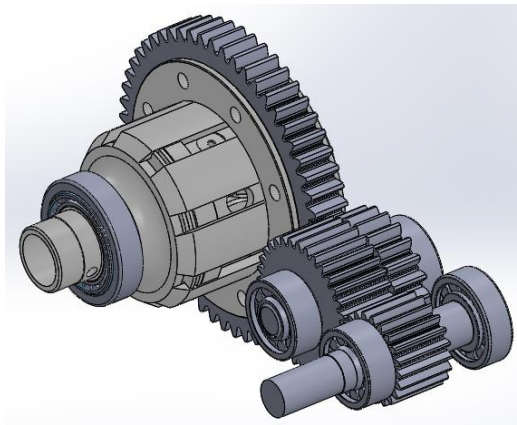


Figura 47 - Modelação da relação final

Com isto, a forma de iniciar a modelação passou por um desenho que permitisse unir os rolamentos e assim criar aquilo que viria a ser a base de desenho tanto para o fundo como para a tampa. Em seguida foi-lhes atribuída profundidade tendo em conta o tamanho das rodas dentadas, e bem assim foi atribuída igualmente espessura às paredes da estrutura que apesar de variar foi na sua maioria 5 mm, foram recortados os apoios para os rolamentos e trocou-se algumas arestas por raios concordância.

Até aqui o processo viria a ser idêntico para a parte de baixo e para a tampa, no entanto, para o o fundo foram desenhados dois furos com rosca de diâmetro de 12 mm e diâmetro interno de 8.5 mm e passo de 3 mm cumprindo a norma DIN 103. A finalidade destes furos é um funcionar como bujão e poder assim ser retirado todo o óleo necessário à lubrificação dos pares de engrenagens e outro funcionar como nível e ao mesmo tempo local onde se introduz o óleo.

Em seguida foram recortados dois furos de diâmetro 8 mm com o objetivo de colocar parafusos de forma a unir o fundo com a tampa, com isto foi também acrescentado um olhal com vista a simular o apoio ao chassis.

Foram por fim acrescentados os furos de forma a serem juntas duas cavilhas de diâmetro 6 mm e comprimento 10 mm de forma a poder alinhar as duas principais peças da estrutura. Para além disso foram elaborados canais dedicados à vedação onde é colocado fio de o-ring com 3 mm de diâmetro com a função de junta sendo o aspeto final o apresentado na Figura 48.

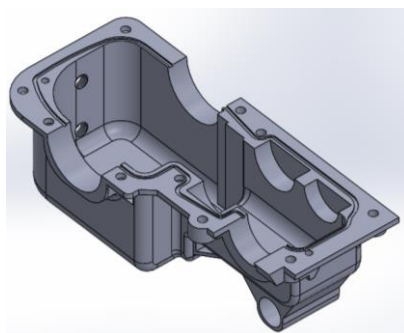


Figura 48 - Fundo da estrutura para a hipótese de uma caixa adaptada

Relativamente à tampa, Figura 49, o processo foi bastante semelhante, onde depois de criada a base em função da posição dos rolamentos foi dada profundidade, desta vez com uma geométrica mais próxima da das engrenagens, sendo posteriormente acrescentados os furos para a ligação aparafusada ao fundo, os furos das cavilhas para apontar as duas peças e três braços que suportam um olhal que funciona também como apoio ao chassis.

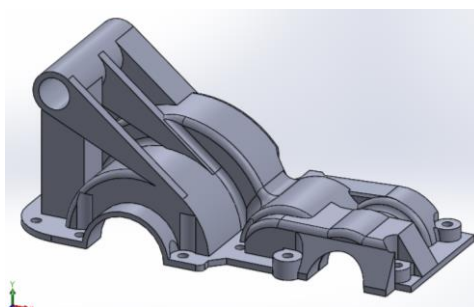


Figura 49 - Tampa para a hipótese da caixa adaptada

Foram substituídas o máximo de arestas possíveis por superfícies curvas mas o essencial foram as alterações feitas devido às simulações onde foram introduzidas cargas que levaram ao reforço de várias partes da estrutura pelo facto de estarem expostas a tensões mais elevadas.

Com estas partes completas foi então criado um assembly onde foram juntos o fundo e a tampa. O resultado é o apresentado na seguinte Figura 50.

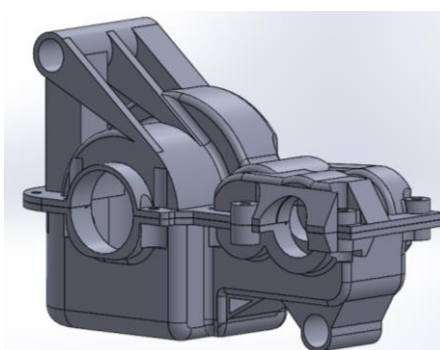


Figura 50 - Conjunto da tampa e fundo para caixa adaptada

A estas partes juntaram-se as anilhas. As anilhas para ligações aparafusadas escolhidas para o projeto são as anilhas tipo mola DIN 6796 com o tamanho normalizado M8. A geometria da anilha é cônica no entanto foi impossível ao programa fazer as simulações necessárias com essa geometria sendo então necessário juntar ao *assembly* a anilha já espalmada. Na Figura 51 mostra-se a geometria original da anilha e aquela que foi aplicada na simulação.

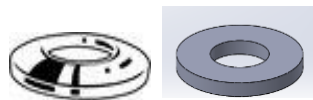


Figura 51 - À esquerda desenho da anilha da Fabory e à direita a modelação usada

O diâmetro interno, o diâmetro externo e a espessura da anilha foram mantidos sendo alterada a sua forma cônica para a sua forma final de trabalho depois de ser pré-tensionada pelo parafuso.

De forma a proceder ao módulo de elementos finitos que permite efetuar simulações tendo em conta os constrangimentos e forças aplicados na estrutura foi escolhido o *add-in Simulation* no proprio software *SolidWorks*.

Após selecionar no primeiro passo, que se trata de um problema *Static*, o procedimento seguinte é escolher os materiais. Os materiais do fundo e da tampa são o mesmo, o alumínio já mencionado anteriormente que é o utilizado pela RMC Engrenagens, o alumínio 7075, que é inclusive um dos materiais disponíveis na biblioteca do software com as seguintes características, Figura 52.

Property	Value	Units
Elastic Modulus	7.19999992e+010	N/m ²
Poisson's Ratio	0.33	N/A
Shear Modulus	2.689999969e+010	N/m ²
Mass Density	2810	kg/m ³
Tensile Strength	219999997.9	N/m ²
Compressive Strength		N/m ²
Yield Strength	94999999.42	N/m ²
Thermal Expansion Coefficient	2.4e-005	/K
Thermal Conductivity	173	W/(m·K)
Specific Heat	960	J/(kg·K)
Material Damping Ratio		N/A

Figura 52 - Características do material a utilizar na estrutura

Quanto ao material utilizado para definir as anilhas, foi necessário configurar manualmente, devido ao facto de não existir o aço mola pretendido nas predefinições.

De modo a seleccionar anilhas de classe 8.8 e na norma pretendida o material utilizado e aquele que é divulgado pelos fabricantes é o material nº 1.0601 com o código C60 denominado High-Carbon Steel cujas características introduzidas são apresentadas na Figura 53.

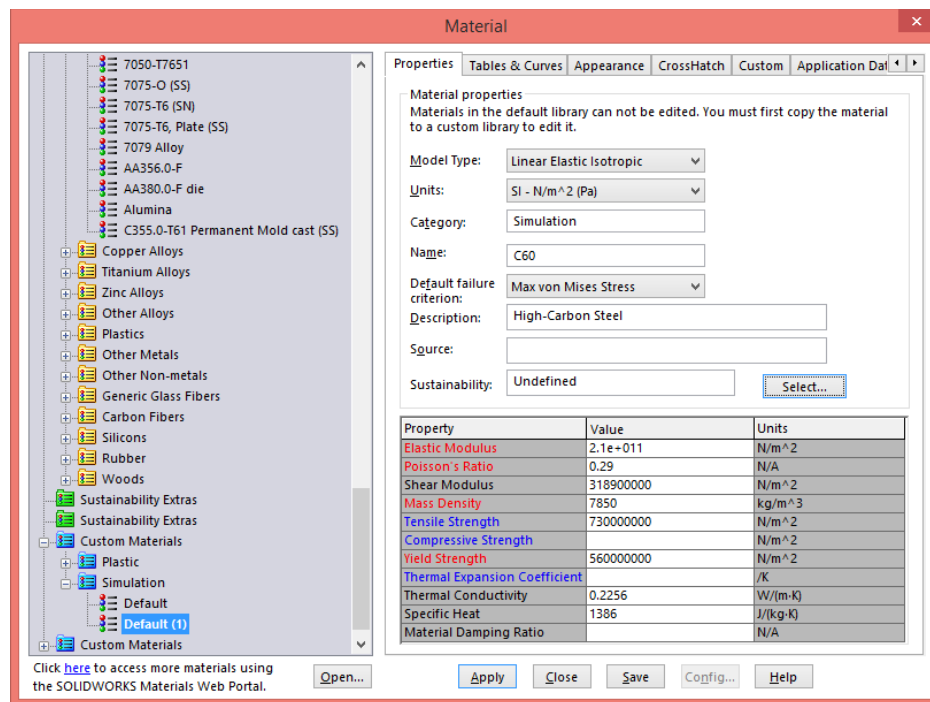


Figura 53 - Material e suas características utilizado para as anilhas

Em seguida foram definidos os parâmetros de ligação entre as peças sendo elas a ligação, neste caso aparafusada, e as definições de contacto entre superfícies.

No caso dos parafusos foi necessário em primeiro lugar seleccionar qual a aresta para que é direccionada a rosca do parafuso e é ao mesmo tempo o local onde assenta a cabeça do parafuso. Define-se igualmente o diâmetro normalizado da rosca e da cabeça tanto do parafuso como da porca de fixação.

O material definido para os parafusos foi dentro daqueles presentes na biblioteca o único aço que cumpria os requisitos necessário para um parafuso de classe 8.8 sendo então o DIN 34 CrNi.

De forma a completar as definições para o elemento de ligação é preciso introduzir o valor de pré-carga do mesmo que por sua vez tem de ser calculado.

O primeiro passo é calcular a tensão de prova σ_p a partir da tensão de cedência σ_c :

$$\sigma_p = 0,85 \cdot \sigma_c \quad (3.8)$$

Visto a tensão de cedência ser 710 MPa, a tensão de prova é 603.5 MPa.

Segue-se para o cálculo da força de prova F_p que resulta do produto da área de tensão de rutura A_t com a tensão de prova.

$$F_p = A_t \sigma_p \quad (3.9)$$

Assim sendo, o resultado de F_p é 22088.1 N tendo em conta que a área A_t do parafuso sendo este normalizado M8 está tabelado é 36.6 mm².

Por fim, o cálculo da força responsável pela pré-carga é dado por:

$$F_i = 0,75.S \quad (3.10)$$

A pré-carga a aplicar pelos parafusos é 16566 N.

No entanto, esta força não é aplicada diretamente na estrutura, mas sim nas anilhas anteriormente apresentadas. Como referido anteriormente, a anilha modelada já se encontra na sua forma após ser pré-tensionada. Para a anilha com o material estudado a carga necessária para que atinja a sua forma espalmada é 14900 N [30]. Tendo em conta que o valor a introduzir no programa não contabiliza a carga necessária para a deformação da anilha, do valor F_i calculado foram subtraídos os 14900N resultando em 1570 N, valor a introduzir como pré-carga no software. O resultado final com os parafusos é apresentado na seguinte Figura 54 e Figura 55.

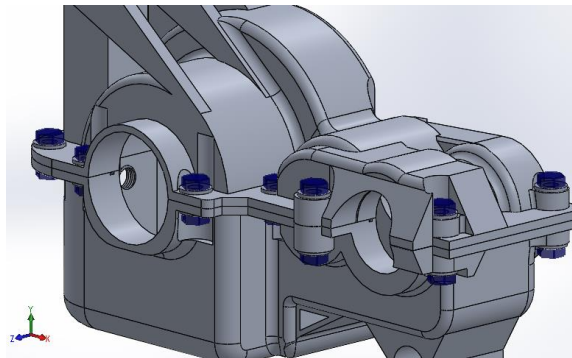


Figura 54 - Estrutura com anilhas e parafusos vista de frente

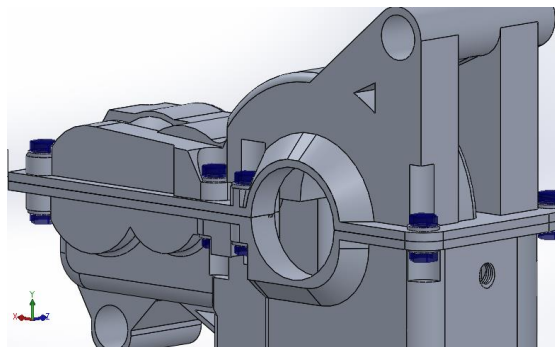


Figura 55 - Estrutura com anilhas e parafusos vista de trás

Para fixar as partes são então necessários 5 parafusos DIN 7984 com as medidas M8x12 e outros 5 com M8x35 e as respectivas porcas roscadas.

Por pré-definição, o *software* aplica o tipo *Bonded* às superfícies das diferentes peças entre si o que faz com que as superfícies sejam ligadas entre si como se de adesivo ou soldadura se tratasse. Visto esta opção não se enquadrar no problema em questão e a ligação entre as partes serem apenas aparafusadas, o tipo de contacto é alterado para *No Penetration*, que tal como o nome indica, impossibilita que as superfícies se atravessem entre si.

Quanto aos constrangimentos, foi à partida necessário introduzir um erro na simulação pois foi impossível encontrar a solução ideal para o problema. Na realidade, o conjunto deverá ficar acoplado ao chassis do veículo, chassis este que com a dinâmica e movimento em prova sofre deformações elásticas o que faz com que não existam pontos fixos no chassis, isto é, os dois pontos de fixação da estrutura, na realidade, não estão constrangidos de forma a estarem sempre à mesma distância pelo que pode haver deslocamento de ambas as partes. No entanto, é impossível simular esta situação visto ser necessário criar constrangimentos e sem saber também qual o comportamento e interferência dos deslocamentos do chassis na estrutura em estudo. Assim sendo, a forma que se considerou mais aproximada àquela que se pretende, foi atribuir a cada olhal a função de dobradiça, ou seja, é permitida rotação em torno do eixo do olhal, no entanto, não são permitidas translações em nenhuns dos eixos o que por si só é estar a assumir um erro visto que a distância entre os apoios será constante. Na seguinte Figura 56 é possível ver a localização do constrangimento e na Figura 57 como se comporta a estrutura por sugestão gráfica do *software*.

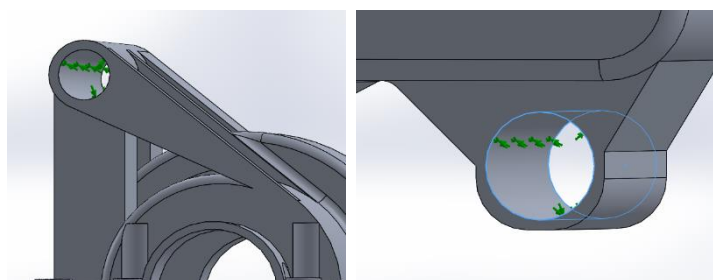


Figura 56 - Local onde são aplicados os constrangimentos

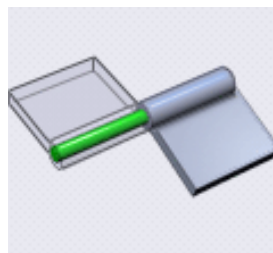


Figura 57 - Exemplificação pelo software do comportamento do constrangimento

Relativamente às cargas a aplicar nos problemas, são representadas pelos forças resultantes dos rolamentos quando estes estão em funcionamento. Nesta estrutura existem 6 rolamentos e conseqüentemente 6 forças resultantes, distribuídas por cada um dos apoios modelados para o encaixe dos rolamentos.

Os valores das forças a introduzir no problemas foram retirados do software *KISSsoft*, no módulo “Cálculo de eixos-árvores”, onde na janela dos resultados é possível visualizar os valores obtidos para cada um dos rolamentos.

Os valores das forças para os rolamentos correspondentes ao veio que está ligado ao cardan e ao veio da relação final foram obtidos quando o dimensionamento dos próprios veios, no entanto, ficou ainda por saber qual o valor para as cargas nos rolamentos acoplados ao diferencial. A solução encontrada foi com o mesmo módulo do *KISSsoft* utilizado para o dimensionamento dos veios, procurar elaborar um sistema onde se reproduzisse aquilo que acontece no diferencial tendo como principal foco o fluxo de potência de modo a encontrar os valores pretendidos para as forças resultantes nos rolamentos. Com isto, obteve-se o esquema da Figura 58.

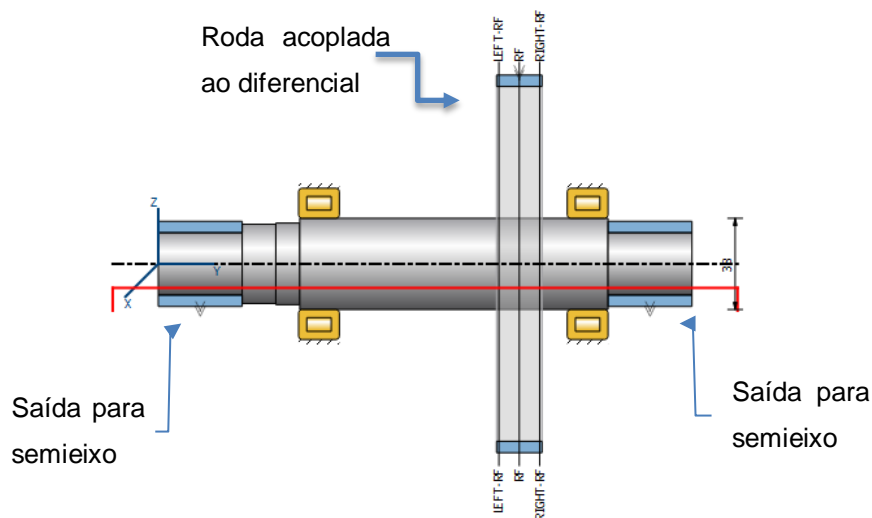


Figura 58 - Veio para simular comportamento do diferencial

No esquema anterior (Figura 58) a engrenagem é onde se localiza a tomada de potência do veio sendo que nas extremidades estão dois acoplamentos que simbolizam a saída de potência e têm o mesmo valor. Quanto aos rolamentos são os mesmos indicados pela RMC Engrenagens e já referidos anteriormente. O erro associado a esta aproximação dá-se pelo facto de na realidade existir um conjunto de engrenagens cónicas responsáveis pela diferente distribuição de potência para dois eixos separados, que neste caso é apenas um eixo rígido.

Na Figura 59 são nomeados de R1 a R6 os diferentes rolamentos consoante a sua posição na imagem.

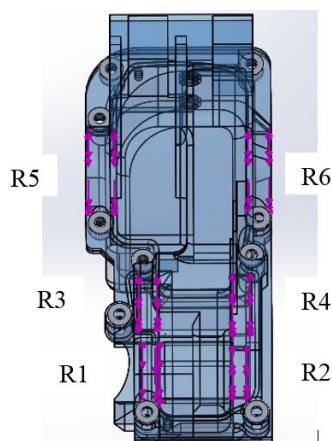


Figura 59 - Localização de cada rolamento na estrutura

Para cada carga, o software *KISSsoft* divide a força em componente no XX's e no ZZ's, sendo que no eixo dos YY's o valor é nulo devido ao facto de não existirem cargas axiais nos rolamentos. Os valores a retirar do software *KISSsoft* e introduzir nas definições da carga são apresentados na seguinte tabela (Tabela 13) para cada um dos rolamentos.

Tabela 13 - Carga a aplicar em cada apoio de rolamento

Rolamento	Carga em XX's [N]	Carga em ZZ's [N]
R1	3334	8181
R2	1861	4565
R3	4792	-4553
R4	5801	5801
R5	1406	-3587
R6	4120	-10530

A representação gráfica das cargas pelo software é apresentada na Figura 60.

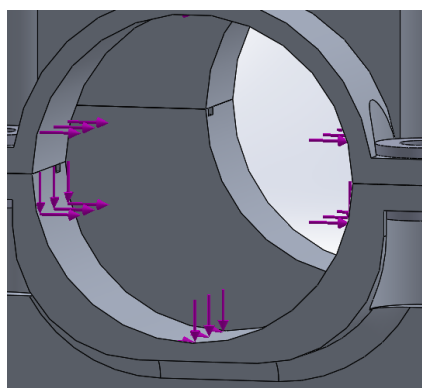


Figura 60 - Representação da carga aplicada por um dos rolamentos

Neste momento, já com as conexões feitas, constrangimentos atribuídos e cargas aplicadas foi então o momento de criar a malha que representasse a estrutura em estudo de modo a que pudessem ser feitos os cálculos necessários.

Nas definições para a elaboração da malha, a qualidade desta varia consoante o tamanho de cada elemento sendo esse o critério a alterar. De modo a saber qual o tamanho para cada elemento que originará resultados credíveis foi necessário efetuar uma análise aos resultados obtidos para diferentes tamanhos e confirmar se com o refinamento da malha os resultados tendem para um certo valor, a este estudo chama-se análise de convergência.

Para se fazer a análise de convergência desta estrutura escolheram-se alguns tamanhos de elementos representativos de forma a poder construir-se o gráfico. Os valores utilizados para conferir a convergência da malha foram os valores da tensão equivalente máxima.

O tamanho de cada elemento é dado por dois valores sendo o comprimento máximo e mínimo para as suas arestas como é exemplificado pela Figura 61 retirada do menu de configuração da malha. São apresentados na Figura 62 um exemplo de uma malha grosseira e outra refinada.

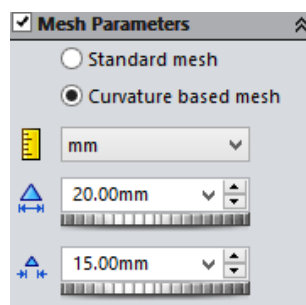


Figura 61 - Parâmetros da malha

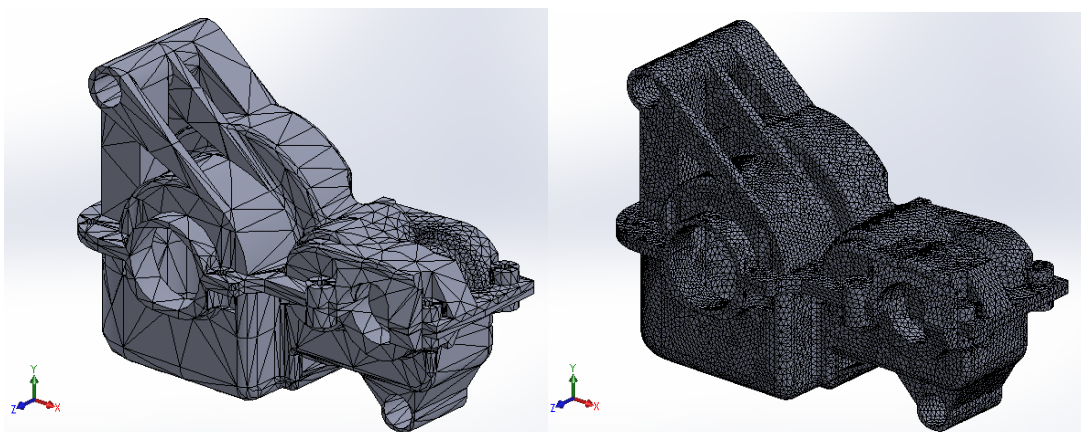


Figura 62 - Estrutura com malha grosseira (esquerda) e com malha refinada (direita)

Na seguinte Tabela 14 são apresentados os valores utilizados para a malha desde a mais grosseira (50 mm) até à mais refinada (5 mm), o numero de elementos resultantes para cada iteração e os resultados obtidos.

Tabela 14 - Dados para elaboração de análise de convergência da caixa adaptada

Tamanho do elemento [mm]	Nº de elemntos	Tensão equivalente máxima [N/m ²]
50 a 40	9631	5.539x10 ⁷
30 a 20	10855	6.536 x10 ⁷
20 a 15	13233	7.413 x10 ⁷
10 a 9	29104	8.486 x10 ⁷
6 a 5	86046	8.766 x10 ⁷
5 a 4	143769	8.972 x10 ⁷

O gráfico obtido com os resultados da tabela anterior são apresentados na seguinte Figura 63.

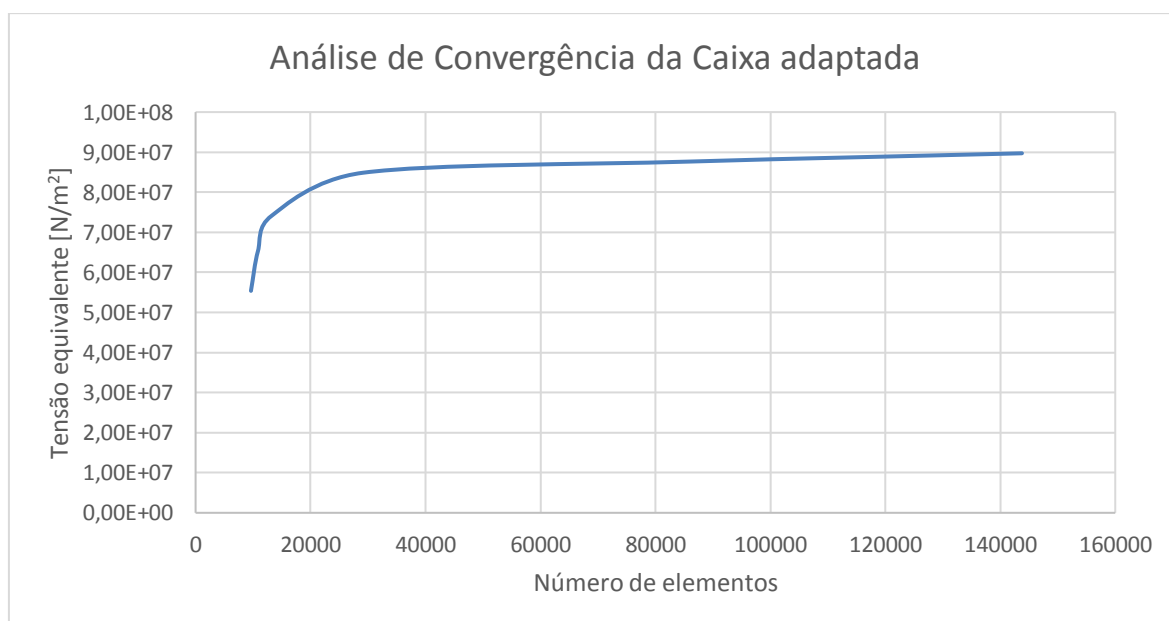


Figura 63 – Gráfico com análise de convergência para a estrutura da caixa adaptada

O ponto de tensão máxima na estrutura pela qual se fez a análise de convergência é no apoio do rolamento acoplado ao diferencial que está ligado ao semieixo da roda traseira esquerda. É possível ver o ponto de tensão máxima na Figura 64.

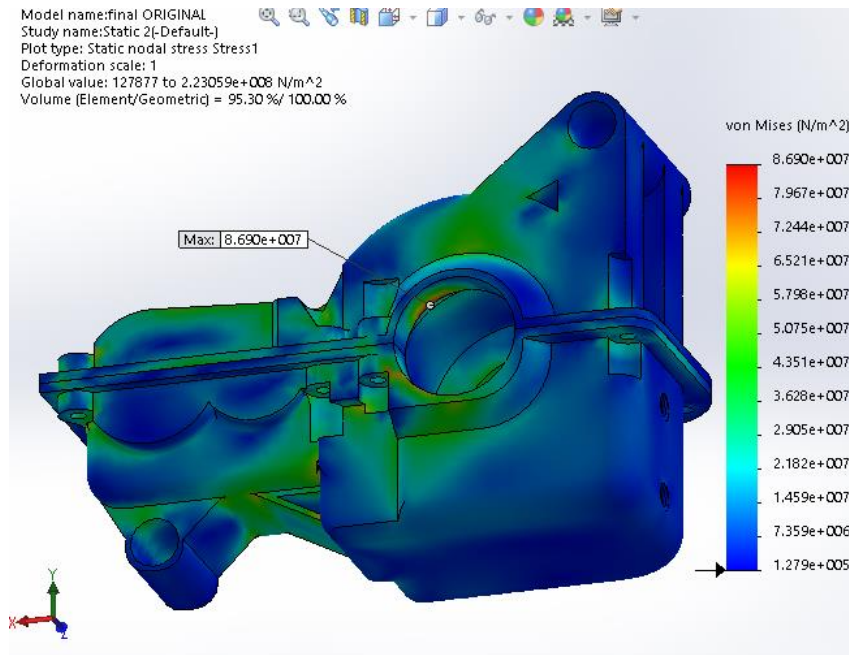


Figura 64 – Gráfico de tensões equivalentes e tensão equivalente é máxima

Os resultados obtidos para a tensão equivalente, como visto pela análise de convergência, rondam os 90 MPa, valor inferior aos 95 MPa correspondentes à tensão de cedência do material escolhido para a estrutura. Para obter este resultado foi necessário efetuar muitas alterações àquela que foi a estrutura inicialmente modelada, reforçando nos pontos onde a tensão equivalente era inferior à tensão de cedência, sendo estas zonas as proximidades das cargas aplicadas e os constangimentos.

É também relevante assinalar que quanto aos deslocamentos, os valores atingidos não são significativos sendo o valor máximo atingido 0.2348 mm. Na Figura 65 apresentada a representação gráfica dos deslocamentos.

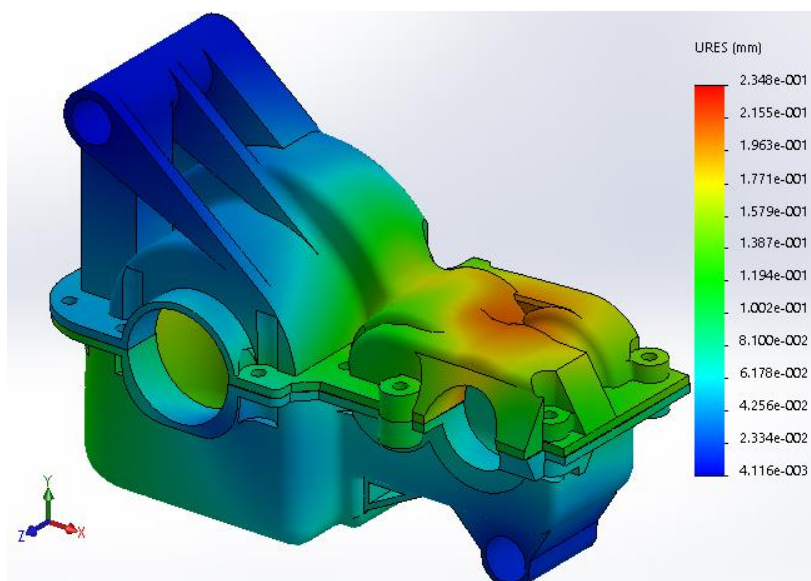


Figura 65 - Gráfico do deslocamento resultante na estrutura adaptada

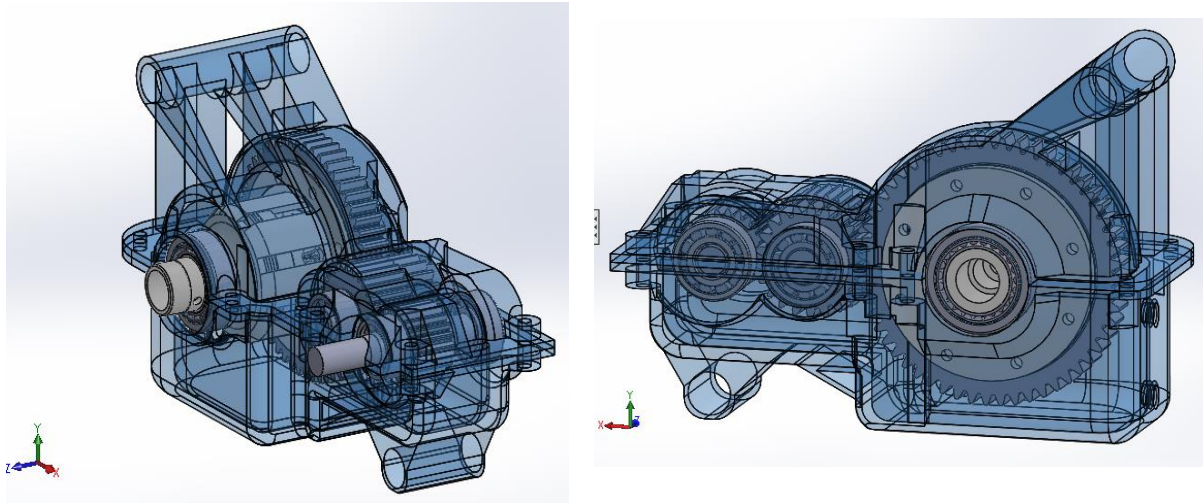


Figura 66 - Estrutura Completa

O conjunto dos veios, engrenagens, rolamentos, diferencial e estrutura são apresentados na Figura 66, onde a estrutura está parcialmente transparente de modo a que seja possível ver todos os componentes do miolo da relação final. A estrutura modelada tem uma massa de 1.647 kg. A quantidade de lubrificante necessária para preencher o carter até ao nível máximo é de aproximadamente 1 L.

3.5. Caixa nova

Nesta parte do trabalho é modelado um alojamento onde se pode incluir tanto a relação final, como os veios primário e secundário da caixa de velocidades, retirando estes dois últimos do bloco do motor passando para uma estrutura separada do motor e assim conseguir igualmente o objetivo de retirar a transmissão flexível do sistema de transmissão.

3.5.1. Dimensionamento dos veios

O processo de otimização passou pela redução de material que tinha como objetivo a redução de peso do conjunto, tendo no entanto por base, os veios originais. A estes veios foram reduzidos os diâmetros até que os coeficientes de segurança fossem o mais próximos de 1,5 nas diferentes secções e com isto foi também necessário reajustar os rolamentos para os novos diâmetros internos dos respetivos anéis interiores. Os comprimentos dos veios assim como a distância entre eixos foram mantidos. As rodas dentadas acopladas a estes veios têm as mesmas características e são em tudo idênticas às do modelo anterior variando apenas o seu diâmetro interno.

Relativamente ao resultado obtido para o veio primário otimizado, houve uma redução dos diâmetros de todas as secções entre rolamentos, inclusive. As restantes secções são reservadas ao acoplamento da roda movida da relação primária e o conjunto de discos destinados à composição da embraiagem.

A imagem do veio obtido com todas as engrenagens e rolamentos é apresentado na Figura 67.

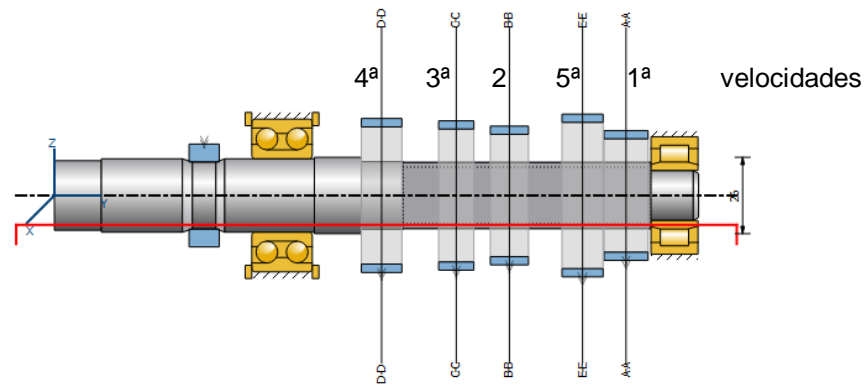


Figura 67 - Veio primário completo otimizado

O ponto onde a segurança contra a fadiga é mínimo é na secção transversal LEFT da Figura 68 com o valor de 1.59 quando engrenada a segunda velocidade. Os rolamentos seleccionados foram o Koyo 5205, mancal esférico de contacto angular tal como na caixa original e o FAG NUP 2203-E-TVP2. Os tempos vida útil são 505 h (quando engrenada a quarta) e 795 h (quando engrenada a primeira) respetivamente.

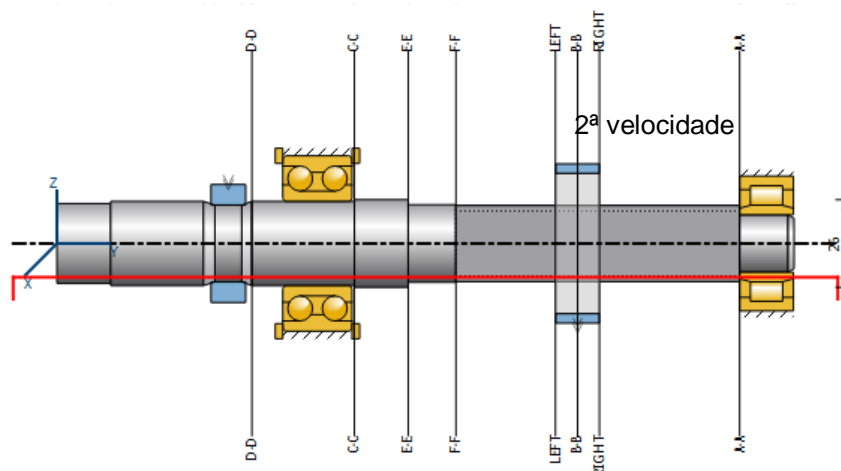


Figura 68 - Veio primário otimizado com segunda velocidade

Relativamente ao veio de saída o procedimento de redução dos diâmetros com o objetivo de reduzir o peso manteve-se. Comparativamente com a solução apresentada no capítulo

Hipótese caixa adaptada, distingue-se o facto de não ser necessário separar o veio de saída em duas secções com o cardan entre elas, sendo esta uma das principais diferenças e vantagens de modelar a caixa de velocidades e a relação final como um todo em apenas uma estrutura. Assim sendo o pinhão que faz rodar toda a relação final encontra-se acoplado ao veio de saída, numa das suas extremidades como é possível ver na Figura 69 juntamente com as restantes engrenagens e rolamentos.

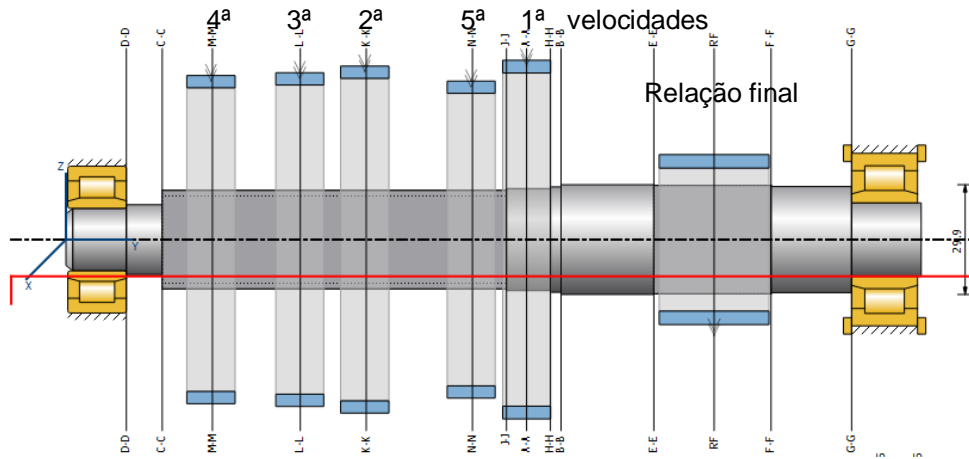


Figura 69 - Veio secundário completo otimizado

Foram elaborados os cálculos individualmente para cada uma das diferentes velocidades para avaliar quais os rolamentos a utilizar e até que ponto poderiam ser otimizados os veios. A segurança mínima contra a fadiga é 1.51 na secção transversal G-G da Figura 70, tendo assim a otimização do veio ido até ao limite proposto de 1.5.

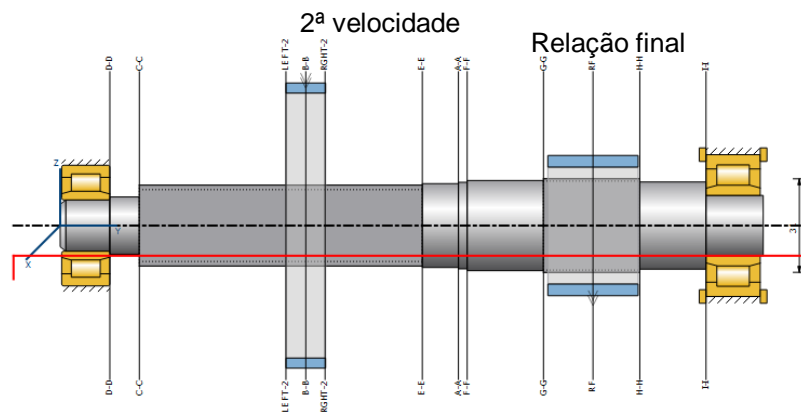


Figura 70 - Veio secundário com segunda velocidade otimizado

Quanto aos rolamentos seleccionados foram o SKF NUP 2203 ECP à esquerda com uma vida útil mínima de 3478 h quando engrenada a quarta velocidade à direita foi seleccionado FAG NUP 2204-E-TVP2 com uma vida útil mínima de 1034 h quando engrenada a primeira velocidade.

Quanto ao veio intermédio que une o veio de saída da caixa de velocidades e o diferencial é exatamente igual ao da solução anteriormente apresentada para uma caixa adaptada e é apresentada na Figura 43.

Relativamente ao diferencial é também mantida a escolha feita para a solução anterior e com isto os rolamentos a ele acoplados também.

3.5.2. Modelação

Quanto ao processo de desenho da estrutura responsável pelo suporte dos veios teve início da mesma forma quando começou a estrutura da primeira hipótese, com a formação de uma base que possa unir os rolamentos de forma a que estes possam ter uma base dando posteriormente profundidade consoante a geometria das engrenagens. O conjunto de veios, engrenagens, rolamentos e diferencial a envolver é apresentada na Figura 71.

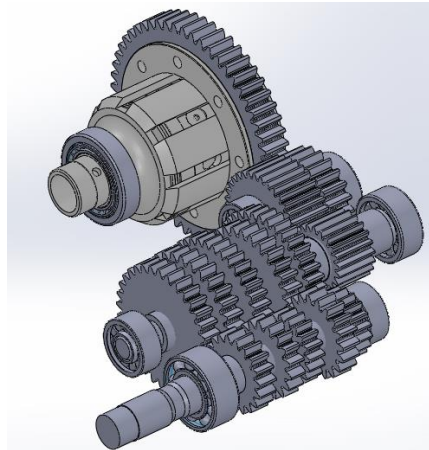


Figura 71 - Modelação dos veios e engrenagens da caixa otimizada

Sendo a estrutura formada por duas partes, uma de baixo a que se chamou de fundo e outra complementar que se chamou de tampa.

Ao fundo, a seguir aos passos descritos antes da Figura 48, foi-lhe acrescentado um olhal que funciona como constrangimento, mais propriamente o local onde fica a ligação ao chassis, podendo este estar aplicado directamente tendo sido o diâmetro escolhido em função do diâmetro externo do chassis. O mesmo foi feito na tampa de forma a existirem constrangimentos nas duas partes como é possível ver na Figura 72.

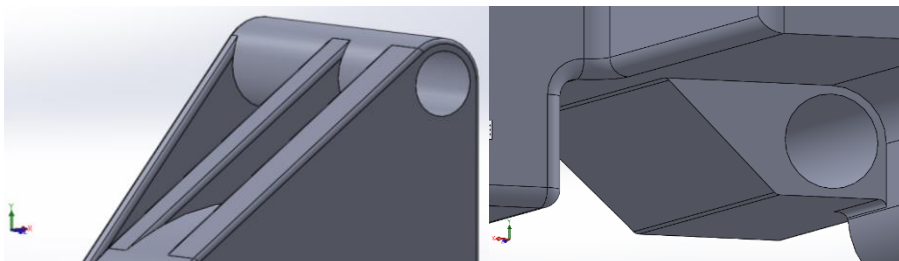


Figura 72 - Pontos de constrangimento na tampa (esquerda) e no fundo (direita)

Em seguida passou-se à adaptação do sistema de sincronismo da caixa de velocidades original para esta nova a ser modelada. Foi à partida definido que se iriam aproveitar o tambor de sulcos e garfos originais até porque a distância entre eixos do veio de primário e secundário no projeto é o mesmo do motor original.

Foi então feita uma análise aos componentes originais e ao seu alojamento que são apresentados nas seguintes Figura 73 e Figura 74.

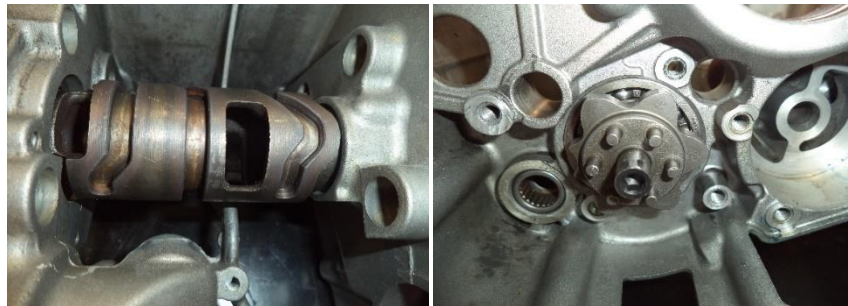


Figura 73 - Tambor de sulcos e furação para suporte dos garfos vista de cima (esquerda) e vista de lado (direita)



Figura 74 - Conjunto de tambor de sulcos, garfos e engrenagens móveis com crabots

Foi necessário efetuar medições entre os veios primários e secundários, os veios que suportam os garfos e o tambor de sulcos, para além do veio que faz a ligação ao seletor de velocidades e é responsável pelo movimento do tambor. O resultado da modelação é apresentado na seguinte Figura 75.

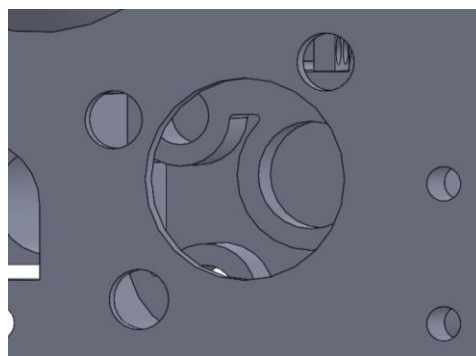


Figura 75 - Modelação da zona de colocação do sistema de sincronismo da caixa de velocidades

Com os diâmetros e distâncias modelados é então possível reutilizar todo o sistema de sincronismo incluindo os rolamentos utilizados na caixa de velocidades original.

À imagem daquilo que acontece na caixa de velocidades de origem, foi também modelada uma tampa para proteção das peças responsáveis pelo sincronismo. Esta tampa é apresentada na Figura 76.

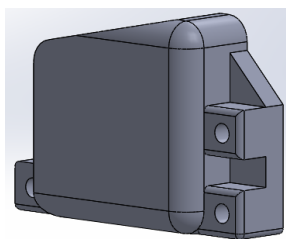


Figura 76 - Tampa da zona de sincronismo

O conjunto da estrutura, tampa do sistema de sincronismo e o esboço das peças do sistema de sincronismo são apresentados, juntos na seguinte Figura 77.

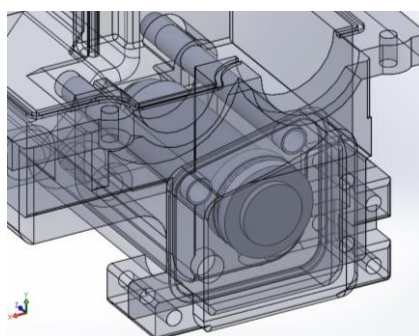


Figura 77 - Tampa do sistema de sincronismo acoplado ao fundo e com tambor de sulcos e suportes dos garfos nos apoios

Quanto à lubrificação foi elaborado um processo semelhante ao utilizado na primeira hipótese, realizando furos com rosca exactamente pela mesma norma, DIN 103. A única diferença relativamente ao projeto anterior é a necessidade de ser feito um furo a mais devido ao facto de existirem duas partes separadas com profundidades maiores, uma devido ao diferencial, outra devido ao sistema de sincronismo. Não se optou pela união das duas zonas pois levaria à necessidade de uma maior quantidade de óleo para que este preenchesse o fundo até ao nível pretendido o que levaria também a um maior peso no final.

O terceiro furo foi então elaborado entre metade e três quartos da altura do fundo tal como aconselhado pela RMC Engrenagens e o resultado da modelação dos três furos é apresentado na Figura 78.

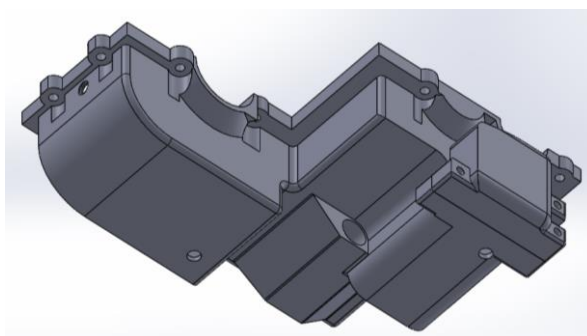


Figura 78 - Fundo da estrutura com dois furos na base e outro para colocação do fluido

Com a geometria da estrutura e com a colocação do furo por onde se coloca o óleo, a quantidade de lubrificante necessária para encher o carter é de 1,8 L.

Foi necessário elaborar um sistema de controlo da agitação do fluido dentro da caixa devido às velocidades atingidas pelo veio de saída da caixa. A forma de verificar se as velocidades atingidas pelas engrenagens ultrapassa ou não o limite de 12.5 m/s estipulado na bibliografia é através do cálculo da velocidade da linha do passo V , e esse cálculo é feito através de:

$$V = \frac{\pi}{60} d * n \quad (3.11)$$

Onde d é o diâmetro primitivo em metros e n a velocidade do veio em RPM.

Os resultados obtidos para cada um dos pares de engrenagens são apresentados na seguinte Tabela 15.

Tabela 15 - Velocidade da linha de passo para cada par engrenado

Par engrenado	Velocidade da linha de passo [m/s]
1 ^a	11.2
2 ^a	12.1
3 ^a	13
4 ^a	13.5
5 ^a	14.3
1 ^o par da relação final	7.3
2 ^o par da relação final	6.7

O cálculo para os dois pares de engrenagens que formam a relação final foi feito na situação de engrenada a 5^a velocidade, sendo assim calculada a pior das situações.

Como é possível observar na tabela, os pares engrenados que se encontram no veio de entrada e de saída ultrapassam a velocidade limite para a agitação do fluido o que leva, apesar da diferença pequena, a modelação de um sistema que controle o movimento do óleo garantindo que todos os dentes têm uma película de lubrificante no momento do contacto.

Após conversação e aconselhamento com a RMC Engrenagens chegou-se à conclusão que o sistema mais simples para o fabrico e aplicação na estrutura seria a

utilização de uma parede com furos que limitasse a passagem de fluido e assim controlasse o movimento do óleo. Estas placas seriam fabricadas à parte e posteriormente soldadas no fundo do carter formando assim uma solução simples mas eficaz que correspondessem às necessidades visto que apesar ultrapassar os 12.5 m/s estipulados, os valores obtidos não se aproximam dos 25 m/s nem muito menos dos 100 m/s referenciados na bibliografia que são possíveis e que levam à elaboração de estrutura muito mais complexas para o controlo da agitação do fluido. A espessura de cada placa é de 5 mm e o diâmetro de cada furo de 7 mm. As medidas foram pensadas tanto no processo de construção das mesmas (as medidas não deveriam ser mais reduzidas), como na aplicação no carter. O resultado obtido é apresentado na Figura 79.

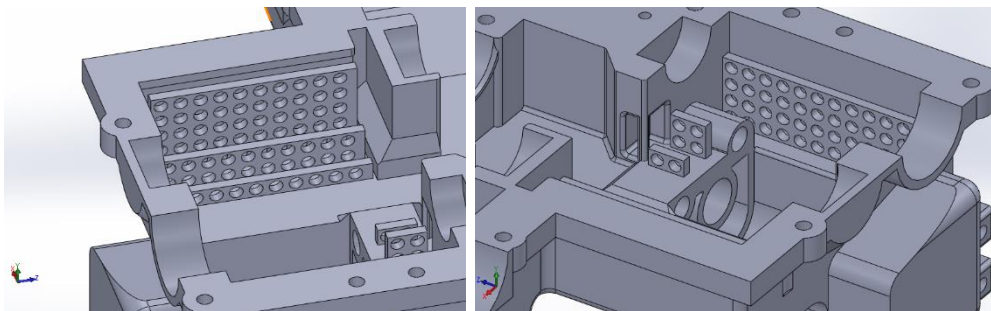


Figura 79 - Zona de controlo da agitação do óleo no veio secundário (esquerda) e veio primário (direita)

A altura das placas varia com a posição das engrenagens e com a necessidade de não existir contacto.

De forma a unir as partes foi escolhida uma ligação do tipo aparafusada e como tal foi necessário escolher a furação. Os furos têm diâmetro 8 mm e foram colocados de forma a corresponder às necessidades que surgiram com a realização das simulações pelo método dos elementos finitos.

A tampa de sincronização é também unida com o carter através de 3 parafusos M8.

Tal como na estrutura estudada no capítulo anterior foi necessária a adição de anilhas entre a cabeça dos parafusos e as porcas roscadas. Estas anilhas têm as mesmas dimensões e características.

Na seguinte Figura 80 é apresentada a furação e respetiva união da tampa de sincronismo, fundo e tampa da caixa.

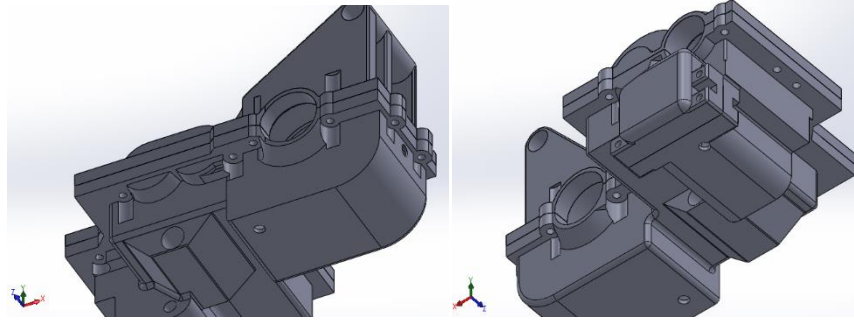


Figura 80 - Furação para união aparafusada na tampa e fundo (esquerda) e na tampa do sincronismo (direita)

No capítulo da modelação serão apresentados mais detalhes sobre os parafusos e as suas definições.

A estrutura final sofreu várias alterações ao longo da sua construção, muito em função dos resultados das simulações com o método dos elementos finitos de modo a obter os valores pretendidos, tanto pela necessidade de reforçar certas zonas como pela oportunidade de recortar e tirar material de maneira a reduzir peso. Nas Figura 81 e Figura 82 são apresentadas algumas zonas que tiveram de ser reforçadas no fundo e na Figura 83 é possível observar um conjunto de zonas onde foram retirados excessos de material também no fundo.

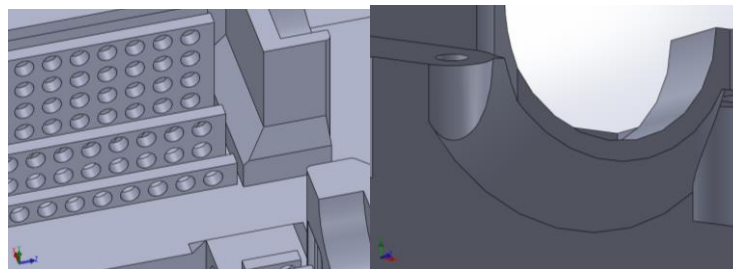


Figura 81 - Reforços na base de apoios de rolamentos

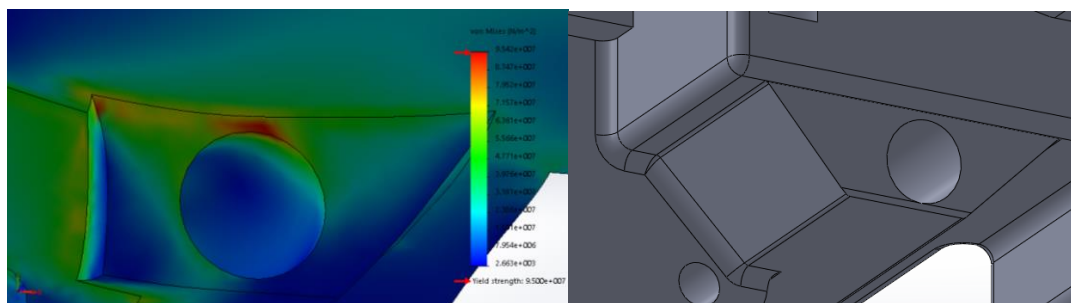


Figura 82 - Comparação entre estrutura antes de reforçada (esquerda) e estrutura reforçada (direita) nos pontos críticos

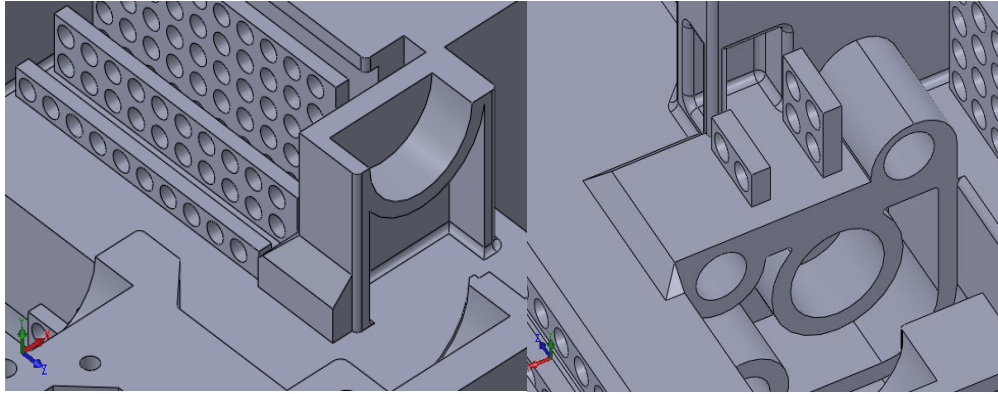


Figura 83 - Recorte de material em zona inferior do apoio de um rolamento (esquerda) e na zona do sincronismo (direita)

Já na Figura 84 são apresentadas algumas zonas que precisaram de ser reforçadas na tampa, e por sua vez, na Figura 85, zonas onde foi retirado material na tampa.

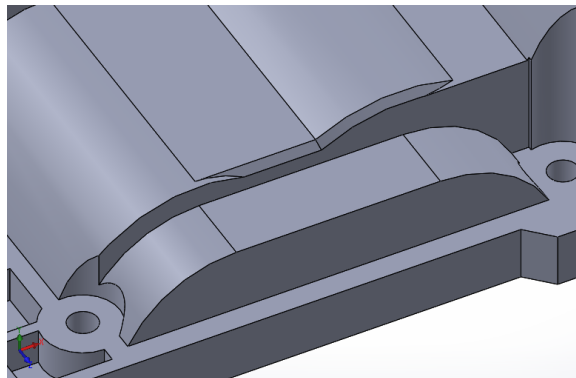


Figura 84 - Reforço da tampa na zona em torno dos apoios dos rolamentos

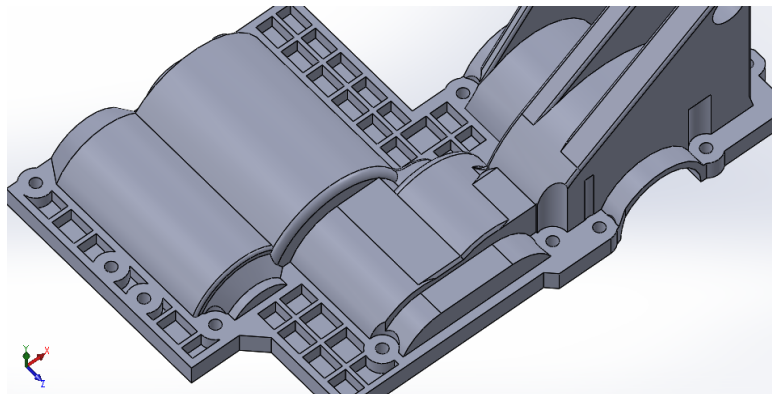


Figura 85 - Recortes de material na tampa entre parafusos

Por fim, foi elaborado o local onde colocar os pinos responsáveis pelo alinhamento das partes. O pino é um rolo com 6 mm de diâmetro e 10 mm de comprimento. Modelou-se também neste momento do canal responsável pelo alojamento do fio de o-ring que tem como função realizar a vedação do lubrificante entre as partes. Na Figura 86 é possível ver tanto o alojamento do fio de o-ring como a furação para os pinos.

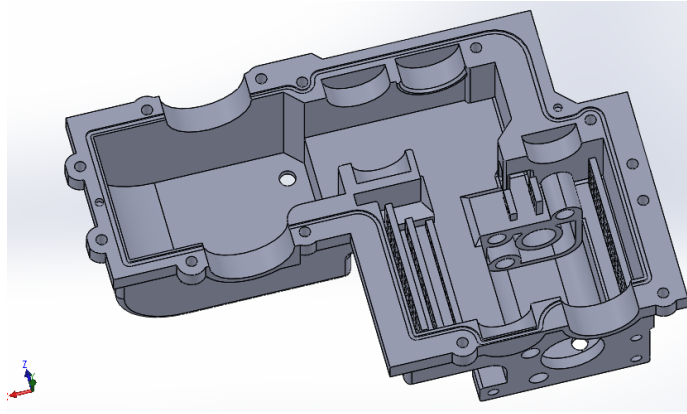


Figura 86 - Fundo com calha para rio de O-ring e furação para pinos

Quanto ao processo de simulação através do método de elementos finitos foi em tudo semelhante ao seguido na estrutura anterior tendo sido o software escolhido o SolidWorks Simulation, que é uma *add in* do próprio SolidWorks, software utilizado na modelação da estrutura.

O primeiro passo é definir os materiais. O material seleccionado para o fundo, tampa e tampa do sistema de sincronismo é o alumínio 7075 com as características apresentadas na Figura 52. Quanto ao material das anilhas, o C60 indicado pelo fabricante, foi introduzido manualmente e a sua informação encontra-se disponível na Figura 53.

Em seguida, passou-se para a definição dos parâmetros de ligação entre as partes, em que o tipo de ligação é aparafusada tal como tinha sido mencionado no momento da modelação em que se elaborou a furação para tal. A classe dos parafusos e das anilhas mantém-se 8.8 e o processo de seleção do local de contacto da cabeça do parafuso assim como da porca roscada é idêntico ao efetuado na estrutura da caixa adaptada assim como o cálculo e método da pré-carga definida para cada ligação. O resultado obtido para cada uma a estrutura aparafusada é apresentada na Figura 87.

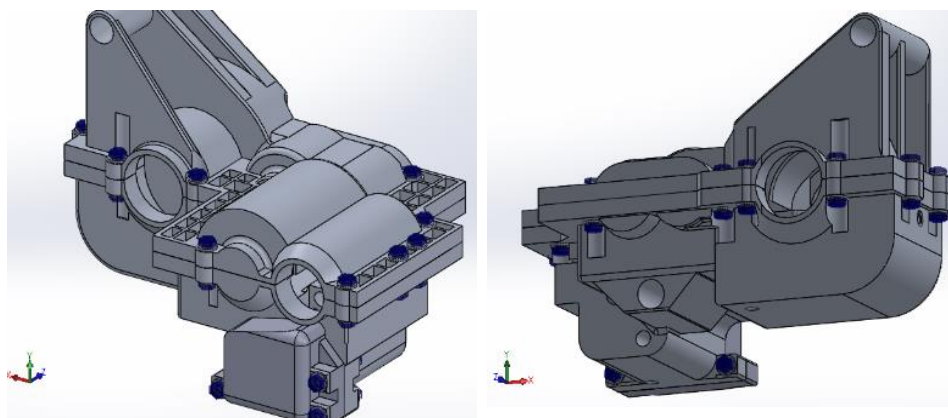


Figura 87 - Duas vistas da estrutura com anilhas e parafusos

Definiu-se em seguida como seria o contacto entre peças, que de uma forma automática o software atribui como bonded, no entanto não é de toda a escolha pretendida e como tal necessário alterar para *No Penetration*. Esta definição aplica-se ao contacto entre as superfícies das anilhas com a tampa o fundo e a tampa de sincronismo assim como estas três partes entre si.

Relativamente aos contrangimentos, foi impossível simular o comportamento do chassis, local onde vai estar apoiada a estrutura e como tal é introduzido um erro na simulação, no entanto, a solução mais próxima que foi encontrada, apesar de não permitir as translações, permite a rotação em torno do eixo que atravessa a zona do constrangimento. O nome do constrangimento escolhido foi o Fixed Hinge que permite que a zona do apoio de comporte como uma dobradiça. As zonas seleccionadas encontram-se destacadas a verde na Figura 88.

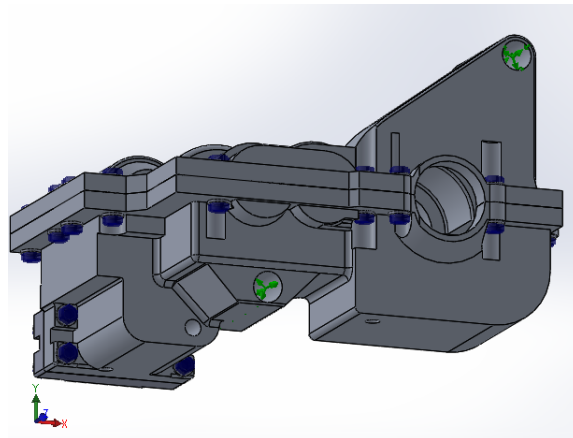


Figura 88 - Estrutura com pontos de constrangimento (verde)

A geometria dos constrangimentos foi pensada a poder ser anexado diretamente ao chassis, e daí ter o diâmetro interno igual ao diâmetro externo da estrutura tubular em questão, ou então ser um olhal onde é possível criar uma fixação que posteriormente é ligada ao chassis tal como acontece atualmente com o diferencial do veículo, visível na Figura 89.

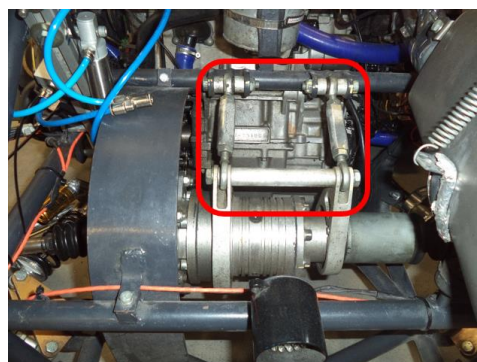


Figura 89 - Suporte do diferencial na estrutura atual

Em seguida foram introduzidos os dados sobre as cargas a aplicar na estrutura. As únicas cargas presentes são aquelas que exercidas pelos rolamentos e como tal, foi possível escolher a superfície onde a força é exercida e definido o tipo Bearing Load seguido do valor da mesma. Na Figura 90 os rolamentos são numerados de R1 a R8 e na

Tabela 16 são apresentados os valores para cada um dos eixos, exceção feita ao eixo equivalente às cargas axiais visto que são inexistentes.

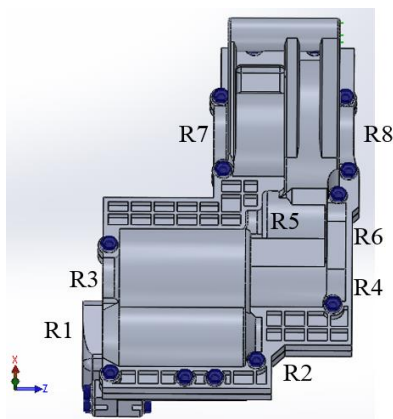


Figura 90 - Estrutura com rolamentos numerados

Tabela 16 - Carga a aplicar em cada apoio de rolamento

Rolamento	Carga em XX's [N]	Carga em ZZ's [N]
R1	-1717	3570
R2	-2136	5014
R3	2.818	-1988
R4	5410	6850
R5	4792	-4533
R6	5801	5801
R7	1406	3587
R8	4120	10530

Os valores das cargas apresentados na

Tabela 16 foram retirados do Software KISSsoft quando feito o cálculo para o dimensionamento dos veios.

De forma a ser possível iniciar as simulações foi então iniciado o processo de criação da malha. De modo a validar a consistencia dos resultados foi feita uma análise de convergência em que se variou o tamanho dos elementos desde valores entre os 40 a 39 mm como representação de malhas mais grosseiras, e 4 a 3 mm como representação de

malhas mais refinadas. Na Figura 91 é possível comparar as diferentes malhas anteriormente referidas.

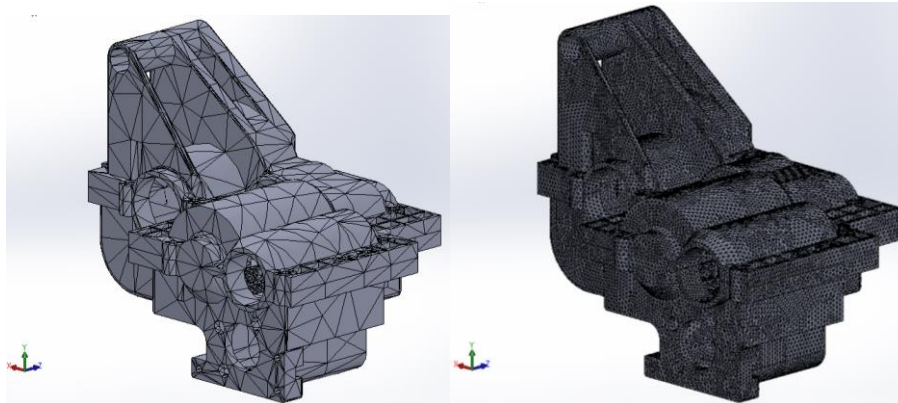


Figura 91 - Estrutura com malha grosseira (esquerda) e malha refinada (direita)

A malha quanto mais refinada, isto é, seja constituída por um maior número de elementos, mais próximos serão os resultados daquilo que será a realidade, no entanto, tem a desvantagem de o tempo de simulação ser mais demorado.

O parâmetro utilizado para elaborar a análise de convergência foi novamente a tensão equivalente máxima, que nesta estrutura se localizou no apoio do rolamento R1 do veio primário na parte da tampa. Este ponto é possível ver na Figura 92.

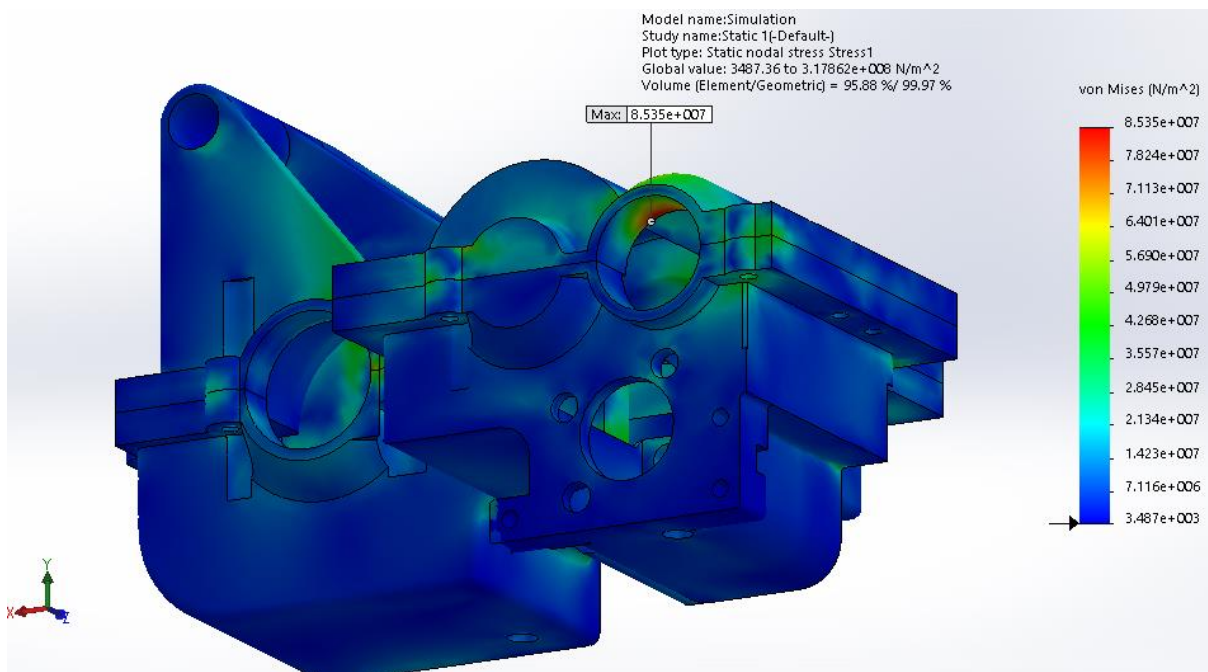


Figura 92 - Gráfico de tensões equivalentes e ponto de tensão máxima

Na seguinte Tabela 17 são apresentados os resultados da análise de convergência feita e na Figura 93 o gráfico obtido com esses dados.

Tabela 17 - Dados para elaboração de análise de convergência da caixa completa

Tamanho do elemento [mm]	Nº de elemntos	Tensão equivalente máxima [N/m ²]
40 a 39	13017	5,04E+07
30 a 29	14590	6,76E+07
15 a 14	24685	7,53E+07
10 a 9	50737	8,86E+07
7 a 6	105948	8,91E+07
4 a 3	491772	8,89E+07

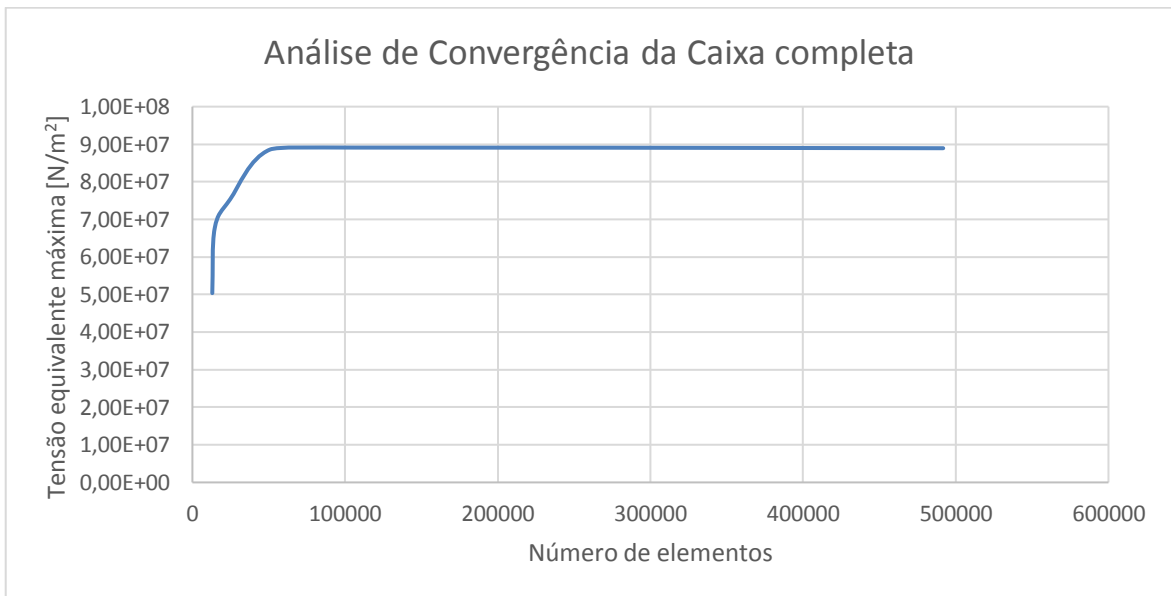


Figura 93 - Gráfico de análise de convergência

Com a análise de convergência efectuada foi possível concluir que com o refinamento da malha o valor de tensão equivalente converge para um valor próximo de $8,9 \times 10^7$ N/m² o que valida os resultados obtidos e satisfaz a necessidade de obter uma tensão equivalente máxima inferior à tensão de cedência do material da estrutura.

Foram também extraídos os resultados relativamente aos deslocamentos, sendo o valor máximo atingido na tampa, na zona onde também ocorre a tensão equivalente máxima. O deslocamento máximo é 0,48 mm, valor baixo que assegura o correto funcionamento da transmissão do veículo. O resultado obtido é apresentado na Figura 94.

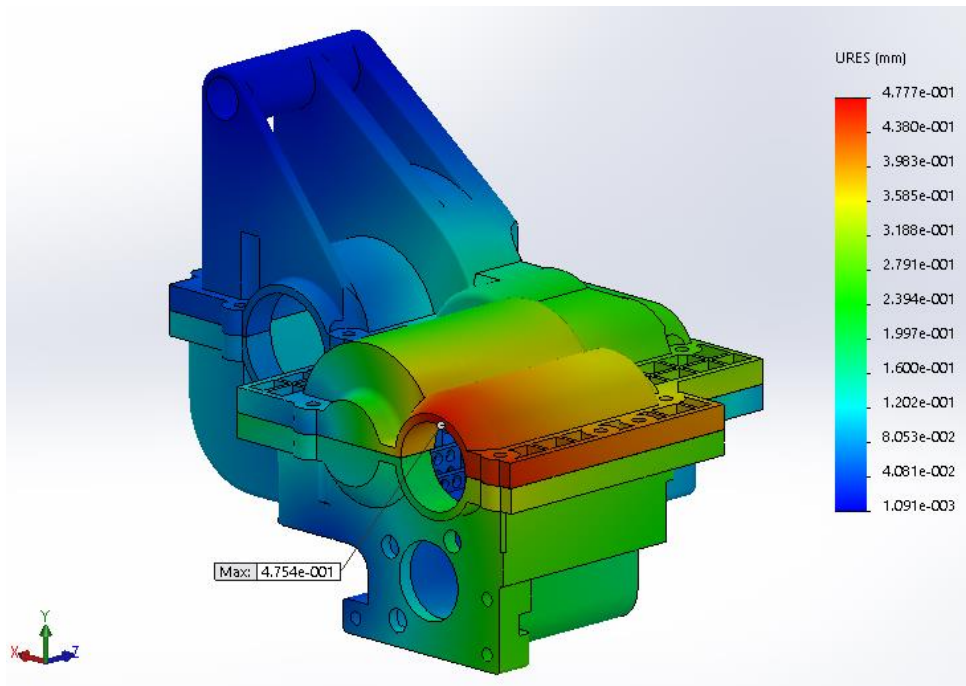


Figura 94 - Gráfico do deslocamento resultante na estrutura completa

Na seguinte Figura 95 é possível observar o conjunto completo, com a estrutura, veios, rolamentos, diferencial e engrenagens. A tampa e o fundo da estrutura têm uma percentagem de transparência de modo a que sejam possíveis ver os elementos internos.

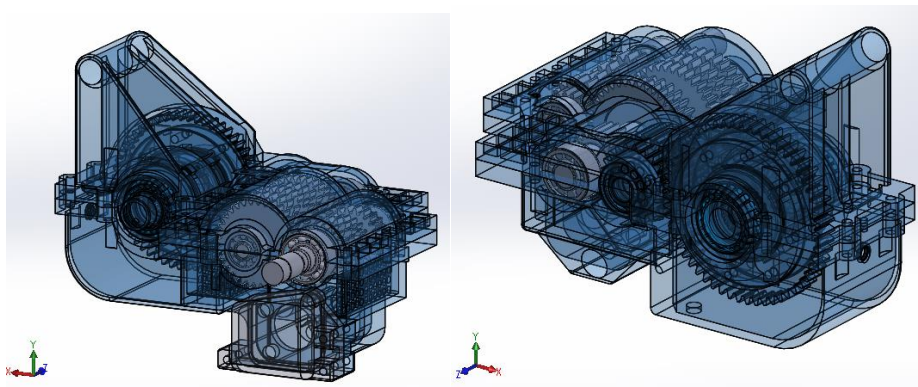


Figura 95 - Estrutura completa com veios, engrenagens, rolamentos, fundo e tampas

Conclusões

Relativamente aos resultados finais obtidos pode dizer-se que se conseguiram desenvolver alternativas ao sistema utilizado atualmente. Para a situação onde se mantém a caixa de velocidades inserida no cárter original é necessário para além da alteração das engrenagens, fabricar um novo veio secundário de modo a que seja acoplado a um cardan para que este seja por sua vez também acoplado à relação final. Com isto a estrutura final é menor tendo por base apenas o alojamento da relação final. Tanto a estrutura que faz o alojamento como os próprios veios e engrenagens foram aprovados após cálculos relativamente à sua resistência contra a fadiga e tensões equivalentes o que valida os resultados obtidos garantindo que nas condições mais extremas de funcionamento o sistema não entrará em colapso. Os mesmos testes e cálculos foram feitos para a segunda estrutura, com a diferença de se tratar de um projeto com dimensões um pouco mais elevadas, maior número de solicitações e envolvendo um pouco mais de complexidade devido ao facto de se juntar os veios primário e secundário.

A primeira grande questão a colocar foi qual a velocidade máxima que se pretende que o veículo atinja, é uma dúvida fundamental em termos competitivos porque condiciona a prestação em prova e em termos de cálculos e dimensionamento, é a base e o início do projeto. A velocidade escolhida foi 90km/h de modo a cumprir os requisitos necessários a tornar-se um automóvel competitivo.

Após alguns cálculos colocou-se a dúvida do número de relações de transmissão a colocar na caixa de velocidades. As hipóteses estudadas foram 4 e 5 velocidades (devido ao sistema de sincronismo original não é possível mais do que cinco velocidades). Em sobreposição de gráficos de transmissão de binário ao solo foi possível dissipar a dúvida pois a opção com 5 velocidades permite transmitir mais binário ao solo em maior parte dos momentos em que o veículo se encontra em movimento.

O momento que se seguiu foi o de dimensionamento das engrenagens e posteriormente dos veios, neste passo foram experimentadas várias soluções para otimização de veios e engrenagens, em especial na solução em que a estrutura engloba os veios primário e secundário, foi possível otimizar os diâmetros a tornarem-se mais leves. Tentou-se ainda reduzir o entre eixo dos veios, solução que não foi aprovada devido ao facto das engrenagens verem o seu diâmetro reduzido e com isso a resistência contra a fadiga diminui. Esta consequência poderia ser evitada com o aumento da largura do dentado, no entanto, com o aumento da largura do dentado para todas as engrenagens não seria possível reaproveitar o sistema de sincronismo original.

Quanto à modelação dos alojamentos a estrutura que engloba apenas a relação final é provavelmente a solução mais simples de implementar pois trata-se de uma estrutura mais pequena e tem por base o aproveitamento da parte do cárter da caixa de velocidades original. Possui um sistema de lubrificação simples e as cargas aplicadas são apenas as de 6 rolamentos. Quanto à segunda solução, com dimensões maiores por ter adicionado os veios primário e secundário, que também levam a que tenha uma geometria mais complexa, possui cargas relativas a 8 rolamentos e um sistema para a diminuição da agitação do lubrificante com o movimento das engrenagens. Esta estrutura tem ainda a particularidade de ter sido necessário modelar espaço para que fosse possível inserir os elementos que constituem o sistema de sincronismo responsável pelo engrenamento das diferentes velocidades. Esta solução tem a desvantagem de não ser facilmente aplicável pois a ligação com a relação primária não é exequível, seria necessário retirar a parte do alojamento da caixa de velocidades comum ao bloco do motor o que levaria a outro tipo de cálculos relativos à resistência do bloco do motor.

Em comum, as duas estruturas modeladas apresentam pinos e respetivos furos para o alinhamento das diferentes peças (para que não seja feito pelos parafusos) e um sistema de vedação simples, que permite rápida mudança de junta e ao mesmo tempo impede que o lubrificante verta pela união das peças. Para além disto, o método de ligação das peças também é igual nas duas soluções. Os parafusos são o método de ligação mais simples e utilizado, e neste caso em concreto, que se tratam de ligações não permanentes, os parafusos permitem que seja possível armar e desarmar a caixa de forma rápida e eficaz.

De forma a concluir o trabalho foi necessário corrigir a estrutura feita de modo a que os pontos de tensão equivalente fossem inferiores aos pontos de tensão de cedência, e com isto validá-la. Para isto foi necessário recorrer ao método dos elementos finitos, elaborou-se uma malha correspondente às estruturas em estudo e com os cálculos obtidos conseguiram-se gráficos de tensão equivalente que serviram para ir corrigindo e melhorando a estrutura reforçando-a nos pontos onde as tensões equivalentes ultrapassavam a tensão de cedência do material.

Referências Bibliográficas

- [1] J. R. Davis, "Gear Materials," em *Gear Materials, Properties and Manufacture*, Materials Park, ASM International, 2005, p. 13.
- [2] C. Moura Branco, J. Martin Ferreira, J. Domingos da Costa e A. Silva Ribeiro, "Engrenagens - Materiais usados em engrenagens," em *Projecto de Órgãos de Máquinas*, Lisboa, Fundação Calouste Gulbenkian, 2012, pp. 611-620.
- [3] P. H. Daryany, "Methods for Cutting Gears Teeth," em *The Art of Gear Fabrication*, New York, Industrial Press. Inc, 2001, pp. 13-86.
- [4] J. R. Davis, "Gear Manufacturing Methods," em *Gear Materials, Properties and Manufacture*, Materials Park, ASM International, 2005, pp. 13-14.
- [5] A. Rakhit, "Carburizing and Hardening Gears," em *Heat Treatment of Gears*, Materials Park, ASM International, 2000, pp. 33-120.
- [6] C. Moura Branco, J. Martin Ferreira, J. Domingos da Costa e A. Silva Ribeiro, "Engrenagens - Engrenagens Cilindricas de Dentado Reto," em *Projecto de Órgãos de Máquinas*, Lisboa, Fundação Calouste Gulbenkian, 2012, pp. 479-515.
- [7] C. Moura Branco, J. Martin Ferreira, J. Domingos da Costa e A. Silva Ribeiro, "Engrenagens - Cálculo de Engrenagens Cilindricas para Mecânica Geral," em *Projecto de Órgãos de Máquinas*, Lisboa, Fundação Calouste Gulbenkian, 2012, pp. 582-620.
- [8] D. Tobergte e S. Curtis, "Newton Meters are not Kilo Watts," *Journal of Chemical Information and Modeling*, vol. 53, p. 11, 2013.
- [9] R. N. Jazar, "Driveline Dynamics," em *Vehicle Dynamics: Theory and Application*, New York, Springer, 2008, pp. 165-208.
- [10] H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz e W. Novak, "Power Conversion: Selecting the ratio," em *Automotive transmissions*, New York, Springer, 2011, pp. 100-114.

- [11] H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz e W. Novak, "Matching Engine and Transmission," em *Automotive Transmissions*, New York, Springer, 2011, pp. 115-128.
- [12] C. Moura Branco, J. Martin Ferreira, J. Domingos da Costa e A. Silva Ribeiro, "Transmissões Flexíveis - Seleção do Tipo de Transmissão a Adotar," em *Projecto de Órgãos de Máquinas*, Lisboa, Fundação Calouste Gulbenkian, 2012, pp. 642-649.
- [13] H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz e W. Novak, "Vehicle Transmission Systems: Basic design Principles," em *Automotive Transmissions*, New York, Springer, 2011, pp. 222-234.
- [14] Quaife, *Product Catalogue 2015*, Kent: Quaife, 2015.
- [15] A. Stokes, "Gearbox Design - Rear-engined Racing Cars," em *Manual Gearbox Design*, Oxford, Butterworth-Heinemann Ltd, 1992, pp. 134-160.
- [16] H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz e W. Novak, "Gearbox Housing," em *Automotive Transmissions*, New York, Springer, 2011, pp. 453-459.
- [17] J. E. Shigley, "Úniões por Parafusos," em *Elementos de Máquinas*, Rio de Janeiro, Livros Tecnicos e Cientificos Editora, 1964, pp. 209-239.
- [18] C. Moura Branco, J. Martin Ferreira, J. Domingos da Costa e A. Silva Ribeiro, "Elementos de Ligação - Parafusos e Peças Roscadas," em *Projecto de Órgãos de Máquinas*, Lisboa, Fundação Calouste Gulbenkian, 2012, pp. 161-201.
- [19] E. R. Booser, "Design Principles: Gears," em *CRC Handbook of Lubrication (Theory and Practice of Tribology)*, New York, CRC Press, 1983, pp. 539-564.
- [20] C. Moura Branco, J. Martin Ferreira, J. Domingos da Costa e A. Silva Ribeiro, "Lubrificação e desgaste - tipos de Lubrificação," em *Projecto de Órgãos de Máquinas*, Lisboa, Fundação Calouste Gulbenkian, 2012, pp. 405-435.
- [21] D. Pirro e A. Wessol, "Lubricating Films and Machine Elements," em *Lubrication Fundamentals*, New York, Marcel Dekker, Inc., 1980.

- [22] M. J. Neale, "Lubrication Systems," em *Tribology Handbook*, Oxford, Butterworth Heinemann, 1995, pp. C13-C20.
- [23] Eni, *Eni Rotra LSX Syn 4AM*, New York: Eni USA R&M Co. Inc, 2013.
- [24] H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz e W. Novak, "Typical Design of Vehicle Transmissions," em *Automotive Transmissions*, New York, Springer, 2011, pp. 555-559.
- [25] Ford Motor Company, "Rear Axle and Differential," em *Global Fundamentals: Manual Transmission and Drivetrain*, Highland Park, 2001, pp. 74-87.
- [26] Drexler, *Drexler Sperrdifferenzial Formula Student*, Salzweg.
- [27] U. Afir, *Especificações - TEM*, Porto: Universal Afir, 2016.
- [28] B. C. Mndawe, "Seven Speed Sequential Gearbox for a Formula One Race Competition Car," Johannesburg, 2015.
- [29] "Manufactured to DIN 6796," Belleville Springs, [Online]. Available: <http://www.bellevillesprings.com/heavy-duty-bolting-washers.html>. [Acedido em 2016 09 22].
- [30] C. Wright, "CASEsm Processing," Curtiss Wright, [Online]. Available: <http://cwst.com/shot-peening/our-technologies/c-a-s-e-processing/>. [Acedido em 17 8 2016].
- [31] Eni, *Eni i-Ride moto 10W40*, Madrid: Eni Iberia, S.L.U..

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Anexos

Material utilizado em veios e engrenagens pela RMC Engrenagens:

**UNIVERSAL AFIR**
Aços Especiais e Ferramentas, S.A.
Representante exclusivo em Portugal dos aços especiais Böhler.

Marca: TEM

Nº de material: 1.5752

Perfis Disponíveis: ●

Estado de fornecimento: RECOZIDO

Aplicações: Engrenagens de todos os tipos, casquilhos, cavilhas, rótulas de direcção, excêntricos, árvores de torno, cambotas.

Nota: factor importante p/ a selecção das qualidades é a resistência pretendida p/ o núcleo.

Categoria: AÇOS DE CEMENTAÇÃO

Cores de identificação: Cinza



Normas:

Euronorma EN	AISI	AFNOR	DIN	Werk. Nº
	3415	12 NC 15	14 NiCr 14	1.5752

Composição Química (%):

C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	V	W	Outros
0,14	≤ 0,40	0,55	0,75		3,25			

Características Mecânicas:

Dureza (HB) Máx.	Rm N/mm ²	Rp 0,2 N/mm ²	A (%) Lo-Sdo
250	90/135▲	≥ 75▲	≥ 9▲

Forjamento e Tratamento Térmico:

Forjamento	Recozimento	Redução de Tensões	Cementação	Têmpera	Meio de Arrefecimento	Revenido
	630 - 650		880 - 930	830 - 880	4	170 - 550

Informação sobre Lubrificante utilizado pela RMC Engrenagens:



PRODUCT DATA SHEET

AGIP HLZ

Agip HLZ is a fully synthetic noise reducing hypoid gear oil, especially developed for BMW rear axles.

CHARACTERISTICS (Typical Figures)

AGIP HLZ			75W-140
Viscosity at 100°C	cSt	24,7	-
Viscosity at 40°C	cSt	179,1	-
Viscosity at -40°C	mPas	140000	DIN 510562
Viscosity Index		174	DIN ISO 2909
Density	g/cm ³	0,864	DIN 51 757/4
Flash point (open Cup Cleveland)	°C	224	DIN ISO 2592
Pourpoint	°C	-54	DIN ISO 3016

PROPERTIES AND PERFORMANCE

- Agip HLZ is a fully synthetic gear oil for BMW drive axles with multi-disc self-locking differentials or with EH locking differentials and ensures a comfortable and silent run for these axles. Besides the optimum cold flow behaviour Agip HLZ excels due to its good EP properties and excellent anti-foam stability. The fully synthetic base oil provides a high thermal stability and in connection with the thereon balanced additive package ensures an optimum wear protection.
- Agip HLZ has following advantages:
 - suitable for drive axles with multi-disc self-locking differentials
 - suitable for drive axles with EH locking differentials
 - noise reduction in self-locking differentials
 - reduction of the oil temperature, therefore reduced oil ageing and oxidation
 - excellent shear stability
 - optimum low and high temperature behaviour
 - reduced chlorine content

APPLICATIONS

Agip HLZ is especially suitable for the lubrication of all BMW axle transmissions with multi-disc self-locking differentials respectively with EH locking differentials and is among other things prescribed by BMW for the axles of the Z3 Roadster. Also in the axles of the brands Toyota, Mitsubishi, Nissan and Isuzu the positive qualities of Agip HLZ, low wear and silent run, could be verified.

Agip HLZ completely replaces the product Agip BMW HLS. For axles without locking differentials respectively viscose locking differential we recommend to use our product Agip HLX.

Please observe the manufacturer's specifications when selecting products.

SPECIFICATIONS

- API GL-5 + LS
- BMW BG 33

Health instructions: Follow the safety instructions!

Disposing according to the guidelines: Waste disposal no.: 13 02 06

Water hazardous class (WGK): 2 according to VwVwS

Agip Schmiertechnik GmbH
Deutschland
Paradiesstr. 14, 97080 Würzburg, Tel.: 0931/90098-0 Telefax: 98442

Eni S.p.A.
Refining & Marketing Division

Via Laurentina 449, 00142 Rome
Standard Phone +39 06 5988.1
www.eni.com

[DE332e.07.05]

Page 1 of 1