



Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade de Aveiro

## **Projeto em Máquinas e Estruturas** **1º Relatório Intermédio (R1) - Avanço do Tema de Projeto**

Trabalho 10 - Turma P5  
Alexandre Salgado, Nº 102553, E-mail: alexandre.salgado@ua.pt ,  
Lucas Lemos, Nº 102793, E-mail: lucas.lemos@ua.pt,  
Maria Rodrigues, Nº 102384, E-mail: rodrigues.mariaalves@ua.pt

Aveiro, Portugal  
Ano Letivo Ano Letivo 2024/2025  
Orientador: Prof. Dr. António Completo

# Índice

## Índice de Tabelas

## Índice de Figuras

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>4</b>
<b>2</b>	<b>Descrição do Sistema Mecânico</b>	<b>4</b>
2.1	Descrição Operacional . . . . .	4
2.2	Caderno de Encargos . . . . .	4
<b>3</b>	<b>Legislação e Normalização Aplicável</b>	<b>5</b>
<b>4</b>	<b>Estado da Arte</b>	<b>5</b>
<b>5</b>	<b>Planeamento</b>	<b>7</b>
<b>6</b>	<b>Definição da Arquitetura Provisional do Sistema Mecânico</b>	<b>8</b>
6.1	Esquema Cinemático Preliminar . . . . .	9
<b>7</b>	<b>Projeto Preliminar dos Principais Componentes</b>	<b>9</b>
7.1	Ciclo de Vida das Engrenagens . . . . .	10
7.2	Determinação do Módulo das Engrenagens . . . . .	11
7.2.1	Critério de Rotura por Fadiga em Flexão . . . . .	11
7.2.2	Critério de Rotura por Pressão de Hertz . . . . .	11
7.3	Parâmetros de Dimensionamento . . . . .	12
7.4	Cálculo do Módulo e Características de Cada Par de Engrenagens . . . . .	15
7.4.1	Marcha-Atrás . . . . .	15
7.4.2	1º <i>Rapport</i> . . . . .	16
7.4.3	2º <i>Rapport</i> . . . . .	16
7.4.4	3º <i>Rapport</i> . . . . .	16
7.4.5	4º <i>Rapport</i> . . . . .	17
7.4.6	5º <i>Rapport</i> . . . . .	17
7.5	Desvios da Relação de Transmissão . . . . .	18
7.6	Correção de Dentado com Variação de Entre Eixos . . . . .	18
7.7	Dimensões Finais das Engrenagens . . . . .	20
7.8	Esquema Cinemático Atualizado . . . . .	20
7.9	Comparação com Soluções Comerciais . . . . .	21
<b>8</b>	<b>Conclusão</b>	<b>22</b>
<b>A</b>	<b>Gráfico de Gantt</b>	<b>24</b>

## Índice de Tabelas

1	Relações de Transmissão . . . . .	5
2	<i>Benchmarking</i> . . . . .	6
3	Regime de Funcionamento Teórico . . . . .	9
4	Pressupostos do Cálculo do Tempo de Vida das Engrenagens . . . . .	10
5	Ciclo de Vida das Engrenagens . . . . .	10
6	Parâmetros de Dimensionamento . . . . .	14
7	Iterações para MaR . . . . .	16
8	Iterações para 1º <i>Rapport</i> . . . . .	16
9	Iterações para 2º <i>Rapport</i> . . . . .	16
10	Iterações para 3º <i>Rapport</i> . . . . .	17
11	Iterações para 4º <i>Rapport</i> . . . . .	17
12	Iterações para 5º <i>Rapport</i> . . . . .	17
13	Desvio das Relações de Transmissão . . . . .	18
14	Entre-eixo e Desvio de Cada Velocidade . . . . .	18
15	Verificação Folga de Engrenamento Nula . . . . .	19
16	Valores Obtidos na Correção do Dentado . . . . .	19
17	Valores para Ajuste da Folga do Fundo dos Dentes . . . . .	20
18	Dimensões Finais Engrenagens . . . . .	20
19	Soluções Comerciais . . . . .	21

## Índice de Figuras

1	Caixa de Velocidades Exemplificativa . . . . .	4
2	Representação Esquemática da BW-T5 (Retirado de: Tremec, [s.d.]) . . . . .	7
3	Vista de Corte Manual Transmission 6MTI550 (Retirado de: <i>Magna</i> , 2020a) . . . . .	7
4	Esquema Cinemático Preliminar . . . . .	9
5	Esquema Cinemático Atualizado . . . . .	21

## 1 Introdução

No âmbito da Unidade Curricular de Projeto em Máquinas e Estruturas, foi elaborado o presente relatório, que visa a formalização do avanço do projeto detalhado da caixa de velocidades para um veículo de ligeiro com 6 velocidades, descrito no caderno de encargos. Neste sentido, foram os efetuados cálculos preliminares cruciais para a aferição das suas características técnicas e, em seguida, elaborada uma arquitetura preliminar. Posteriormente, foi possível efetuar o dimensionamento das engrenagens, com base na bibliografia apresentada e atendendo aos parâmetros de dimensionamento e materiais. Finalmente, procedeu-se à análise e correção dos desvios dos parâmetros, com base numa análise comparativa, relativamente a soluções comerciais equivalentes.

## 2 Descrição do Sistema Mecânico

### 2.1 Descrição Operacional

A utilização de elementos rotativos para transmissão de potência implicou, desde o início da sua utilização, a utilização de sistemas de conversão de binário. Inicialmente, consistiam em sistemas simples, com apenas uma relação, para aplicações do quotidiano. Mais tarde, alavancado pela evolução de tecnologias e materiais disponíveis, foi possível desenvolver sistemas mais compactos e eficientes.

Com a expansão da indústria automóvel surgiu a caixa de velocidades, sistema mecânico responsável pela transmissão de movimento através da transformação e transmissão de potência do motor, possibilitando várias relações de transmissão (*rapports*), podendo estas ser de multiplicação ou desmultiplicação. Este componente é comumente utilizado para a multiplicação do binário de saída da caixa, sendo, contudo, um elemento central com capacidade de adaptação à aplicação. A maioria destes componentes apresenta relações de transmissão discretas, utilizando engrenagens para as diferentes desmultiplicações. No caso dos automóveis, cujas condições de operação são bastante distintas, as caixas de velocidades devem ser capazes de aumentar o binário de saída em situações de trânsito, congestionado e/ou aumento da carga, assim como aumentar a velocidade de rotação para uma marcha acelerada.

### 2.2 Caderno de Encargos

O projeto apresentado almeja a projeção detalhada da transmissão manual, com cárteres em ferro fundido de alumínio, para um veículo ligeiro a gasolina, com tração traseira e seis velocidades, ilustrada de forma exemplificativa na figura 1.

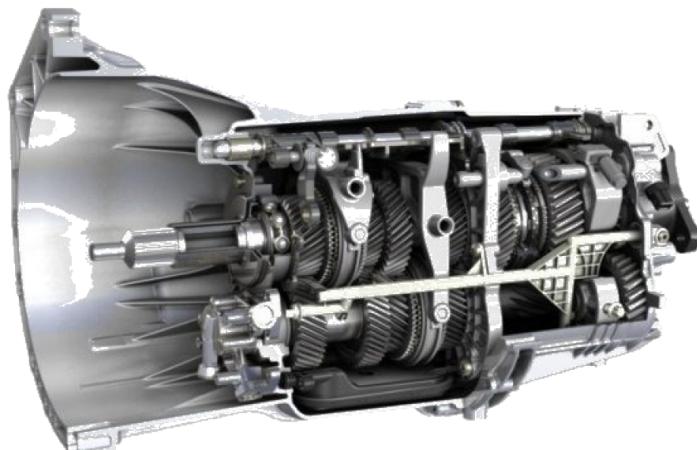


Figura 1: Caixa de Velocidades Exemplificativa

O motor deste veículo apresenta uma potência de 120 kW às 6000 rpm e um binário de 300 Nm às 2000 rpm. O engrenamento é efetuado por sincronizadores com mangas de acoplamento do tipo *Borg-Warner*, incluindo o sistema de comando em H. Sabe-se ainda que esta transmissão é composta por duas árvores em configuração longitudinal, com dentado helicoidal e cujas relações de transmissão se encontram apresentadas na tabela 1. Para efeitos de cálculo foi ainda utilizado uma relação do diferencial de 4,00, conforme (Completo et al., 2019, p. 272).

Pretende-se, com o projeto, o dimensionamento e verificação analítica de todos os elementos sujeitos a esforços, aquando do funcionamento, bem como o desenho técnico do projeto mecânico através da representação normalizada dos componentes e do seu conjunto. Finalmente, devem ser sujeitos a análise estrutural, através da aplicação do Método de Elementos Finitos, os principais componentes estruturais do sistema mecânico.

Tabela 1: Relações de Transmissão

Mudança	Relações
1 <sup>a</sup>	2,92:1
2 <sup>a</sup>	2,01:1
3 <sup>a</sup>	1,48:1
4 <sup>a</sup>	1,06:1
5 <sup>a</sup>	0,75:1
Ma.R	2,92:1

### 3 Legislação e Normalização Aplicável

Tanto pela segurança que deve caracterizar um projeto de engenharia, como pelas imposições legais que devem ser obedecidas, este deve basear e orientar-se segundo as normas e legislação aplicáveis em vigor. Assim, antes da abordagem analítica, e após um levantamento do *benchmarking*, deve ser efetuado um levantamento deste material orientador do projeto.

A norma DIN 804 estabelece os critérios normativos para a avaliação e tolerância dos desvios das velocidades de saída, em diversas tipologias de transmissões mecânicas. Este padrão assume um papel primordial na garantia da precisão e eficácia destes sistemas, ao definir limites admissíveis para as variações nas velocidades de saída relativamente às velocidades de entrada. Para valores de velocidade da árvore normalizados da série R20, é estabelecido um intervalo de admissão de desvio entre os -2% e os 3%.

### 4 Estado da Arte

A caixa de velocidades é o componente mecânico cuja principal função é a seleção e transmissão de binário e velocidade do motor para as rodas, através da variação do número de rotações do motor. Estes processos são realizados através do engrenamento de pares de engrenagens, por meio de mangas de acoplamento.

Quer pelo seu papel na garantia de melhoria contínua, assegurado pela comparação com a concorrência, quer por possibilitar a identificação de lacunas, o *benchmarking* é uma ferramenta multipropósito, com impacto significativo na elaboração de projetos. Por este motivo, efetuou-se o *benchmarking* de soluções existentes no mercado, semelhantes ao projeto em estudo, conforme apresentadas na tabela 2.

Tabela 2: *Benchmarking*

Modelo	Potência [kW]	Binário [Nm]	Número de Velocidades	Entre -eixo [mm]	Comprimento da Caixa [mm]	Peso [kg] (a seco)	Material do cárter
Mustang GT & LX 5.0L V8 (1983) ( <i>Automobile Catalog, [s.d.(a)]</i> ) - BW T5	130 @4200 rpm	332 @2400 rpm	5 + Ma.R Relações: 1 <sup>a</sup> - 2,95:1 2 <sup>a</sup> - 1,94:1 3 <sup>a</sup> - 1,34:1 4 <sup>a</sup> - 1,00:1 5 <sup>a</sup> - 0,73:1 Ma.R - 2,76:1	77			Alumínio Fundido
Mustang GT & Cobra (1997) ( <i>Automobile Catalog, [s.d.(b)]</i> ) - BW T45	227,5 @5800 rpm	407 @4800 rpm	5 + Ma.R Relações: 1 <sup>a</sup> - 3,37:1 2 <sup>a</sup> - 1,93:1 3 <sup>a</sup> - 1,29:1 4 <sup>a</sup> - 1,00:1 5 <sup>a</sup> - 0,68:1 Ma.R - 3,15:1	77			
Chevrolet Camaro (1986) ( <i>Automobile Catalog, [s.d.(c)]</i> ) - BW T45	141,5 @4800 rpm	325 @3200 rpm	5 + Ma.R Relações: 1 <sup>a</sup> - 2,95:1 2 <sup>a</sup> - 1,94:1 3 <sup>a</sup> - 1,34:1 4 <sup>a</sup> - 1,00:1 5 <sup>a</sup> - 0,63:1 Ma.R - 2,76:1	85			
Magna ( <i>Magna, 2020a</i> ) - Large RWD Manual Transmission 6MTI550 (Figura 3)		550	6/7 Relações: 1 <sup>a</sup> - 4,3 Restantes - até 11	88	560/630	49/56	
Magna ( <i>Magna, 2020b</i> ) - Small FWD MT 5/ 6MTT152/ 215		150 /240	5/6 Relações: 1 <sup>a</sup> - até 17.31 Restantes - até 6.01	178/184	376/368	29/32	

Através desta análise é possível aferir o enquadramento do projeto e depreender as gamas de valores nas quais os parâmetros calculados se devem inserir. Assim, espera-se que o entre-eixo calculado ronde os 100 mm, existindo uma gama mais abrangente de valores admissíveis, e que o comprimento da caixa de velocidades se encontre nos 500 mm. O peso da caixa é capital na elaboração do projeto, por estarem a ele associados consumos, custos e impacto ambiental. A um peso superior, corresponde um

consumo mais elevado de material, empregue na sua conceção, que implica custos de aquisição superiores e exploração indevida de matérias-primas. Desta forma, é ainda importante destacar que, para a caixa a projetar, espera-se um peso de, aproximadamente, 50 kg. Nas figuras 2 e 3, é possível observar uma representação esquemática e uma vista de corte, respetivamente, dos sistemas suprareferidos.

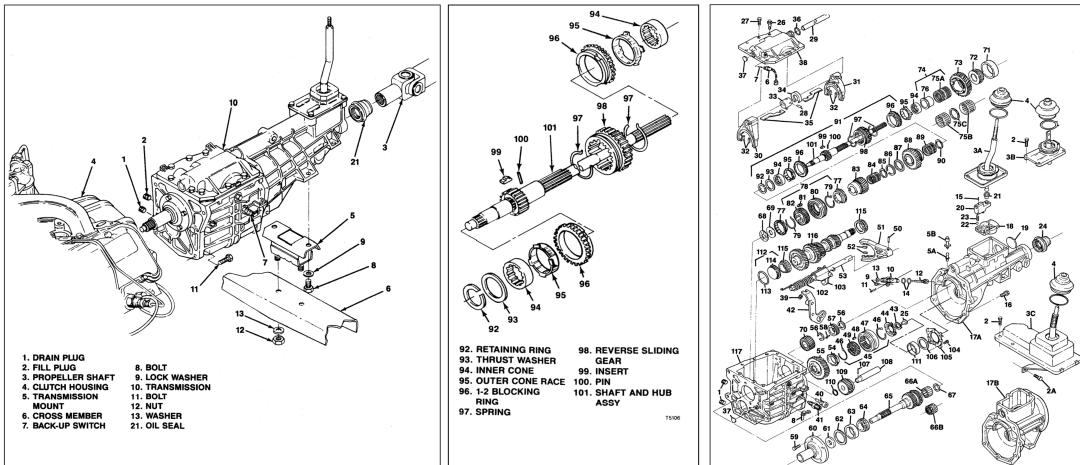


Figura 2: Representação Esquemática da BW-T5 (Retirado de: Tremec, [s.d.])

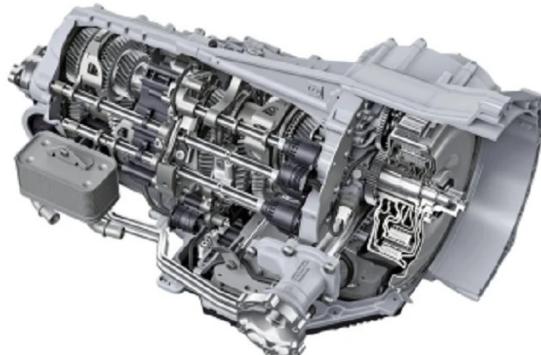


Figura 3: Vista de Corte Manual Transmission 6MTI550 (Retirado de: Magna, 2020a)

## 5 Planeamento

A elaboração deste projeto está consignada a três fases principais, sendo estas ditadas pelos entregáveis da Unidade Curricular. Os parágrafos abaixo descrevem as macrotarefas alocadas a cada uma das fases.

### 1<sup>a</sup> Fase:

- Enquadramento do projeto;
- Elaboração do esquema cinematólico;
- Investigação do estado do conhecimento;
- Dimensionamento preliminar de engrenagens;

### 2<sup>a</sup> Fase:

- Cálculo das capacidades de carga e dimensionamento dos rolamentos;

- Análise de esforços e dimensionamento de veios;
- Análise de fadiga;
- Análise de sistemas de fixação de rolamentos;
- Verificação analítica do sistema;

### 3<sup>a</sup> Fase:

- Modelação do cárter;
- Projeção dos sistemas de circulação de lubrificante e vedação;
- Seleção de lubrificantes;
- Dimensionamento dos sistemas de seleção;
- Análise segundo o Método de Elementos Finitos dos elementos críticos do sistema;
- Documentação técnica;

Na concretização do macroplano suprarreferido, no anexo A, encontra-se o Diagrama de Gantt, estando as tarefas realizadas e planeadas divididas pelos elementos da equipa, assegurando a conformidade do trabalho conjunto. Até à data de entrega do presente relatório, todas as tarefas foram realizadas com aproveitamento e cumprindo os prazos definidos.

## 6 Definição da Arquitetura Provisional do Sistema Mecânico

O dimensionamento de uma caixa de velocidades deve assentar num racional de maximização do aproveitamento da potência disponível. Neste sentido, e considerando a curva característica de Binário - Potência de um motor de combustão interna, os critérios de dimensionamento devem privilegiar um regime de rotação que maximize o binário em velocidades com relações de transmissão superiores e um regime de rotação que maximize potência em velocidades com relações de transmissão inferiores.

Com base no caderno de encargos da secção 2.2 e recorrendo às equações 1 e 2, foi possível proceder ao cálculo dos valores nominais de potência e velocidade angular.

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (1)$$

onde:

$w$  representa a velocidade angular [rad/s]

$n$  representa a velocidade de rotação do motor [rpm]

$$P = \frac{B \cdot \omega}{1000} \quad (2)$$

onde:

$P$  representa a potência a transmitir pela engrenagem [W]

$B$  representa o binário do motor [Nm]

Estes valores, calculados para cada uma das velocidades, encontram-se aglutinados na tabela 3.

Tabela 3: Regime de Funcionamento Teórico

Mudança	n [rpm]	Binário [N.m]	Potência [kW]	$\omega$ [rad/s]
1 <sup>a</sup>	2000	300	62,83	209,44
2 <sup>a</sup>	2000	300	62,83	209,44
3 <sup>a</sup>	2000	300	62,83	209,44
4 <sup>a</sup>	6000	190,99	120	628,32
5 <sup>a</sup>	6000	190,99	120	628,32
Ma.R	2000	300	62,83	209,44

## 6.1 Esquema Cinemático Preliminar

O esquema cinemático é o documento onde se encontram representados os elementos mecânicos pertencentes a um determinado sistema, bem como as suas respectivas dimensões. Esta representação é fulcral e indispensável, por possibilitar a compreensão do sistema e do seu funcionamento. Assim, na figura 4, encontra-se representado o esquema cinemático preliminar elaborado no contexto do projeto do presente relatório.

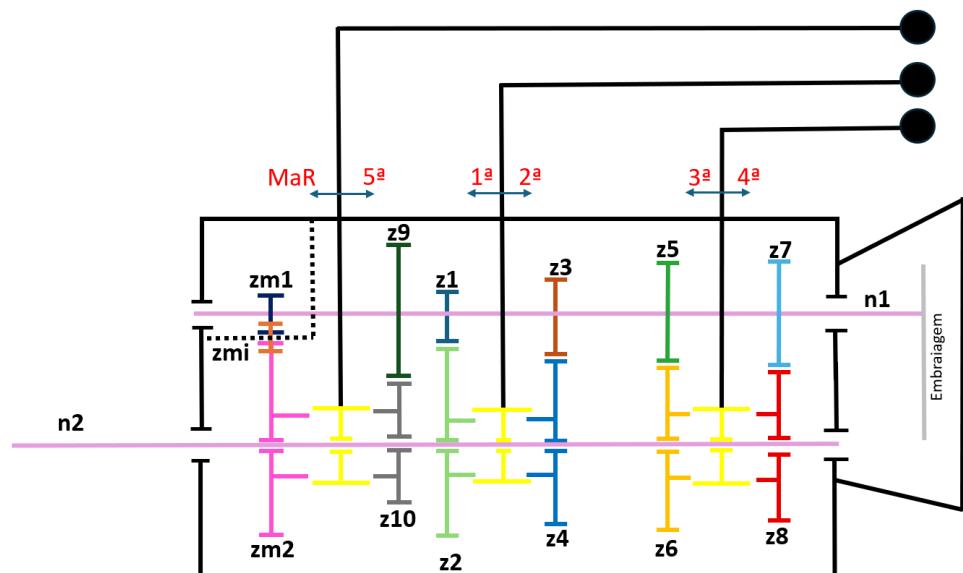


Figura 4: Esquema Cinemático Preliminar

No esquema apresentado é possível identificar os elementos e as suas interdependências e conexões, bem como a própria caixa de velocidades que constituem. É ainda possível depreender a cinemática do sistema, dividido em dois eixos, onde os componentes mecânicos se localizam, circulam e interagem.

## 7 Projeto Preliminar dos Principais Componentes

A concretização da arquitetura representada no esquema cinemático da secção anterior no cumprimento do caderno de encargos da secção 2.2 requer o dimensionamento de cada uma das engrenagens dos diferentes *rapports* da caixa de velocidades. O racional de dimensionamento deve viabilizar o cumprimento das relações de transmissão enunciadas, a manutenção de um valor de entre-eixos idêntico para todos os *rapports* e um ciclo de vida congruente com a expectativa de vida do equipamento global.

## 7.1 Ciclo de Vida das Engrenagens

O cálculo do ciclo de vida de uma engrenagem é uma prática essencial no seu dimensionamento. Este procedimento envolve uma análise minuciosa de diversos parâmetros, incluindo a carga aplicada, a velocidade de operação, o material de construção e as condições de lubrificação.

A importância do cálculo do ciclo de vida da engrenagem reside na sua influência direta sobre a fiabilidade do sistema mecânico no qual está inserida, sendo crucial para evitar falhas prematuras que possam resultar em paragens não programadas e custos de manutenção elevados.

Adicionalmente, o cálculo do ciclo de vida permite a otimização do projeto da engrenagem, possibilitando ajustes no seu *design* para melhorar a sua durabilidade e desempenho. Esta prática contribui para a redução da estrutura de custos ao evitar o sobredimensionamento.

De acordo com (Completo et al., 2019, p. 285), o número de ciclos de uma engrenagem pode ser calculado considerando a utilização do veículo e a solicitação relativa de cada uma das velocidades da caixa de acordo com a equação 3

$$N_{th} = \frac{P_{Pneu}}{L_h} \cdot \frac{Endurance}{1000} \cdot u_{Diferencial} \cdot u_{Rapport} \cdot \text{Fator de Utilização} \quad (3)$$

onde:

$N_{th}$  representa o número teórico de ciclos [Adimensional]

$P_{Pneu}$  representa o perímetro do pneu [m]

$L_h$  representa o valor de vida nominal [Adimensional]

$Endurance$  representa o ciclo de vida de projeto [km]

$u_{Diferencial}$  representa a relação de transmissão no diferencial [Adimensional]

$u_{Rapport}$  representa a relação de transmissão de cada *rapport* [Adimensional]

Tratando-se de um veículo ligeiro padrão e recorrendo, uma vez mais, aos valores tabelados em (Completo et al., 2019, p. 284), foram computados os valores médios de cada um dos parâmetros, conforme representado na tabela 4.

Tabela 4: Pressupostos do Cálculo do Tempo de Vida das Engrenagens

Perímetro do Pneu [m]	Endurance [km]	$u_{Diferencial}(1)$
1,90	400 000	4,00

Como enunciado anteriormente, a solicitação de cada engrenagem é ponderada pela sua utilização relativa. Na tabela 5 encontram-se calculados os ciclos teóricos de cada engrenagem com recurso à equação 3, considerando os fatores de utilização consultados em (Completo et al., 2019, p. 284). No caso do 5º *rapport*, a relação de transmissão inferior a 1 prende-se com o facto do pinhão integrar o veio de saída da caixa.

Tabela 5: Ciclo de Vida das Engrenagens

Z	$u_{Rapport}(1)$	n [rpm]	Fator de Utilização	Nº de Ciclos
Z1	2,92	2000	0,005000	$12,41 \cdot 10^6$
Z3	2,01	2000	0,003500	$58,95 \cdot 10^6$
Z5	1,48	2000	0,140000	$172,91 \cdot 10^6$
Z7	1,06	6000	0,270000	$240,36 \cdot 10^6$
Z9	0,75	6000	0,550000	$347,37 \cdot 10^6$
Zm1	2,92	2000	0,000250	$12,41 \cdot 10^6$

## 7.2 Determinação do Módulo das Engrenagens

No cumprimento do caderno de encargos, todas as engrenagens do sistema mecânico têm um dentado helicoidal. Este dentado permite maior continuidade de engrenamento, uma vez que proporciona maior razão de condução.

A solicitação dos dentes das rodas dentadas ocorre sobre dois prismas principais. Na zona de contacto efetivo, como resultado da interação dos dois flancos, são geradas tensões de Hertz. Na base do dente, a força de engrenamento gera um momento que provoca a sua flexão. Os dois enquadramentos constituem critérios de projeto que devem ser atendidos aquando do dimensionamento de uma engrenagem.

### 7.2.1 Critério de Rotura por Fadiga em Flexão

De acordo com (Completo et al., 2019, p. 105), o dimensionamento por fadiga em flexão para uma dada potência pode ser executado em função do módulo mínimo, com recurso à equação 4.

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{1,96 \cdot 10^4 \cdot P \cdot \cos \beta \cdot K_M \cdot K_{bL} \cdot Y_\epsilon}{C_{L\beta} \cdot \sigma_{bLimite} \cdot n_1 \cdot K_A \cdot Z_{V1} \cdot Y_F \cdot Y_\beta} \cdot \left( \frac{u+1}{u} \right)} \quad (4)$$

onde:

$m_n$  representa o módulo normal [mm]

$\beta$  representa o ângulo de hélice primitiva do dentado [°]

$K_M$  representa o fator de efeito dinâmico [Adimensional]

$K_{bL}$  representa o fator de fadiga por flexão [Adimensional]

$Y_\epsilon$  representa o fator de condução [Adimensional]

$C_{L\beta}$  representa o fator de proporção largura/módulo para dentado helicoidal [Adimensional]

$\sigma_{bLimite}$  representa a tensão limite de fadiga à flexão [MPa]

$n_1$  representa a velocidade de rotação do pinhão [rpm]

$K_A$  representa a velocidade angular [Adimensional]

$Z_{V1}$  representa o número virtual de dentes do pinhão [Adimensional]

$Y_F$  representa o fator de concentração de tensões à flexão [Adimensional]

$Y_\beta$  representa o fator de efeito do dentado helicoidal [Adimensional]

$u$  representa a razão de transmissão [Adimensional]

### 7.2.2 Critério de Rotura por Pressão de Hertz

No que diz respeito ao segundo critério, de acordo com a mesma bibliografia, por Pressão de Hertz, o dimensionamento pode ser feito de forma similar, de acordo com a equação 5.

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 10^4 \cdot P \cdot \cos \beta \cdot K_M}{\pi^2 \cdot C_{L\beta} \cdot \sigma_{HLim}^2 \cdot n_1 \cdot K_A \cdot Z_{V1}^2 \cdot K_{HL} \cdot \sin(2\alpha)} \cdot \frac{2 \cdot E}{(1-v^2)} \cdot \left( \frac{u \pm 1}{u} \right)} \quad (5)$$

onde:

$E$  representa o módulo de *Young* [Mpa]

$\sigma_{HLimite}$  representa a tensão limite de fadiga por contacto [MPa]

$K_{HL}$  representa o fator de fadiga por tensão de contacto [Adimensional]

$\alpha$  representa o ângulo de pressão nominal [°]

$\nu$  representa o coeficiente de Poisson [Adimensional]

Não colocando em causa a necessidade de considerar ambos os critérios para um correto dimensionamento, de acordo com (Completo et al., 2019, p. 99), a experiência empírica permite intuir que a solicitação provocada por tensões de contacto de Hertz combinada com as tensões de corte por ação do atrito no flanco dos dentes é categoricamente mais relevante, nomeadamente em aços de alta liga. Para os aços não ligados e com menor teor de carbono, a cementação aumenta a resistência ao desgaste nos flancos, diminuindo a sua resistência à flexão na raiz do dente. Neste sentido, para estes últimos, o critério da flexão assume uma maior preponderância.

### 7.3 Parâmetros de Dimensionamento

O cálculo dos módulos mínimos de acordo com as secções 7.2.1 e 7.2.2 carece de parametrização adequada. Os parágrafos seguintes descrevem a parametrização envolvida assim como a sua formulação formal, de acordo com (Completo et al., 2019, pp. 101–106).

O fator de duração à fadiga,  $K_{bL}$ , é definido como a razão entre a resistência à fadiga por flexão do material e a resistência à fadiga por flexão, para um número específico de ciclos. Neste caso, a equação 6 é indexada a  $10^8$  ciclos.

$$K_{bL} = \frac{\log_{10}(N_{Lh})}{8} \quad (6)$$

O fator de fadiga à tensão de contacto,  $K_{HL}$ , representa a sensibilidade de uma engrenagem à ação cíclica de tensões de contacto entre os dentes. Este fator quantifica métricas como a resistência do material, a geometria dos dentes e o tratamento superficial aplicado. O mesmo pode ser estimado com recurso à equação 7.

$$K_{HL} = \frac{8}{\log_{10}(N_{Lh})} \quad (7)$$

O fator de efeitos dinâmicos,  $K_M$ , representa a influência de cargas dinâmicas adicionais na capacidade de carga de uma engrenagem. Este fator considera efeitos como a inércia das massas rotativas, o erro de perfil dos dentes, a folga e a deformação plástica entre os mesmos. O valor a usar foi determinado com recurso a (Completo et al., 2019, p. 99). Para o efeito, foram considerados regimes médios para as máquinas motriz e acionada.

Relativamente ao valor do fator de alinhamento,  $K_A$ , o valor tomado resulta do cumprimento do sistema de equações 8.

$$K_A = \begin{cases} 1,00, & \text{se } \frac{L}{D} < 1 \\ 0,95, & \text{se } 1 < \frac{L}{D} < 2 \end{cases} \quad (8)$$

onde:

$L$  representa a largura da engrenagem [mm]

$D$  representa o diâmetro primitivo [mm]

O fator largura/módulo,  $C_L$ , é um parâmetro adimensional que relaciona a largura da face da engrenagem,  $L$ , com o módulo normal,  $m_n$ . Este fator é utilizado para ajustar a capacidade de carga da engrenagem em função da sua geometria específica. A equação 9 permite proceder ao cálculo do referido fator.

$$C_L = \frac{L}{m_n} \quad (9)$$

Por enquadramento de aplicação, é também possível estimá-lo por consulta da tabela respetiva, em (Completo et al., 2019, p. 99). Para efeitos de dimensionamento foram admitidos em processo iterativo valores não superiores a 12. Este valor seria aplicável ao dimensionamento em dentado reto. A transposição do mesmo fator para aplicação ao dimensionamento de dentado helicoidal carece de ponderação com o ângulo do dentado, de acordo com a equação 10.

$$C_{L\beta} = \frac{C_L}{\cos(\beta)} \quad (10)$$

O número mínimo admissível de dentes para uma engrenagem helicoidal, visando evitar interferências aquando do seu funcionamento, é calculado pela equação 11.

$$Z_{min} = \frac{2 \cos(\beta)}{(\sin(\alpha))^2} \quad (11)$$

Considerando um ângulo de pressão,  $\alpha = 20^\circ$ , e um ângulo de hélice primitiva,  $\beta$  máximo de  $22^\circ$ , o valor mínimo de dentes seria 16. No entanto, o valor considerado foi de 19 de modo a garantir que o veio responsável pelo acoplamento das engrenagens não tenha um diâmetro insuficiente.

As características da envolvente helicoidal estão relacionadas com o plano gerador, que está associado à formação dos dentes helicoidais (Shigley et al., 1980, p. 198). Não obstante, no plano perpendicular ao dente, encontram-se propriedades que se assemelham às de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos, equivalente.

Sendo factual que a engrenagem equivalente terá um maior número de dentes, o seu valor exato depende do ângulo de inclinação da hélice primitiva. O método delineado por Tredgold oferece uma abordagem aproximada para determinar este valor, (Wilson et al., 2003, p. 226). O número resultante, parametrizado como número de dentes virtual,  $Z_V$ , pode ser calculado com recurso à equação 12.

$$Z_V = \frac{Z}{\cos(\beta)^3} \quad (12)$$

O fator de concentração de tensões à flexão,  $Y_F$ , é calculado pela equação 13, onde  $K_F$  representa o fator de concentração de tensões. Segundo (Completo et al., 2019) o valor a utilizar é 0,4.

$$Y_F = \frac{1}{K_F} \quad (13)$$

O fator de condução,  $Y_\epsilon$ , é calculado segundo 14, onde  $\epsilon$  traduz a razão de condução. Segundo (Collins et al., 2009, pp. 614–618),  $\epsilon$  representa o número médio de dentes em contacto aquando do engrenamento, sendo que valores superiores traduzem um melhor funcionamento do sistema global.

$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon} \quad (14)$$

Numa primeira iteração o valor considerado para  $Y_\epsilon$  é de 0,8, no entanto, para as iterações seguintes o valor de  $\epsilon$  deve ser recalculado. Segundo (Balacó de Moraes, 2022), o cálculo de  $\epsilon$ , equação 15, está dividido em duas parcelas.

$$\epsilon = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta \quad (15)$$

onde:

$\epsilon_\alpha$  razão de condução derivada do ângulo de pressão [Adimensional]

$\epsilon_\beta$  razão de condução derivada do ângulo de hélice primitiva do dentado [Adimensional]

A primeira parcela,  $\epsilon_a$ , é calculada pela equação 16,

$$\epsilon_\alpha = \frac{1}{\pi m_t \cos(\alpha_t)} \cdot [\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \sin(\alpha_t)] \quad (16)$$

onde:

$\alpha_t$  ângulo de pressão aparente [°]

Sendo  $\epsilon_b$  calculado pela equação 17.

$$\epsilon_\beta = \frac{L \tan(\beta)}{\pi m_t} \quad (17)$$

O fator de efeito do dentado helicoidal,  $Y_\beta$ , é calculado pela equação 18. Este parâmetro traduz o impacto que a inclinação do dentado tem no cálculo do módulo. Uma maior inclinação irá resultar num valor de  $Y_\beta$  superior e vice-versa.

$$Y_\beta = \frac{1}{\cos(\beta)} \quad (18)$$

A relação de transmissão  $u_i$ , pode ser calculada pela equação 19. Este parâmetro traduz a variação da velocidade de rotação entre a roda mandante e a mandada.

$$u_i = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (19)$$

Aquando do dimensionamento de dentados helicoidais, é necessário calcular o valor do módulo aparente,  $m_t$ , através da equação 20. Este valor traduz o módulo que uma engrenagem de dentes paralelos necessitaria para garantir a mesma relação de transmissão, semelhante ao explicado para  $Z_V$ . O módulo aparente é utilizado posteriormente no cálculo dos diâmetros das engrenagens.

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (20)$$

A tabela 6 expõe os valores atribuídos aos parâmetros mencionados anteriormente, para cada velocidade. Estes valores são referentes à última iteração do dimensionamento das engrenagens que será explicado no capítulo 7.4.

Tabela 6: Parâmetros de Dimensionamento

Mudança	P [kW]	$K_M$	$K_A$	$K_{bL}$	$K_{HL}$	$\epsilon$	$Y_\epsilon$	$Y_F$
1 <sup>a</sup>	62,83	1,75	1	0,89	1,13	2,74	0,36	0,4
2 <sup>a</sup>	62,83	1,75	1	0,97	1,03	2,33	0,43	0,4
3 <sup>a</sup>	62,83	1,75	1	1,03	0,97	2,34	0,43	0,4
4 <sup>a</sup>	120,00	1,75	1	1,05	0,95	1,90	0,53	0,4
5 <sup>a</sup>	120,00	1,75	1	1,07	0,94	1,75	0,56	0,4
Ma.R	62,83	1,75	1	0,72	1,38	2,31	0,43	0,4

## 7.4 Cálculo do Módulo e Características de Cada Par de Engrenagens

Para caracterizar completamente os pares de engrenagens, é preciso determinar os seus diâmetros primitivo, exterior e do pé. O diâmetro primitivo,  $D$ , representa o diâmetro de um círculo imaginário sobre o qual as rodas engrenam, sendo calculado pela equação 21.

$$D = Z \cdot m_t \quad (21)$$

O diâmetro exterior,  $D_{ext}$ , de cada roda é calculado pela equação 22.

$$D_{ext} = D + 2 \cdot m_t \quad (22)$$

Sendo o diâmetro do pé,  $D_p$ , calculado pela equação 23.

$$D_p = D - 2,5 \cdot m_t \quad (23)$$

Aquando do dimensionamento das engrenagens de uma caixa de velocidades, um dos parâmetros mais importantes é o entre-eixos, calculado pela equação 24. Esta dimensão traduz a distância entre o centro dos veios de funcionamento dos *rapports*.

Sendo o projeto apresentado uma caixa de velocidades com duas árvores, conforme exposto em 2.2, serão necessários apenas dois veios, obrigando um entre-eixos comum entre todos os *rapports*.

$$a = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot m_t \quad (24)$$

No caso da marcha-atrás o cálculo do entre-eixos é realizado através da equação 25, onde  $F$  representa a folga entre as duas engrenagens, sendo o valor desta 1,5 mm.

$$a = \frac{D_{ext1} + D_{ext2}}{2} + F \quad (25)$$

Este dimensionamento visa diminuir o valor do entre-eixos, de modo a assegurar um sistema mais compacto. Deste modo, o primeiro par a ser dimensionado foi a marcha-atrás, devido ao facto desta ser a que terá um valor de entre-eixos superior, por exigir uma folga entre as engrenagens para acoplar uma terceira, responsável pela inversão do sentido de movimento, sendo, portanto, o valor crítico. O processo de dimensionamento é iterativo, variando os parâmetros explicados em seguida até atingir o valor desejado.

### 7.4.1 Marcha-Atrás

Tratando-se do valor crítico de entre-eixo, o dimensionamento da marcha-atrás visou minimizar este parâmetro, assim como a largura das engrenagens  $L$ , com o propósito de tornar o sistema mais compacto. Para isso, foi selecionado o material com valores superiores de  $\sigma_{bLímite}$  e  $\sigma_{HLímite}$ , alterando o ângulo de hélice,  $\beta$ , de 20 para 22° e  $C_L$  para 11, resultando num valor de  $m_n$  menor.

Como já referido, a marcha-atrás exige uma terceira engrenagem para inverter o sentido do movimento, sendo considerado que esta tem as dimensões iguais ao pinhão. As iterações associadas a este dimensionamento podem ser consultadas na tabela 7.

A partir deste processo, foi possível atingir um valor de entre-eixo de 96,14 mm, que será a base para as iterações dos restantes *rapports*. Este valor representa a distância mínima passível de ser obtida para o entre-eixo deste *rapport*, sendo que os parâmetros que o definem se encontram no limite máximo para a sua otimização.

Tabela 7: Iterações para MaR

H1	19	56	2,95	20	20	265	710	10,00	3,27	4,57	5,00	101,10	297,97	50,00	211,68
H2	19	55	2,89	20	22	520	1660	11,00	2,31	2,27	2,50	51,23	148,30	27,50	106,66
H3	19	55	2,89	20	22	520	1660	11,00	1,88	2,27	2,25	46,11	133,47	24,75	96,14

#### 7.4.2 1º Rapport

Para o primeiro *rapport*, cujas iterações podem ser consultadas na tabela 8, foi alterado o material e o número de dentes de ambas as engrenagens, visando aproximar o valor do entre-eixos ao obtido para a marcha-atrás. Para tal foi necessário aumentar o valor de  $C_L$ , aumentando a largura das engrenagens.

Tabela 8: Iterações para 1º Rapport

H1	19	56	2,95	20	20	265	710	10,00	3,27	4,57	5,00	101,10	297,97	50,00	199,53
H2	19	55	2,89	20	22	520	1660	10,00	2,62	2,60	2,75	55,60	160,96	27,50	108,28
H3	20	59	2,95	20	22	520	1660	12,00	1,81	2,27	2,25	48,53	143,18	27,00	95,85

#### 7.4.3 2º Rapport

No dimensionamento do 2º *rapport* foi possível aproximar o entre-eixos ao desejado, conforme a tabela 9, variando o material, o número de dentes e o valor de  $C_L$  para 8,50, diminuindo a largura do par.

Tabela 9: Iterações para 2º Rapport

H1	25	50	2,00	20	20	265	710	10,00	3,20	4,07	4,50	119,72	249,02	45,00	179,58
H2	22	44	2,00	20	20	285	1120	10,00	3,25	3,27	3,75	87,79	175,59	37,50	131,69
H3	24	48	2,00	20	20	520	1660	8,50	2,22	2,51	2,50	63,85	127,70	21,25	95,78

#### 7.4.4 3º Rapport

De forma análoga, no dimensionamento do 3º *rapport* foi possível atingir um valor de entre-eixo próximo do desejado variando o material e o número de dentes, conservando o valor de  $\beta$ , de 20º. Foi também possível reduzir o valor de  $C_L$ , traduzindo-se na redução da largura das engrenagens. As iterações para o dimensionamento podem ser consultadas na tabela 10.

Tabela 10: Iterações para 3º Rapport

	Iteração														
	$Z_{m1}$	$Z_{m2}$	$u_{real}$	$\alpha [^\circ]$	$\beta [^\circ]$	$\sigma_{bLmite} [\text{MPa}]$	$\sigma_{HLmite} [\text{MPa}]$	$C_L$	$m_{Flexão} [\text{mm}]$	$m_{Hertz} [\text{mm}]$	$D_{Z_5} [\text{mm}]$	$D_{Z_6} [\text{mm}]$	$L [\text{mm}]$	Entre-Eixos [mm]	
H1	30	44	1,47	20	20	265	710	10,00	3,19	3,70	4,00	127,70	187,30	40,00	157,50
H2	30	44	1,47	20	20	285	1120	10,00	3,11	2,73	3,00	95,78	140,47	30,00	118,12
H3	32	48	1,50	20	20	520	1660	7,50	2,26	2,21	2,25	76,62	114,93	16,88	95,78

#### 7.4.5 4º Rapport

Para o 4º rapport foi, uma vez mais, alterado o material, assim como o valor de  $\beta$ , para 22º, atingindo um valor de entre-eixos próximo do calculado para a marcha-aatrás. Foi ainda possível reduzir  $C_L$  para um valor de 4,5, resultando numa largura de 11,25 mm para o par, podendo as iterações ser consultadas na tabela 11.

Tabela 11: Iterações para 4º Rapport

	Iteração														
	$Z_{m1}$	$Z_{m2}$	$u_{real}$	$\alpha [^\circ]$	$\beta [^\circ]$	$\sigma_{bLmite} [\text{MPa}]$	$\sigma_{HLmite} [\text{MPa}]$	$C_L$	$m_{Flexão} [\text{mm}]$	$m_{Hertz} [\text{mm}]$	$m_n [\text{mm}]$	$D_{Z_5} [\text{mm}]$	$D_{Z_6} [\text{mm}]$	Entre-Eixos [mm]	
H1	35	37	1,06	20	20	265	710	10,00	2,75	3,13	3,50	130,36	137,81	35,00	134,09
H2	32	34	1,06	20	20	285	1120	10,00	2,76	2,45	2,75	93,65	99,50	27,50	96,57
H3	35	36	1,03	20	22	520	1660	4,50	2,43	2,25	2,50	94,37	97,07	11,25	95,72

#### 7.4.6 5º Rapport

No 5º rapport é pretendida uma relação de transmissão de multiplicação, ou seja, inferior a 1, pelo que a engrenagem Z10 será o pinhão. Este dimensionamento foi realizado a partir do racional de que a redução de velocidade seria realizada do pinhão Z10 para a roda Z9, obtendo uma relação de transmissão inversa à pretendida para esta velocidade.

O dimensionamento, cujas iterações se encontram discriminadas na tabela 12, permitiu obter um valor de  $C_L$  de 4,00, reduzindo a largura final do par e atingindo um entre-eixo ligeiramente superior ao obtido para a marcha-aatrás.

Tabela 12: Iterações para 5º Rapport

	Iteração														
	$Z_{m1}$	$Z_{m2}$	$u_{real}$	$\alpha [^\circ]$	$\beta [^\circ]$	$\sigma_{bLmite} [\text{MPa}]$	$\sigma_{HLmite} [\text{MPa}]$	$C_L$	$m_{Flexão} [\text{mm}]$	$m_{Hertz} [\text{mm}]$	$m_n [\text{mm}]$	$D_{Z_9} [\text{mm}]$	$D_{Z_{10}} [\text{mm}]$	$L [\text{mm}]$	Entre-Eixos [mm]
H1	40	30	0,75	20	20	265	710	10,00	2,81	3,37	4,00	170,27	127,70	40,00	148,98
H2	40	30	0,75	20	20	285	1120	10,00	2,74	2,49	3,50	148,98	111,74	35,00	130,36
H3	37	28	0,76	20	22	480	1560	4,00	2,73	2,73	2,75	109,74	83,05	11,00	96,39

## 7.5 Desvios da Relação de Transmissão

Conforme exposto em 2.2, o caderno de encargos atribui relações de transmissão para cada velocidade. No entanto, aquando do dimensionamento das engrenagens, o valor obtido pode não corresponder exatamente ao teórico, resultando em velocidades de saída igualmente distintas. As velocidades de saída devem ser calculadas segundo a equação 26.

$$n_{out} = \frac{n_{in}}{u_i} \quad (26)$$

A tabela 13 expõe as diferenças nestes valores, assim como o desvio entre as relações de transmissão teórica e real.

Tabela 13: Desvio das Relações de Transmissão

Mudança	$n_{in}$ [rpm]	$u_{teórico} (1:1)$	$n_{out\ teórico}$ [rpm]	$u_{real} (1:1)$	$n_{out\ real}$ [rpm]	desvio da relação	desvio %
1 <sup>a</sup>	2000	2,92	684,93	2,95	677,97	-0,03	1,03%
2 <sup>a</sup>	2000	2,01	995,02	2,00	1000,00	0,01	0,50%
3 <sup>a</sup>	2000	1,48	1351,35	1,50	1333,33	-0,02	1,35%
4 <sup>a</sup>	6000	1,06	5660,38	1,03	5833,33	0,03	2,96%
5 <sup>a</sup>	6000	0,75	8000,00	0,76	7928,57	-0,01	0,90%
Ma.R	2000	2,92	684,93	2,89	690,91	0,03	0,87%

Face ao descrito no capítulo 3, o desvio percentual entre as relações de transmissão teórica e real não deve exceder os 3%. Pela observação da tabela 13, podemos concluir que a 4<sup>a</sup> mudança é a que apresenta maior diferença, sendo, no entanto, o valor de 2,96% aceitável.

## 7.6 Correção de Dentado com Variação de Entre Eixos

Conforme exposto em 2.2, o projeto apresentado prevê o dimensionamento de uma caixa de velocidades com duas árvores em configuração longitudinal, com apenas dois veios. Deste modo, é imperativo garantir a concordância do valor do entre-eixos nos diferentes pares de engrenagens. No cálculo do entre-eixos da marcha-atrás é necessário considerar uma folga entre as engrenagens, visando permitir a inversão do sentido do movimento, tratando-se este do caso crítico.

A correção do dentado será realizada relativamente ao entre-eixos calculado para a marcha-atrás, sendo os valores dos restantes pares ajustados em conformidade. Os valores iniciais foram calculados através da equação 24, encontrando-se, na tabela 14, os valores e o desvio relativamente ao caso crítico.

Tabela 14: Entre-eixo e Desvio de Cada Velocidade

Relação	$a'$	$a$	$a' - a$
Ma.R/1 <sup>a</sup>	96,14	95,85	0,285
Ma.R/2 <sup>a</sup>	96,14	95,78	0,364
Ma.R/3 <sup>a</sup>	96,14	95,78	0,364
Ma.R/4 <sup>a</sup>	96,14	95,72	0,420
Ma.R/5 <sup>a</sup>	96,14	96,39	-0,254

O cálculo da correção do dentado é realizado conforme (Almacinha et al., 1992, p. 18), sendo o novo ângulo de pressão obtido pela equação 27, e o somatório dos desvios, pela equação 30.

$$\cos(\alpha'_t) = \cos(\alpha_t) \cdot \frac{a}{a'} \quad (27)$$

Onde o ângulo de pressão aparente,  $\alpha_t$ , é calculado pela equação 28,

$$\tan(\alpha_t) = \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} \quad (28)$$

A função involuta de  $\alpha$ , pela equação 29,

$$INV\alpha = \tan \alpha - \alpha \quad (29)$$

E o somatório dos desvios, pela equação 30.

$$X_1 + X_2 = \frac{(INV\alpha'_t - INV\alpha_t) \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot \tan \alpha} \quad (30)$$

De seguida, é necessário confirmar que a folga de engrenamento é nula, pela equação 31. Caso esta não se verifique, os dentes das engrenagens podem sofrer desgaste excessivo, causar ruído excessivo e conduzir a uma redução da eficiência global do sistema, aquando o funcionamento do mesmo. Na tabela 15 estão expostos os valores de ambos os membros.

$$a' - a < (X_1 + X_2) \cdot m_n \quad (31)$$

Tabela 15: Verificação Folga de Engrenamento Nula

Relação	$a' - a$	$X_1 + X_2 \cdot m_n$
Ma.R/1 <sup>a</sup>	0,285	0,290
Ma.R/2 <sup>a</sup>	0,364	0,371
Ma.R/3 <sup>a</sup>	0,364	0,371
Ma.R/4 <sup>a</sup>	0,420	0,429
Ma.R/5 <sup>a</sup>	-0,254	-0,223

Os valores de correção  $X_1$  e  $X_2$ , relativos ao pinhão e à roda, respetivamente, são calculados através das equações 32 e 33. O valor de  $\lambda$  considerado foi de 0,625, para engrenagens redutoras, e 0,25, para engrenagens multiplicadoras, sendo estes os valores médios dos intervalos indicados em (Almacinha et al., 1992, p. 19).

$$X_1 = \lambda \cdot \frac{u - 1}{u + 1} + \frac{X_1 + X_2}{u + 1} \quad (32)$$

$$X_2 = (X_1 + X_2) - X_1 \quad (33)$$

Os valores obtidos no dimensionamento, conforme explicado, podem ser consultados na tabela 16.

Tabela 16: Valores Obtidos na Correção do Dentado

Relação	$\alpha'$ [°]	INV $\alpha_t$ [rad]	INV $\alpha'_t$ [rad]	$X_1 + X_2$ [mm]	$\lambda$	$X_1$ [mm]	$X_2$ [mm]
Ma.R/1 <sup>a</sup>	21,46	0,0189	0,0200	0,129	0,625	0,3412	-0,2123
Ma.R/2 <sup>a</sup>	21,57	0,0181	0,0196	0,148	0,625	0,2577	-0,1095
Ma.R/3 <sup>a</sup>	21,57	0,0181	0,0196	0,165	0,625	0,1909	-0,0262
Ma.R/4 <sup>a</sup>	21,67	0,0189	0,0206	0,172	0,625	0,0934	0,0782
Ma.R/5 <sup>a</sup>	20,59	0,0189	0,0178	-0,0811	0,250	-0,0808	-0,0003

Quando se aproximam as duas rodas de modo a garantir o valor de entre eixo desejado, a folga normalizada no fundo dos dentes diminui. Para evitar este fenómeno é diminuída a altura do dente por um valor  $K$ , calculado pela equação 34,

$$K = \left( \frac{B - B_v}{\cos(\beta)} \right) \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2} \quad (34)$$

onde  $B$  é calculado pela expressão 35

$$B = 2 \cdot \frac{X_1 + X_2}{Z_1 + Z_2} \quad (35)$$

e  $B_v$  através da equação 36

$$B_v = \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha'_t)} - 1 \quad (36)$$

Na tabela 17 é possível consultar os valores obtidos.

Tabela 17: Valores para Ajuste da Folga do Fundo dos Dentes

Par	$B$	$B_v$	$K$
Z1/Z2	0,00326	0,00298	0,00210
Z3/Z4	0,00412	0,00380	0,00264
Z5/Z6	0,00412	0,00380	0,00294
Z7/Z8	0,00483	0,00439	0,00353
Z9/Z10	-0,00249	-0,00264	0,01133

Deste modo, é possível calcular os novos diâmetro do pé,  $D_p$ , e diâmetro externo,  $D_{ext}$ , de cada engrenagem, através das equações 37 e 38, respetivamente. Os valores calculados serão expostos no capítulo 7.7.

$$D_p = m_n \cdot \left( \frac{Z}{\cos(\beta)} - 2,5 + 2X \right) \quad (37)$$

$$D_{ext} = m_n \cdot \left( \frac{Z}{\cos(\beta)} + 2 + 2X - 2K \right) \quad (38)$$

## 7.7 Dimensões Finais das Engrenagens

Na tabela 18 estão expostas as características mais importantes para a caracterização total das engrenagens.

Tabela 18: Dimensões Finais Engrenagens

Engrenagem	Nº Dentes	$\beta$ (°)	Módulo	$D$ (mm)	$D_p$ (mm)	$D_{ext}$ (mm)	L(mm)	Material
Z1	20	22	2,25	48,53	44,44	54,56	27,00	18CrMo4
Z2	59	22	2,25	143,18	136,60	146,71	27,00	18CrMo4
Z3	24	20	2,50	63,85	59,75	70,99	21,25	18CrMo4
Z4	48	20	2,50	127,70	122,63	133,86	21,25	18CrMo4
Z5	32	20	2,25	76,62	71,85	83,00	16,88	18CrMo4
Z6	48	20	2,25	114,93	109,19	120,85	16,88	18CrMo4
Z7	35	22	2,50	94,37	87,33	99,82	11,25	18CrMo4
Z8	36	22	2,50	97,07	89,92	102,44	11,25	18CrMo4
Z9	37	22	2,75	109,74	102,42	114,73	11,00	14CrMo45
Z10	28	22	2,75	83,05	76,17	88,48	11,00	14CrMo45
Zm1	19	22	2,25	46,11	40,48	50,96	24,75	18CrMo4
Zm2	55	22	2,25	133,47	127,84	138,32	24,75	18CrMo4

## 7.8 Esquema Cinemático Atualizado

Na figura 5 encontra-se o esquema cinemático atualizado, à escala de 1:45, e que, para além de permitir uma representação mais realística do sistema, possibilita aferir que as engrenagens e veios não colidem.

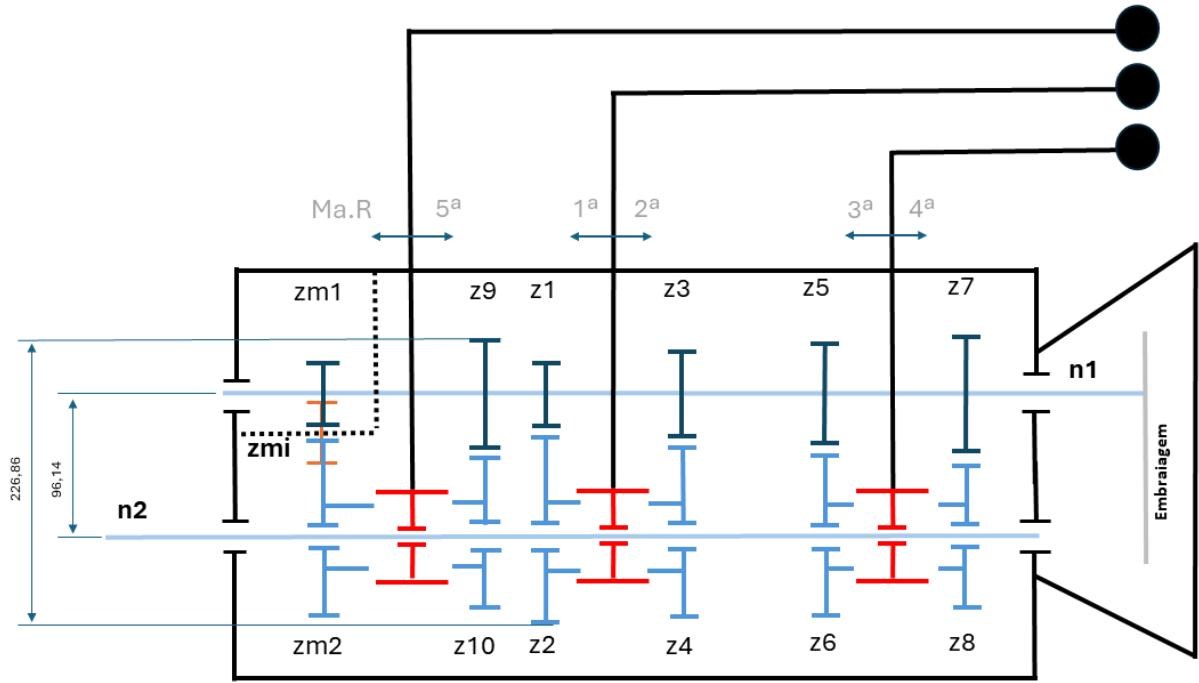


Figura 5: Esquema Cinemático Atualizado

## 7.9 Comparação com Soluções Comerciais

A semelhança entre a solução obtida e soluções comerciais, serve de suporte aos cálculos efetuados e de mecanismo de deteção de erros. Assim, na tabela 19 apresentam-se soluções comerciais obtidas no *Benchmarking*, na secção 4, atendendo, nesta instância e para comparação de resultados, apenas ao binário e ao entre-eixo dos modelos.

Tabela 19: Soluções Comerciais

Modelo	Binário [ $N \cdot m$ ]	Entre-Eixo [mm]
Solução Estudada	300 @2000	96,14
Mustang GT & LX 5.0L V8	332 @2400	77
Mustang GT & Cobra	407 @4800	77
Chevrolet Camaro	325 @3200	85
Magna Large RWD M6TI550	550	88
Magna Small FWD MT 5/6MTT152/215	150/240	178/184

Como é possível aferir, através da análise da tabela apresentada, o valor calculado para o entre-eixo do modelo estudado encontra-se aproximado de grande parte das soluções comerciais apresentadas, sendo apenas ligeiramente superior. Ainda assim, verificam-se no mercado soluções similares, com uma disparidade significativamente superior, no que concerne o entre-eixo, sendo por isso a variação verificada para este parâmetro razoável. Em suma, considera-se que o enquadramento justifica o valor de entre-eixo apresentado.

## 8 Conclusão

A análise global do trabalho desenvolvido tem, impreterivelmente, que ser feita sob dois domínios. No domínio pedagógico, constata-se que esta fase foi de capital importância para a consolidação dos conhecimentos adquiridos em contexto de sala de aula. A revisão bibliográfica, acompanhada de um caso prático de projeção e dimensionamento permitiu concretizar processos e metodologias que até então se restringiam ao domínio teórico.

No domínio da solução projetada, atendendo ao disposto, e considerando a sua sustentação bibliográfica e enquadramento de mercado, consideram-se atingidos os objetivos propostos para esta fase de trabalho, encontrando-se dimensionadas, ainda que de forma preliminar, as engrenagens da caixa de velocidades. Não obstante, as fases subsequentes do projeto poderão motivar uma revisão dos valores calculados em prol da exequibilidade de fabrico das mesmas e da sua articulação com os restantes elementos a dimensionar.

## Referências

ALMACINHA, José; FARIA, P.; FONSECA, Joaquim; SEABRA, Jorge - A Geometria das rodas cilíndricas de engrenagens exteriores com perfil em evolvente de círculo. Revista ROBÓTICA [Em linha].(1992) 66-75, [Consult. 16 Mar. 2024]. Disponível em WWW:  
<<https://repositorio-aberto.up.pt/handle/10216/9325>>.

Automobile Catalog - Ford Mustang GT5 [Em linha]. [S.I]: [s.n], 2024. [Consult. 16 Mar. 2024]. Disponível em WWW:  
<[https://www.automobile-catalog.com/car/1983/867770/ford\\_mustang\\_gt\\_5\\_0l\\_v-8\\_5-speed.html](https://www.automobile-catalog.com/car/1983/867770/ford_mustang_gt_5_0l_v-8_5-speed.html)>

Automobile Catalog - Ford Mustang GT Coupe [Em linha]. [S.I]: [s.n], 2024. [Consult. 16 Mar. 2024]. Disponível em WWW:  
<[https://www.automobile-catalog.com/car/1997/1220450/ford\\_mustang\\_gt\\_coupe.html](https://www.automobile-catalog.com/car/1997/1220450/ford_mustang_gt_coupe.html)>

Automobile Catalog - Chevrolet Camaro Iroc [Em linha]. [S.I]: [s.n], 2024. [Consult. 16 Mar. 2024]. Disponível em WWW:  
<[https://www.automobile-catalog.com/car/1986/459020/chevrolet\\_camaro\\_iroc-z\\_5\\_0l\\_v-8\\_high\\_output.html](https://www.automobile-catalog.com/car/1986/459020/chevrolet_camaro_iroc-z_5_0l_v-8_high_output.html)>

BALACÓ DE MORAIS, Alfredo - Sebenta de Elementos de Estruturas e Máquinas. Aveiro: Universidade de Aveiro. 2022.

COLLINS, J.A.; BUSBY, H.R.; STAAB, G.H. - Mechanical Design of Machine Elements and Machines: A Failure Prevention Perspective. 2.<sup>a</sup> ed. Ohio State University : Wiley, 2010. 912 p. ISBN 9780470413036.

COMPLETO, A.; QUEIRÓS DE MELO,F. - Introdução ao Projeto Mecânico. 2.<sup>a</sup> ed. Praça da Corujeira, Porto, Portugal : Quântica Editora, 2019. 348 p. ISBN 9789899101913.

Magna - 6MTI550 [Em linha]. [S.I]: [s.n], 2020. [Consult. 16 Mar. 2024]. Disponível em WWW:  
<[https://www.magna.com/docs/default-source/powertrain-storyboards/mt/product\\_storyboards\\_mt\\_6mti550.pdf](https://www.magna.com/docs/default-source/powertrain-storyboards/mt/product_storyboards_mt_6mti550.pdf)>

Magna - 6MTT152 215 [Em linha]. [S.I]: [s.n], 2020. [Consult. 16 Mar. 2024]. Disponível em WWW:  
<[https://www.magna.com/docs/default-source/powertrain-storyboards/mt/product\\_storyboards\\_mt\\_5\\_6mtt152\\_215.pdf](https://www.magna.com/docs/default-source/powertrain-storyboards/mt/product_storyboards_mt_5_6mtt152_215.pdf)>

SHIGLEY, J.E.; UICKER, J.J.; PENNOCK, G.R. - Theory of Machines and Mechanisms Mechanical Engineering. 5.<sup>a</sup> ed. New York : Oxford University Press, 2016. 976 p. ISBN 9780190658908.

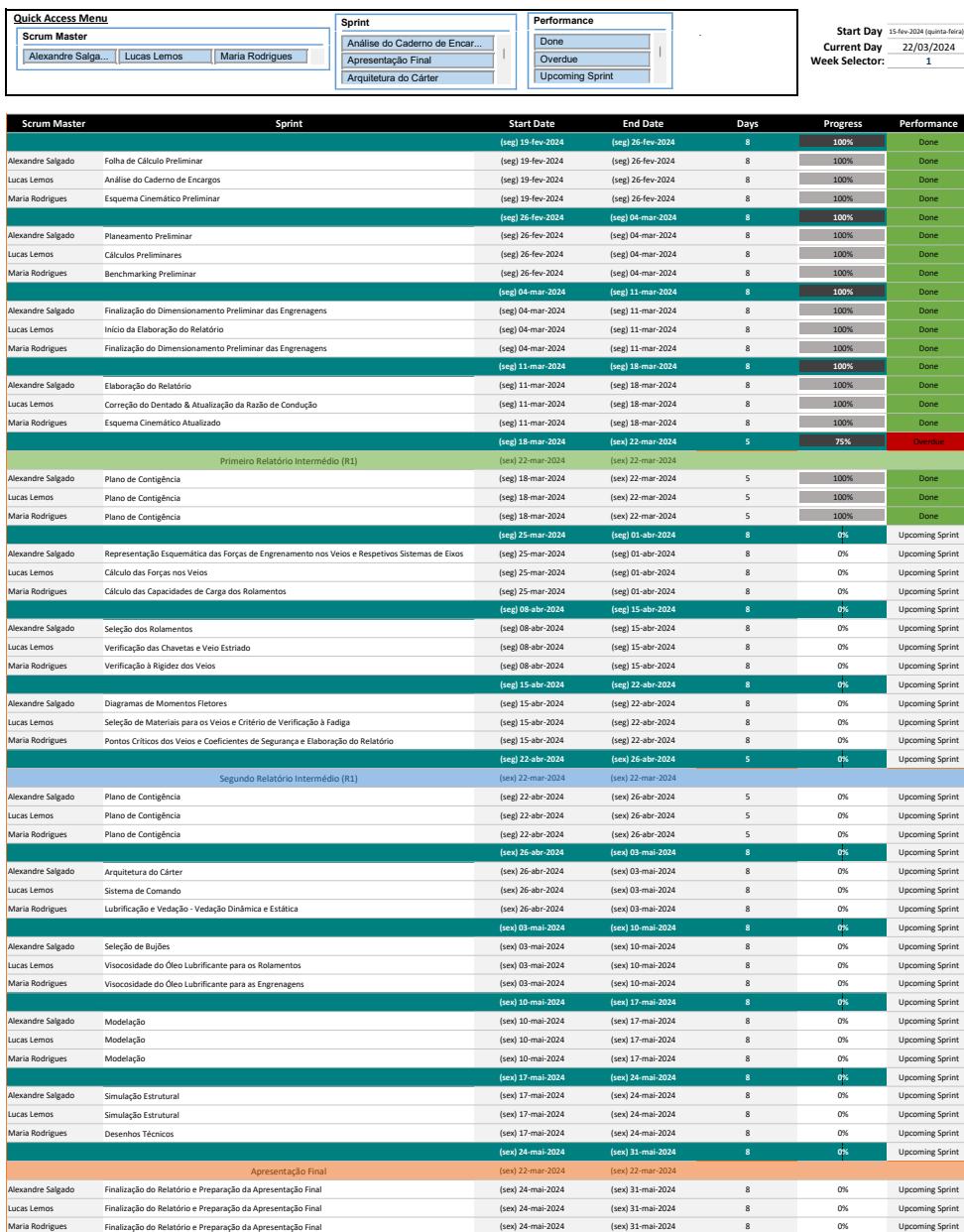
KUO Group Company - TRSM T5 [Em linha]. [S.I]: [s.n], 2024. [Consult. 16 Mar. 2024]. Disponível em WWW:  
<[https://www.tremec.com/anexos/TRSM-T5-0510-R1\\_173.pdf](https://www.tremec.com/anexos/TRSM-T5-0510-R1_173.pdf)>

WILSON, C.E.; SADLER, J.P. - Kinematics and Dynamics of Machinery. 3.<sup>a</sup> ed. Harlow : Pearson Education, 2003. 849 p. ISBN 9780201350999.

# Anexos

## A Gráfico de Gantt

**Gantt Chart\_PME 2024**



<sup>1</sup>Gráfico de Gantt do planeamento proposto para a Unidade Curricular, com a duração da totalidade do semestre e atendendo ao prazo das entregas estipuladas.