

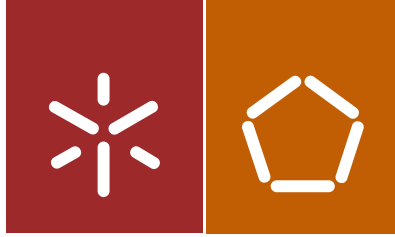


Universidade do Minho  
Escola de Engenharia

Sérgio Paulo Ferreira Marques

Desenvolvimento de Bancadas  
para Testes de Motores e Veículos





Universidade do Minho  
Escola de Engenharia

Sérgio Paulo Ferreira Marques

Desenvolvimento de Bancadas  
para Testes de Motores e Veículos

Dissertação de Mestrado  
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao  
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação do  
Professor Doutor Jorge José Gomes Martins

e coorientação do  
Doutor Francisco Brito

Outubro de 2014

## Declaração

Nome: Sérgio Paulo Ferreira Marques

Correio eletrónico: a62866@alunos.uminho.pt

Tlm: +351 91 99 48 571

Numero de cartão de Cidadão: 13226056

Título da dissertação:

Desenvolvimento de Bancadas para Testes de Motores e Veículos

Ano de conclusão: 2014

Orientadores:

Professor Doutor Jorge Martins

Professor Doutor Francisco Brito

Designação do Mestrado:

Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Área de Especialização: Mecânica

Escola: Universidade do Minho

Departamento: Engenharia Mecânica

É AUTORIZADA A REPRODUÇÃO INTEGRAL DESTA DISSERTAÇÃO APENAS PARA EFEITOS DE INVESTIGAÇÃO, MEDIANTE DECLARAÇÃO ESCRITA DO INTERESSADO, QUE TAL SE COMPROMETE.

Guimarães, \_\_/\_\_/\_\_\_\_

Assinatura: \_\_\_\_\_

## **Agradecimentos**

A concretização desta dissertação não seria possível sem a contribuição de algumas pessoas que me acompanharam e apoiaram ao longo de todo o meu percurso académico.

Os meus sinceros agradecimentos ao Professor Doutor Jorge Martins e ao Doutor Francisco Brito pela orientação, permanente disponibilidade, apoio incondicional, oportunidades, partilha de conhecimentos e paciência demonstrada na resolução das dúvidas que me foram surgindo ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

Um particular agradecimento ao Engenheiro Pedro Lopes pela oportunidade de colaborar num projeto tão desafiante como este.

Agradeço também ao Engenheiro Delfim Pedrosa pela ajuda prestada.

Ao meu avô, com quem já não terei o prazer de partilhar a conclusão desta fase da minha vida, pela inspiração, por me ter transmitido o gosto pela mecânica e por nunca ter deixado de acreditar nas minhas capacidades.

Aos meus pais, por todo o apoio.

À Margarida, que me incentiva a atingir tudo aquilo com que sempre sonhei.



## Resumo

O teste de desempenho de automóveis é normalmente feito com bancos de ensaio comerciais, cujo custo de aquisição é avultado e cuja flexibilidade de operação é, frequentemente, muito limitada, pelo menos no que toca aos modelos mais básicos e acessíveis economicamente. No entanto, parece viável desenvolver uma bancada com boa flexibilidade de operação a um custo comportável.

Neste trabalho foram concebidas, desenhadas e projetadas três instalações para avaliar as prestações de veículos, vulgarmente denominados por bancos de ensaios. São descritas as formas de testar e avaliar motores e veículos, assim como a tecnologia associada aos bancos de ensaios, no sentido de compreender o seu funcionamento. É descrita também a construção dos bancos, sendo possível perceber todos os cálculos realizados e os critérios de seleção elegidos.

O primeiro banco de ensaios permite avaliar as prestações de um pequeno e leve veículo (EconomicUM) que participa em competições de consumo (*Eco Marathon Shell*). Paralelamente, foram modelados testes no EconomicUM através do banco de ensaios, e criada uma modelo matemático que simula a aceleração do veículo em prova, sendo consideradas todas as perdas existentes no veículo.

O segundo banco de ensaios construído permite a simulação de ciclos de condução para veículos elétricos. Foi desenhado de modo a conseguir-se avaliar o desempenho do motor elétrico, o consumo de energia nas baterias e a quantidade de energia regenerada numa travagem ou em ciclos de condução. No sentido da otimização do banco, foram medidas as perdas de atrito de forma a serem incluídas nas simulações.

Por último, foi desenvolvido um banco de ensaios do formato chassis que pode testar veículos até 2500 kg com uma potência de até 600 cv por eixo motriz, podendo ser utilizado por veículos de entre-eixo muito reduzido (como é o caso do *Smart Fortwo*) e de entre eixo considerável (*Mercedes* classe S). Este banco possibilita medições sem a necessidade de travagem pelo freio devido à sua massa equivalente de 1700 kg.





## **Abstract**

Vehicle testing is normally made through commercial test benches, which display a high purchasing price. Additionally, their flexibility of operation is often limited, at least when referring to affordable baseline models. However, it seems viable to develop test benches which may display good flexibility of operation at a reasonable cost.

In this work three test benches were conceived, designed and engineered to evaluate the performance of vehicles. Firstly, the ways to test and evaluate the engines and vehicles are described, as well as the technology associated with the test benches and their working principle. A description of the construction of the bench is made and it's possible to see all the calculations made and the elected selection criteria.

The first test bench allows to evaluate the performance of a small and lightweight vehicle (EconomicUM) that is involved in consumption competitions (Eco Marathon Shell). In parallel, simulations of the EconomicUM in the test bench were performed, and a mathematical modelling that simulates the acceleration of the vehicle in test was created, considering all existing energy losses in the vehicle.

The second test bench allows the simulation of driving cycles for electric vehicles. It was designed to be able to evaluate the performance of the electric motor, the energy consumption in the batteries and the amount of regenerated energy when braking during driving cycles. In order to characterize the bench, the frictional losses were measured and included in the simulations.

Finally, a bench test in a chassis format was developed. It is able to test vehicles up to 2500 kg with powers up to 600 HP per drive shaft, and it can also be used by vehicles with very small wheelbases (the case of the Smart Fortwo) and of considerable wheelbases (Mercedes class S). This bench allows measurements without the need of the braking due to its equivalent inertial mass of 1700 kg.



## **Palavras-chave**

Banco de ensaios

Teste de motores e veículos

Dinamómetros

Veículos elétricos

Ciclos de condução

Inércia

Curvas características

Medição de perdas de atrito

## **KeyWords**

Test bench

Engine and vehicle testing

Dynamometers

Electric vehicles

Driving cycles

Inertia

Characteristic curves

Measurement of friction losses



# Índice

Agradecimentos.....	i
Resumo.....	v
Abstract.....	vii
Palavras-chave.....	ix
KeyWords.....	ix
Índice.....	xi
Índice de figuras.....	xv
Índice de tabelas.....	xix
Glossário de símbolos e termos.....	xxi
1. Introdução.....	1
1.1 Objetivos.....	4
2. Descrição dos Bancos de Ensaio.....	7
2.1 Tipos de Bancos de Ensaio.....	7
2.1.1 Bancos de ensaios para teste de motores.....	7
2.1.2 Bancos de ensaios para veículos (Dinamómetro de chassis).....	8
2.2 Dinamómetros disponíveis no mercado.....	8
2.2.1 Dinamómetros de atrito.....	9
2.2.2 Dinamómetros Hidráulicos.....	10
2.2.3 Dinamómetros elétricos.....	12
2.2.4 Dinamómetro de Inércia.....	16
2.2.5 Comparação entre Dinamómetros.....	18
2.2.6 Quadrantes de funcionamento do Dinamómetro.....	18
2.3 Tipos de Testes.....	19
2.3.1 Teste a velocidade constante.....	20
2.3.2 Teste a binário constante.....	20
2.3.3 Relação binário velocidade.....	20
2.3.4 Teste de aceleração.....	20

2.3.5	Ciclos de condução.....	21
3.	Banco de Inércia .....	25
3.1	Cálculos.....	26
3.1.1	Cálculo da relação de transmissão e raio do rolo.....	27
3.2	Desenho CAD.....	29
3.2.1	Estrutura .....	30
3.2.2	Rolo .....	31
3.2.3	Roda de inércia.....	31
3.2.4	Veio.....	32
3.3	Construção .....	32
3.4	Testes no banco.....	32
3.4.1	Simulação numérica .....	33
3.4.2	Aceleração em dinamómetro de inércia.....	35
3.4.3	Aceleração em prova .....	35
3.5	Conclusões .....	35
4.	Banco de testes para veículos elétricos.....	39
4.1	Especificações do banco .....	39
4.2	Funcionamento do banco de testes .....	40
4.2.1	Grupo 1.....	41
4.2.2	Grupo 2.....	41
4.2.3	Grupo 3.....	42
4.3	Cálculos.....	42
4.3.1	Dedução das equações para obtenção das relações de transmissão e massa equivalente do veículo .....	43
4.3.2	Cálculo da massa equivalente simulada no banco de ensaios.....	50
4.3.3	Cálculo da aceleração máxima nas rodas de inércia.....	52

4.3.4	Cálculos dos pinhões e corrente de rolos .....	55
4.3.5	Cálculo da aceleração máxima permitida no banco de testes para veículos elétricos 57	
4.4	Desenho .....	58
4.5	Dimensionamento estrutural.....	60
4.6	Construção dos componentes.....	61
4.6.1	Montagem das rodas de inércia e do dinamómetro .....	62
4.6.2	Conjunto .....	63
4.7	Medição das perdas de atrito nas transmissões .....	63
4.8	Modelação do funcionamento do banco.....	72
5.	Banco tipo Chassis.....	79
5.1	Análise dos bancos e veículos existentes no mercado .....	79
5.1.1	Discussão dos resultados obtidos da análise de mercado .....	79
5.1.2	Análise ao entre eixo e entre rodas dos veículos no mercado.....	81
5.2	Escolha e dimensionamento dos componentes.....	81
5.2.1	Freio.....	81
5.2.2	Rolo .....	82
5.2.3	Comprimento do banco .....	83
5.2.4	Estimativa da diminuição do raio do pneu .....	83
5.2.5	Cálculo da distância entre rolos .....	89
5.2.6	Escolha do fuso .....	94
5.2.7	Escolha e dimensionamento das correias e polias .....	98
5.2.8	Escolha e dimensionamento das chumaceiras e rolamentos.....	100
5.2.9	Escolha e dimensionamento da união de veios.....	103
5.2.10	Massa equivalente no banco de ensaios e força de tração máxima.....	104
5.3	Desenho e projeto do banco.....	105

5.3.1	Estrutura fixa .....	105
5.3.2	Estrutura móvel .....	108
5.3.3	Rolos.....	110
5.3.4	Rampas.....	112
5.3.5	Base entre EF e EM.....	116
5.3.6	Proteções .....	117
5.3.7	Sistema de sincronização com correias dentadas.....	119
5.3.8	Dimensões do banco .....	120
5.3.9	Banco tipo chassis.....	121
	Conclusões.....	123
	Lista de Referências .....	125
	Anexo A - Banco de inércia.....	131
	Anexo B Banco tipo Chassis.....	137
	Apêndice I .....	145



## Índice de figuras

<i>Figura 1.1 Esquema de um freio dinamométrico</i> .....	2
Figura 2.1 Árvore classificativa dos Bancos de Ensaios.....	7
Figura 2.2 Banco de ensaios de motores [8]. .....	8
Figura 2.3 Dinamómetro de chassis [9]. .....	8
Figura 2.4 Classificação dos Dinamómetros.....	9
Figura 2.5 Dinamómetro de atrito (baseado em [4]) .....	9
Figura 2.6 Dinamómetro tipo Froude [10]. .....	10
Figura 2.7 Dinamómetro hidráulico de enchimento variável [2].....	11
Figura 2.8 Gama de funcionamento típica dos dinamómetros Hidráulicos (baseado em [2]). ...	12
Figura 2.9 Motor Corrente Alternada.....	12
Figura 2.10 Motor de Corrente Contínua [11].....	13
Figura 2.11 Princípio de funcionamento dinamómetro de correntes Foucault (baseado em [12]). .....	14
Figura 2.12 Dinamómetro de Correntes Foucault da Telma [13].....	14
Figura 2.13 Curvas características dos dinamómetros elétricos (baseado em [2]). .....	15
Figura 2.14 Curvas características dos dinamómetros de correntes de Foucault (baseado em [2]). .....	15
Figura 2.15 Dinamómetro de Inércia [14]. .....	16
Figura 2.16 Prensa mecânica [15].....	17
Figura 2.17 Quadrantes de funcionamento (baseado em [2]). .....	19
Figura 2.18 Ciclo de Condução NEDC.....	21
Figura 2.19 Ciclo de condução dos EUA (US 06) [16]. .....	22
Figura 2.20 Ciclo condução 10-15 Mode [17]. .....	22
Figura 3.1 Veículo EconomicUM. ....	25
Figura 3.2 Roda de inércia e roda de inercia em desenho CAD 3D. ....	26
Figura 3.3 Cálculo do momento de inércia das rodas. ....	26
Figura 3.4 Esquema da Bancada de inércia. ....	27
Figura 3.5 Carro de transporte do EconomicUM.....	30

Figura 3.6 Esquema do banco de ensaios.....	30
Figura 3.7 Desenho CAD da estrutura.....	31
Figura 3.8 Rolo.....	31
Figura 3.9 Veio.....	32
Figura 3.10 Foto de conjunto.....	32
Figura 3.11 Testes na bancada.....	33
Figura 3.12 Resultados da simulação numérica.....	35
Figura 4.1 Divisão dos grupos de funcionamento.....	40
Figura 4.2 Esquema do banco de testes.....	43
Figura 4.3 Representação do binário resistente nas rodas de inércia.....	45
Figura 4.4 Representação da transmissão de binário entre as rodas de inércia e dinamómetro.....	45
Figura 4.5 Representação dos binários que atuam no dinamómetro.....	46
Figura 4.6 Transmissão do binário entre o dinamómetro e o motor elétrico.....	47
Figura 4.7 Representação esquemática das forças e binários que atuam no powertrain.....	48
Figura 4.8 Simulação das rodas de inércia em SolidWorks.....	52
Figura 4.9 Pinhões e estrutura do banco de ensaios.....	59
Figura 4.10 Chumaceiras com esticador de corrente.....	59
Figura 4.11 Banco de ensaios.....	59
Figura 4.12 Tensões na Estrutura.....	60
Figura 4.13 Deformações na estrutura.....	61
Figura 4.14 Pintura de componentes construídos no exterior.....	61
Figura 4.15 Construção e montagem proteções das correntes de rolos.....	62
Figura 4.16 Montagem rodas de inércia.....	62
Figura 4.17 Montagem dinamómetro elétrico.....	63
Figura 4.18 Banco de ensaios.....	63
Figura 4.19 Sensor ótico.....	64
Figura 4.20 Curvas de potência e binário (rodagem ou “acamar” do sistema).....	66
Figura 4.21 Curvas de potência e binário (sistema acamado ou rodado).....	66
Figura 4.22 Curvas de potência e binário do sistema.....	67
Figura 4.23 Potência e binário para o conjunto dinamómetro-corrente-rodas (DCR).....	68
Figura 4.24 Curvas de potência e binário para o conjunto (D).....	69

Figura 4.25	Curvas de potência e binário para o conjunto (DCM).....	70
Figura 4.26	Curvas características para o binário ( $D$ CR-D + $M$ CD-D).....	71
Figura 4.27	Curvas características para a potência ( $D$ CR-D + $M$ CD-D). ....	71
Figura 4.28	Modelação matemática para determinar o tempo que um veículo atinge os 100 km/h conhecendo o seu motor. ....	73
Figura 4.29	Modelação matemática que permite determinar as curvas de binário e potência de um motor sem que o dinamómetro se encontre em travagem. ....	74
Figura 5.1	Diferença do entre eixo e o entre rodas. ....	81
Figura 5.2	Veículo ao passar sobre os rolos. ....	83
Figura 5.3	Formas de áreas de contato entre o pneu e um solo rígido [40]. ....	84
Figura 5.4	Pneu em contato com o solo rígido.....	85
Figura 5.5	Pneu no topo do rolo.....	87
Figura 5.6	Pneu em cima do rolo com ângulo $b$ do topo do rolo. ....	88
Figura 5.7	Distribuição das cargas pelos eixos. ....	90
Figura 5.8	Distribuição das forças no eixo de tração.....	90
Figura 5.9	Parâmetros de entrada e saída.....	91
Figura 5.10	Parâmetros de saída na forma gráfica. ....	91
Figura 5.11	Esquema das cargas que atuam no fuso (baseado em [23]). ....	95
Figura 5.12	Transmissão de potência por correias dentadas. ....	98
Figura 5.13	Distribuição das cargas no banco de ensaios.....	101
Figura 5.14	Parâmetros e dimensões do rolamento escolhido (baseado em [41]). ....	103
Figura 5.15	Parâmetros e dimensões da chumaceira escolhida (baseado em [42]). ....	103
Figura 5.16	União de veios. ....	104
Figura 5.17	Estrutura fixa. ....	106
Figura 5.18	Cargas e fixação na EF.....	106
Figura 5.19	Distribuição das tensões na EF.....	107
Figura 5.20	Deformações na EF.....	107
Figura 5.21	Estrutura móvel. ....	108
Figura 5.22	Distribuição das cargas na EM. ....	109
Figura 5.23	Distribuição das tensões na EM.....	109
Figura 5.24	Distribuição das deformações na EM.....	110

Figura 5.25 Rolos. ....	110
Figura 5.26 Pormenor técnico dos rolos. ....	111
Figura 5.27 Distribuição das cargas. ....	111
Figura 5.28 Distribuição das tensões no rolo. ....	112
Figura 5.29 Distribuição das deformações no rolo. ....	112
Figura 5.30 Rampa de acesso ao banco de ensaios. ....	113
Figura 5.31 Distribuição das cargas nas rampa de acesso ao banco. ....	113
Figura 5.32 Distribuição das tensões na rampa de acesso ao banco. ....	114
Figura 5.33 Deformações na rampa de acesso ao banco. ....	114
Figura 5.34 Rampa de acesso ao rolo. ....	114
Figura 5.35 Distribuição das cargas na rampa de acesso ao rolo. ....	115
Figura 5.36 Distribuição das tensões na rampa de acesso ao rolo. ....	115
Figura 5.37 Deformações na rampa de acesso ao rolo. ....	115
Figura 5.38 Base entre EF e EM. ....	116
Figura 5.39 Distribuição das cargas na base. ....	116
Figura 5.40 Distribuição das tensões na base. ....	117
Figura 5.41 Distribuição das deformações na base. ....	117
Figura 5.42 Proteções das rodas. ....	118
Figura 5.43 Proteção freio. ....	118
Figura 5.44 Sincronização dos rolos com entre eixo a 3200 mm. ....	119
Figura 5.45 Sincronização dos rolos com entre eixo a 1800 mm. ....	119
Figura 5.46 Sincronização dos rolos (vista de superior). ....	120
Figura 5.47 Dimensões do banco (vista latera). ....	120
Figura 5.48 Dimensões do banco (vista superior). ....	121
Figura 5.49 Banco tipo chassis (entre eixo máximo). ....	121
Figura 5.50 Banco tipo chassis (entre eixo intermédio). ....	122

## Índice de tabelas

Tabela 2-1 Comparação dos Dinamómetros.....	18
Tabela 2-2 Dinamómetros e os seus quadrantes de funcionamento.....	19
Tabela 3-1 Valores dos parâmetros de entrada.....	28
Tabela 3-2 Valores obtidos para cálculo da velocidade angular das rodas de inércia $[\omega]$ .....	28
Tabela 3-3 Parâmetros de entrada para o cálculo do raio do rolo.....	29
Tabela 3-4 Valores obtidos para cálculo do raio do rolo. ....	29
Tabela 3-5 Valores de coeficientes de atrito usados na modelação.....	34
Tabela 3-6 Resultados obtidos EconomicUM. ....	35
Tabela 4-1 Parâmetros banco de ensaios para cálculo. ....	51
Tabela 4-2 Parâmetros do veículo para o cálculo.....	51
Tabela 4-3 Massa equivalente.....	52
Tabela 4-4 Parâmetros usados para cálculo da aceleração máxima.....	54
Tabela 4-5 Aceleração máxima permitida pela chaveta.....	54
Tabela 4-6 Velocidades máximas dos componentes. ....	55
Tabela 4-7 Valor da relação de transmissão entre o dinamómetro e o motor elétrico.....	55
Tabela 4-8 Dados Suzuki Hayabusa [25].....	56
Tabela 4-9 Aceleração máxima possível pelo motor elétrico devido ao à potência transmitida... 57	
Tabela 4-10 Aceleração máxima possível pelo motor elétrico devido à força transmitida.....	58
Tabela 4-11 Composição química da liga usada na estrutura. ....	60
Tabela 5-1 Comparação dos bancos de ensaios existentes no mercado [26] [27] [28] [29] [30] [31] [32] [33] [34] [35] [36] [37] [38] [39].....	80
Tabela 5-2 Valores de entre eixo e entre rodas. ....	81
Tabela 5-3 Características do Freio. ....	82
Tabela 5-4 Valor de cálculo do diâmetro do rolo. ....	82
Tabela 5-5 Valor da velocidade máxima de teste e diâmetro de rolo.....	83
Tabela 5-6 Parâmetros para cálculo da perda de raio de um pneu em contato com um solo rígido. .....	86
Tabela 5-7 Perda de raio de um pneu em contato com um solo rígido.....	86
Tabela 5-8 Perda de raio de um pneu no topo de rolo. ....	87

Tabela 5-9 perda de raio do pneu em cima do rolo com um ângulo $b$ do topo do rolo. ....	88
Tabela 5-10 Parâmetro para cálculo do fuso. ....	94
Tabela 5-11 Parâmetros do fuso. ....	96
Tabela 5-12 Dimensionamento fuso. ....	97
Tabela 5-13 Parâmetros para cálculo da potência transmitida pela correia. ....	98
Tabela 5-14 Valor da potência transmitida pela correia. ....	99
Tabela 5-15 Escolha da correia dentada. ....	100
Tabela 5-16 Parâmetros para escolha de chumaceira. ....	101
Tabela 5-17 Parâmetros dos rolamentos [41]. ....	102
Tabela 5-18 Características que a união de veios terá de suportar. ....	104
Tabela 5-19 Parâmetros para cálculo da massa equivalente e força de tração máxima. ....	104
Tabela 5-20 Massa equivalente e força de tração máxima ....	105

## Glossário de símbolos e termos

Símbolo	Definição	Unidade
$A_{esf}$	Área de esforço	$m^2$
$A_f$	Área frontal	$m^2$
$a$	Aceleração linear	$m/s^2$
$B$	Binário roda (capítulo 5)	Nm
$B_{d_i}$	Binário no instante $i$	Nm
$B_{M-MCD-D-DCR-R}$	Binário dissipado pelo sistema completo	Nm
$B_d$	Binário no dinamómetro	Nm
$B_{d-DCR}$	Binário dissipado pelo sistema $DCR$	Nm
$B_{d-MCD}$	Binário dissipado pelo sistema $MCD$	Nm
$B_{d_M-MCD-D-DCR-R}$	Binário dissipado pelo sistema completo	Nm
$B_{d_D}$	Binário dissipado pelo sistema D	Nm
$B_{dm}$	Binário transmitido entre o dinamómetro e o motor elétrico	Nm
$B_m$	Binário no motor elétrico	Nm
$B_m$	Binário do motor elétrico	Nm
$B_m$	Binário motor	Nm
$B_{máx}$	Binário máximo	Nm
$B_p$	Binário no pneu	Nm
$B_r$	Binário nas rodas de inércia	Nm
$B_{rd}$	Binário transmitido entre as rodas de inércia e o dinamómetro	Nm
$b$	Largura da chaveta	mm
$B$	Binário exercido no estator	Nm
$C$	Carga dinâmica	kN
$Coef$	Coefficiente de segurança	-
$cont$	Tempo de cada volta	ms
$C_d$	Coefficiente de descarga	-
$c_{esf}$	Corda de esforço	m
$C_p$	Carga sobre o pneu	N
$C_{rf}$	Carga roda da frente	N
$C_{rt}$	Carga roda de trás	N

$d$	Distância da célula de carga ao eixo do rotor	m
$diff_v$	Diferença entre forças verticais	N
$d_{veio}$	Diâmetro do veio	m
$d_x$	Distância x	m
$E_{c_{i-1}}$	Valor de energia cinética no instante $i-1$	J
$E_{c_i}$	Energia cinética do sistema em análise no instante $i$	J
$E_{d_i}$	Energia dissipada no instante $i$	J
$E_c$	Energia Cinética	J
$E_{c_i}$	Valor de energia cinética no instante $i$	J
$F$	Força	N
$F_{a.p}$	Força de atrito dos pneus	N
$F_{a.r}$	Força de atrito dos rolamentos	N
$F_{aer}$	Força aerodinâmica	N
$F_m$	Força do motor	N
$F_{máx}$	Força máxima	N
$F_{rt_rf}$	Força na roda traseira devido ao binário na roda da frente	N
$F_t$	Força total	N
$F_{tang}$	Força tangencial	N
$g$	Aceleração da gravidade	m/s <sup>2</sup>
$H$	Altura da chaveta	Mm
$I$	Momento de Inércia	kgm <sup>2</sup>
$I$	Inércia das rodas (capítulo 4)	kgm <sup>2</sup>
$i_{dm}$	Relação de transmissão entre dinamômetro e motor elétrico	-
$i_{pt}$	Relação de transmissão entre motor do veículo e o pneu	-
$i_{rd}$	Relação de transmissão entre rodas de inércia e dinamômetro	-
$i_{rumri}$	Relação de transmissão	-
$I_r$	Momento de inércia das rodas de inércia	kgm <sup>2</sup>
$i_t$	Relação de transmissão entre motor e rodas do carro	-
$k_f$	Porcentagem de massa no eixo da frente	%
$k_p$	Porcentagem da largura do pneu	%
$k_t$	Porcentagem de massa no eixo de trás	%



$l$	Comprimento da chaveta	mm
$L_{eixo}$	Entre eixo	m
$L4$	Distância entre rolos	m
$L_{10}$	Vida do rolamento	milhões de rot.
$m$	Massa carro	kg
$n_d$	Número de voltas do dinamómetro	
$N$	Rotações do veio por minuto	rpm
$N_d$	Velocidade do dinamómetro	rpm
$P_{d_i}$	Potência dissipada no instante $i$	W
$P_{M-MCD-D-DCR-R}$	Potência dissipada pelo sistema completo	W
$P_{aero}$	Potência de perdas aerodinâmicas	W
$P_c$	Peso do carro	N
$P_{d-DCR}$	Potência dissipada pelo sistema $DCR$	W
$P_{d-MCD}$	Potência dissipada pelo sistema $MCD$	W
$P_{d_M-MCD-D-DCR-R}$	Potência dissipada pelo sistema completo	W
$P_{d_D}$	Potência dissipada pelo sistema D	W
$P_{d_g}$	Potência gerada no dinamómetro para equivaler as perdas existente	W
$P_{eq}$	Carga dinâmica equivalente	kN
$P_f$	Peso no eixo da frente	N
$P_m$	Potência do motor elétrico	W
$P_p$	Pressão do pneu	Pa
$P_{p_rol}$	Potência perdida por rolamento	W
$P_r$	Expoente para a vida do rolamento	
$P_t$	Peso no eixo de trás	N
$P$	Potência	W
$Pot$	Potência	cv
$R_{rt}$	Reação roda de trás	N
$r_p$	Raio pneu	m
$r_{dm}$	Raio do pinhão do dinamómetro elétrico na transmissão com motor	m
$r_{dr}$	Raio do pinhão do dinamómetro na transmissão com as rodas de inércia	m

$r_{in}$	Raio da engrenagem de entrada no veículo	m
$r_j$	Raio jante	m
$r_{lose1}$	Perda de raio	m
$r_m$	Raio do pinhão do motor elétrico	m
$r_{out}$	Raio da engrenagem de saída no veículo	m
$r_p$	Raio do pneu do veículo	m
$r_p$	Raio pneu	m
$r_r$	Raio do pinhão da roda de inércia	m
$r_{ro}$	Raio do rolo	m
$r_{rolo}$	Raio do rolo	m
$t$	Tempo	s
$v$	Velocidade linear	m/s
$v_{EUM}$	Velocidade linear do EconomicUM	m/s
$v_c$	Velocidade linear do veículo	m/s
$w_d$	Velocidade angular do dinamómetro elétrico	rad/s
$w_m$	Velocidade angular do motor elétrico	rad/s
$w_m$	Velocidade angular do motor elétrico	rad/s
$w_p$	Velocidade angular do pneu do veículo	rad/s
$w_r$	Velocidade angular das rodas de inércia	rad/s
$x_1$	Valor obtido pela equação do gráfico	-
$x_2$	Valor obtido pela equação do gráfico	-
$x_3$	Valor obtido pela equação do gráfico	-
$\alpha$	Aceleração angular	rad/s <sup>2</sup>
$\alpha$	Ângulo	rad
$\alpha_m$	Aceleração angular do motor elétrico	rad/s <sup>2</sup>
$\alpha_p$	Aceleração angular do pneu	rad/s <sup>2</sup>
$\mu_p$	Coeficiente de atrito de rolamento dos pneus	-
$\mu_r$	Coeficiente de atrito de rolamento dos rolamentos	-
$\mu_{rol}$	Coeficiente de atrito de rolamento	-
$\mu_t$	Coeficiente de atrito de rolamento entre pneu e rolo	-
$\rho$	Massa volúmica	kg/m <sup>3</sup>
$\tau_{adm}$	Tensão admissível	MPa
$\tau_c$	Tensão de corte	MPa

$\sigma_{es}$	Tensão de esmagamento	MPa
$\tau_{proj}$	Tensão de projeto	MPa
$\omega_i$	Velocidade angular	rad/s
$\omega_{ri}$	Velocidade angular roda de inércia	rad/s
$\omega_{rEUM}$	Velocidade angular da roda do EconomicUM	rad/s
$\Delta E$	Varição de energia cinética	J
$\Delta t$	Tempo por volta	s
$\omega$	Velocidade angular do rotor	rad/s



## 1. Introdução

Desde que surgiram os primeiros veículos movidos com motores elétricos ou motores de combustão interna, surgiu também a necessidade de os testar e avaliar, de forma a conhecer as suas curvas características de potência e binário e medir o seu consumo específico e rendimento. Para tal é necessário um equipamento com a capacidade de o fazer, designado por banco de ensaios; existem várias subclasses de bancos de ensaio, sendo cada uma destinada para tipos de teste diferentes (dinamómetros para teste de motores, dinamómetros para teste de transmissões, dinamómetros de chassis) [1] [2] [3].

O teste de novos motores é um procedimento que necessita de ser realizado inúmeras vezes até que estes se encontrem em condições de serem fabricados em massa, e atualmente o período de teste de um motor é bastante mais longo do que há décadas atrás, porém o seu tempo de desenvolvimento é mais curto, o que implica que os construtores disponham de equipas de teste de motores muito maiores e necessitem de vários bancos de ensaios [2].

Para compreender a tecnologia que se encontra num banco de ensaios é necessário perceber que existem dois tipos, os de travagem e os de inércia. Um banco de ensaios de travagem possui como componente principal o seu freio dinamométrico, podendo este ser de vários tipos, dependendo do teste que é pretendido. Este banco, como o nome indica, trava o motor a uma dada velocidade e com um dado binário. Os bancos de inércia opõem-se à aceleração a que são submetidos com um binário resistente resultante da sua inércia e por vezes, os bancos de inércia dispõem também de travagem.

Numa fase inicial os freios dinamométricos de travagem eram puramente mecânicos (exemplo: Freio de *Prony* com maxilas), mas atualmente possuem sistemas eletrónicos de controlo de alta fiabilidade. Os freios dinamométricos são agora constituídos por duas partes distintas, a parte mecânica e a parte eletrónica [2] [4].

A parte mecânica não é mais que o dinamómetro em si, constituído por veios, rolamentos, engrenagens, estrutura, parafusos, etc. Já a parte eletrónica, é responsável pela medição e controlo do banco de ensaios. Basicamente, esta parte é constituída por células de carga, sensores de rotação e componentes eletrónicos que fazem as medições e a atuação do freio.

O teste do motor é normalmente efetuado numa sala ou compartimento de teste com o motor acoplado a um freio dinamométrico, em que a função deste freio é travar o motor a uma dada velocidade e/ou com um dado binário. O freio dinamométrico consiste num rotor ligado ao motor (freio de travagem) ou veículo (freio de inércia), um estator apoiado em chumaceiras ou rolamentos que é fixo por uma célula de carga colocada a uma distância ao eixo de rotação conhecida ( $d$ ), em que a célula de carga mede uma força que está a ser exercida para que o estator permaneça imobilizado ( $f$ ). O binário é obtido pela multiplicação de  $f$  por  $d$  como se pode observar na Figura 1.1

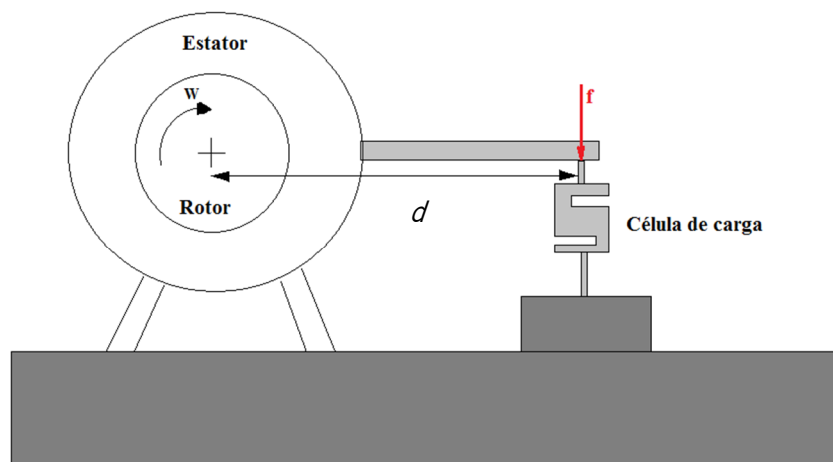


Figura 1.1 Esquema de um freio dinamométrico.

Uma vez obtido o binário do motor, a potência é calculada através da multiplicação da rotação do rotor do freio e pelo binário exercido no estator [1] [2]:

$$P = \omega \times B \quad (1)$$

Uma vez que:

$$B = F \times d \quad (2)$$

Em que:

$P$  - potência [W];

$\omega$  - velocidade angular do rotor [rad/s];

$B$  - binário exercido sobre o estator [Nm];

$F$  - força [N];

$d$  - medida na direção perpendicular à direção de aplicação da força na célula de carga [m].

A necessidade de testar um motor pode ter vários objetivos, tais como [2]:

- Análise do rendimento;
- Medição da potência máxima;
- Medição do binário num regime pretendido;
- Medição dos gases libertados (Ex: CO, HC, NO<sub>x</sub>, PM, CO<sub>2</sub>);
- Análise do consumo em condições estacionárias ou para um ciclo de funcionamento;
- Aumento do conforto (Calibração do sensor da posição do acelerador, TPS);
- Avaliação do desgaste do motor.

Os aspetos acima referidos adaptam-se sobretudo a motores de combustão interna. Nos veículos elétricos estes aspetos são ligeiramente diferentes devido ao seu sistema de propulsão neste trabalho designado com a expressão inglesa *powertrain*.

Os *powertrains* de veículos movidos por motores de combustão interna são geralmente constituídos por [1]:

- Motor de combustão interna;
- Caixa de velocidades;
- Diferencial.

Já o *powertrain* dos EV (Veículos Elétricos) são constituídos principalmente por [5]:

- Motor elétrico;
- Diferencial;
- Controlador;
- Baterias.

O banco de ensaios usado para medir e avaliar o desempenho dos motores é diferente consoante o tipo de motor e a função a que se destina o veículo. Por exemplo, um banco de ensaios constituído por dinamómetro de inércia é bem mais simples que um banco de travagem, nomeadamente em relação ao seu controlo. Este tipo de banco de ensaios é mais utilizado para avaliar o comportamento de um motor num veículo em acelerações. Por outro lado, um banco de ensaios com dinamómetro adapta-se melhor ao teste de motores em condições específicas de carga ou binário estabilizado. Existe ainda a possibilidade de conciliar num banco de testes vários tipos de dinamómetros (ex.: dinamómetro de inércia conciliado com dinamómetro de corrente alternada) [1].

## 1.1 Objetivos

Os objetivos propostos para este trabalho consistem em desenhar, construir e otimizar três bancos de ensaios, cada um com propósitos diferentes. Dois dos bancos de ensaios serão usados pelo Departamento de Engenharia Mecânica para testes de motores e *powertrains*, e o terceiro será usado por uma empresa.

O banco de ensaios, designado por **Dinamómetro de Inércia**, será usado no laboratório de motores pela equipa BebUMlitro para testar e otimizar o motor do veículo EconomicUM. A construção deste banco surge a partir da necessidade de existir um banco de ensaios completamente desmontável, leve e de fácil utilização. Para este banco de ensaios optou-se por um dinamómetro de inércia, pois não é necessário controlo eletrónico e ainda porque se adapta às necessidades de funcionamento do motor em prova, que neste caso é avaliar e medir consumos em acelerações, visto que este apenas funciona em aceleração.

O segundo banco de ensaios designado por **Bancada de Testes para EV**, é capaz de realizar testes aos *powertrains* de Veículos Elétricos, onde será possível simular travagens regenerativas, simulação de acelerações e ciclos de condução devido à conciliação do dinamómetro de inércia com um dinamómetro de travagem elétrico. O dinamómetro de inércia simula a massa do veículo e o dinamómetro elétrico as perdas por atrito, sendo estas de rolamento e aerodinâmicas, e poderá ainda simular o “embalo” do veículo proporcionado por declives.

Por fim, a bancada **Chassis Dinamómetro** que irá ser usada para avaliar veículos, terá de ser capaz de testar veículos convencionais, sem necessidade de efetuar qualquer modificação significativa no veículo. É também capaz de suportar veículos com uma massa de até 2500 kg e uma potência até 600 cv.

Esta dissertação encontra-se dividida em seis capítulos, Introdução, descrição dos bancos de Ensaios, Banco de inércia, Banco de testes para veículos elétricos, Banco tipo chassis e conclusões.



# **Descrição dos Bancos de Ensaio**



## 2. Descrição dos Bancos de Ensaios

No presente capítulo são descritas as formas de testar e avaliar motores e veículos. Nesse sentido, é essencial compreender a tecnologia associada ao banco de ensaios e os possíveis dinamômetros que se podem encontrar no mercado.

### 2.1 Tipos de Bancos de Ensaios

Existem dois tipos de dinamômetros, os dinamômetros de inércia e os freios dinamométricos, como foi referido no capítulo 1. Os dinamômetros de inércia são usados para medir as prestações do motor (binário e potência) durante uma aceleração, enquanto os freios dinamométricos medem a potência e o binário estabilizado “travando” o motor nas várias velocidades. Estes freios dinamométricos são usados geralmente para desenvolvimento, por exemplo de caráter científico, enquanto os dinamômetros de inércia são mais usados para verificações das prestações de veículos de cariz desportivo [1] [6].

Com a combinação destes formatos de dinamômetros podem-se criar grupos de bancos de ensaios sendo estes, desde bancos de ensaios para teste de motores, transmissões, equipamentos agrícolas e industriais, até bancos de ensaios de chassis. No entanto, apenas se referirão os dois grupos de bancos de ensaio que se pode observar na Figura 2.1, os bancos de ensaios para motores e os bancos de ensaios para veículos (aqui denominados “de Chassis”) [3] [7]:

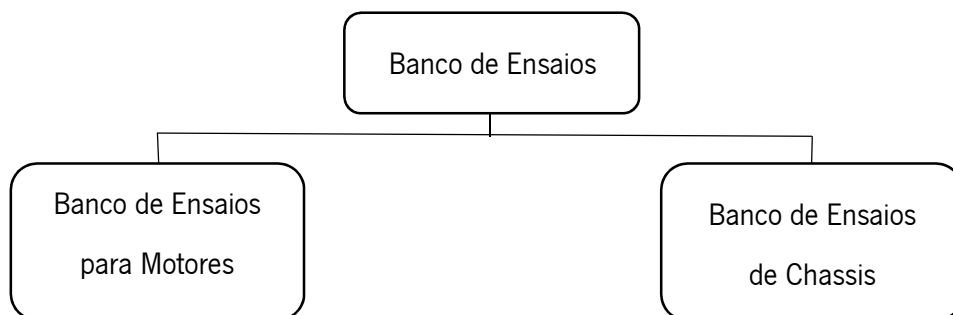


Figura 2.1 Árvore classificativa dos Bancos de Ensaios.

#### 2.1.1 Bancos de ensaios para teste de motores

Nos bancos de ensaios para teste de motores (Figura 2.2) o freio dinamométrico é acoplado diretamente ao motor a testar, evitando transmissões e engrenagens desnecessárias que possam provocar erros e aumentos do binário de atrito para a medição pretendida. Estes ensaios permitem efetuar testes de desenvolvimento de motores elétricos ou motores de combustão interna [3].

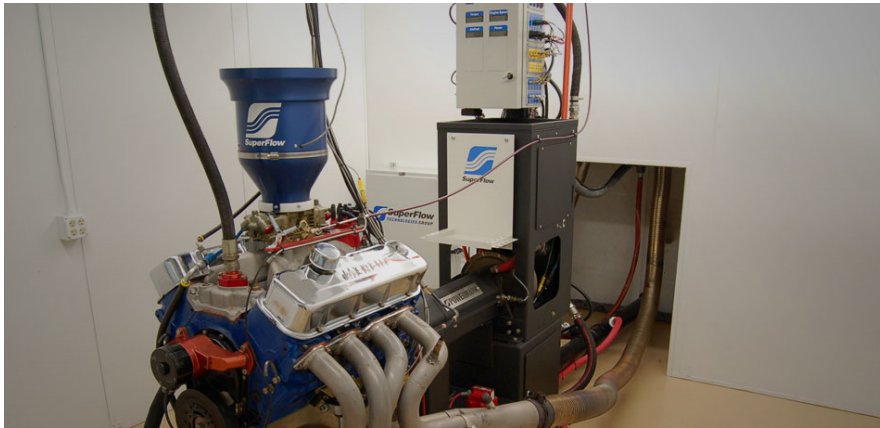


Figura 2.2 Banco de ensaios de motores [8].

### 2.1.2 Bancos de ensaios para veículos (Dinamómetro de chassis)

Este banco de ensaios é designado por dinamómetro de chassis e a ligação entre o banco de ensaios e o veículo é obtida através das rodas do veículo, não sendo necessário remover os motores do chassis dos veículos, como se pode visualizar na Figura 2.3. Este é o método mais fácil para realizar um teste de verificação de potência em veículos sendo o seu objetivo medir a força de rotação das rodas dos veículos, que é conseguido através do contacto entre os rolos e os pneu do veículo, o qual se assemelha a um dispositivo de engrenagens sem dentes. É imprescindível garantir o correto posicionamento do veículo sobre o banco de ensaio de forma a evitar acidentes [3].

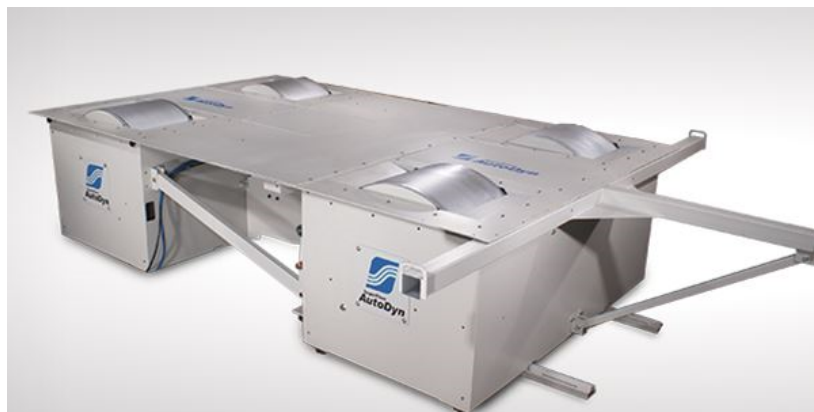


Figura 2.3 Dinamómetro de chassis [9].

## 2.2 Dinamómetros disponíveis no mercado

Nos subcapítulos seguintes são descritos os vários tipos de dinamómetros, as suas principais características e o seu funcionamento. A Figura 2.4 classifica os principais tipos de dinamómetros existentes.

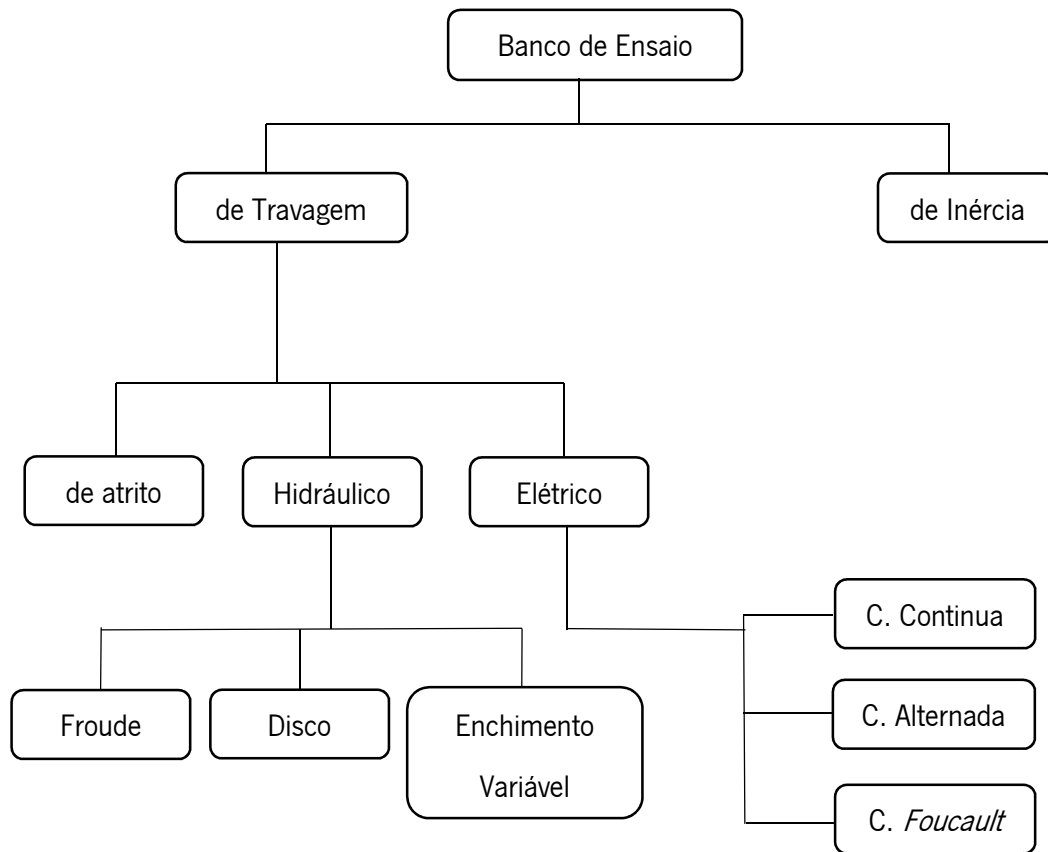


Figura 2.4 Classificação dos Dinamómetros.

### 2.2.1 Dinamómetros de atrito

O dinamómetro de atrito, também conhecido por freio de *Prony*, encontra-se em desuso, tendo sido dos primeiros tipos de dinamómetro a ser construído. Estes dinamómetros são úteis para aplicações de baixa velocidade e contém a particularidade de poderem desenvolver o binário máximo desde a velocidade inicial [1] [2] [3] [4].

São constituídos por maxilas reguláveis que travam o motor, existindo ainda um braço de um dado comprimento  $L$ , em que na sua extremidade se encontra um dinamómetro que indica a carga aplicada no ponto B, como é ilustrado na Figura 2.5.

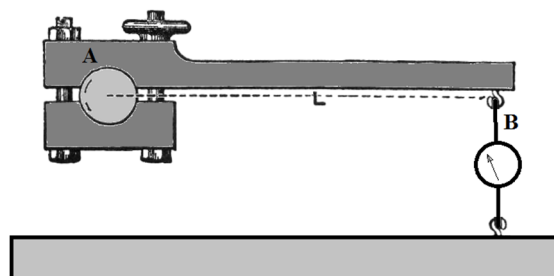


Figura 2.5 Dinamómetro de atrito (baseado em [4])

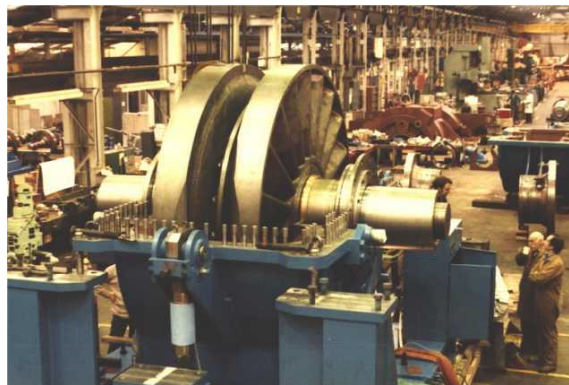
No teste de motores com este tipo de dinamómetros é necessário que o motor se encontre a uma velocidade de rotação uniforme, sendo a medição do binário realizada através do produto da carga medida em B com o braço L [4].

## 2.2.2 Dinamómetros Hidráulicos

Apesar de existirem vários tipos de dinamómetros hidráulicos, todos funcionam pelo mesmo princípio, ou seja, à exceção dos dinamómetros de disco, o eixo faz com que o rotor mova água para compartimentos situados no estator. Este processo retira binário ao eixo, mas como o estator permanece parado, essa energia é dissipada na forma de calor [1] [2] [3] [7].

### 2.2.2.1 Froude (Enchimento constante)

Neste tipo de dinamómetro hidráulico (Figura 2.6) o binário varia através de inserção ou retirada de placas finas que bloqueiam a ligação entre rotor e estator controlando assim o grau de desenvolvimento dos vórtices que travam o motor [1] [2] [7] .



*Figura 2.6 Dinamómetro tipo Froude [10].*

### 2.2.2.2 Enchimento Variável

Neste dinamómetro o binário absorvido é regulado variando o caudal de água em circulação no interior do dinamómetro e isto é alcançado através de uma válvula, normalmente na saída da água, estando relacionado com sistemas de controlo de complexidade variável. A vantagem particular deste dinamómetro é que o binário pode ser variado mais rapidamente do que o do tipo Froude. Este tipo de dinamómetros (Figura 2.7) encontra-se na família dos maiores dinamómetros jamais feitos, com rotores de diâmetro em torno de cinco metros. Para uma resposta rápida destes dinamómetros é necessário dispor de água suficiente de forma a encher o invólucro rapidamente [2].

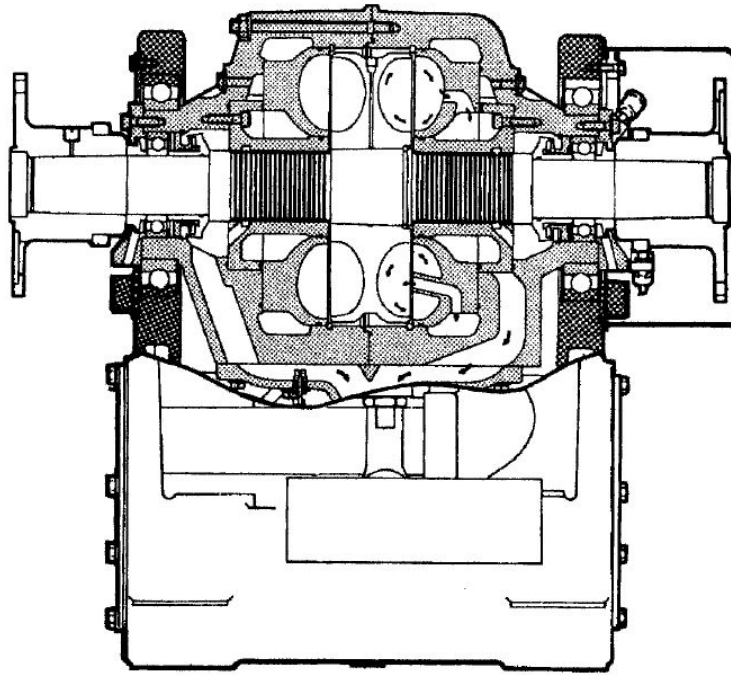


Figura 2.7 Dinamómetro hidráulico de enchimento variável [2].

#### 2.2.2.3 Disco

Estes dinamómetros consistem num ou mais discos planos situados entre as placas de estator, com uma folga relativamente pequena. A energia é absorvida por tensões de corte na água e o binário é controlado como nos dinamómetros hidráulicos de enchimento variável. Este tipo de dinamómetro não funciona bem para baixas rotações, não sendo frequentemente utilizado [1] [2].

#### 2.2.2.4 Curvas característica dos dinamómetros hidráulicos

Como se pode observar na Figura 2.8 (a), neste tipo de dinamómetros o binário resistente reduz-se exponencialmente com a redução da velocidade (a), por esta razão, é frequente que não seja possível utiliza-lo para caracterizar motores nas baixas gamas de velocidade. Na restante gama de velocidades, como se pode observar pela Figura 2.8 (b), estes estão fisicamente limitados a uma dada potência máxima e velocidade máximas, independentemente do regime [2].

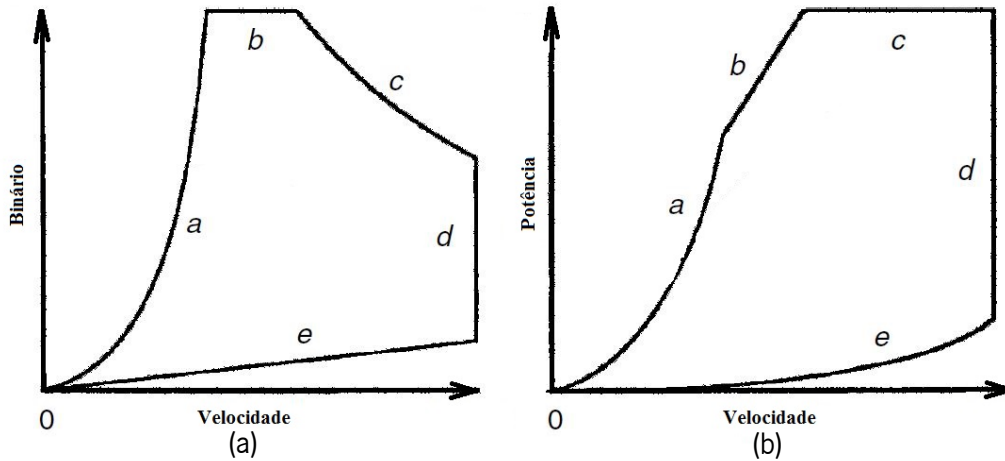


Figura 2.8 Gama de funcionamento típica dos dinamómetros Hidráulicos (baseado em [2]).

### 2.2.3 Dinamómetros elétricos

Existem vários géneros de dinamómetros elétricos e em todos eles a energia absorvida é transformada em energia elétrica, com a exceção do de correntes *Foucault*. Esta energia pode ser retirada do freio como eletricidade ou na forma de calor através de perdas eletromagnéticas (correntes de *Foucault*) [1].

#### 2.2.3.1 Corrente alternada (CA)

Os dinamómetros de corrente alternada (Figura 2.9) podem ser constituídos por motores assíncronos ou síncronos. Estes partilham as mesmas vantagens que os de corrente contínua (descritos mais à frente) [1].



Figura 2.9 Motor Corrente Alternada.

Estes motores **assíncronos** consistem essencialmente num motor de indução com rotor em gaiola de esquilo, sendo a velocidade controlada pela variação da frequência de alimentação. Estes



motores em gaiola de esquilo têm uma inércia de rotação mais baixa do que a dos motores de corrente contínua da mesma potência, sendo por isso capazes de um melhor desempenho em regimes transientes [2].

Por outro lado, os motores **síncronos** necessitam de um controlo mais elaborado, mas permitem um maior controlo em funcionamento, sendo capazes de um desempenho dinâmico superior devido à sua inércia mais baixa que a dos assíncronos [2].

### 2.2.3.2 Corrente contínua (CC)

Este tipo de dinamómetro consiste num motor de corrente contínua (Figura 2.10) que funciona como gerador, sendo controlado eletronicamente. As diferenças mais significativas entre o dinamómetro de corrente contínua e alternada são: necessidade de um sistema eletrónico mais complexo e elevado volume, peso e custo. Por estes motivos a sua substituição por sistemas de corrente alternada é quase inevitável [1] [2] [7].



Figura 2.10 Motor de Corrente Contínua [11].

### 2.2.3.3 Correntes de Foucault (Correntes de Eddy)

O princípio de funcionamento de um dinamómetro de correntes de *Foucault* está intrinsecamente ligado ao fenómeno de geração de correntes elétricas parasitas no interior de massas metálicas condutoras, imergidas em campos magnéticos variáveis, denominadas por correntes de *Foucault* [7] [12].

Pode-se observar na Figura 2.11 o princípio de funcionamento de um dinamómetro de correntes de *Foucault*. quando o eletroímã é alimentado por uma corrente elétrica, induz um campo magnético em redor do disco metálico. Este campo gera as correntes de *Foucault* no disco

e estas correntes geram campos magnéticos opostos aos primeiros induzidos, que por sua vez travam o sistema [7].

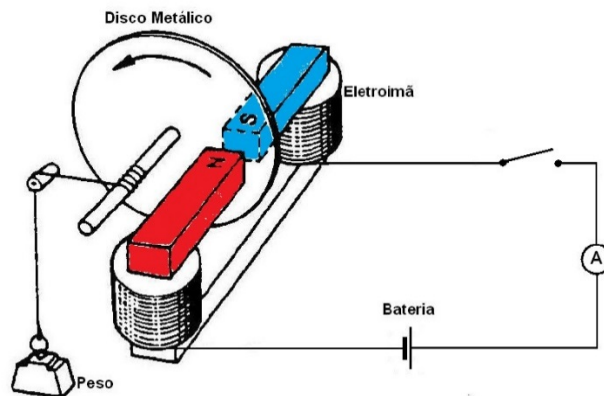


Figura 2.11 Princípio de funcionamento dinamómetro de correntes Foucault (baseado em [12]).

Nestes dinamómetros a potência transmitida do motor para o veio é convertida em calor, devido ao efeito do campo electro magnético produzido e ao efeito de Joule. Na Figura 2.12 pode ser observado um dinamómetro como travão eléctrico de correntes de *Foucault* do fabricante americano Telma. Este tipo de freio (Figura 2.12) é usado em veículos pesados pois consegue gerar elevado binário mesmo a baixas rotações, adaptando-se na perfeição à travagem dos veículos pesados.



Figura 2.12 Dinamómetro de Correntes Foucault da Telma [13].

#### 2.2.3.4 Curvas características dos dinamómetros elétricos (AC e CC)

Estes tipos de dinamómetros são conhecidos por possuírem uma fase de binário sensivelmente constante (a) e uma fase de potência máxima aproximadamente constante (b) (Figura 2.13).

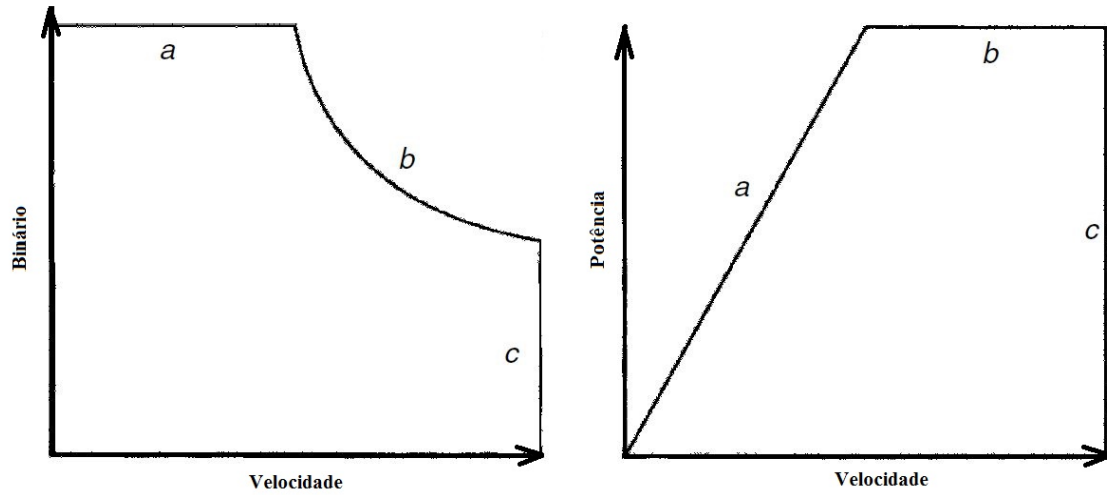


Figura 2.13 Curvas características dos dinamômetros elétricos (baseado em [2]).

### 2.2.3.5 Curvas características dos dinamômetros de Correntes de *Foucault*

As curvas características deste tipo de dinamômetro são muito semelhantes às dos elétricos, principalmente nas de potência (Figura 2.14). Em relação às curvas de binário, não permitem o teste a velocidades muito baixas ou binários muito baixos.

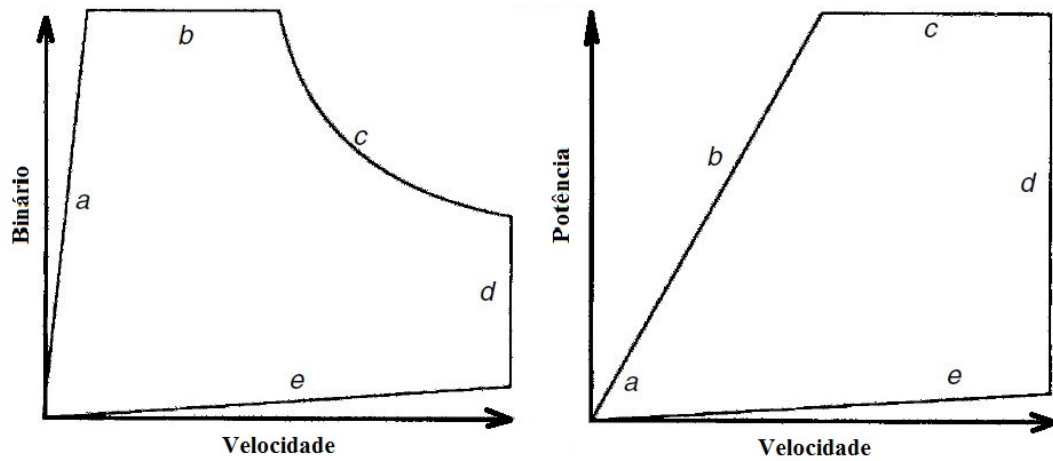
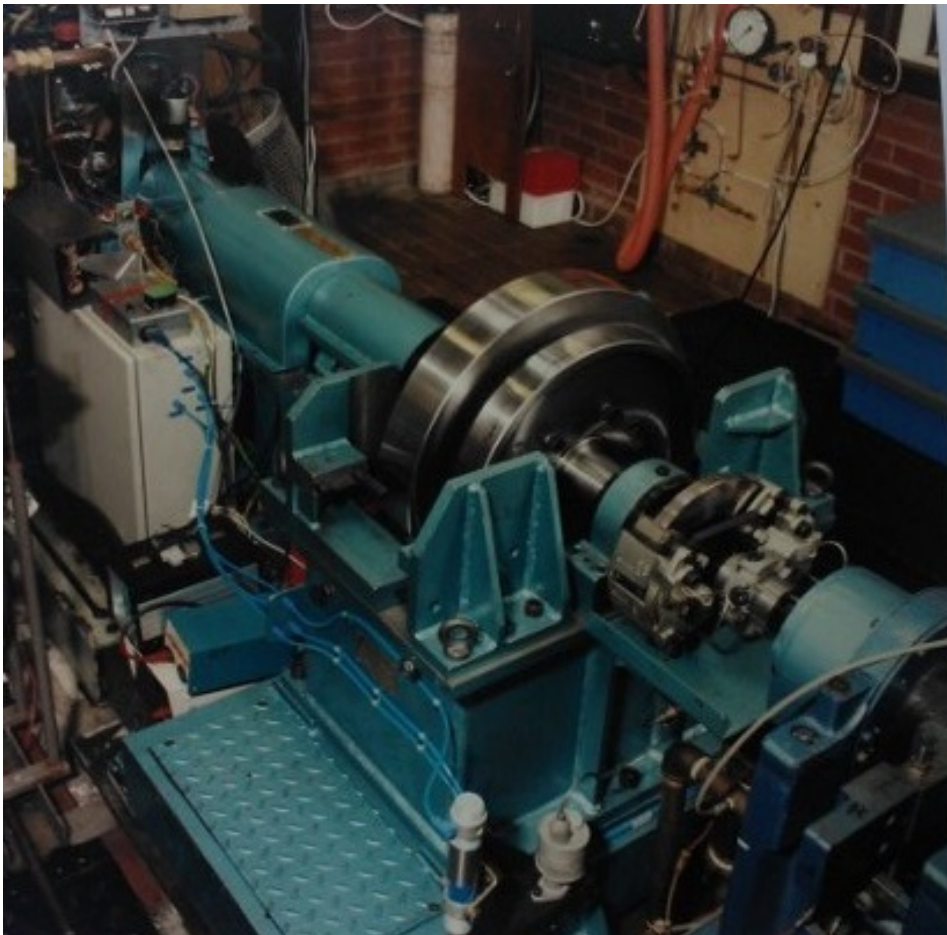


Figura 2.14 Curvas características dos dinamômetros de correntes de Foucault (baseado em [2]).

#### 2.2.4 Dinamómetro de Inércia

Este dinamómetro baseia-se no uso de massas cilíndricas coaxiais com o veio que são forçadas a rodar e a acelerar pelo motor a testar, podendo este estar acoplado diretamente ou através de um mecanismo redutor. Estas massas são projetadas para possuírem um inércia equivalente à do veículo que se pretende testar. Este dinamómetro é ideal para simular acelerações e travagens regenerativas, é fácil de usar e não necessita de controlo nem de arrefecimento, proporcionando resultados em poucos segundos. Quando o motor é acoplado diretamente ao dinamómetro, é apenas necessário saber a inércia dos objetos em rotação, porém quando se usa um dinamómetro acoplado com engrenagens ou pela(s) roda(s) do(s) veículo(s) torna-se necessário medir a inércia das engrenagens e/ou da(s) roda(s) e transmissão do veículos. Na Figura 2.15 é apresentado um exemplo de um dinamómetro de inércia [1] [2].



*Figura 2.15 Dinamómetro de Inércia [14].*

Esta forma de acumular energia é também usada em máquinas industriais como por exemplo a prensa mecânica, como se pode observar na Figura 2.16.



Figura 2.16 Prensa mecânica [15].

Pode ser calculada a energia cinética ( $E_c$ ) acumulada através da equação 3:

$$E_c = \frac{1}{2} \times I \times \omega^2 \quad (3)$$

Em que:

$E_c$  - energia cinética [J];

$I$  - momento de inércia relativa ao eixo de rotação x [kg.m<sup>2</sup>];

$\omega$  - velocidade angular [rad/s<sup>2</sup>].

O binário resistente ( $B_r$ ) pode ser calculado através da equação 4.

$$B_r = I \times \alpha \quad (4)$$

Em que:

$B_r$  - binário resistente [Nm];

$I$  - momento de inércia relativa ao eixo de rotação [kg.m<sup>2</sup>];

$\alpha$  - aceleração angular [rad/s<sup>2</sup>].

Este binário resistente não é mais do que o binário que se opõe ao movimento em caso de aceleração, o que pode ser explicado pela segunda Lei de Newton.

Nestes dinamómetros a potência pode ser calculada pela equação 1, sendo o produto do binário resistente pela velocidade angular nesse mesmo instante.

### 2.2.5 Comparação entre Dinamómetros

Na tabela 1 encontram-se representadas as vantagens e desvantagens dos vários tipos de dinamómetros [1] [2].

Tabela 2-1 Comparação dos Dinamómetros

Tipo	Vantagens	Desvantagens
Inércia	Barato, obtenção rápida de curvas de binário e potência, não necessita de arrefecimento.	Apenas serve para medição de curvas de binário e potência.
Hidráulico tipo <i>Froude</i>	Robusto, tolerante a sobrecargas.	Antiquado, resposta lenta, controlo de carga deficiente.
Hidráulico de enchimento variável	Rápida resposta, robusto, tolerante a sobrecargas, possível automação do controlo.	Problemas de cavitação e corrosão.
Hidráulico de disco	Indicado para velocidades elevadas.	Mau funcionamento em velocidades baixas.
Corrente contínua	Rápida resposta, fácil controlo eletrónico, serve como motor, não necessita de arrefecimento.	Custo elevado, inércia elevada.
Corrente alternada	As mesmas que o de corrente contínua e baixa inércia.	Custo elevado.
Correntes de <i>Foucault</i>	Robusto, rápida resposta, fácil controlo eletrónico, baixa inércia.	Sensível a má refrigeração e a sobrecargas, não funciona como motor.
Fricção	Barato, fornecem binário máximo desde a velocidade inicial.	Elevado desgaste, só aplicável em baixas velocidades.

### 2.2.6 Quadrantes de funcionamento do Dinamómetro

Na Figura 2.17 são ilustrados os possíveis quadrantes de funcionamento de um dinamómetro, tendo em conta quais se deve operar para absorver ou desenvolver binário e o respetivo sentido de rotação: na horizontal, à esquerda roda no sentido anti-horário e à direita no sentido horário; na vertical, em cima o freio absorve binário enquanto em baixo o freio funciona como motor fornecendo binário [2].

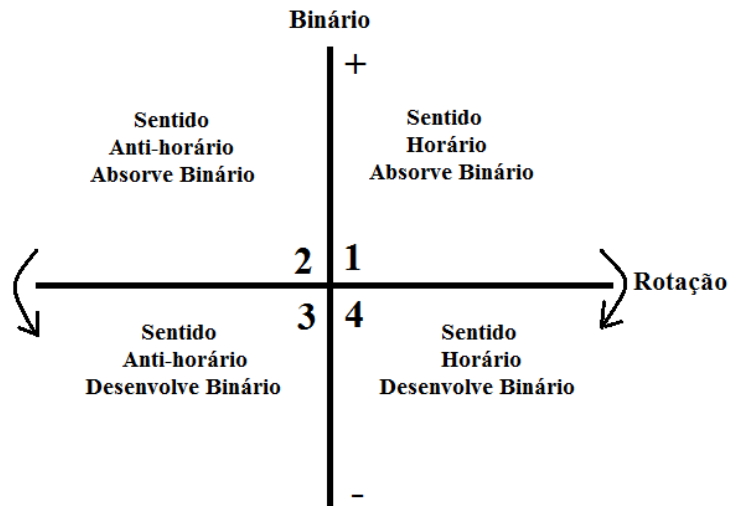


Figura 2.17 Quadrantes de funcionamento (baseado em [2]).

Na Tabela 2-2 descrevem-se em que quadrantes operam os dinamômetros [2].

Tabela 2-2 Dinamômetros e os seus quadrantes de funcionamento.

Tipo de Dinamómetro	Quadrante
Hidráulico Froude	1 ou 2
Hidráulico enchimento variável	1 ou 2
Hidráulico de disco	1 e 2
Elétrico CC	1,2,3,4
Elétrico AC	1,2,3,4
Correntes de Foucault	1 e 2
Fricção	1 e 2

## 2.3 Tipos de Testes

Existem diferentes formas de avaliar um motor, sendo as mais comuns:

- Teste a velocidade constante;
- Teste a Binário constante;
- Relação binário/velocidade;
- Teste de aceleração;
- Ciclos de condução.

### **2.3.1 Teste a velocidade constante**

Neste tipo de teste o motor é mantido à velocidade pretendida de forma a medir o binário para diferentes cargas (posições do acelerador). O motor é mantido numa dada posição do acelerador, sendo aplicada uma carga no dinamómetro até que a rotação do motor estabilize na velocidade pretendida. Quando o valor da velocidade pretendida é atingido, realizam-se as medições pretendidas tais como, o valor do binário, o consumo de combustível e a estequiometria da mistura. De seguida, a posição do acelerador é alterada e realizam-se novas medições aos mesmos parâmetros. Este tipo de teste torna-se vantajoso para a medição de rendimentos em regimes específicos e criação de mapas.

### **2.3.2 Teste a binário constante**

Nesta forma de teste o binário é mantido constante sendo variada a velocidade do motor para diferentes cargas e, à semelhança do teste a velocidade constante, o acelerador do motor vai sendo alterado resultando em velocidades diferentes. Torna-se assim possível avaliar os motores e medir as suas curvas características.

### **2.3.3 Relação binário velocidade**

Neste tipo de teste a alteração da posição do acelerador faz variar simultaneamente a velocidade do motor e o seu binário resistente.

### **2.3.4 Teste de aceleração**

O teste de aceleração é realizado em transiente (em aumento de velocidade), permitindo medir as curvas características dos motores em menor tempo. É realizado normalmente com o acelerador ao máximo e a velocidade do motor varia do valor mínimo ao máximo. Estes tipos de teste são realizados preferencialmente em dinamómetros de inércia pois não necessitam de controlo, mas é também possível realizar este tipo de teste com outros tipos de dinamómetros, nomeadamente os elétricos, porém o seu controlo é muito complexo. Estes testes são habitualmente realizados quando existem modificações dos motores (alteração dos mapas da Centralina) e ainda em motores de veículos de competição.



### 2.3.5 Ciclos de condução

Este teste baseia-se num circuito de condução onde o seu percurso é descrito por um gráfico velocidade/tempo. Este percurso pode ser uma pista de competição, um ciclo normalizado ou até um percurso conhecido onde se pretenda otimizar o motor de forma a avaliar as suas prestações.

Os ciclos de condução normalizados mais conhecidos são [16]:

- Circuitos de Condução Europeus (EDC – “*European Driving Cycle*”);
- Circuitos de Condução dos EUA (USDC – “*United States Driving Cycle*”);
- Circuitos de Condução Japoneses (JDC – “*Japanese Driving Cycle*”);

#### 2.3.5.1 Circuitos de Condução Europeus (EDC)

Os principais ciclos de condução europeus são [17]: NEDC; ECE 15; EUDCL; EUDC; ARTEMIS; HYZEM.

O **NEDC** (Figura 2.18) é usado como ciclo de referência para homologação de veículos que precisem de cumprir a norma Euro 6 na Europa. Este ciclo de condução é constituído por um ciclo urbano denominado ECE e por um ciclo extraurbano, EUDC.

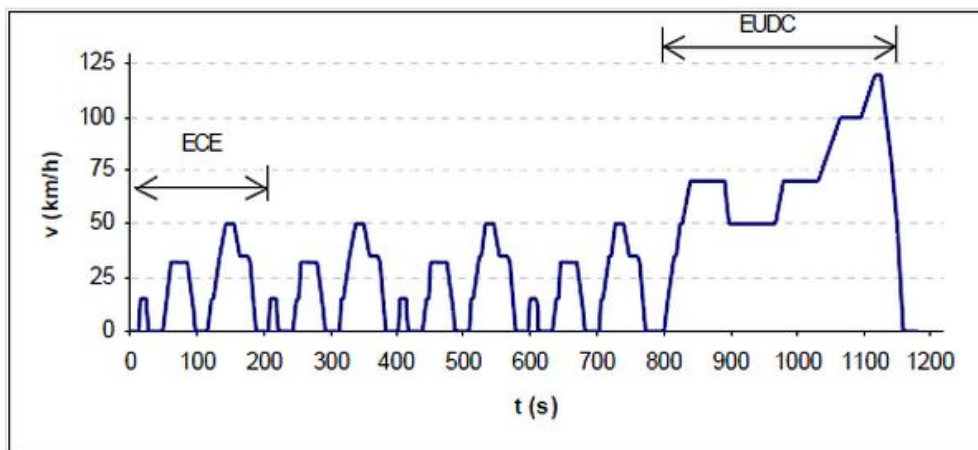


Figura 2.18 Ciclo de Condução NEDC.

As suas principais características são:

- Distância: 11023 m;
- Duração: 1180 s;
- Velocidade média: 33.6 km/h.

### 2.3.5.2 Circuitos de Condução dos EUA (USDC)

Os ciclos americanos são: FTP 72, SFUDS, TIP 75, HFEDS ou HWFET, IM 240, LA 92, NYCC e US 06.

O US 06 (Figura 2.19) é considerado um ciclo agressivo, pois foi desenvolvido para representar uma condução com cargas de motor elevadas [16].

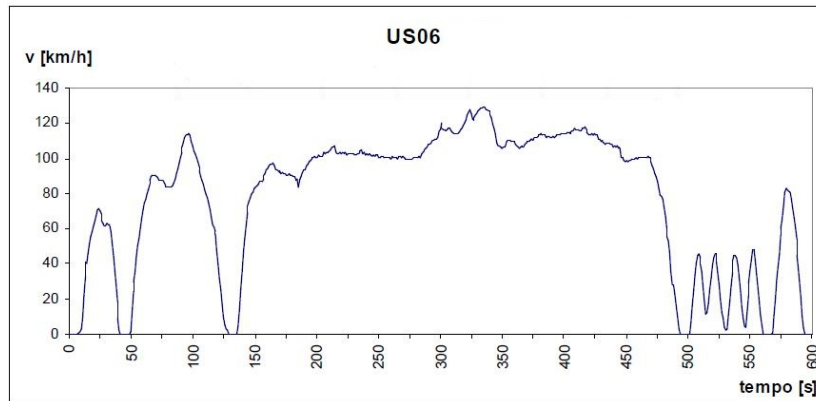


Figura 2.19 Ciclo de condução dos EUA (US 06) [16].

### 2.3.5.3 Circuitos de Condução Japanese (JDC)

Estes ciclos de condução pertencem ao tipo de ciclos teóricos. Constituídos por um ciclo urbano (10 *Mode*), um ciclo extra-urbano (15 *Mode*) e por um ciclo combinado que se inicia com o ciclo 15 *Mode*, seguido de três ciclos 10 *Mode* e termina novamente com um ciclo 15 *Mode*, designando-se este por 10-15 *Mode* () [16].

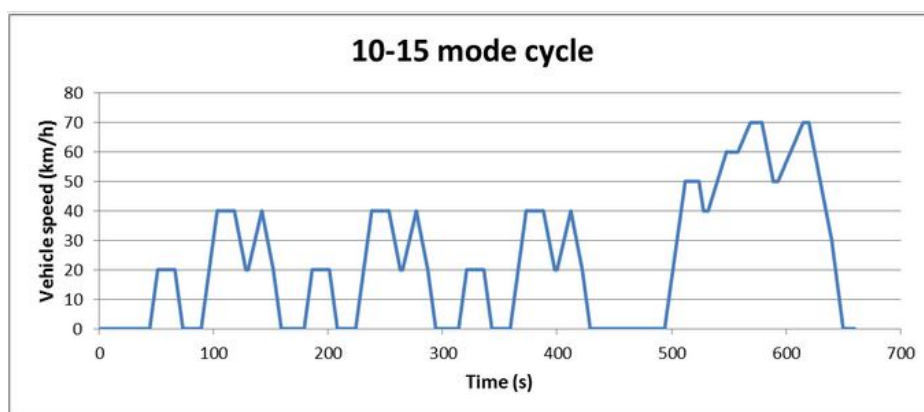


Figura 2.20 Ciclo condução 10-15 Mode [17].

## **Banco de Inércia**



### 3. Banco de Inércia

A *Shell Eco-marathon* desafia equipas de estudantes de todo o mundo para projetar, construir e testar veículos eficientes em termos energéticos, com eventos anuais nos Estados Unidos, Europa e Ásia. As equipas vencedoras são as que percorrem mais quilómetros usando a menor quantidade de energia. Esta competição é realizada desde 1939, quando os funcionários da *Shell Oil Company*, nos Estados Unidos, fizeram uma aposta amigável sobre quem poderia viajar mais longe com a mesma quantidade de combustível. Desde então, esta competição expandiu-se para o continente Europeu e Asiático e inclui todos os tipos de energia, que variam desde o biocombustível à energia elétrica [18].

O Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Minho participa neste projeto desde 2006 e construiu o veículo protótipo *EconomicUM* (Figura 3.1). O recorde atual foi estabelecido em 2009, em *Rockingham*, Inglaterra, com a marca de 1565 km/L, com um motor de quatro tempos de uma *Honda Today* que foi bastante modificado no sentido de aumentar a sua eficiência energética. O *EconomicUM* é um veículo aerodinâmico de três rodas com 70 cm de altura e um chassi fabricado em fibra de carbono [19].



Figura 3.1 Veículo *EconomicUM*.

No desenvolvimento e melhoria deste motor torna-se necessário medir as suas prestações várias vezes. O banco de ensaios existente no Departamento era demasiado pesado e não permitia o seu transporte para as provas. pelo que foi necessário desenhar e construir um banco de ensaios leve, portátil, de funcionamento simples e com o menor custo possível. Uma vez que o motor é apenas usado em acelerações, o dinamómetro de inércia mostrou-se como o mais indicado para esta aplicação. Nos subcapítulos seguintes é descrito o desenho, desenvolvimento e construção deste banco de ensaios.

### 3.1 Cálculos

Visto que é fundamental manter o custo da bancada o mais baixo possível, é usada uma roda de uma massa considerável existente no Laboratório de Maquinas Térmicas (Figura 3.2). Devido à complexidade do formato da roda, o cálculo do seu momento de inércia ( $I$ ) foi efetuado através da ferramenta CAD (*SolidWorks*); na Figura 3.2e, na Figura 3.3, o valor do seu momento de inércia calculado pelo *SolidWorks*.



Figura 3.2 Roda de inércia e roda de inércia em desenho CAD 3D.

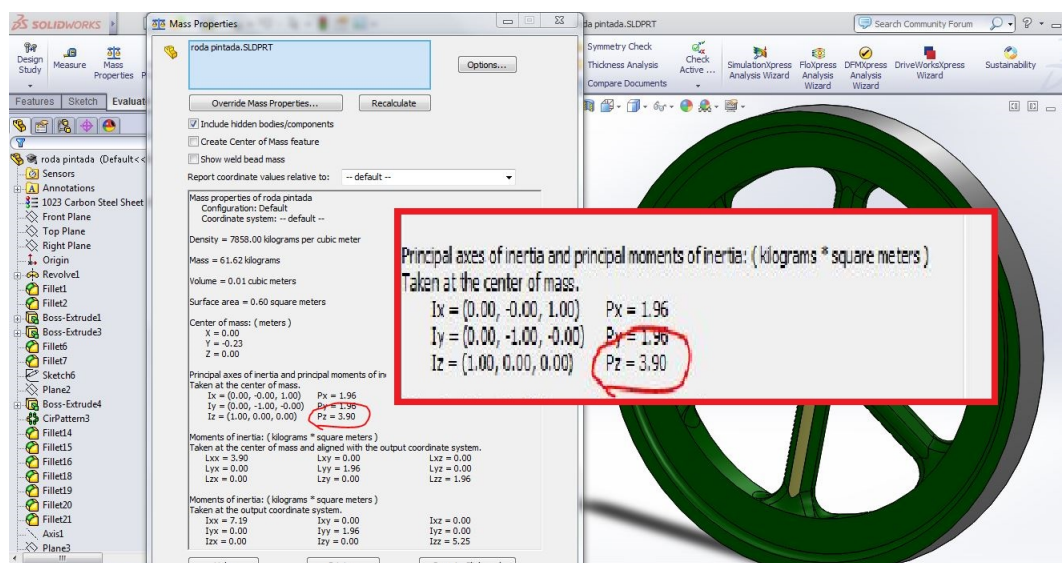


Figura 3.3 Cálculo do momento de inércia das rodas.

O valor obtido através da ferramenta CAD (*SolidWorks*) para o momento de inércia ( $I$ ) foi de  $3.90 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ .

### 3.1.1 Cálculo da relação de transmissão e raio do rolo

O banco de ensaios que se pretende construir é do tipo chassis, sendo por isso necessário calcular o rolo que neste caso, é o responsável pela transmissão de potência entre a roda do carro e a roda de inércia. Na Figura 3.4 está representado o esquema de transmissão desde o motor até à roda de inércia.

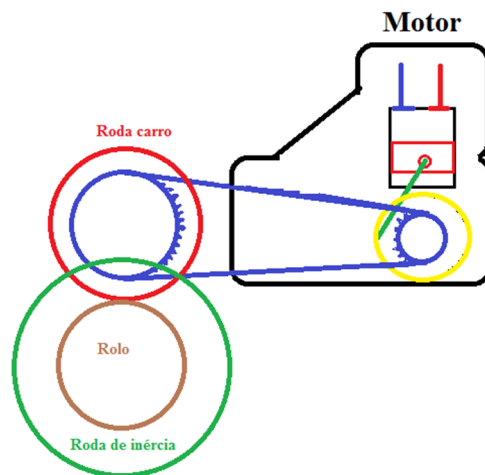


Figura 3.4 Esquema da Bancada de inércia.

De seguida foi necessário calcular a relação de transmissão entre a roda do carro e rolo visto que o rolo e a roda de inércia partilham o mesmo eixo. Para encontrar este diâmetro calculou-se a energia cinética que o EconomicUM tem na sua velocidade máxima (40 km/h) e a partir desse valor, calcular a velocidade angular (rad/s) que a roda de inércia terá de atingir para conter a mesma energia armazenada, neste caso energia cinética de rotação. Para efetuar estes cálculos foram usadas as equações 5 e 6:

$$E_c = \frac{1}{2} \times m \times v_{EUM}^2 \quad (5)$$

$$E_c = \frac{1}{2} \times I \times \omega_{ri}^2 \quad (6)$$

Manipulando a equação 6, obtemos:

$$\omega_{ri} = \sqrt{\frac{E_c}{\frac{1}{2} \times I}} \quad (7)$$

Em que:

$E_c$  – energia cinética [J];

$m$  – massa do EconomicUM com piloto [kg];

$v_{EUM}$  – velocidade linear do EconomicUM [m/s];

$I$  – momento de inércia da roda de inércia [kgm<sup>2</sup>];

$\omega_{ri}$  – velocidade angular roda de inércia [rad/s].

Na Tabela 3-1 encontram-se os todos os parâmetros de entrada necessários para a realização do cálculo da velocidade angular das rodas de inércia ( $\omega$ ) e na Tabela 3-2, os valores obtidos.

Tabela 3-1 Valores dos parâmetros de entrada.

Parâmetro	Valor	Unidade
m	100	[kg]
$V_{EUM}$	40/11.1	[km/h]/[m/s]
I	3.90	[kg.m <sup>2</sup> ]

Tabela 3-2 Valores obtidos para cálculo da velocidade angular das rodas de inércia ( $\omega$ ).

Parâmetro	Valor	Unidade
$E_c$	6172.8	[J]
$\omega_{ri}$	56.3/537	[rad/s]/[rpm]

Depois de definir a velocidade angular [ $\omega_{ri}$ ] que a roda de inércia terá que ter para equivaler à inércia do veículo quando este se encontra na sua velocidade máxima, é necessário calcular a velocidade angular da roda do EconomicUM [ $\omega_{rEUM}$ ] na sua velocidade máxima. Sabendo estas duas velocidades e dividindo uma pela outra, obtemos o valor da relação de transmissão [ $i_{rumri}$ ].

O valor do raio do rolo [ $r_{rolo}$ ] é a divisão do raio da roda do EconomicUM [ $r_{rEUM}$ ] pela relação de transmissão [ $i_{rumri}$ ], como se observa nas equações 8, 9 e 10.

$$\omega_{rEUM} = \frac{v_{EUM}}{r_{rEUM}} \quad (8)$$



$$\dot{i}_{rumri} = \frac{\omega_{ri}}{\omega_{rEUM}} \quad (9)$$

$$r_{rolo} = \frac{r_{rEUM}}{\dot{i}_{rumri}} \quad (10)$$

Na tabela 3-3 observam-se os valores a que correspondem os parâmetros necessários para o uso das equações 8, 9 e 10:

Tabela 3-3 Parâmetros de entrada para o cálculo do raio do rolo.

Parâmetro	Valor	Unidade
$r_{rEUM}$	0.254	[m]
$V_{EUM}$	40.0/11.1	[km/h]/[m/s]
$\omega_{ri}$	56.3/537.3	[rad/s]/[rpm]

Na tabela 3-4 encontram-se os valores obtidos pelo uso das equações 8, 9 e 10:

Tabela 3-4 Valores obtidos para cálculo do raio do rolo.

Parâmetro	Valor	Unidade
$\omega_{rEUM}$	43.8/417.7	[rad/s]/[rpm]
$\dot{i}_{rumri}$	1.29	
$r_{rolo}$	0.197	[m]

Uma vez obtido o valor do raio do rolo, é possível desenhar o banco de ensaios visto que todos os seus componentes encontram-se agora definidos.

### 3.2 Desenho CAD

A ferramenta CAD usada para desenhar todos os componentes deste banco de ensaios foi o *SolidWorks*; neste banco de ensaios os cinco componentes principais são:

- Estrutura;
- Rolo;
- Roda de inércia;
- Veios;
- Chumaceiras.

O banco de ensaios foi construído de forma a adaptar-se ao carro de transporte do EconomicUM (Figura 3.5), como referido anteriormente.



Figura 3.5 Carro de transporte do EconomicUM.

A estrutura do banco de ensaios será apoiada no carro de transporte e no piso que se encontra, e visto que o carro de transporte contém rodas que permitem o seu deslocamento, é essencial que o banco de ensaios também as possua para se deslocar com o EconomicUM. Na Figura 3.6 é apresentado o esquema básico do banco de ensaios.

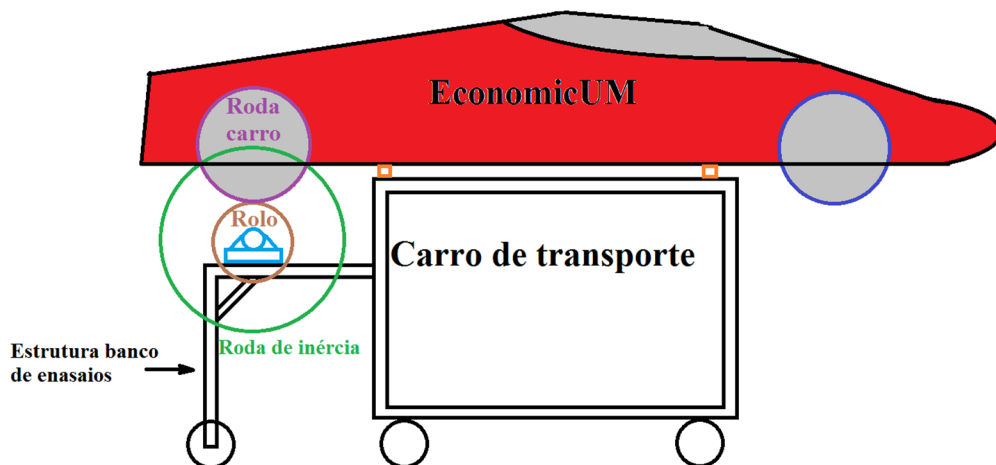


Figura 3.6 Esquema do banco de ensaios.

### 3.2.1 Estrutura

A escolha do perfil usado deve-se ao critério de menor custo possível, dado que este tubo já se encontrava nas oficinas do Departamento.

Na Figura 3.7 encontra-se o desenho da estrutura em *SolidWorks* e em anexo A, o desenho técnico para uma análise mais detalhada.



*Figura 3.7 Desenho CAD da estrutura.*

### **3.2.2 Rolo**

O rolo é uma roda de madeira, de modo a aumentar o atrito entre o rolo e a roda, cujo diâmetro foi calculado anteriormente, sendo este o responsável pela transmissão de movimento entre a roda do carro e a roda de inércia. Na Figura 3.8 é ilustrado o seu desenho CAD e em anexo A encontra-se o desenho técnico para mais especificações.



*Figura 3.8 Rolo.*

### **3.2.3 Roda de inércia**

A roda de inércia (Figura 3.2) foi descrita no capítulo 3.1 e encontra-se em anexo A o seu desenho técnico.

### 3.2.4 Veio

O veio da Figura 3.9 é o componente responsável pela união entre o rolo e a roda de inércia, encontrando-se em anexo A a todas as suas dimensões no desenho técnico.

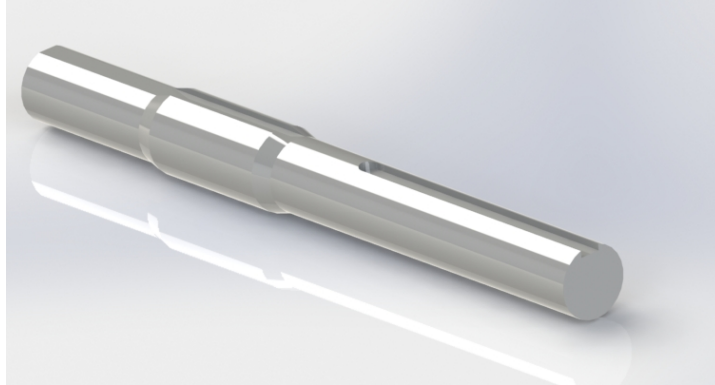


Figura 3.9 Veio.

### 3.3 Construção

A construção do banco de ensaios foi realizada no departamento de Engenharia Mecânica, e é possível observar as duas fotos do conjunto.



Figura 3.10 Foto de conjunto.

### 3.4 Testes no banco

Como referido previamente, a bancada foi construída com a finalidade de realizar testes no laboratório assim como no exterior; na Figura 3.11 é possível visualizar, respetivamente, os testes

no laboratório e na *paddock* em prova. Os testes ao motor do EconomicUM são realizados desde que o motor está desligado até atingir a sua velocidade máxima, sendo medido o combustível consumido na aceleração e a sua duração. Com os estes parâmetros é possível medir o rendimento global do sistema (através da medição da força na roda) durante a aceleração.



Figura 3.11 Testes na bancada.

Os testes no banco de ensaios têm como principal objetivo otimizar o carro de forma a obter o maior partido possível do seu motor. Estes testes são réplicas do que acontece em prova, contudo não é possível contabilizar todos os fatores que atuam no carro, por isso, o objetivo destes testes é fornecer parâmetros para levar a cabo simulações do veículo em pista. Nomeadamente é medida a força média de várias acelerações e o rendimento global do sistema para uma aceleração típica.

### 3.4.1 Simulação numérica

Na simulação numérica é representada a aceleração do EconomicUM dos 0 aos 40km/h, sendo contabilizadas as perdas aerodinâmicas e o atrito de rolamento dos pneus e dos rolamentos permitindo assim uma melhor aproximação à realidade. As equações usadas para os cálculos na simulação foram [20]:

$$F_{aer} = \frac{1}{2} \times C_d \times \rho \times A_f \times v^2 \quad (11)$$

$$v_1 = v_0 \times a_0(t_1 - t_0) \quad (12)$$

$$a_0 = \frac{F_m - F_{aer} - F_{a.p} - F_{a.r}}{m} \quad (13)$$

$$F_{a.p} = \mu_p \times g \times m \quad (14)$$

$$F_{a.r} = \mu_r \times g \times m \quad (15)$$

Em que:

$F_{aer}$ : força aerodinâmica [N];

$C_d$ : coeficiente de descarga;

$\rho$ : massa volúmica [kg/m<sup>3</sup>];

$A_f$ : área frontal [m<sup>2</sup>];

$v$ : velocidade linear [m/s];

$a$ : aceleração linear [m/s<sup>2</sup>];

$t$ : tempo [s];

$F_m$ : força do motor [N];

$F_{a.p}$ : força de atrito de rolamento dos pneus [N];

$F_{a.r}$ : força de atrito dos rolamentos [N];

$\mu_p$ : coeficiente de atrito de rolamento dos pneus;

$m$ : massa do carro [kg];

$g$ : aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>]

$\mu_r$ : coeficiente de atrito de rolamento dos rolamentos.

Tabela 3-5 Valores de coeficientes de atrito usados na modelação.

Parâmetro	Valor	Unidade
Coeficiente de atrito de rolamentos dos pneus	0.0014	-
coeficiente de atrito de rolamento dos rolamentos	0.002	-

Manipulando as equações anteriores e iterando-as em ordem ao tempo obtemos o resultado da Figura 3.12 onde se pode observar que o EconomicUM deverá em prova demorar 13.2 s dos 0 aos 40 km/h:

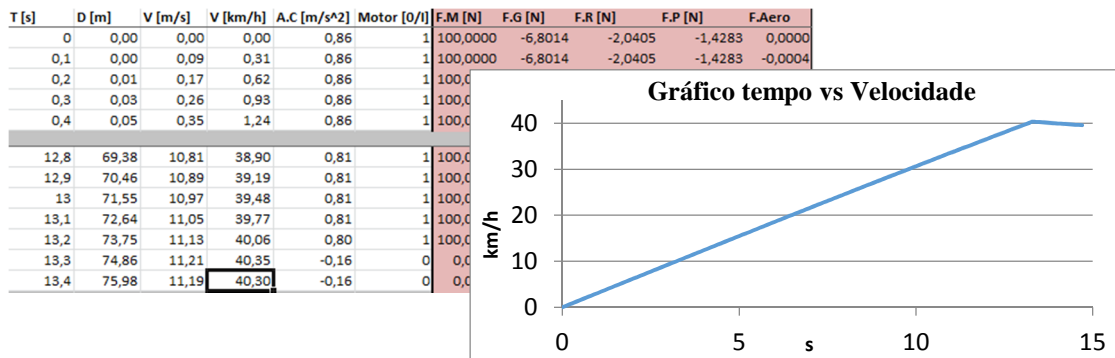


Figura 3.12 Resultados da simulação numérica.

### 3.4.2 Aceleração em dinamómetro de inércia

A aceleração no dinamómetro de inércia consiste em fazer o carro girar as rodas de inércia com o carro acoplado ao rolo do dinamómetro. O motor é ligado e é medido o tempo que este leva a realizar a aceleração. No vídeo [21] é realizado um teste do EconomicUM em que a aceleração é efetuada em treze segundos, sendo a contagem deste tempo através da duração que o motor se encontra ligado; na visualização do vídeo [21] o motor encontra-se ligado dos três aos dezasseis segundos. <https://www.youtube.com/watch?v=7hfb3VR6lp8>

### 3.4.3 Aceleração em prova

Esta aceleração em prova tem como objetivo comparar com as anteriores e uma vez que esta é a aceleração real do carro em que todas as variantes são contabilizadas (atrito de rolamento, atrito aerodinâmico, ação do vento, etc), é possível visualizar no vídeo [22] que o carro acelera dos seis aos dezanove segundos perfazendo um total de treze segundos.

<https://www.youtube.com/watch?v=bDRNJMExyJY>

## 3.5 Conclusões

Observando as três acelerações podemos concluir que estas possuem tempos semelhantes:

Tabela 3-6 Resultados obtidos EconomicUM.

Tempo de aceleração na simulação numérica	13,2	s
Tempo de aceleração em dinamómetro de inércia	13	s
Tempo de aceleração em prova	13	s

Como o veículo EconomicUM tem baixas perdas de atrito, tanto de rolamento como aerodinâmicas, é possível medir a aceleração de forma precisa usando um dinamômetro de inércia e, uma vez que nesta comparação o fator mais importante é a massa do veículo, conclui-se que o dinamômetro de inércia é ideal para simular e prever resultados de acelerações.



# **Banco de testes para veículos elétricos**



## 4. Banco de testes para veículos elétricos

O veículo elétrico, mais conhecido por EV (sigla em inglês, de *Electric Vehicle*), é um veículo movido por um motor elétrico que usa energia química armazenada nas baterias, convertida em energia elétrica para alimentação do motor, sendo este responsável pela conversão da energia elétrica em mecânica [5].

Um veículo elétrico apresenta vantagens significativas em relação a um veículo convencional, como por exemplo [5]:

- emissão nula de poluentes no local;
- condução silenciosa;
- custo de utilização menor;
- possibilidade de travagem regenerativa;

E tem desvantagens tais como [5]:

- baixa autonomia;
- peso das baterias;
- tempo de carga elevado;
- custo de aquisição elevado.

Uma vez que as desvantagens dos veículos elétricos são significativas, surge a necessidade de as estudar e compreender de onde derivam e como as minimizar. Uma das formas de estudar e testar todos os componentes de um carro elétrico é submetê-los a ciclos de condução em via pública ou em circuitos privados; outra forma de testá-los é submetendo-os a vários testes num banco de ensaios, idealmente, testes que simulem ciclos completos de condução.

### 4.1 Especificações do banco

Até à data, não foi encontrado no mercado um banco de ensaios semelhante ao que foi construído nesta dissertação de mestrado, que tem como elemento inovador a conciliação de um dinamómetro elétrico com um dinamómetro de inércia e com a possibilidade de simular ciclos de condução pré-programados. Os bancos existentes são construídos de forma a testar os componentes individualmente ou testar os carros após a sua construção, não permitindo ao construtor testar o veículo elétrico antes da sua construção.

Este novo banco de ensaios tem a capacidade de testar veículos elétricos sem que estes estejam construídos, tendo o construtor desta forma a oportunidade de escolher e otimizar os componentes que pretende colocar no powertrain do veículo e testá-los em simultâneo. O construtor conseguirá ainda simular qualquer tipo de circuitos, incluindo declives íngremes. Na simulação dos circuitos, o construtor conseguirá obter uma leitura completa do que estará a suceder, tal como:

- potência que o motor debita a cada instante;
- consumo de energia nas baterias e/ou supercondensadores;
- energia disponível nas baterias e/ou supercondensadores;
- uso de baterias ou supercondensadores;
- temperatura de todos componentes;
- quantidade de energia regenerada numa travagem ou em ciclos de travagens;
- controlo de acelerações;
- etc.

Este banco foi construído com o objetivo de simular um veículo até 1000 kg, de até 100 cv de potência e rodando até uma velocidade de 120 km/h. Este banco de ensaios permitirá o desenvolvimento e inovação a construção de veículos elétricos.

## 4.2 Funcionamento do banco de testes

O banco de testes pode ser dividido em três grupos para a explicação do seu funcionamento, sendo eles (Figura 4.1): Grupo 1: motor elétrico; Grupo 2: dinamómetro; Grupo 3: rodas de inércia.

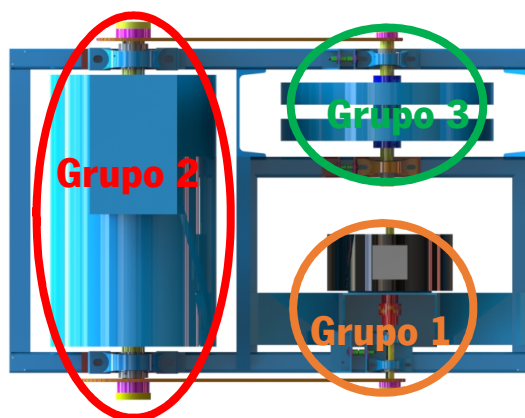


Figura 4.1 Divisão dos grupos de funcionamento.

#### **4.2.1 Grupo 1**

O grupo 1 no banco de testes está representado apenas por um motor elétrico, mas contém todos os sistemas elétricos que são necessários para que o motor funcione: as baterias, os supercondensadores, o controlador, etc. Na construção deste banco apenas foi abordada a parte mecânica:

- Motor elétrico;
- Suporte do motor elétrico;
- Chumaceiras;
- Veio de transmissão;
- União de veios;
- Pinhão;
- Chavetas;
- Parafusos, anilhas e fêmeas;
- Apoio chumaceiras/ esticador de corrente,
- Corrente de rolo.

O funcionamento do grupo 1 começa com o motor elétrico acionado através de um sistema eletrónico que lhe fornece energia elétrica e por sua vez, este motor transforma esta energia elétrica em energia mecânica. Uma vez em funcionamento o motor ativa todo o sistema que se encontra interligado por um sistema de transmissão de pinhões e correntes de rolo.

#### **4.2.2 Grupo 2**

O grupo 2 tem como componente principal o dinamómetro, que é responsável por simular ciclos de condução. O dinamómetro simula ciclos de condução através da energia que fornece ao sistema ou da energia que absorve do sistema, e esta energia que o dinamómetro terá de fornecer ou absorver é gerida pelo controlador desenvolvido especialmente para este banco de testes, no Departamento de Eletrónica Industrial (DEI) da Universidade do Minho. Se o dinamómetro fornece energia ao sistema (na forma de binário), este encontra-se a simular uma descida e dependendo da inclinação da descida, fornecerá um binário de maior ou menor intensidade. Por outro lado, se o dinamómetro estiver a absorver energia ao sistema (fazendo um binário resistente ao sistema), estará a simular uma subida. De qualquer forma, o dinamómetro estará sempre a absorver um

binário do sistema que equivale às perdas aerodinâmicas e de rolamento do veículo. O grupo 2 é ainda constituído por:

- Dinamómetro;
- Chumaceiras;
- Pinhões;
- Apoio das chumaceiras;
- Parafusos, anilhas e fêmeas;
- Corrente de rolo.

#### **4.2.3 Grupo 3**

Os componentes principais do grupo 3 são as rodas de inércia, que em conjunto com o dinamómetro elétrico do grupo 2 tornam o banco de testes inovador. As rodas de inércia ao girarem a uma dada velocidade (anteriormente calculada) simulam a massa do carro e acumulam energia que na travagem pode ser recuperada, sendo possível obter outra massa equivalente com uma relação de transmissão ( $i_{rd}$ ) diferente. Os componentes que fazem parte deste grupo são:

- Rodas de inércia;
- Chumaceiras;
- Pinhão;
- Apoio das chumaceiras;
- Parafusos, anilhas e fêmeas;
- Corrente de rolo.

### **4.3 Cálculos**

Na Figura 4.2 é possível visualizar o esquema do banco de ensaios e a disposição dos componentes principais, em que (A) é o motor elétrico que se pretende avaliar, (B) e (D) são as correntes de rolo que transmitem a o movimento entre componentes, (D) é o dinamómetro (Gerador) responsável por simular forças externas que atuam no veículo e (E) são as rodas de inércia que simulam a inércia do veículo.

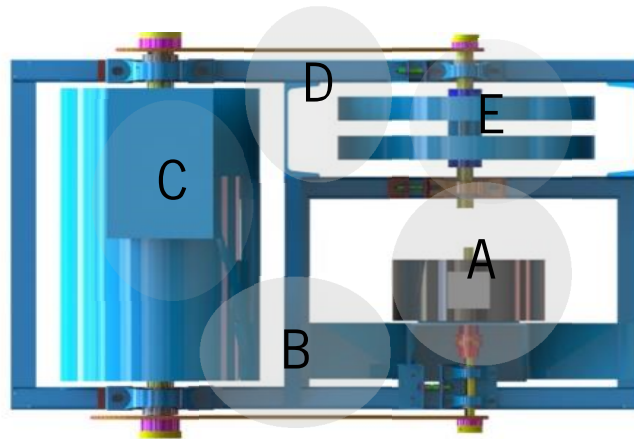


Figura 4.2 Esquema do banco de testes.

Em que:

- A – motor elétrico;
- B – corrente motor/dinamómetro;
- C – dinamómetro (gerador) elétrico;
- D – corrente dinamómetro/rodas de inércia;
- E – rodas de inércia.

#### 4.3.1 Dedução das equações para obtenção das relações de transmissão e massa equivalente do veículo

Recorrendo à cinemática é possível calcular as relações de transmissão ( $i$ ) necessárias entre os eixos para simular um veículo de 1000 kg a 120 km/h. Estas relações de transmissão são usadas para transmitir movimento entre o motor elétrico, o dinamómetro elétrico e as rodas de inércia.

Seguidamente apresentam-se as fórmulas relativas às relações de transmissão para o esquema apresentado na Figura 4.2:

$$\frac{w_r}{w_d} = \frac{r_{dr}}{r_d} = i_{rd} \quad (16)$$

$$\frac{w_m}{w_d} = \frac{r_{dm}}{r_m} = i_{dm} \quad (17)$$

$$\frac{w_r}{w_d} = \frac{r_{rd}}{r_r} \Leftrightarrow w_r = \frac{r_{dr}}{r_r} \times w_d \quad (18)$$

$$w_d = \frac{r_m}{r_{dm}} \times w_m \Leftrightarrow w_d = \frac{r_{dr}}{r_r} \times \frac{r_m}{r_{dm}} \times w_m \quad (19)$$

Em que:

- $r_r$  – raio do pinhão da roda de inércia [m];
- $r_{dm}$  – raio do pinhão do dinamómetro eléctrico na transmissão com motor [m];
- $r_{dr}$  – raio do pinhão do dinamómetro na transmissão com as rodas de inércia [m];
- $r_m$  – raio do pinhão do motor eléctrico [m];
- $w_d$  – velocidade angular do dinamómetro eléctrico [rad/s];
- $w_m$  – velocidade angular do motor eléctrico [rad/s];
- $w_r$  – velocidade angular das rodas de inércia [rad/s];
- $i_{rd}$  – relação de transmissão entre rodas de inércia e dinamómetro;
- $i_{dm}$  – relação de transmissão entre dinamómetro e motor eléctrico;

As equações 16, 17, 18 e 19 estão apresentadas relativamente à velocidade angular, mas o mesmo se aplica à aceleração angular.

Depois de definidas as equações para os cálculos das relações de transmissão, é necessário calcular o binário resistente existente em todos os eixos quando são sujeitos a mudanças de velocidade (acelerações). Torna-se necessário calcular este binário para cada componente individualmente visto que a velocidade em cada componente é diferente, havendo cinco cálculos:

- binário resistente ao motor nas rodas de inércia ( $B_r$ );
- binário no dinamómetro transmitido entre rodas de inércia e dinamómetro ( $B_{rd}$ );
- binário no dinamómetro ( $B_d$ );
- binário no dinamómetro transmitido entre o motor e o dinamómetro ( $B_{dm}$ );
- cinemática e dinâmica do veículo.

#### 4.3.1.1 Binário resistente nas rodas de inércia

Na Figura 4.3 é possível observar uma representação do binário resistente nas rodas de inércia para uma melhor compreensão das equações 20 e 21.



Sem contabilizar perdas:

$$\sum B_r = I_r \times \alpha_r \Leftrightarrow B_r = I_r \times i_{rd} \times i_{dm} \times \alpha_m \quad (20)$$

Contabilizando perdas:

$$\sum B_r = I_r \times \alpha_r \Leftrightarrow B_r = \frac{I_r \times i_{rd} \times i_{dm} \times \alpha_m}{\eta_{rolamentos}} \quad (21)$$

$$\alpha_r = i_{rd} \times i_{dm} \times \alpha_m \quad (22)$$

Onde:

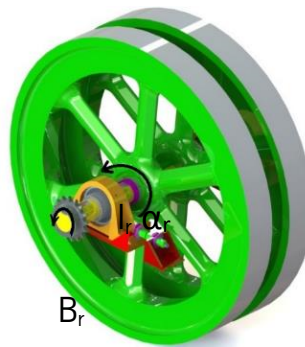


Figura 4.3 Representação do binário resistente nas rodas de inércia.

#### 4.3.1.2 Binário transmitido entre as rodas de inércia e o dinamómetro através da corrente

É possível observar a representação da transmissão de binário entre as rodas de inércia e o dinamómetro na Figura 4.4 e na equação 22 observa-se a dedução para o cálculo do binário transmitido, considerando uma corrente não deformável.

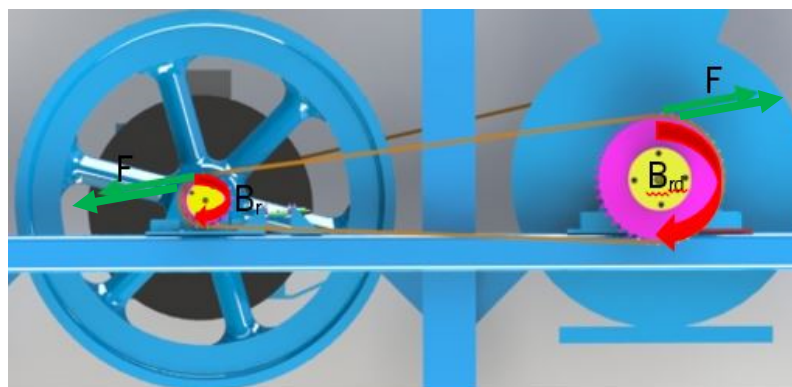


Figura 4.4 Representação da transmissão de binário entre as rodas de inércia e dinamómetro.

$$\sum F = 0 \rightarrow F = Cte$$

Sem contabilizar perdas:

$$B = F \times r \Leftrightarrow F = \frac{B}{r} \Leftrightarrow \frac{B_{dr}}{r_{dr}} = \frac{B_r}{r_{dm}} \Leftrightarrow B_{rd} = i_{dr} \times B_r \quad (23)$$

Contabilizando perdas:

$$B_{rd} = \frac{i_{dr} \times B_r}{\eta_{rd}} \quad (24)$$

#### 4.3.1.3 Binário no dinamómetro

Para uma melhor compreensão da dedução das equações para o cálculo do binário resistente no dinamómetro, encontram-se na Figura 4.5 representados os binários que atuam no dinamómetro. Onde  $B_d$  é o binário que o dinamómetro produz,  $B_{dm}$  é o binário transmitido entre o dinamómetro e o motor e  $B_{rd}$  é o binário que contabiliza a soma ou subtração dos binários  $B_d$  e  $B_{dm}$ , em caso de travagem o sistema funciona ao contrario e o  $B_{dm}$  é a soma ou subtração dos binários  $B_d$  e  $B_{rd}$ .

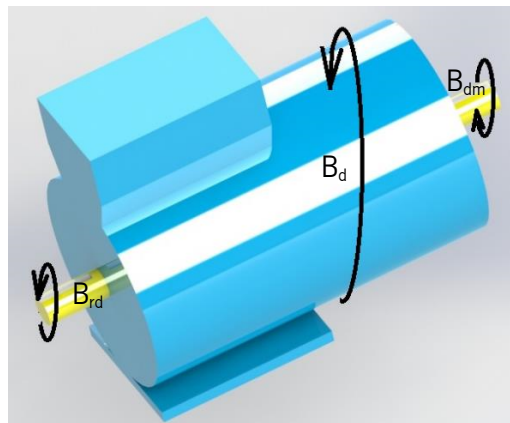


Figura 4.5 Representação dos binários que atuam no dinamómetro.

$$\sum B_d = I_d \alpha_d \quad (25)$$

Onde:

$$\alpha_d = i_{dm} \alpha_m \quad (26)$$

Obtendo assim:

$$B_{dm} + B_d - B_{rd} = I_d \times i_{dm} \times \alpha_m \quad (27)$$

Isolando  $B_{dm}$ :

$$B_{dm} = I_d \times i_{dm} \times \alpha_m - B_d + B_{dr} \quad (28)$$

Substituindo  $B_{dr}$ , obtemos:

Sem contabilizar perdas:

$$B_{dm} = i_{gm}(I_g + i_{vg}^2 \times I_r)\alpha_m - B_d \quad (29)$$

Contabilizando perdas:

$$B_{dm} = \frac{i_{gm}(I_g + i_{vg}^2 \times I_r)\alpha_m - B_d}{\eta_{rol}} \quad (30)$$

#### 4.3.1.4 Binário transmitido entre o motor e o dinamômetro através da corrente

A Figura 4.6 ilustra a transmissão de binário entre o pinhão do dinamômetro e o pinhão do motor elétrico.

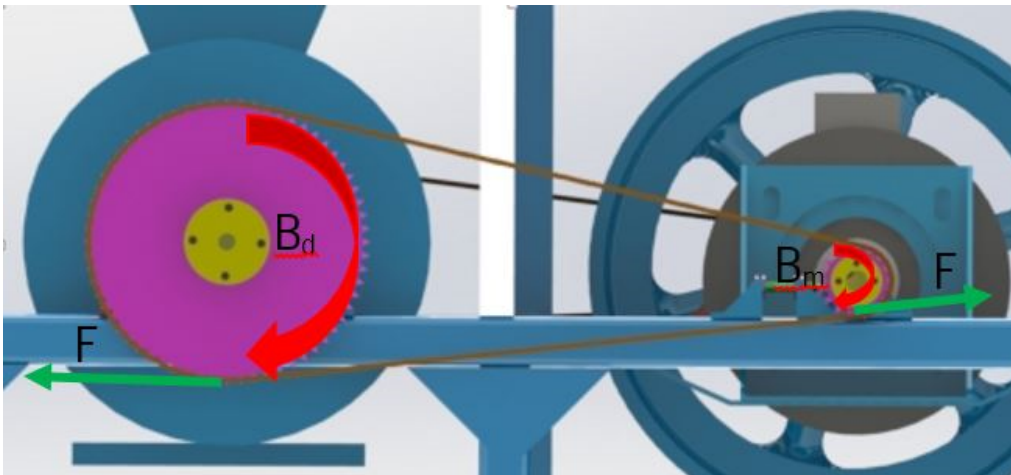


Figura 4.6 Transmissão do binário entre o dinamômetro e o motor elétrico

$$\sum F = 0 \rightarrow F = Cte$$

$$B_m = i_{dm} \times B_{dm} \quad (31)$$

Sem contabilizar perdas:

$$B_m = i_{dm}^2 (I_d + i_{rd}^2 \times I_r) \alpha_m - i_{dm} \times B_d \quad (32)$$

Contabilizando perdas:

$$B_m = \frac{i_{dm}^2 (I_d + i_{rd}^2 \times I_r) \alpha_m - i_{dm} \times B_d}{\eta_{dm} \times \eta_{rolamentos}} \quad (33)$$

#### 4.3.1.5 Cinemática e dinâmica do veículo

Depois de definidas as equações para o cálculo do binário resistente no motor elétrico em teste no banco de ensaios, é necessário analisar o veículo cinematicamente e dinamicamente para desenvolver as equações que nos permitem calcular a massa equivalente simulada nas rodas de inércia. A Figura 4.7 ilustra uma representação esquemática das forças e binários que atuam num veículo e no seu *powertrain*.

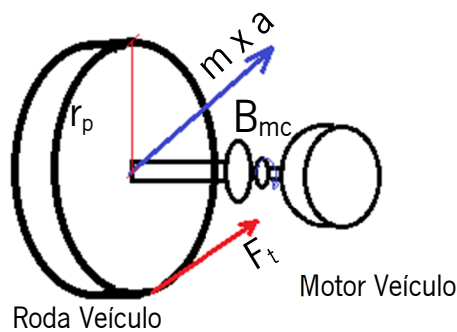


Figura 4.7 Representação esquemática das forças e binários que atuam no powertrain.

$$\frac{w_m}{w_p} = \frac{r_{out}}{r_{in}} = i_{pt} \quad (34)$$

$$w_p = \frac{r_{out}}{r_{in}} w_m \quad (35)$$

Em aceleração:

$$\alpha_p = i_{pt} \alpha_m \quad (36)$$

$$a = \alpha_p r_p \rightarrow \alpha_p = \frac{a}{r_p} \quad (37)$$

Visto que:

$$i_{pt} \alpha_m = \frac{a}{r_p} \rightarrow \alpha_m = \frac{a}{r_p i_{pt}} \quad (38)$$

$$B_p = \frac{B_m}{i_{pt}} \quad (39)$$

$$B_p = \frac{B_m}{i_{pt}} \quad (40)$$

$$F_t = \frac{B_m}{r_p i_{pt}} \quad (41)$$

$$\sum F_x = m a \rightarrow \frac{B_m}{r_p i_{pt}} - F_t = m r_p i_{pt} \alpha_m \quad (42)$$

$$B_m = m r_p^2 i_{pt}^2 \alpha_m + r_p i_{pt} F_t \quad (43)$$

Obtemos:

$$-i_{dm} B_d = r_p i_{pt} F_t \quad (44)$$

Uma vez que  $B_m$  do banco de ensaios é igual ao  $B_m$  no carro, obtemos o sistema de equações:

$$\begin{cases} i_{dm}^2 (I_d + i_{rd}^2 I_d) = m r_p^2 i_{pt}^2 \\ -i_{dm} B_d = r_p i_{pt} F_t \end{cases} \quad (45)$$

Colocando o sistema em ordem a  $m_t$ , obtemos a equação que nos permite calcular a massa equivalente simulada no banco de ensaios:

$$m = \frac{i_{dm}^2 (I_d + i_{rd}^2 I_r)}{r_p^2 i_{pt}^2} \quad (46)$$

Em que:

$a$  – aceleração linear [m/s<sup>2</sup>];

$B_d$  – binário no dinamómetro [Nm];

$B_m$  – binário no motor elétrico [Nm];

$B_p$  – binário no pneu [Nm];

$B_r$  – binário no rodas de inércia [Nm];

$B_{rd}$  – binário transmitido entre as rodas de inércia e o dinamómetro [Nm];

$B_{dm}$  – binário transmitido entre o dinamómetro e o motor elétrico [Nm];

$F_t$  – força total [N];

$I_d$  – momento de inércia do dinamómetro [m<sup>2</sup>kg];

$I_r$  – momento de inércia das rodas de inércia [m<sup>2</sup>kg];

$i_{pt}$  – relação de transmissão entre motor do veículo e o pneu;

$m$  – massa total do veículo;

$r_p$  – raio do pneu do veículo [m];

$r_{out}$  – raio da engrenagem de saída no veículo [m];

$r_{in}$  – raio da engrenagem de entrada no veículo [m];

$w_m$  – velocidade angular do motor elétrico [rad/s];

$w_p$  – velocidade angular do pneu do veículo [rad/s];

$\alpha_m$  – aceleração angular do motor elétrico [rad/s<sup>2</sup>];

$\alpha_p$  – aceleração angular do pneu [rad/s<sup>2</sup>];

#### 4.3.2 Cálculo da massa equivalente simulada no banco de ensaios

Depois de todas as equações necessárias serem definidas, é possível calcular a massa equivalente simulada no banco de ensaios. Para tal, é indispensável definir o valor de todos os parâmetros dos componentes existentes no banco de ensaios. Na Tabela 4-1 encontram-se os valores de cada parâmetro.

Tabela 4-1 Parâmetros banco de ensaios para cálculo.

Parâmetro	Valor	Unidade
Momento de inércia do dinamómetro mais pinhões	1,28	m <sup>2</sup> kg
Momento de inércia do dinamómetro	0,979	m <sup>2</sup> kg
Momento de inércia das rodas de inércia	7,8	m <sup>2</sup> kg
Momento de inércia Pinhão ( $r_{dm}$ )	0,259	m <sup>2</sup> kg
Momento de inércia Pinhão ( $r_{rd}$ )	0,039	m <sup>2</sup> kg
Momento de inércia Pinhão ( $r_r$ )	0,002	m <sup>2</sup> kg
Velocidade máxima das rodas de inércia ( $w_r$ )	3800	rpm
Velocidade máxima do dinamómetro ( $w_d$ )	1500	rpm
Relação de transmissão ( $i_{rd}$ )	2.53	
Relação de transmissão ( $i_{dm}$ )	4	

À exceção do dinamómetro, em que o momento de inércia ( $I_d$ ) é fornecido pelo fabricante, todos os outros foram obtidos através da ferramenta CAD *SolidWorks*.

Na Tabela 4-2 estão descritos os valores do veículo base que se pretende simular no banco de ensaios, assim como o valor da aceleração máxima que o carro poderá atingir dos 0 aos 100 km/h sem que as rodas de inércia entrem em colapso (valor determinado no subcapítulo 4.2.3).

Tabela 4-2 Parâmetros do veículo para o cálculo.

Parâmetro	Valor	Unidade
Massa do veículo ( $m$ )	1000	kg
Raio do pneu ( $r_p$ )	0.275	m
Tempo de aceleração dos 0 aos 100km/h	10	s
Aceleração do veículo (0 aos 100 km/h)	2.78	m/s <sup>2</sup>
Velocidade máxima ( $w_m$ ) do motor do veículo	6000	rpm
Velocidade máxima do veículo	120	km/h
Relação de transmissão ( $i_{pt}$ )	5.2	
Aceleração angular ( $\alpha_m$ ) do motor	52,4	rad/s <sup>2</sup>

Uma vez definidos todos os parâmetros, é possível calcular o valor da massa equivalente simulada no banco de ensaios a partir da equação 42. Na Tabela 4-3 encontra-se o valor da massa equivalente.

Tabela 4-3 Massa equivalente

Parâmetro	Valor	Unidade
Massa equivalente	1140	kg

#### 4.3.3 Cálculo da aceleração máxima nas rodas de inércia

A aceleração máxima nas rodas de inércia é o fator mais importante na construção deste banco de ensaios visto que será responsável pela aceleração máxima possível em teste.

Foi realizada uma simulação no *SolidWorks Simulation* de forma a encontrar a aceleração que induz tensões superiores à tensão de cedência. Para a realização da simulação optou-se pelo aço St37-2 da norma DIN, que apresenta uma tensão de cedência de 235 MPa. A simulação consistiu em colocar as rodas de inércia na sua velocidade máxima (3800 rpm) e aplicar uma aceleração no sentido oposto (travagem) até que estas induzam tensões iguais ou superiores a 235 MPa. O valor de aceleração que induziu uma tensão de 234 MPa foi de  $750 \text{ rad/s}^2$  (o que equivale a uma desaceleração de 12 g's no veículo correspondente) podendo-se observar na Figura 4.8 a simulação descrita e a sua legenda de cores.

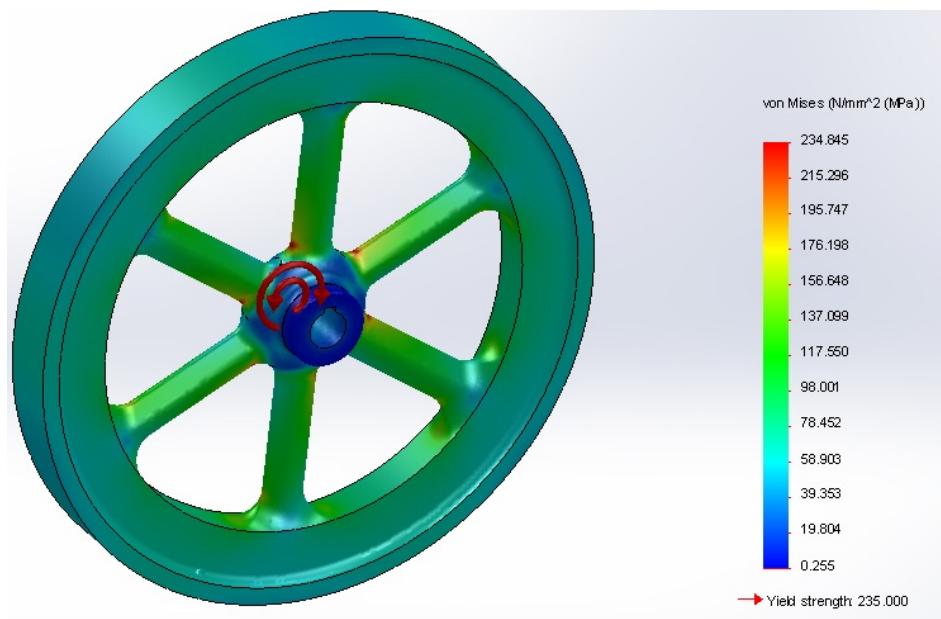


Figura 4.8 Simulação das rodas de inércia em SolidWorks.



Agora que é conhecido o valor da aceleração máxima nas rodas, é necessário determinar se a chaveta existente é capaz de aguentar o binário provocado pela aceleração. A chaveta usada é constituída pelo mesmo aço e apresenta as seguintes dimensões (dimensões obtidas pelo escatel da roda): altura: 8 mm; largura: 12.7 mm; comprimento: 80 mm.

Determinou-se a aceleração máxima permitida pela chaveta com a manipulação das seguintes equações e definiu-se um coeficiente de segurança ( $Coef_s$ ) de 1.5 [23] [24]:

$$Coef_s = \frac{\tau_{adm}}{\tau_{proj}} \quad (47)$$

$$F_{tang} = \frac{75 \times 60 \times Pot}{\pi \times d_{veio} \times N \times 9.81} \quad (48)$$

$$\tau_c = \frac{F_{tang}}{b \times l} \quad (49)$$

$$\sigma_{es} = \frac{2 \times F_{tang}}{H \times l} \quad (50)$$

$$Pot = (I \times \alpha) \times N \quad (51)$$

Em que:

$Coef$  – Coeficiente de segurança;

$\tau_{adm}$  – Tensão admissível [MPa];

$\tau_{proj}$  – Tensão de projeto [MPa];

$F_{tang}$  – Força tangencial [N];

$Pot$  – Potência [cv];

$d_{veio}$  – Diâmetro do veio [m];

$\tau_c$  – Tensão de corte [MPa];

$b$  – Largura da chaveta [mm];

$l$  – Comprimento da chaveta [mm];

$\sigma_{es}$  – Tensão de esmagamento [MPa];

$H$  – Altura da chaveta [mm];

$I$  – Inércia das rodas [ $\text{kgm}^2$ ];

$N$  – Velocidade de rotação [rad/s].

Os parâmetros usados para determinação da aceleração máxima permitida pela chaveta encontram-se na Tabela 4-4.

*Tabela 4-4 Parâmetros usados para cálculo da aceleração máxima.*

Parâmetro	Valor	Unidade
Coefficiente de segurança	1.5	
Velocidade das rodas	3800	rpm
Diâmetro veio	40	mm
Momento de inércia da roda	3.9	$\text{kgm}^2$
Largura da chaveta	12.7	mm
Altura da chaveta	8	mm
Comprimento da chaveta	80	mm

Os valores determinados através das equações 47 à 51 encontram-se descritos na Tabela 4-5.

*Tabela 4-5 Aceleração máxima permitida pela chaveta.*

Parâmetro	Valor	Unidade
Potência	541	cv
Binário	995	Nm
Aceleração	255	$\text{rad/s}^2$
Aceleração equivalente no veículo	4	g
Força tangencial	50034	N
Tensão de corte	49	MPa
Tensão de esmagamento	156	MPa

O valor de aceleração máxima aqui determinado não é a aceleração máxima permitida pelo sistema visto que é preciso ainda escolher os pinhões e as correntes de transmissão, podendo serem estas responsáveis pela aceleração máxima no sistema.

#### 4.3.4 Cálculos dos pinhões e corrente de rolos

Após o cálculo cinemático e dinâmico dos componentes constituintes do banco de ensaios, é necessário de seguida calcular as dimensões dos pinhões. O sistema de transmissão será composto por pinhões e correntes de rolos, pois as suas dimensões em relação à potência transmitida são muito pequenas [24]. Os dados referentes às velocidades máximas dos componentes encontram-se na tabela 4-6.

Tabela 4-6 Velocidades máximas dos componentes.

Parâmetro	Valor	Unidade
Velocidade máxima do motor elétrico ( $w_m$ )	6000	rpm
Velocidade máxima do dinamómetro ( $w_d$ )	1500	rpm
Velocidade máxima das rodas de inércia ( $w_r$ )	3800	rpm

Pela equação 48 obtemos o valor da relação de transmissão entre dinamómetro e o motor elétrico (Tabela 4-7).

$$i_{dm} = \frac{w_m}{w_d} = \frac{6000}{1500} = 4 \quad (52)$$

Tabela 4-7 Valor da relação de transmissão entre o dinamómetro e o motor elétrico.

Parâmetro	Valor
$(i_{dm})$	4

Para o cálculo do número de dentes do pinhão do dinamómetro é necessário definir o número de dentes do pinhão do motor, sendo este o de menor dimensão, opta-se pelo pinhão de 16 dentes, uma vez que este é o pinhão mais pequeno que suporta a dimensão do diâmetro do veio de transmissão.

Obtemos:

$$i_{dm} = 4 \quad z_m = 16$$

$$4 = \frac{z_{d1}}{z_m} = \frac{z_{d1}}{16} \Leftrightarrow z_{d1} = 64$$

Cálculo da relação de transmissão entre o dinamómetro e as rodas de inércia com os respetivos pinhões:

$$i_{rd} = \frac{w_m}{w_d} = \frac{3800}{1500} = 2.53(3)$$

Pelo mesmo motivo optou-se pelo pinhão 16 dentes.

$$i_{rd} = 2.533 \quad z_r = 16$$

$$2.533 = \frac{z_{d2}}{z_r} = \frac{z_{d2}}{16} \leftrightarrow z_{d2} = 40,5$$

Como não existem pinhões com 40,53 dentes, optou-se pelo pinhão de 40 dentes, tornando-se assim necessário calcular novamente o  $i_{rd}$ .

$$i_{rd} = \frac{z_{d2}}{z_r} = \frac{40}{16} = 2,5$$

Após a consulta de vários catálogos de fabricantes de correntes de rolo usados na indústria, concluiu-se que nenhum possui uma corrente de rolo capaz de suportar uma potência de 100 cv às 6000 rpm. Por esse motivo decidiu-se usar uma corrente de mota, mais precisamente a corrente de uma *Suzuki Hayabusa* que debita uma potência aproximada de 200 cv e atinge uma velocidade de 300 km/h.

Podemos observar:

Tabela 4-8 Dados Suzuki Hayabusa [25].

Parâmetro	Valor	Unidade
Velocidade máxima Suzuki Hayabusa	300	km/h
Diâmetro do pneu traseiro	0,5	m
Diâmetro pinhão roda	0,22	m
Diâmetro pinhão motor	0,09	m
Rotação da roda traseira a 300km/h	3200	rpm
Rotação pinhão motor	7800	rpm
Tempo 0-100 km/h	2.74	s
Valor máximo de aceleração média 0-100 km/h	1.03	g
Massa da mota mais Piloto	320	kg
Força na corrente em aceleração máxima	7350	N
Potência máxima	200	cv

Como a velocidade angular do pinhão do motor da Suzuki Hayabusa é superior a  $w_m$ , pode-se concluir que a corrente desta mota é uma boa solução e por este motivo, todas as transmissões da bancada são com correntes desta mota. Mais precisamente, uma corrente Regina 530 136 ZRP com um passo de 5/8".

#### 4.3.5 Cálculo da aceleração máxima permitida no banco de testes para veículos elétricos

Com as correntes de rolo escolhidas é possível determinar o valor da aceleração máxima no banco de testes. As equações usadas para determinar o valor desta aceleração foram desde a 47 à 51. Observando a Tabela 4-9, podem encontrar-se os parâmetros de cálculo usados e o valor obtido, incluindo a aceleração permitida no banco de testes pelo motor elétrico.

Tabela 4-9 Aceleração máxima possível pelo motor elétrico devido ao à potência transmitida.

Parâmetro	Valor	Unidade
Potência da corrente máxima	200	cv
Binário	368	Nm
Velocidade do motor elétrico	6000	rpm
Aceleração máxima do motor	96	rad/s <sup>2</sup>
Aceleração equivalente no veículo	1	g

Uma vez determinado o valor da aceleração máxima permitida no motor, é fundamental transcrever este valor de aceleração para os segundos que um veículo simulado do banco pode demorar dos 0 aos 100 km/h e para determinar este valor foram usadas as equações:

$$a_c = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (53)$$

$$\alpha_m = \frac{\frac{a_c}{r_p}}{i_{pt}} \quad (54)$$

Manipulando as equações 53 e 54 obtém-se um tempo dos 0 aos 100 km/h de 5.5 s para aceleração máxima permitida pelo motor em teste.

Os valores da Tabela 4-9 foram determinados tendo como critério de dimensionamento a potência máxima transmitida nas correntes de rolo (200 cv). Contudo, assim como as correntes de rolo são de uma mota, e numa mota as velocidades em jogo são mais elevadas relativamente às velocidades que aqui se encontram. Isto quer dizer que o binário na mota será menor, para uma mesma potência, que o binário num automóvel. Desta forma é essencial repetir os cálculos para os parâmetros da Tabela 4-9, mas com uma filosofia de cálculo tendo como critério de dimensionamento a força transmitida nas correntes (7350 N). Se o veículo em funcionamento verificar os mesmos limites de potência e tensões na corrente que os admitidos pela mota, pode-se concluir que a corrente suporta as condições pretendidas.

Manipulando as equações 2, 19, 24, 54, obtém-se a Tabela 4-10:

*Tabela 4-10 Aceleração máxima possível pelo motor elétrico devido à força transmitida.*

Parâmetro	Valor	Unidade
Força máxima pelas correntes	7350	N
Aceleração máxima do motor	60	rad/s <sup>2</sup>
Aceleração equivalente no veículo	0.6	g
Aceleração máxima nas rodas	38	rad/s <sup>2</sup>
Força transmitida pela corrente na transmissão $i_{rd}$	7350	N
Força transmitida pela corrente na transmissão $i_{dm}$	4655	N

Uma vez que a força transmitida pelas correntes é suportável pelas mesmas, define-se o valor máximo de aceleração possível para o banco de testes como o valor apresentado na Tabela 4-10.

#### 4.4 Desenho

Todos os componentes deste banco de ensaios para veículos elétricos foram desenhados na ferramenta CAD *SolidWorks*. Nas figuras seguintes é possível observar os desenhos CAD dos principais componentes do banco de ensaios:



Figura 4.9 Pinhões e estrutura do banco de ensaios.

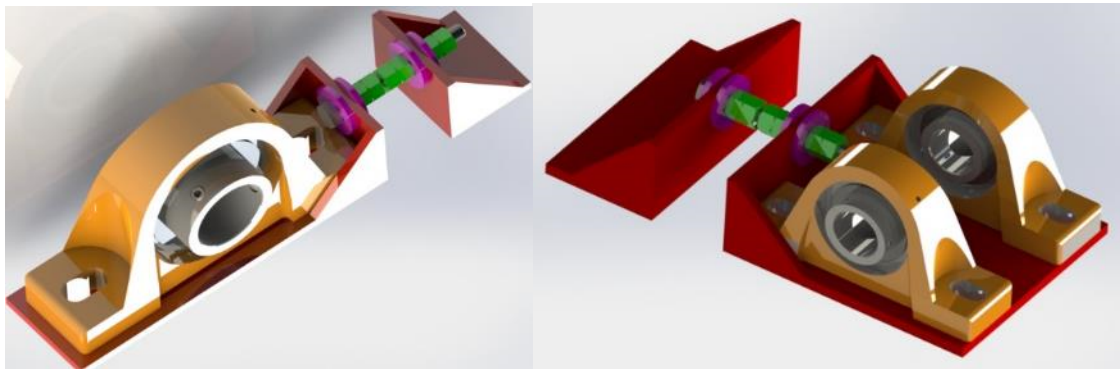


Figura 4.10 Chumaceiras com esticador de corrente.

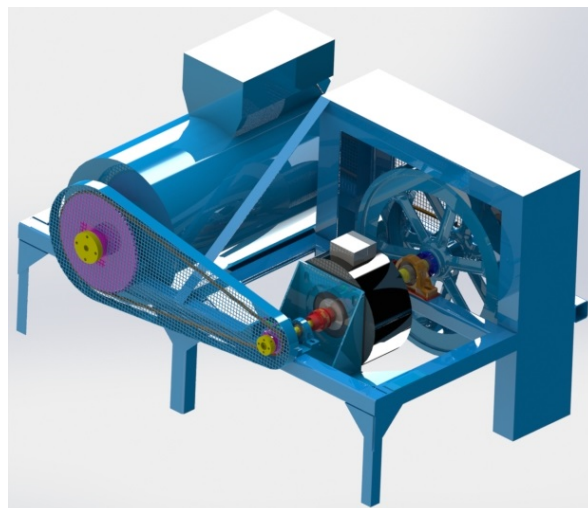


Figura 4.11 Banco de ensaios.

## 4.5 Dimensionamento estrutural

Depois da estrutura ser desenhada, o passo seguinte é dimensioná-la de modo a garantir que esta suporte o peso dos seus componentes. O dimensionamento da estrutura foi realizado no programa *SolidWorks Simulation* que permite simular cargas estáticas à estrutura do banco de ensaios. A liga de aço usada em toda a estrutura foi uma liga normalizada da norma DIN, sendo esta a St37-2, também conhecida comercialmente por aço C1 contendo uma tensão máxima de 235MPa. Na Tabela 4-11 seguinte é apresentada a composição química fornecida pelo fornecedor.

Tabela 4-11 Composição química da liga usada na estrutura.

Elemento Químico (%)	C	Mn	P	S
Máximo	0.20	1.40	0.045	0.045
Mínimo	-	-	-	-

Como se pode observar na Figura 4.12, a estrutura do banco de ensaios irá suportar todos os seus componentes já que nenhum destes induz tensões superiores a 235MPa em que o máximo de tensões encontradas na estrutura é de 54MPa. Podemos observar ainda na Figura 4.13 que a deformação máxima na estrutura é de 0.1 mm.

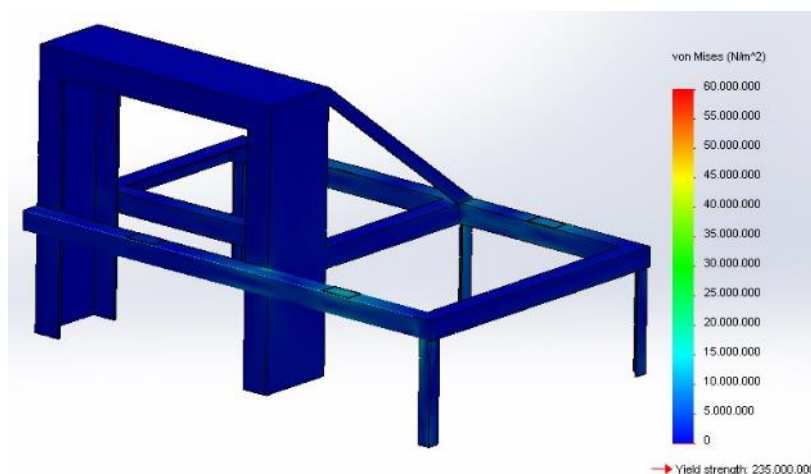


Figura 4.12 Tensões na Estrutura.



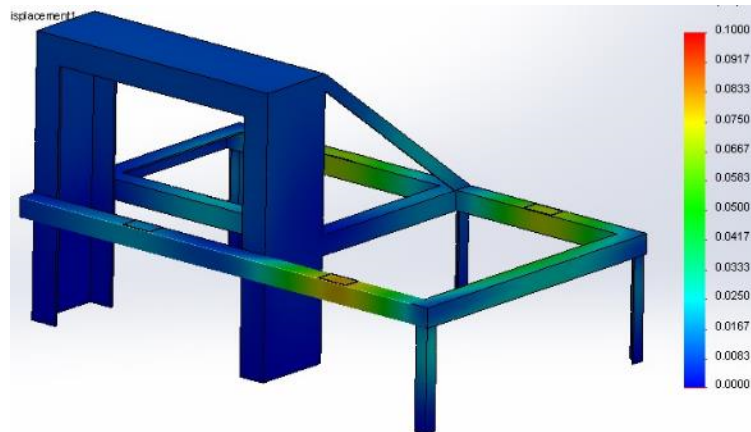


Figura 4.13 Deformações na estrutura.

## 4.6 Construção dos componentes

A construção do banco de ensaios foi dividida em duas fases principais. Numa primeira fase fabricou-se a estrutura, suporte do motor e esticadores das correntes de rolos (construídos numa serralharia local visto que não era viável a sua construção no laboratório); e a segunda fase, a construção realizada no laboratório, consistiu na pintura dos componentes construídos no exterior (Figura 4.14). Nesta fase foram feitas ainda as marcações dos furos, a montagem do dinamómetro e das rodas de inércia, a medição das correntes e sua colocação e por fim, a construção, pintura e montagem da proteção das correntes de rolo (Figura 4.15).



Figura 4.14 Pintura de componentes construídos no exterior.

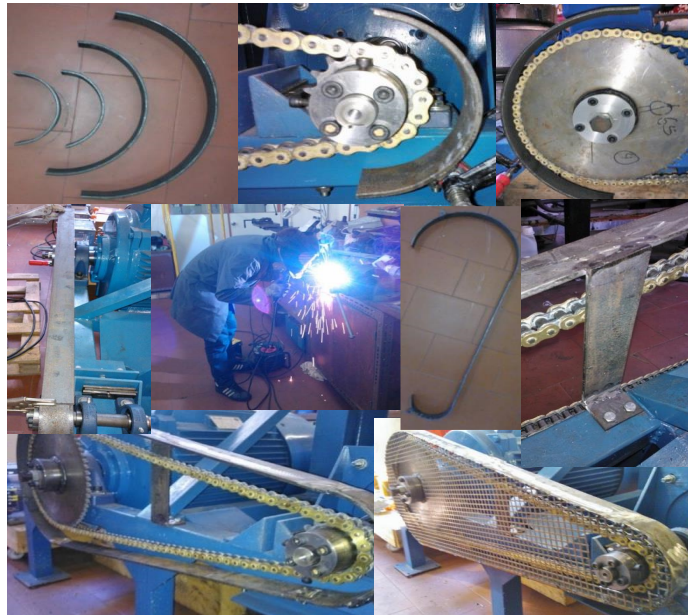


Figura 4.15 Construção e montagem proteções das correntes de rolos.

#### 4.6.1 Montagem das rodas de inércia e do dinamómetro

Para minimizar o risco dos componentes se danificarem ou funcionarem indevidamente, é imprescindível a correta instalação dos componentes na construção do banco de ensaios.

##### 4.6.1.1 Montagem das rodas de inércia

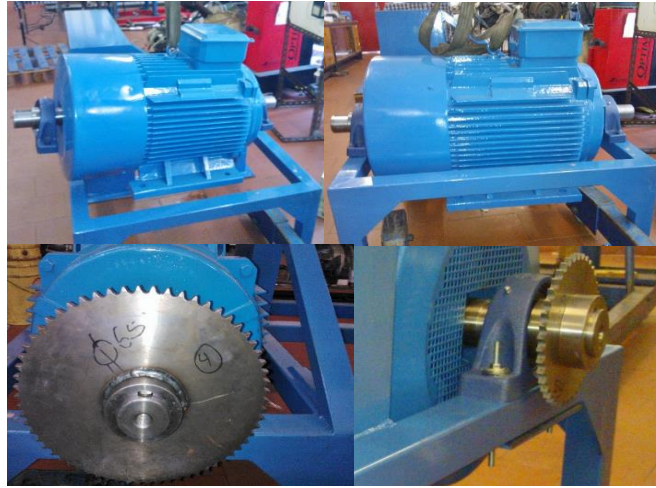
Para a colocação das rodas de inércia, foi usada uma grua para uma melhor movimentação das mesmas, como se pode observar nas figuras seguintes:



Figura 4.16 Montagem rodas de inércia.

#### 4.6.1.2 Instalação do dinamômetro elétrico e os seus pinhões

A colocação do dinamômetro foi novamente auxiliada por uma grua de apoio visto que é impossível transportar manualmente o dinamômetro dado o seu peso elevado (Figura 4.17).



*Figura 4.17 Montagem dinamômetro elétrico.*

#### 4.6.2 **Conjunto**

Após colocação de todos os componentes de forma correta é possível visualizar o banco de ensaios completamente construído na Figura 4.18.



*Figura 4.18 Banco de ensaios.*

### 4.7 **Medição das perdas de atrito nas transmissões**

Com o banco de testes construído e pronto a funcionar, foi necessário medir as perdas mecânicas nas transmissões, visto que um motor em teste aplica uma dada potência e parte dessa potência é dissipada nos rolamentos e nas correntes de rolo, antes de ser medida no

dinamómetro. De forma a fazer as medições corretas é fundamental medir as perdas de atrito para que estas sejam incluídas na curva de potência dos motores.

As perdas de atrito serão apresentadas em gráficos de potência-velocidade e binário-velocidade e para a medição destas perdas foi necessário construir um equipamento especificamente para esse efeito, que é constituído por um sensor ótico e um *Arduino Uno* que controla o sensor e regista a frequência de rotação.

O *Arduino* mede o tempo de cada volta e converte-o em rotações por minuto pela equação 51, sendo esta medição realizada a cada interrupção do sensor, ou seja, o sensor ótico encontra-se sempre ligado e a cada volta existe uma interrupção do sinal provocada pelo raio de papel colocado para esse propósito. No lado esquerdo da Figura 4.19 é possível perceber melhor o funcionamento do sensor representado, e à direita, o sensor colocado no banco de ensaios.

$$N = \frac{1}{\frac{cont}{1000} \times 60} \quad (55)$$

Em que:

- $N$ : rotações do veio por minuto [rpm];
- $cont$ : tempo de cada volta [ms].

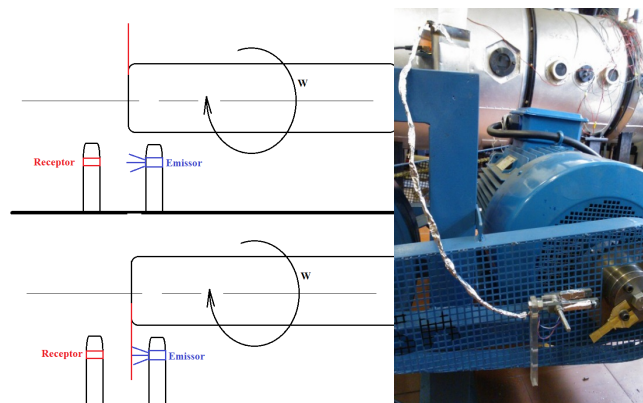


Figura 4.19 Sensor ótico.

As medições das perdas de atrito nos rolamentos e transmissões encontram-se divididas em quatro partes: sistema completo ( $M_M C_D - D - D C_R - R$ ), dinamómetro ( $D$ ), transmissão entre motor elétrico e dinamómetro ( $D C_M$ ) e transmissão entre dinamómetro e rodas de inércia ( $D C_R$ ).

Estas medições consistem em acionar todo o sistema através do dinamómetro ligado à corrente elétrica, o que fez todo o sistema começar a rodar até à sua velocidade máxima. Uma vez atingida a velocidade máxima, o dinamómetro é desligado da corrente e a partir desse momento começa a medir-se o tempo que cada rotação leva até o sistema imobilizar. Para uma melhor percepção das perdas, o teste foi realizado com todo o sistema acoplado, com o motor e dinamómetro, dinamómetro e rodas de inércia e por fim apenas com o dinamómetro. Esta divisão do sistema permitiu-nos dividir as perdas em parcelas e atribuí-las às várias causas subjacentes.

Foi criada uma modelação matemática em *Excel*, em que se iterou as equações seguintes para obter as curvas de potência de atrito:

$$E_{c_i} = \frac{1}{2} \times I \times \omega_i^2 \quad (56)$$

$$E_{d_i} = E_{c_i} - E_{c_{i-1}} \quad (57)$$

$$P_{d_i} = \frac{E_{d_i}}{t} \quad (58)$$

$$B_{d_i} = \frac{P_{d_i}}{\omega_i} \quad (59)$$

Em que:

$E_{c_i}$ : energia cinética do sistema em análise no instante  $i$  [J];

$I$ : momento de inércia do sistema [ $m^2kg$ ];

$\omega_i$ : velocidade angular [rad/s];

$E_{d_i}$ : energia dissipada no instante  $i$  [J];

$P_{d_i}$ : potência dissipada na volta  $i$  [W];

$t$ : tempo de uma volta [s];

$B_{d_i}$ : binário no instante  $i$  [Nm].

Com o decorrer dos testes, observou-se que o sistema não estava “acamado” ou rodado, pois sempre que se realizava um novo teste, as curvas de potência e de binário de perdas medidas

não coincidiam com as anteriores, como se pode observar na Figura 4.20, em que a primeira medição apresenta valores superiores para a mesma velocidade de rotação.

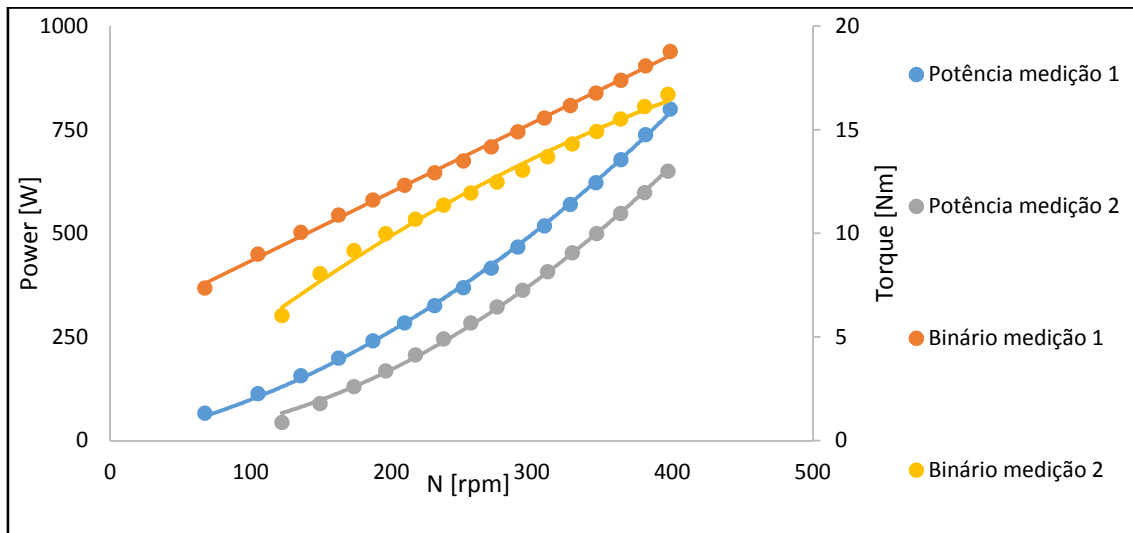


Figura 4.20 Curvas de potência e binário (rodagem ou “acamar” do sistema).

Para uma maior confiança nos resultados, o sistema esteve ligado algumas horas até se obterem duas medições consecutivas idênticas (Figura 4.21).

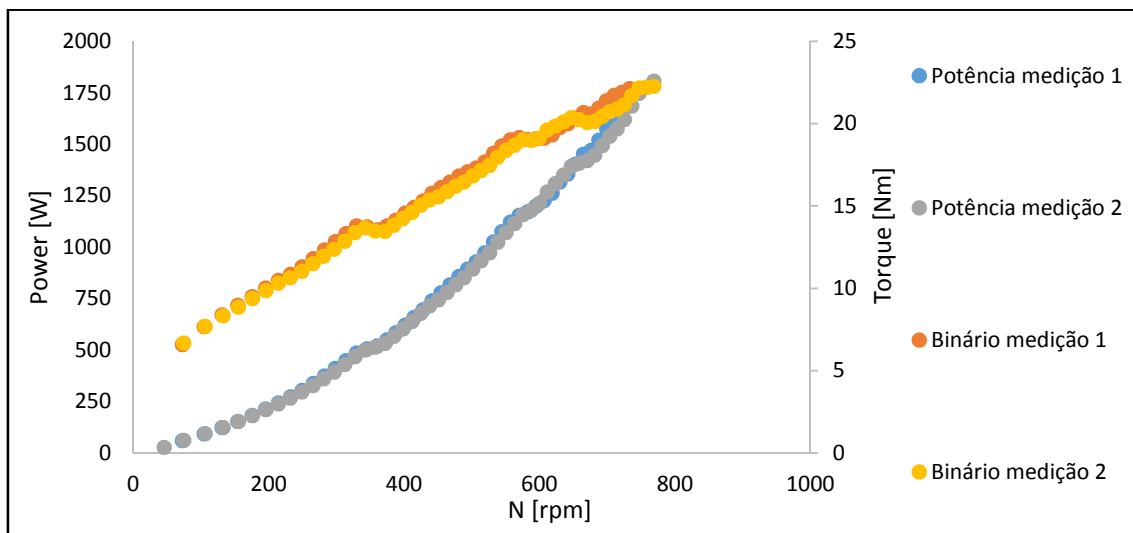


Figura 4.21 Curvas de potência e binário (sistema acamado ou rodado).

Com o sistema rodado e “acamado” foi possível realizar todas as medições anteriormente descritas com maior confiança nos resultados obtidos. É possível observar na Figura 4.22 as curvas de potência e binário das perdas de atrito no banco de ensaios e as suas linhas de tendência sugeridas pelo *Excel*.

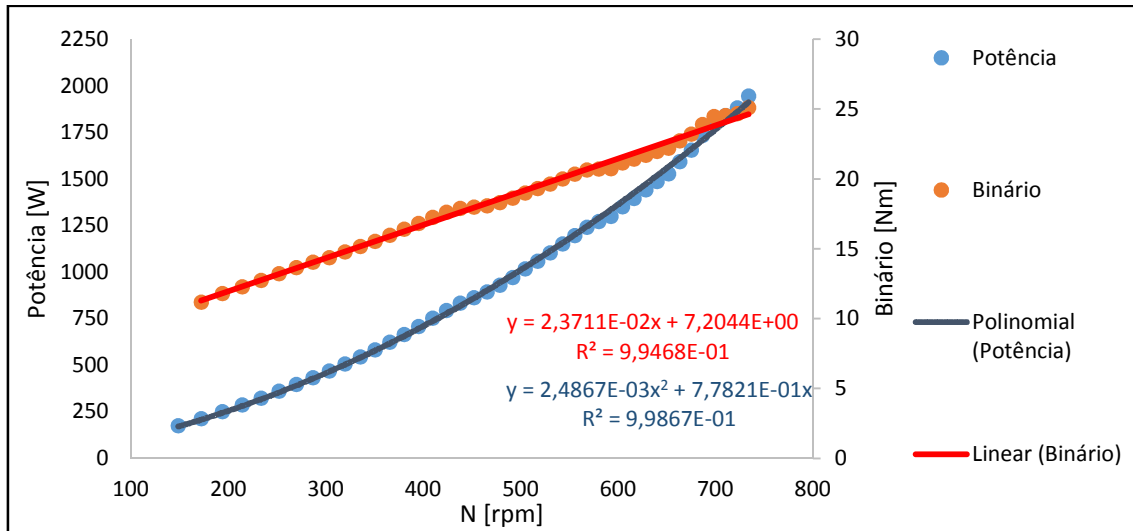


Figura 4.22 Curvas de potência e binário do sistema.

O método usado para fazer rodar todo o sistema não conseguia vencer as perdas do mesmo, ou seja, não foi possível atingir a sua velocidade máxima, isto não foi causado por limitações da potência do motor mas por limitações da rede elétrica, que ainda não estava preparada para esta aplicação. Para velocidades superiores às apresentadas na Figura 4.22, os valores calculados pelas equações 60 e 61 serão extrapolados, o que induz um desacerto nos valores. As equações obtidas para as curvas de potência e binário são:

$$P_{d\_M-MCD-D-DCR-R} = x_1 \times N^2 + x_2 \times N \quad (60)$$

$$B_{d\_M-MCD-D-DCR-R} = x_1 \times N + x_2 \quad (61)$$

Em que:

$P_{d\_M-MCD-D-DCR-R}$ : potência dissipada pelo sistema completo [W];

$B_{d\_M-MCD-D-DCR-R}$ : binário dissipado pelo sistema completo [Nm];

N: velocidade angular do veio do dinamômetro [rpm];

$x_1$ : valor obtido pela equação do gráfico;

$x_2$ : valor obtido pela equação do gráfico.

As curvas anteriormente apresentadas representam as perdas de todo o sistema, no entanto, para uma melhor compreensão de onde estas surgem com maior intensidade e no caso de futuras simulações, sem um dos componentes, torna-se fundamental medir as perdas para os

componentes motores-correntes-dinamómetro ( ${}_M C_D$ ), dinamómetro ( $D$ ) e dinamómetro-correntes-rodas  ${}_D C_R$ . Nas figuras seguintes são apresentadas as perdas para estes componentes e as respetivas equações que as definem.

Como se pode observar na Figura 4.23, as curvas características a uma dada velocidade (<500 rpm) apresentam um aumento quadrático (cúbico para a potência) devido à existência de perdas aerodinâmicas nas rodas de inércia (R).

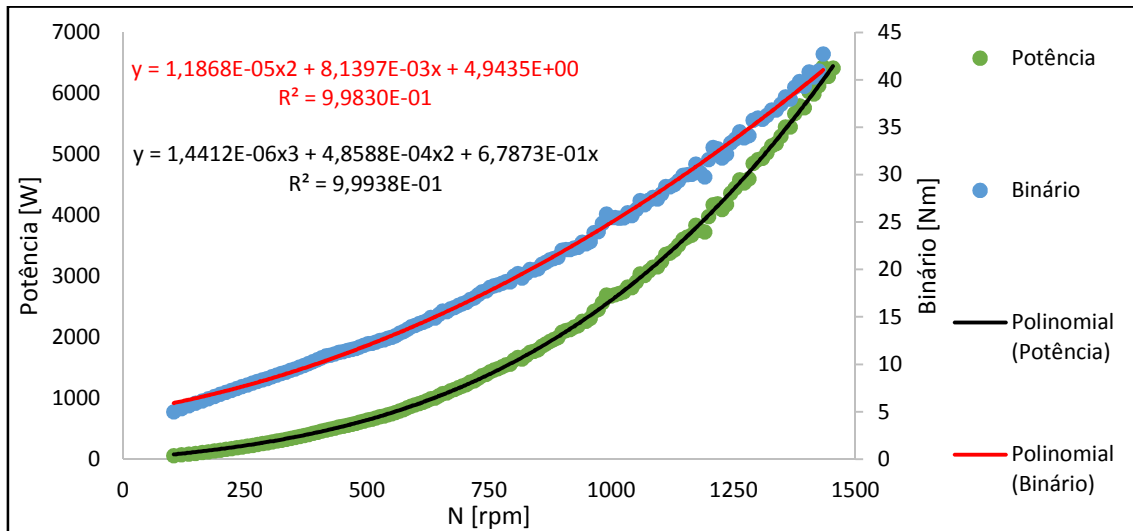


Figura 4.23 Potência e binário para o conjunto dinamómetro-corrente-rodas (DCR).

As equações das curvas de potência e binário para o conjunto são:

$$P_{d\_DCR} = x_1 \times N^3 + x_2 \times N^2 + x_3 \times N \quad (62)$$

$$B_{d\_DCR} = x_1 \times N^2 + x_2 \times N + x_3 \quad (63)$$

Em que:

$P_{d\_DCR}$ : potência dissipada pelo sistema  ${}_D C_R$  [W];

$B_{d\_DCR}$ : binário dissipado pelo sistema  ${}_D C_R$  [Nm];

N: velocidade angular do veio do dinamómetro [rpm];

$x_1$ : valor obtido pela equação do gráfico;

$x_2$ : valor obtido pela equação do gráfico;

$x_3$ : valor obtido pela equação do gráfico.



Observando a Figura 4.24 é possível deduzir que a curva característica do binário para o conjunto assemelha-se a uma curva linear e a potência, a uma curva polinomial de grau 2.

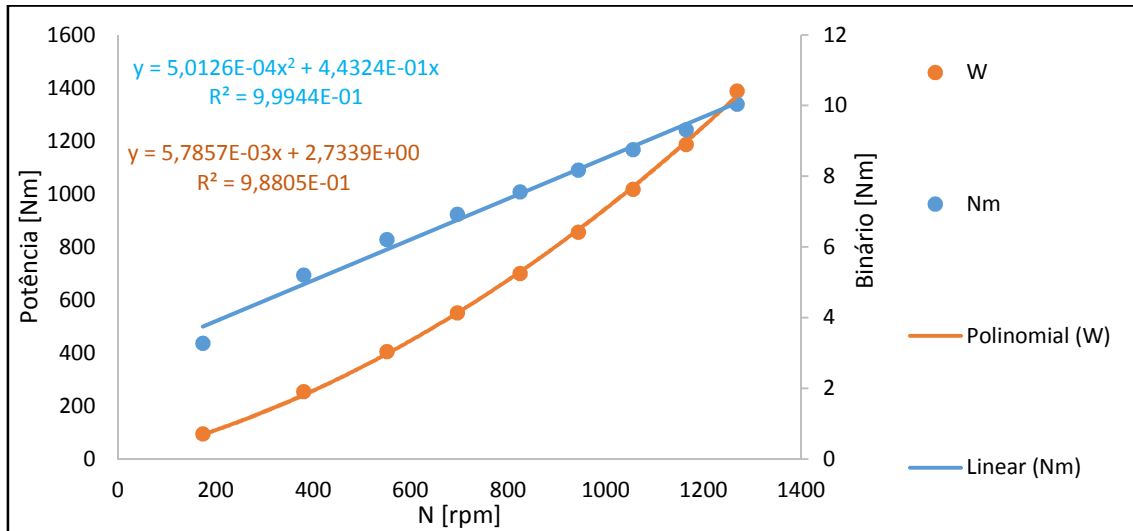


Figura 4.24 Curvas de potência e binário para o conjunto (D).

As equações obtidas são:

$$P_{d_D} = x_1 \times N^2 + x_2 \times N \quad (64)$$

$$B_{d_D} = x_1 \times rpm + x_2 \quad (65)$$

Em que:

$P_{d_D}$ : potência dissipada pelo sistema D [W];

$B_{d_D}$ : binário dissipado pelo sistema D [Nm];

N: velocidade angular do veio do dinamômetro [rpm];

$x_1$ : valor obtido pela equação do gráfico;

$x_2$ : valor obtido pela equação do gráfico.

Na Figura 4.25 observa-se que as perdas referentes ao conjunto apresentam uma curva aproximadamente linear relativamente ao binário e polinomial de grau 2 para a potência, definindo-se as respectivas curvas.

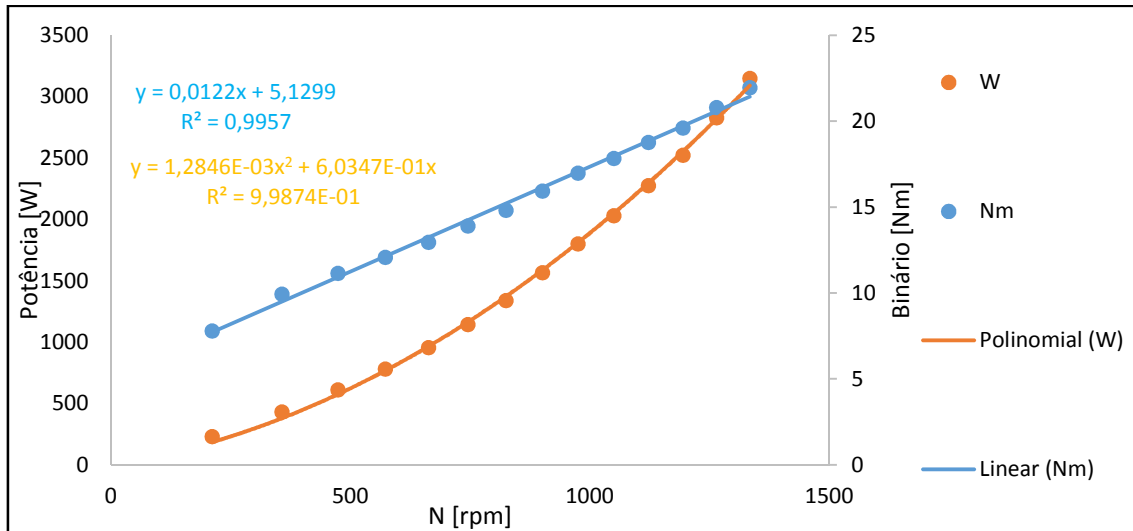


Figura 4.25 Curvas de potência e binário para o conjunto (DCM).

As equações obtidas são:

$$P_{d\_MC_D} = x_1 \times N^2 + x_2 \times N \quad (66)$$

$$B_{d\_MC_D} = x_1 \times N + x_2 \quad (67)$$

Em que:

$P_{d\_MC_D}$ : potência dissipada pelo sistema  $MC_D$  [W];

$B_{d\_MC_D}$ : binário dissipado pelo sistema  $MC_D$  [Nm];

N: velocidade angular do veio do dinamômetro [rpm];

$x_1$ : valor obtido pela equação do gráfico;

$x_2$ : valor obtido pela equação do gráfico.

Uma vez que o sistema de propulsão não conseguia colocar o sistema completo  $M - MC_D - D - DC_R - R$  à sua velocidade máxima, foi necessário estimar as suas perdas para toda a gama de velocidades através das medições parciais  $MC_D$  e  $DC_R$ . É assim possível obter perdas totais combinando as perdas parciais do sistema, pelas equações 66 e 67.

$$P_{d2\_M-MC_D-D-DC_R-R} = P_{d\_MC_D} - P_{d_D} + P_{d_{DC_R}} \quad (68)$$

$$B_{d2\_M-MC_D-D-DC_R-R} = B_{d\_MC_D} - B_{d_D} + B_{d_{DC_R}} \quad (69)$$

As curvas características de todas as perdas em relação ao binário encontram-se na Figura 4.26, onde é possível observar que o binário seria menor do que é na realidade se a curva DCMCR fosse extrapolada para valores superiores a 750 rpm. As curvas de potência podem ser observadas na Figura 4.27.

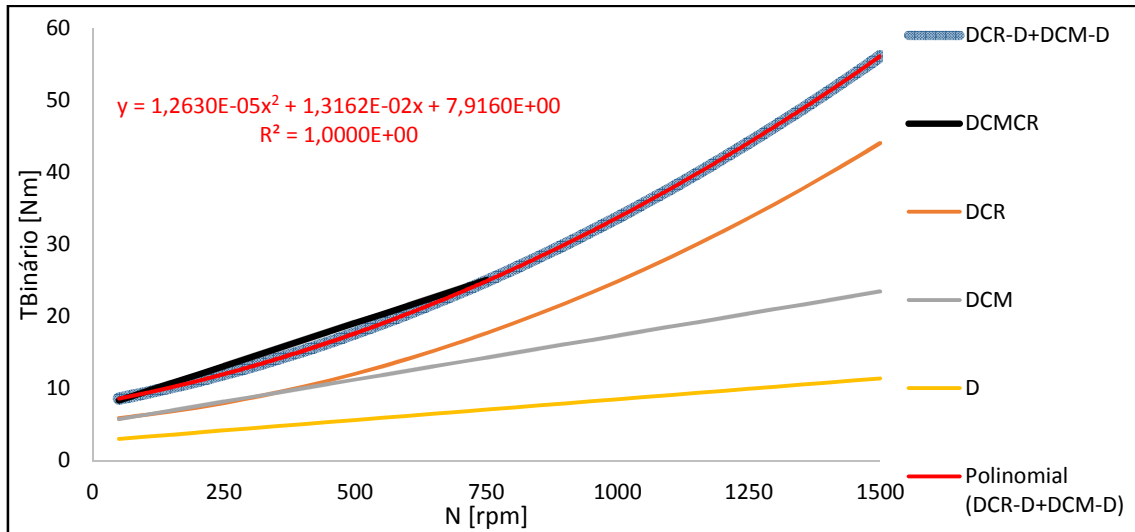


Figura 4.26 Curvas características para o binário ( ${}_D C_R - D + {}_M C_D - D$ ).

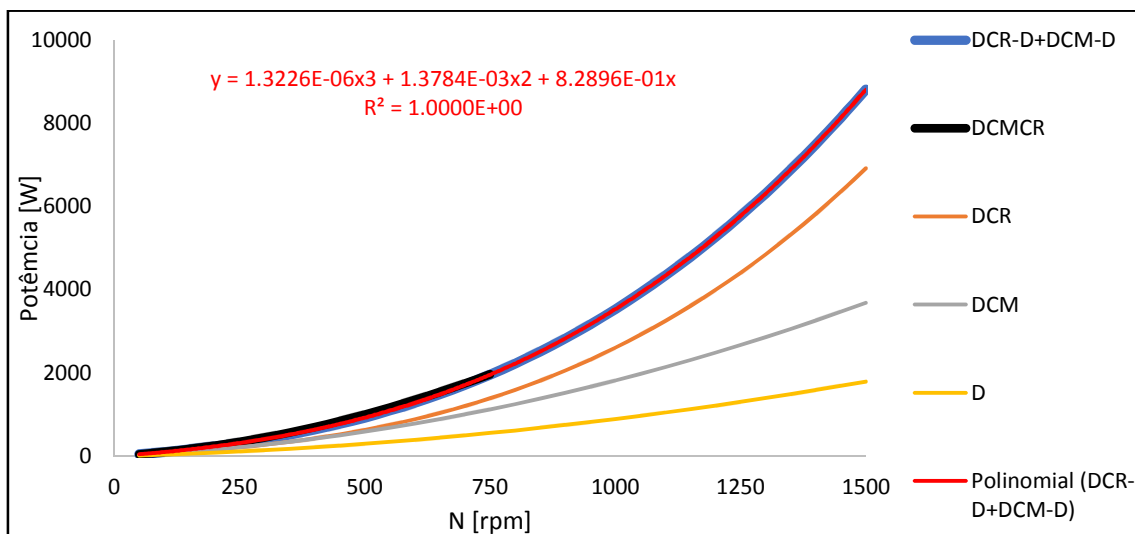


Figura 4.27 Curvas características para a potência ( ${}_D C_R - D + {}_M C_D - D$ ).

Efetivamente, a curva total ( $M - {}_M C_D - D - {}_D C_R - R$ ) é bastante semelhante à curva que resulta da combinação dos vários casos parciais.

As equações que definem as perdas no banco de ensaios são:

$$P_{M-MCD-D-DCR-R} = x_1 \times N^3 + x_2 \times N^2 + x_3 \times N \quad (70)$$

$$B_{M-MCD-D-DCR-R} = x_1 \times N^2 + x_2 \times N + x_3 \quad (71)$$

Em que:

$P_{M-MCD-D-DCR-R}$ : potência dissipada pelo sistema completo [W];

$B_{M-MCD-D-DCR-R}$ : binário dissipado pelo sistema completo [Nm];

N: velocidade angular do veio do dinamómetro [rpm];

$x_1$ : valor obtido pela equação do gráfico;

$x_2$ : valor obtido pela equação do gráfico;

$x_3$ : valor obtido pela equação do gráfico.

### 4.8 Modelação do funcionamento do banco

Uma vez estimadas as perdas do banco de ensaios foi possível desenvolver duas modelações matemáticas:

1. Quando o motor é desconhecido e se pretende a sua caracterização.
2. Prever o desempenho de um veículo conhecendo as curvas características do motor.

A modelação do motor conhecido permitirá determinar, por exemplo, o tempo de aceleração do veículo simulado no banco tendo em conta todas as perdas existentes no veículo. Na Figura 4.28 é possível observar a folha de cálculo referida em que o tempo de cada volta do dinamómetro e o número de voltas do mesmo são constantes do sistema, sendo o *input* nesta modelação, a curva de binário do motor eléctrico.

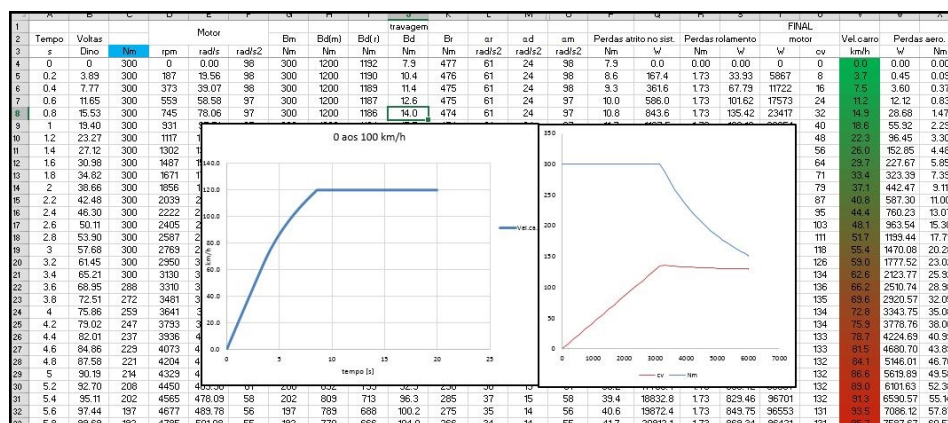


Figura 4.28 Modelação matemática para determinar o tempo que um veículo atinge os 100 km/h conhecendo o seu motor.

As expressões matemáticas usadas para determinar a aceleração do veículo foram as 11, 12, 21, 22, 28, 70, 71 e as equações seguintes:

$$v_c = \frac{120}{6000} \times \omega_m \quad (72)$$

$$P_{p\_rol} = m \times 9.81 \times \mu_{rol} \times v_c \quad (73)$$

$$P_{d\_g} = P_{M-MC_D-D-D C_R-R} - P_{aero} - P_{p\_rol} \quad (74)$$

Em que:

$v_c$ : velocidade linear do veículo [m/s];

$\omega_m$ : velocidade angular do motor [rad/s];

$P_{p\_rol}$ : potência perdida por rolamento [W];

$m$ : massa do veículo [kg];

$\mu_{rol}$ : coeficiente de atrito de rolamento;

$P_{d\_g}$ : potência gerada no dinamómetro para equivaler às perdas existente;

$P_{aero}$ : potência de perdas aerodinâmicas.

Com as equações definidas e iteradas na folha de cálculo obtém-se, por exemplo, o valor do tempo de aceleração dos 0 aos 100 km/h, observando na mesma linha que o veículo atinge os 100 km/h no valor do tempo correspondente. Nesta folha de cálculo é possível ainda simular outras variações crescentes de velocidade, e para isso é necessário apenas alterar o valor inicial da velocidade desejada (por exemplo: de 0 km/h para 50 km/h).

Relativamente à modelação em que o motor não é conhecido (Figura 4.29), esta permitirá o cálculo das curvas características (curvas de binário e potência) sem que o dinamómetro trave, uma vez que é usada apenas a inércia existente no banco de ensaios para o cálculo. O parâmetro de entrada nesta modelação é o valor da velocidade do dinamómetro a cada volta e através da manipulação da equação 70, 71 e seguintes, é possível obter as curvas características do motor.

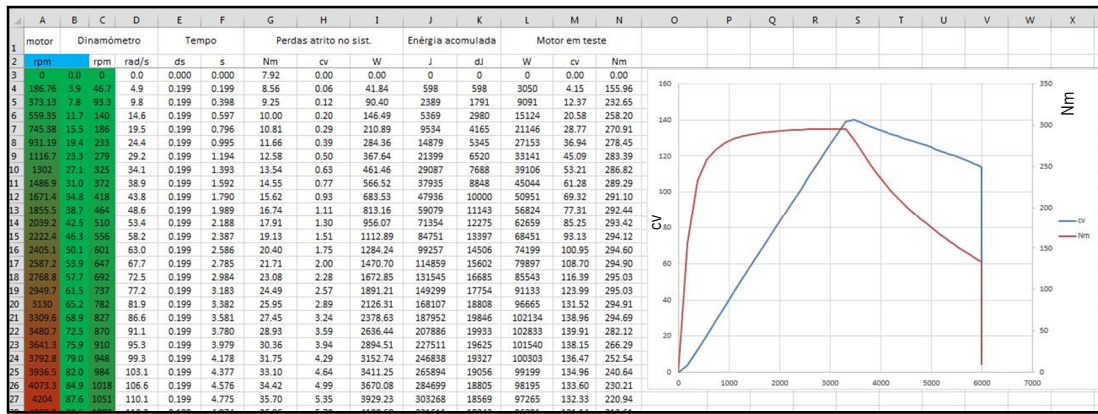


Figura 4.29 Modelação matemática que permite determinar as curvas de binário e potência de um motor sem que o dinamómetro se encontre em travagem.

$$\omega_d = \frac{N_d \times 2 \times \pi}{60} \tag{75}$$

$$\Delta t = \frac{n_d}{\omega_d} \tag{76}$$

$$\Delta E = E_{c\_i} - E_{c_{i-1}} \tag{77}$$

$$E_{c\_i} = 0.5 \times I_M \times \omega_d^2 + 0.5 \times I_D \times \omega_d^2 + 0.5 \times I_R \times \omega_d^2 \tag{78}$$

$$P_m = \frac{\Delta E}{\Delta t} + P_{M-MC_D-D-D_C R-R} \tag{79}$$

$$B_m = \frac{P_m}{\omega_m} \tag{80}$$

Em que:

$\omega_d$ : velocidade do dinamómetro [rad/s];

$N_d$ : velocidade do dinamómetro [rpm];

$\Delta t$ : tempo por volta [s];

$n_d$ : número de voltas do dinamómetro;

$\Delta E$ : variação de energia cinética [J];

$E_{c_i}$ : valor de energia cinética no instante (i) [J];

$E_{c_{i-1}}$ : valor de energia cinética no instante (i-1) [J];

$I_M$ : momento de inércia do motor [kgm<sup>2</sup>];

$I_D$ : momento de inércia do dinamómetro [kgm<sup>2</sup>];

$I_R$ : momento de inércia das rodas [kgm<sup>2</sup>];

$P_m$ : potência do motor eléctrico [W];

$B_m$ : binário do motor eléctrico [Nm];

$\omega_m$ : velocidade do motor eléctrico [rad/s].





## **Banco tipo Chassis**



## 5. Banco tipo Chassis

Neste capítulo é descrito o desenvolvimento, dimensionamento e proposta de construção de um banco de ensaios do tipo chassis que terá a capacidade de testar veículos de quatro rodas motrizes (dois eixos) com massas até 2500 kg e potência até 600 cv.

### 5.1 Análise dos bancos e veículos existentes no mercado

Para uma melhor compreensão da tecnologia existente nestes bancos, foi necessário analisar os bancos de ensaios existentes no mercado e compreender os seus princípios de funcionamento. Esta análise permitiu identificar os pontos fortes e fracos das várias marcas, e simplificou o processo de definição de projeto e a construção de um banco de ensaios ao nível do mercado. Nos subcapítulos seguintes realiza-se a análise das principais marcas de bancos de ensaios. Os dados dos principais bancos estão apresentados na Tabela 5-1.

#### 5.1.1 Discussão dos resultados obtidos da análise de mercado

Observando a Tabela 5-1 uma comparação dos bancos de ensaios existentes no mercado, conclui-se que:

- O banco com mais potência tem 2000 kW;
- O tipo de freio mais comum é o elétrico (Correntes de *Foucault*);
- A velocidade máxima de teste é de 320km/h;
- A rotação máxima dos rolos encontra-se entre 750 e 7400 rpm;
- O diâmetro mínimo é de 200 mm e o máximo é de 762 mm;
- O entre eixo mínimo é de 1700 mm e o máximo é de 3500 mm;
- Nenhum banco de ensaios de rolos apresenta uma variação de entre eixo superior a 1400 mm.

Tabela 5-1 Comparação dos bancos de ensaios existentes no mercado [26] [27] [28] [29] [30] [31] [32] [33] [34] [35] [36] [37] [38] [39]

Marca	N° freios	Tipo de freio	Potência [kW]				Vel. máx [km/h]	Vel. máx. dos Rolos [rpm]	Massa equivalente [kg]	Diâmetro Rolos [mm]	Entre eixo [mm]		Alteração entre eixos	Preço [€]
			1	2	3	4					Min.	Máx.		
Maha AWD	2	Retardador	1000	1000			320	2250	1400	762	2000	3400		
Rotronics 2WD	1	Retardador	250				300	2650		600				
Rotronics AWD	1	Retardador	550				300	2650		600	1700	2900		
Rotronics AWD	2	Retardador	400	400			300	2650		600	1700	2900		
Vamag	2		150	150			300	5000		318	2000	3000		
Land and Sea	0		1200				250	2700		490				11000
Land and Sea 2WD	1	Retardador	540				250	4000		330				17500
Land and Sea AWD	2	Retardador	540	540			250	4000		330				43000
Taylor Dynamometer	2	Retardador	464				72	750		508				
V-Tech inercial	0		335				300	4000		400	2300	3300		
V-Tech AWD	4	Retardador	185	185	185	185	300	4000		400	2300	3300		71370
Dynocom Inc	2	Retardador	750	750			280	7400		200	2300	2950		30500
SuperFlow	2	Retardador	633	633			280	2000	1000	762	2340	3200	Cilindro Pneumático	
Mustang	1	Retardador	670				240	4000	976	320	2156	2891		
Dynojet	1	Retardador	1470				322	2900		588		3185		
Rototest	4	Hidráulicos	125	125	125	125	305	NA		NA	NA	NA		
Dyno Dynamics		Retardador	1800											
Mainline	3	Retardador	285	285	285		240	5900		217	2300	3250		
DynoRace AWD	0		400				320				2000	3040	Sistema hidráulico	
DynoRace AWD	2	Retardador	400	400			320				2000	3040		
Ryme		Retardador	ND				300	4500		352				
Dastek	2	Retardador	560	560			250	4200		318	2250	3500		

### 5.1.2 Análise ao entre eixo e entre rodas dos veículos no mercado

Uma vez que se pretende uma maior versatilidade em relação ao mercado, foi essencial analisar os valores limite de entre eixo e entre rodas dos veículos existentes (Figura 5.1).

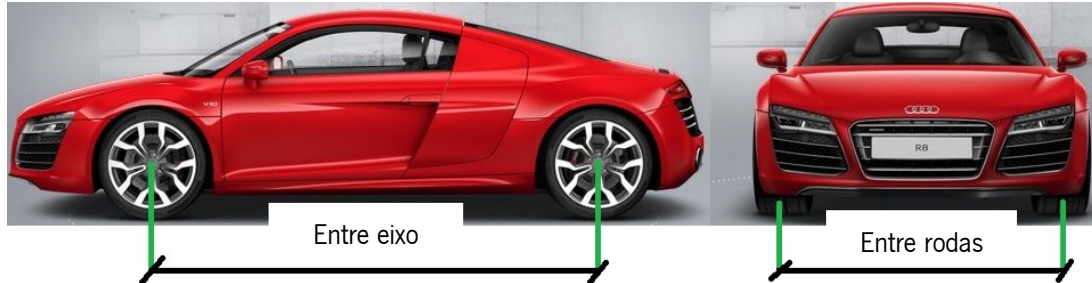


Figura 5.1 Diferença do entre eixo e o entre rodas.

Foram analisadas algumas das principais marcas: *Mercedes-Bens*, *BMW*, *Peugeot*, *Renault*, *Ford*, *Audi*, *Volkswagen*, *Opel*, entre outras. Os resultados da análise encontram-se na Tabela 5-2. Valores de entre eixo e entre rodas.

Tabela 5-2 Valores de entre eixo e entre rodas.

Parâmetro	Máximo [mm]	Média [mm]	Mínimo [mm]
Entre eixo [mm]	3165 (Mercedes classe s)	2668	1867 (Smart fortwo)
Entre Rodas [mm]	1682	1553	1385

## 5.2 Escolha e dimensionamento dos componentes

Neste capítulo é descrita a parte mais importante no desenvolvimento e construção do banco de teste do tipo chassis: a escolha e o dimensionamento dos componentes.

### 5.2.1 Freio

O freio responsável por absorver a energia cinética dos rolos que se propõe é o Telma AD61-55, visto que o controlo que será usado para controlar os freios do banco de testes foi desenvolvido especialmente para este. As especificações técnicas deste freio encontram-se na Tabela 5-3.

Tabela 5-3 Características do Freio.

Parâmetro	Telma AD61-55	Unidade
Binário de travagem máximo	1600	Nm
Massa	197	kg
Velocidade máxima	4000	rpm
Momento de inércia	1.3	kgm <sup>2</sup>

### 5.2.2 Rolo

Para o cálculo do diâmetro dos rolos é necessário ter em atenção a velocidade máxima que o freio suporta para evitar relações de transmissão entre o rolo e o freio, simplificando a construção e prevenindo assim a utilização de componentes mecânicos desnecessários que acarretam peças em movimento e um acréscimo de atritos que influenciam a medição.

É possível determinar o diâmetro do freio através da equação 81:

$$d = v \times \frac{60}{\omega \times \pi} \quad (81)$$

Em que:

$d$ : diâmetro do rolo [m];

$v$ : velocidade linear pretendida [m/s];

$\omega$ : rotação máxima do freio.

O valor deste diâmetro é fundamental pois se for demasiado elevado o banco de testes terá de ser alto para que o rolo caiba e por outro lado, se for demasiado pequeno, não permite testes com velocidades elevadas e aumenta o risco de derrapagem entre o pneu e o rolo, além do aumento do desgaste dos pneus. Na Tabela 5-4 é apresentado o valor obtido para o diâmetro do rolo.

Tabela 5-4 Valor de cálculo do diâmetro do rolo.

Velocidade [km/h]	Velocidade Rolo [rpm]	Diâmetro do Rolo [mm]
250	4000	332

Uma vez que não existe no mercado um tubo de 332 mm e o mais próximo existente é o de 323.8 mm, torna-se necessário calcular novamente o valor da velocidade máxima de teste através da equação 81 (Tabela 5-5).

Tabela 5-5 Valor da velocidade máxima de teste e diâmetro de rolo.

Velocidade [km/h]	Velocidade Rolo [rpm]	Diâmetro do Rolo [mm]
244.15	4000	323.80

### 5.2.3 Comprimento do banco

Após a análise realizada no capítulo 5.1.2 determinou-se que o banco de testes terá a possibilidade de testar veículos com entre eixo de 1800 mm até 3200 mm, e que o comprimento do rolo deverá ter 2200 mm.

### 5.2.4 Estimativa da diminuição do raio do pneu

O pneu é um elemento estrutural que detém um volume, usualmente de ar sob pressão, a fim de suportar uma carga. O seu desempenho depende essencialmente da sua borracha e da distribuição da pressão de contacto através da interface de contacto entre o solo e pneu. Para o estudo em questão, a superfície de contacto será um solo rígido e um cilindro metálico [40].

O cálculo da diminuição ou perda de diâmetro do pneu foi essencial para se perceber até que ponto um carro com uma dada altura entre o solo e a base do seu chassis é afetado pela passagem nos rolos do banco de ensaios. Desta forma é possível dimensionar uma altura ideal a que rolo se deve encontrar do solo do banco sem que o carro entre em contacto com o rolo e ainda dimensionar a altura mínima do carro ao chão do banco de testes. Na Figura 5.2 observa-se a situação descrita.

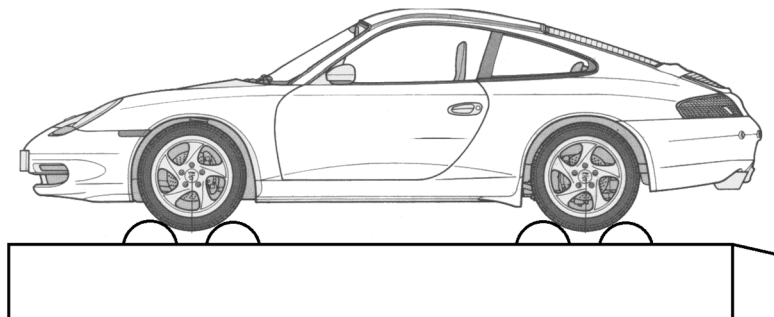


Figura 5.2 Veículo ao passar sobre os rolos.

A deformação de um pneu numa superfície rígida é afetada por vários fatores, como por exemplo, a dimensão do pneu, a rigidez da estrutura, a pressão ou carga aplicada, entre outros. Quando o pneu é operado num solo deformável, a deformação do pneu é determinada de alguma forma pela força do solo. A área de contacto do pneu na superfície é definida pela carga e pela pressão a que o pneu se encontra [40].

Teorias desenvolvidas por diferentes autores relativamente à medição da área de contato do pneu com a superfície rígida, são baseadas numa área de contato retangular ou elíptica (Figura 5.3) com determinados pressupostos [40].

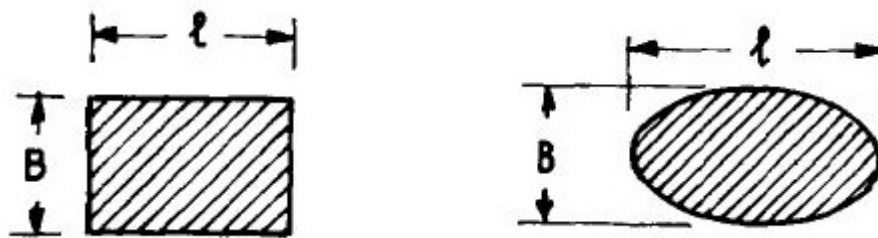


Figura 5.3 Formas de áreas de contato entre o pneu e um solo rígido [40].

Para este estudo, o objetivo é perceber apenas a perda de raio do pneu, porém, para este cálculo é necessário calcular também a área de contacto entre o pneu e o piso de contacto. Uma das formas de simplificar os métodos de cálculo é definir a área de contato como um retângulo, como se observa na Figura 5.3.

O estudo foi dividido em três partes:

- pneu em contato com o solo rígido, permitindo uma melhor compreensão de como é que o pneu perde em raio, variando as variáveis carga e pressão;
- pneu alinhado com o rolo na vertical;
- pneu alinhado com o rolo com ângulo  $b$ .

Para o cálculo do pneu em contato com um solo rígido assumiu-se que a área de contato é um retângulo e que a largura do pneu toma o valor de dois dos lados desse mesmo retângulo. O método de cálculo usado para calcular a perda de raio do pneu consistiu em calcular primeiro a área de esforço ( $A_{esf}$ ), tornando assim possível determinar a corda de esforço ( $c_{esf}$ ) (lados opostos do retângulo aos definidos pela largura do pneu). Na Figura 5.4 é possível observar o pneu



em contato com o solo e a linha referente ao solo sem deformação do pneu, e a linha do solo com deformação do pneu.

$$A_{esf} = \frac{C_p \times g}{P_p \times 100000} \quad (82)$$

$$c_{esf} = \frac{A_{esf}}{l_p} \quad (83)$$

Em que:

$A_{esf}$ : área de esforço [m<sup>2</sup>];

$C_p$ : carga sobre o pneu [N];

$g$ : aceleração da gravidade (9.81) [m/s<sup>2</sup>];

$P_p$ : pressão do pneu [Pa];

$l_p$ : largura pneu [m];

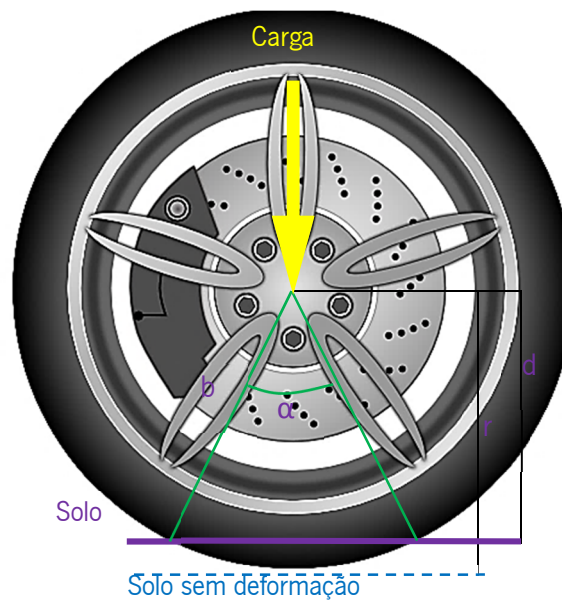


Figura 5.4 Pneu em contato com o solo rígido.

Com  $c_{esf}$  determinado é possível obter o ângulo  $\alpha$  pela equação 84.

$$\alpha = \sin^{-1} \frac{c_{esf}}{r_p} \quad (84)$$

Com o valor do ângulo  $\alpha$  é determinada a perda de raio no pneu pela equação seguinte:

$$r_{lose1} = r_p - (r_p \times \cos \alpha) \quad (85)$$

Em que:

$r_p$ : raio pneu [m];

$r_{lose1}$ : perde de raio [m].

A partir dos parâmetros base da Tabela 5-6, foram determinados os valores da Tabela 5-7.

*Tabela 5-6 Parâmetros para cálculo da perda de raio de um pneu em contato com um solo rígido.*

Parâmetro	Valor	Unidades
Carga sobre o pneu	833	kg
Raio pneu	0.250	m
Diâmetro rolo	0.3239	m
Pressão pneu	2.5	bar
Largura do pneu	0.205	m
Ângulo $\alpha$	26.6	°

*Tabela 5-7 Perda de raio de um pneu em contato com um solo rígido.*

Parâmetro	Valor	Unidade
Área de esforço	0.0327	m <sup>2</sup>
Corda de esforço	0.160	m
Ângulo $\alpha$	37.21	°
Perda de raio do pneu	0.013	m

Para determinar a perda de raio de um pneu no topo de um rolo (Figura 5.5) foi necessário calcular novamente a área de esforço e a respectiva corda de esforço para o pneu em contato com o topo do rolo pelas equações 78 e 79. Após este cálculo foi possível calcular o ângulo  $\alpha$  e  $\beta$  pela equação 80, e determinados os ângulos  $\alpha$  e  $\beta$  é obtida a perda de raio pela equação 82.

$$r_{lose2} = \left( r_r - (r_r \times \cos \beta/2) \right) + \left( r_p - (r_p \times \cos \alpha/2) \right) \quad (86)$$

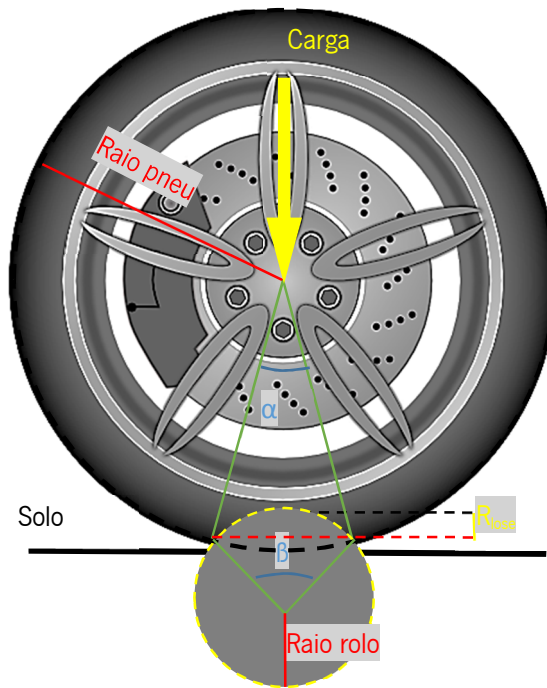


Figura 5.5 Pneu no topo do rolo.

O valor da perda de raio na roda quando esta se encontra no topo do rolo observa-se na Tabela 5-8.

Tabela 5-8 Perda de raio de um pneu no topo de rolo.

Parâmetro	Valor	Unidade
Área de esforço	0.0327	m <sup>2</sup>
Corda de esforço roda	0.160	m
Ângulo β	37.21	°
Ângulo α	58.79	°
Perda de raio do pneu	0.034	m

Relativamente à perda de raio com o pneu em cima do rolo a um ângulo  $b$  do seu topo (Figura 5.6), este assemelha-se ao cálculo da perda de raio com o pneu no topo do rolo (área de esforço, corda de esforço e os ângulo  $\beta$  e  $\alpha$ ) que são determinados de igual forma, ou seja, pelas equações 78, 79 e 80; a perda de raio para este caso em questão determina-se pela equação 83.

$$r_{lose3} = \left( r_p - (r_p \times \cos((\alpha/2) + b)) \right) - r_{lose1} \quad (87)$$

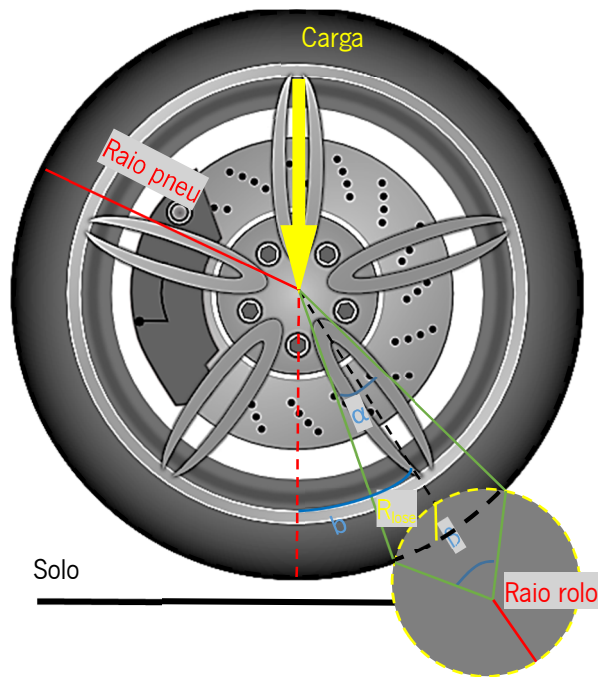


Figura 5.6 Pneu em cima do rolo com ângulo  $\beta$  do topo do rolo.

Os valores obtidos encontram-se na Tabela 5-9.

Tabela 5-9 perda de raio do pneu em cima do rolo com um ângulo  $\beta$  do topo do rolo.

Parâmetros	Valor	Unidade
Área de esforço	0.0327	m <sup>2</sup>
Corda de esforço roda	0.160	m
Ângulo $\beta$	37.21	°
Ângulo $\alpha$	58.79	°
Perda de raio do pneu	0.034	m

Em que:

$A_{esf}$ : área de esforço [m<sup>2</sup>];

$C_p$ : carga sobre o pneu [N];

$g$ : aceleração da gravidade (9.81) [m/s<sup>2</sup>];

$P_p$ : pressão do pneu [Pa];

$l_p$ : largura pneu [m];

$c_{esf}$ : corda de esforço [m];

$r_p$ : raio pneu [m];

$r_{lose1}$ : perda de raio [m].

### 5.2.5 Cálculo da distância entre rolos

A distância entre rolos (apoio de uma roda) é um parâmetro muito importante no desenvolvimento de um banco de testes. Esta distância serve para posicionar as rodas e não deixar que facilmente “saltem” do banco, pelo que existe um mínimo para este valor. Por outro lado se a distância for muito grande, torna-se muito difícil retirar o carro dos rolos e o chassi poderá bater neles. Para o seu cálculo fez-se uma aplicação geométrica desenvolvida em *Excel*/com o propósito de analisar o comportamento de veículos em teste. Devido à enorme complexidade desta aplicação e ao grande número de equações envolvidas no seu desenvolvimento, o seu funcionamento detalhado não será aqui exposto, contudo serão descritos os parâmetros de entrada e saída que o utilizador terá de colocar para obter os resultados:

- entre eixos do veículo;
- percentagem do peso do veículo no eixo frontal;
- massa do veículo;
- coeficiente de atrito entre o pneu e o rolo;
- binário máximo do motor;
- potência máxima do motor;
- características do pneu (diâmetro, altura e largura) como especificado pelos construtores dos pneus;
- raio dos rolos do banco;
- relação de transmissão final do veículo a que se realiza o teste;
- tipo de tração do veículo (tração frontal, traseira ou às quatro rodas).

Para uma melhor compreensão e interpretação do funcionamento da aplicação é possível observar na Figura 5.7 os parâmetros de entrada anteriormente descritos num veículo (meramente representativo); nesta figura podemos observar o valor do entre eixo, o peso do veículo e a sua distribuição nos eixos.

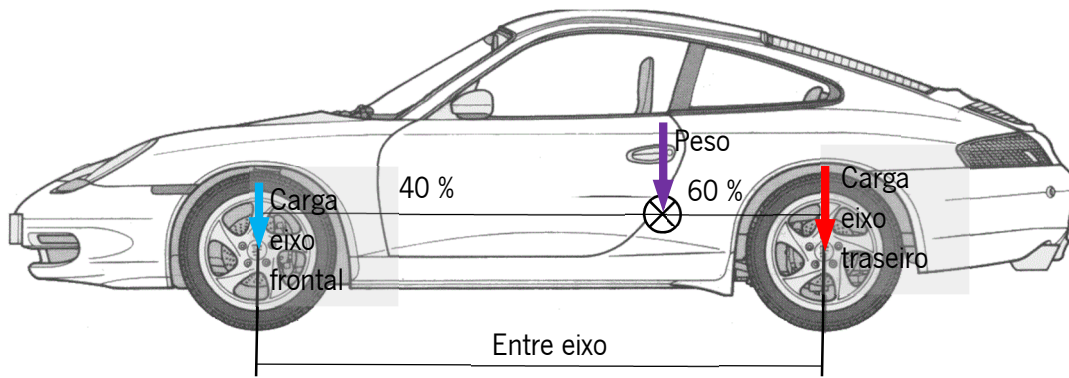


Figura 5.7 Distribuição das cargas pelos eixos.

Relativamente à Figura 5.7 é possível observar mais detalhadamente a distribuição das forças em jogo, cargas no respetivo eixo, distância entre rolos, etc. Na Figura 5.7, Figura 5.8 e Figura 5.9 é mais fácil compreender o funcionamento da aplicação e como trata os valores inseridos pelo utilizador.

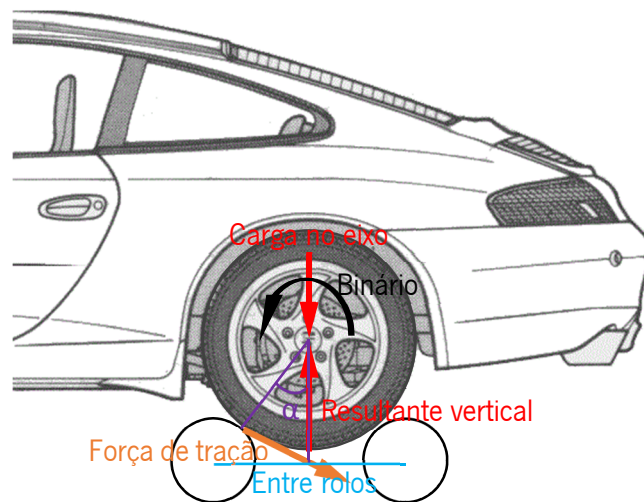


Figura 5.8 Distribuição das forças no eixo de tração.

Com os parâmetros de entrada anteriormente descritos, a aplicação apresenta como parâmetros de saída o valor das cargas nos dois eixos, sendo possível visualizar o seu valor numérico e graficamente. Independentemente de ser obrigatório prender o veículo para a realização do teste, o utilizador consegue perceber se o carro irá ou não “saltar” do rolo. Após várias simulações concluiu-se que o melhor valor para a distância entre os rolos seria de 600 mm.

Na Figura 5.9 é possível visualizar os parâmetros de entrada (azul) e os parâmetros de saída (verde).

Celulas em azul são INPUTS				Celula verde (1-tracção frente; 2-tracção trás; 3-tracção 4x4)			
2				2			
Entre eixos	2,808	m	Binário máximo motor	600	Nm	Raio Rolo	0,163
Porcentagem de peso eixo frontal	0,55	%	Potencia máxima 4400rpm	185	cv	relação transmissão 4 velocidade	3,28
Porcentagem de peso eixo traseiro	0,45	%	peso no eixo traseiro (P <sub>T</sub> )	-6190	N	Binário max. Possivel	1078
Centro de massa/eixo frente (L1)	1,170	m	peso no eixo frente (P <sub>F</sub> )	-7554	N	Binário máximo roda (T)	1972
Centro de massa/eixo traseiro (L2)	1,430	m	Diâmetro polgadas	17	"	Força máxima roda frente (F <sub>F</sub> )	7460
Massa carro	1400	kg	altura pneu em % da base	0,45	"	L3	0,500
Peso carro (P)	-13734	N	largura do pneu	215	mm	L4	0,600
coef. atrito pneu/ASFALTO	0,6		Raio roda	0,264	m	ângulo alfa	44,66 graus
<b>Tração frontal</b>		<b>Tração Traseira</b>		<b>Tração 4x4</b>			
Analisando o carro		Analisando o carro		Analisando o carro			
Binário (roda frente)		Binário (roda trás)		Binário (roda trás)			
1972 Nm		1972 Nm		986 Nm			
Força roda trás devida binário roda frente		Força roda frente devida binário roda trás		Binário (roda frente)			
758 N		-758 N		986 Nm			
Carga roda trás		Carga roda trás		Força roda frente devida binário roda trás			
-6939 N		-6939 N		-379 N			
Carga roda frente		Carga roda frente		Força roda trás devida binário roda frente			
-6795 N		-6795 N		-379 N			
Força resultante a trás		Força resultante a trás		Carga roda trás			
-7657 N		-7657 N		-6939 N			
Binário máximo sem ocorrer subida da roda no rolo		Binário máximo sem ocorrer subida da roda no rolo		Binário máximo sem ocorrer subida da roda no rolo			
Carga na roda da frente		Carga na roda da trás		Carga na roda da trás			
-6795 N		-6939 N		-6939 N			
Distância (x)		Distância (x)		Distância (x)			
0,186 m		0,186 m		0,186 m			
Força vert.		Força vert.		Força vert.			
10613 N		10613 N		10613 N			
Diferença forças verticais frente		Diferença forças verticais trás		Diferença forças verticais trás			
3818 N		3674 N		-1632 N			
positivo SALTAR		(positivo SALTAR)		(positivo SALTAR)			

Figura 5.9 Parâmetros de entrada e saída.

Já na Figura 5.10 é possível visualizar os parâmetros de saída na forma gráfica, sendo visíveis as rodas do veículo, os quatro rolos e duas linhas verticais que passam pelo eixo das rodas. Se estas linhas forem do centro da roda e prosseguirem para baixo, significa que a resultante da carga nesse eixo é negativa e como tal não existe possibilidade de o veículo “saltar” o rolo. Se a linha prosseguir para cima, as resultantes das cargas nesse eixo são ascendentes e o veículo tem tendência a “saltar” o rolo. Dessa forma torna-se necessário acrescentar mais peso ao veículo ou prendê-lo de forma a garantir que este não “saltará” o rolo.

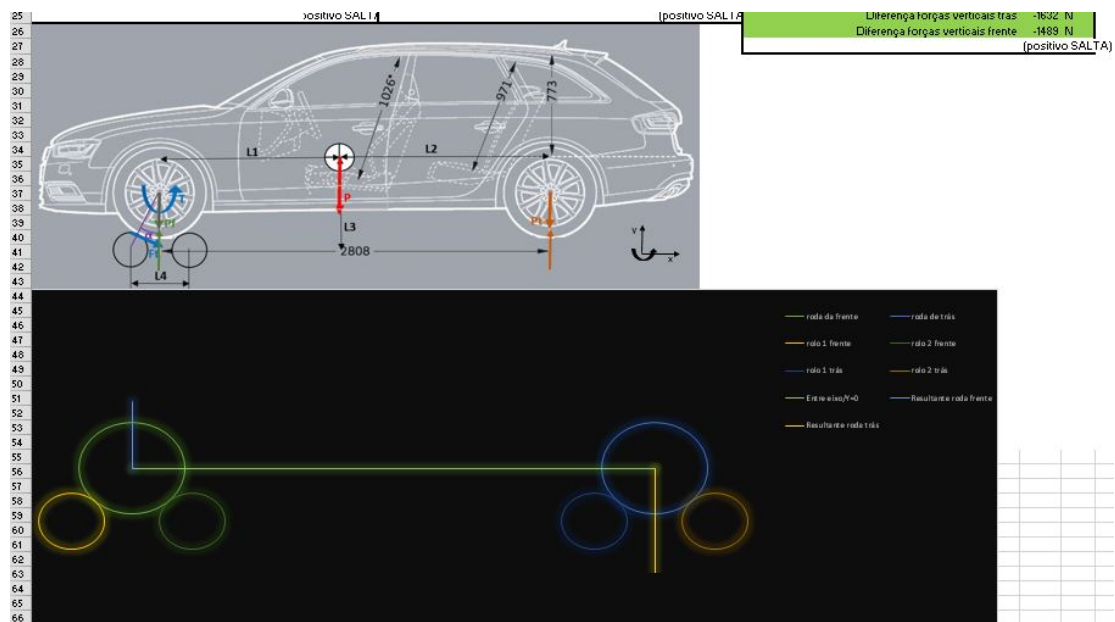


Figura 5.10 Parâmetros de saída na forma gráfica.

As equações usadas nesta modelação foram:

Relativamente à determinação dos pesos no carro e eixos:

$$P_c = m \times g \quad (88)$$

$$P_t = P_c \times k_t \quad (89)$$

$$P_f = P_c \times k_f \quad (90)$$

Raio do pneu:

$$r_p = l_p \times k_p + r_j \quad (91)$$

Binários:

$$B = B_m \times i_t \quad (92)$$

$$B_{m\acute{a}x} = B \times \mu_t \quad (93)$$

Força tangencial no pneu:

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{B_{m\acute{a}x}}{r_p} \quad (94)$$

Determinação do angulo  $\alpha$ :

$$\alpha = \sin^{-1} \frac{\frac{L4}{2}}{r_{ro} + r_p} \quad (95)$$

Cargas nos eixos:

$$F_{rt\_rf} = \frac{B_{m\acute{a}x}}{L_{eixo}} \quad (96)$$

$$C_{rf} = P_f + F_{rt\_rf} \quad (97)$$



$$C_{rt} = P_t + F_{rt,rf} \quad (98)$$

$$R_{rt} = C_{rt} - F_{rt,rf} \quad (99)$$

Distância entre eixos:

$$d_x = r_p \times \sin \alpha \quad (100)$$

Forças verticais:

$$F_v = \frac{B_{m\acute{a}x}}{d_x} \quad (101)$$

$$dif_{fv} = C_{rf} + F_v \quad (102)$$

Em que:

$P_c$ : peso carro [N];

$m$ : massa carro [kg];

$g$ : aceleração da gravidade (9.81) [m/s<sup>2</sup>];

$P_t$ : peso no eixo de trás [N];

$k_t$ : percentagem de massa no eixo de trás [%];

$P_f$ : peso no eixo da frente [N];

$k_f$ : percentagem de massa no eixo da frente [%];

$r_p$ : raio pneu [m];

$l_p$ : largura do pneu [m];

$k_p$ : percentagem da largura do pneu [%];

$r_j$ : raio jante [m];

$B$ : binário roda [Nm];

$B_m$ : binário motor [Nm];

$i_t$ : relação de transmissão entre motor e rodas do carro;

$B_{m\acute{a}x}$ : binário máximo [Nm];

$\mu_t$ : coeficiente de atrito de rolamento entre pneu e rolo;

$F_{m\acute{a}x}$ : força máxima [N];

$\alpha$ : angulo [rad];

$L_4$ : distância entre rolos [m];

$r_{ro}$ : raio do rolo [m];

$F_{rt_{rf}}$ : força na roda traseira devido ao binário na roda da frente [N];

$L_{eixo}$ : entre-eixo [m];

$C_{rf}$ : carga roda da frente [N];

$C_{rt}$ : carga roda de trás [N];

$R_{rt}$ : reação roda de trás [N];

$d_x$ : distancia x [m];

$diff_v$ : diferença entre forças verticais [N];

### 5.2.6 Escolha do fuso

A transmissão de movimento da estrutura móvel será realizada através de um fuso acionado por um motor elétrico. Este fuso é responsável por movimentar a estrutura e ainda ser autoblocante quando esta se encontra parada. Os parâmetros para cálculo do fuso foram os da Tabela 5-10.

Tabela 5-10 Parâmetro para cálculo do fuso.

Parâmetro	Valor	Unidade
Massa do carro	2500	kg
Distribuição da massa no carro	0.6	Frente
	0.4	Trás
Atrito de rolamento das guias	0.005	
Massa estrutura móvel	1000	kg
Massa barras entre estruturas	75	kg
Cargas na estrutura móvel	25077	N
Carga axial no fuso	674	N

A carga axial no fuso (F) é a carga resultante dos pesos que a estrutura móvel terá de suportar (Figura 5.11).

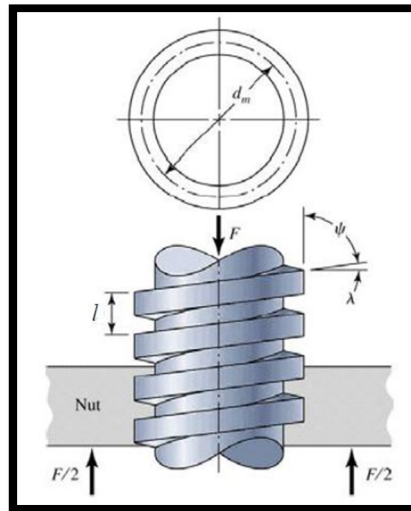


Figura 5.11 Esquema das cargas que atuam no fuso (baseado em [23]).

O fuso que se optou para movimentar a estrutura móvel é um fuso de rosca trapezoidal dado o fornecedor local não dispor de outro tipo de fusos. Após várias iterações em ordem ao passo do fuso, o escolhido deverá ter um passo de 7 mm de forma a diminuir o tempo de movimentação da estrutura móvel. Em reunião ficou definido que o tempo ideal para a movimentação do curso máximo (1800 mm) devia ser próximo de 30 s, e assim calculou-se o passo do fuso antes de determinar o valor do seu diâmetro.

A velocidade de rotação escolhida para a rotação do fuso será de 500 rpm, o que faz uma velocidade linear de 0.06 m/s. Pela equação 103 obtém-se o tempo que a estrutura leva a percorrer os 1800 mm.

$$t_{mov.} = \frac{d_{entre-eixo}}{v_{linear\ estrutura\ móvel}} \quad (103)$$

Usando a equação 103 obtém-se um tempo de deslocação de 30.86 s. O fuso que o fornecedor local apresenta para um passo de 7 mm é o Tr. 40 x 7 que tem um diâmetro exterior de 40 mm; os parâmetros para dimensionamento do fuso encontram-se na Tabela 5-11.

Tabela 5-11 Parâmetros do fuso.

Parâmetro	Valor	Unidade
Passo do Fuso [l]	0.007	m
Ângulo do filete [ $\lambda$ ]	10.08	°
Ângulo dois alfa [ $2\alpha$ ]	30	°
Ângulo alfa [ $\alpha$ ]	15	°
Coef. atrito estático [f]	0.75	
Coef. atrito dinâmico [fd]	0.6	
Altura do filete	0.00375	m
Diâmetro ext [de]	0.040	m
Diâmetro médio [dm]	0.0363	m
Diâmetro int. [di]	0.0325	m

Uma vez definidos todos os parâmetros do fuso é possível determinar todas as cargas que atuam no fuso e se este as irá suportar. A força tangencial aplicada para existir movimento ( $P_r$ ) pode ser determinada pela equação 104 [23].

$$P_r = \frac{F(\sin \lambda + f \cos \lambda)}{\cos \lambda - f \sin \lambda} \quad (104)$$

Condição de auto imobilização:

$$f \geq \tan \lambda \quad (105)$$

Binário necessário para existir movimento:

$$B_r = \frac{F d_m}{2} \times \left( \frac{t + \pi f d_m}{\pi d_m - f t} \right) \quad (106)$$

Tensão axial:

$$\tau_A = \frac{4F}{\pi d_m^2} \quad (107)$$

Torção no fuso:

$$\tau_B = \frac{16B_r}{\pi d_i^3} \quad (108)$$

Tensão de corte na base da rosca:

$$\tau_c = \frac{2F}{h\pi d_i} \quad (109)$$

Tensão de flexão na base da rosca:

$$\sigma_f = \frac{6F}{h\pi d_i} \quad (110)$$

Tensão de esmagamento:

$$\sigma_c = \frac{4Ft}{h\pi(d_e^2 - d_i^2)} \quad (111)$$

Manipulando desde a equação 104 à 111 obtemos a tabela:

*Tabela 5-12 Dimensionamento fuso.*

Parâmetro	Valor	Unidade
Tensão admissível máxima aço C1	235	MPa
Coeficiente de Segurança	4	
Tensão de cálculo	59	MPa
Tensão admissível axial	0.65	MPa
Torsão no parafuso	1.60	MPa
Tensão de corte base da rosca	0.66	MPa
Tensão de flexão na base da rosca	1.98	MPa
Tensão de esmagamento	0.55	MPa
Condição de auto imobilização	sim	

Observando a Tabela 5-12 podemos concluir que o fuso consegue suportar as cargas às quais se encontra sujeito.

### 5.2.7 Escolha e dimensionamento das correias e polias

Uma das vantagens do banco de testes que se pretende desenvolver nesta dissertação é a sincronização dos dois eixos, para que um veículo em teste tenha sempre os dois eixos à mesma velocidade. Para determinar a correia dentada (Figura 5.12) foi necessário calcular primeiro a potência a que esta estará sujeita, e deste modo foram definidos ou determinados os seguintes parâmetros da Tabela 5-13:



Figura 5.12 Transmissão de potência por correias dentadas.

Tabela 5-13 Parâmetros para cálculo da potência transmitida pela correia.

Parâmetro	Valor	Unidade
Velocidade máxima do rolo	4000	rpm
Diâmetro roda carro	0.55	m
Diâmetro rolo	323.8	mm
Relação transmissão roda carro/rolo	1.70	
Rotação rolo a 100 km/h	2355	rpm
Rotação roda carro a 100 km/h	1625	rpm
Momento de inércia rolo	10.677	Kgm <sup>2</sup>
Massa rolo	560	kg
Tempo de aceleração do carro do 0 aos 100 km/h	5	s

Com os parâmetros da Tabela 5-13 foi possível determinar o valor da potência manipulando as equações seguintes:

$$a_c = \frac{v}{t} \quad (112)$$

$$\alpha_{rolo} = \frac{a_c}{r_r} \quad (113)$$

$$B_r = (2 \times I) \times \alpha_r \quad (114)$$

$$P_r = B_r \times \omega_r \quad (115)$$

Uma vez definidas as equações para o cálculo da potência transmitida, foi possível determinar o seu valor, que se encontra ilustrado na Tabela 5-14.

*Tabela 5-14 Valor da potência transmitida pela correia.*

Parâmetro	Valor	Unidade
Aceleração linear do carro dos 0 aos 100 km/h	5.56	m/s <sup>2</sup>
Aceleração do rolo	34.32	rad/s <sup>2</sup>
Binário resistente no rolo	733	Nm
Potência transmitida entre rolos	125 (170)	kW (cv)

Com o valor da potência que se pretende transmitir já conhecido, é possível escolher a correia dentada através do catálogo do fabricante *Gates*. Para a escolha da correia no catálogo devem-se seguir as seguintes etapas [24]:

- conhecer a potência base;
- determinar fatores de serviço;
- determinar potência de projeto;
- escolher o passo da correia;
- diâmetro mínimo da polia para a potência de projeto;
- largura da correia.

Na tabela é possível observar todos os valores anteriormente descritos e o motivo da sua escolha.

*Tabela 5-15 Escolha da correia dentada.*

Parâmetro	Valor	Unidade	Motivo
Potencia base	170	cv	Determinado.
Fatores de segurança:			
Tipo de serviço	1.3		Motor de combustão interna, menos de 8 h diárias.
Pela relação de transmissão	1		Relação de transmissão é igual a 1.
Pelo comprimento da correia	1.1		Correia com mais de 5 m
Potência de projeto	238	cv	Determinado.
Passo	14	mm	Escolha pelo diagrama, com parâmetros de entrada Pp e 4000 rpm.
Diâmetro da polia	151.5	mm	Mínimo diâmetro admitido para a potência em jogo.
Largura da correia	115	mm	Escolha devido à potência em jogo.

Para uma melhor compreensão é possível observar em apêndice I as tabelas, equações e gráficos consultados para a escolha correta da correia dentada. Relativamente ao comprimento da correia dentada, só é possível obter esse valor após o desenho do banco estar concluído. O valor do comprimento da correia encontra-se no subcapítulo 5.3.7.

### **5.2.8 Escolha e dimensionamento das chumaceiras e rolamentos**

Para a escolha das chumaceiras foi considerado o tipo de rolamento que esta tem, assim como os esforços radiais e axiais. O fabricante escolhido foi a SKF, sendo optado pela gama SYJ uma vez que esta gama de chumaceiras são autocompensastes relativamente a desalinhamentos.

Os requisitos que os rolamentos terão de cumprir encontram-se na Tabela 5-16:



Tabela 5-16 Parâmetros para escolha de chumaceira.

Parâmetro	Valor	Unidade
Diâmetro do veio	50	mm
Velocidade máxima do rolo	4000	rpm
Massa Carro	2500	kg
Massa Rolo	550	kg
Massa Freio	172	kg
Percentagem massa do carro no eixo da frente	60	%
Percentagem massa do carro no eixo da frente trás	40	%
Peso eixo frontal	14715	N
Peso eixo traseiro	9810	N
Peso Freio	1687	N
Peso Rolo	5396	N

Na Figura 5.13 é possível observar a distribuição das cargas em *Newtons* que as chumaceiras terão de suportar.

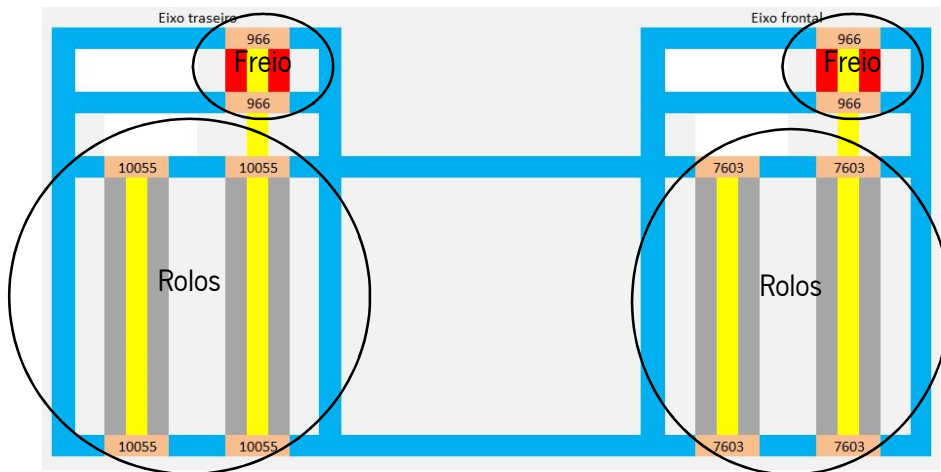


Figura 5.13 Distribuição das cargas no banco de ensaios.

A partir do catálogo da SKF e da Tabela 5-16 escolheu-se a chumaceira SYJ 50 TF que contém o rolamento YAR 210-2F, sendo possível observar na tabela os parâmetros referentes a este rolamento.

Tabela 5-17 Parâmetros dos rolamentos [41].

Parâmetro	Valor	Unidade
Diâmetro do veio	50	mm
Velocidade máxima	4000	rpm
Carga dinâmica	35.1	kN
Carga estática	23.2	kN

Pela equação foi determinado o tempo de vida do rolamento:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P_{eq}} \right)^{P_r} \quad (116)$$

Em que:

$L_{10}$ : vida do rolamento [milhões de rotações];

$C$ : carga dinâmica [kN];

$P_{eq}$ : carga dinâmica equivalente [kN];

$P_r$ : expoente para a vida do rolamento (igual a 3 para rolamentos de esferas).

A carga dinâmica  $C$  apresentada pela SKF para o rolamento escolhido é de 35,1 kN, e carga dinâmica equivalente é o esforço ao qual o rolamento se encontra sujeito, sendo este valor de 10 kN. Não foram considerados esforços axiais nas chumaceiras. O rolamento escolhido tem uma vida prevista de 43 milhões de rotações. Na Figura 5.14 e na Figura 5.15 é possível observar a chumaceira e o rolamento escolhidos e ainda alguns dos seus parâmetros básicos e dimensões.

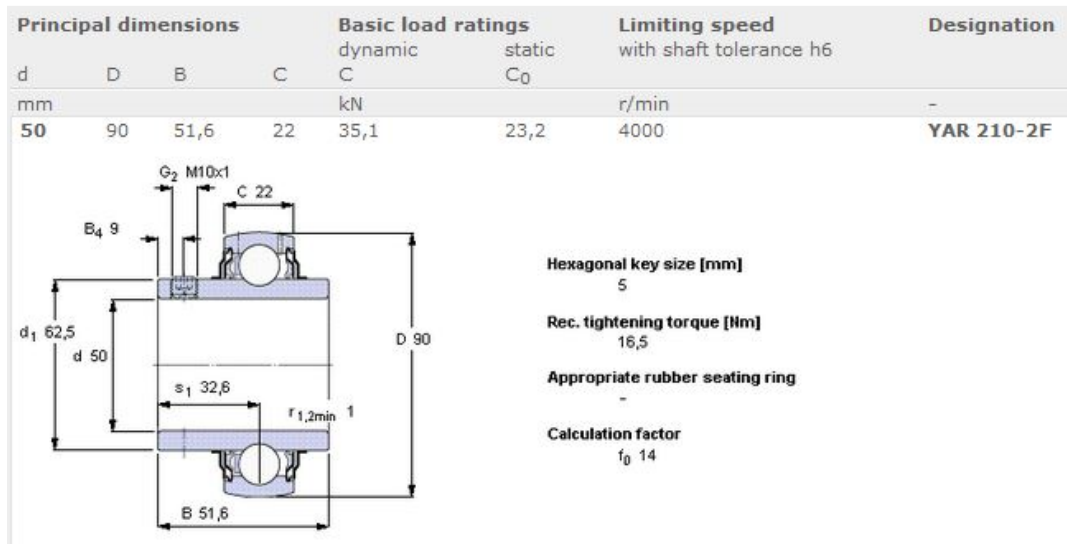


Figura 5.14 Parâmetros e dimensões do rolamento escolhido (baseado em [41]).

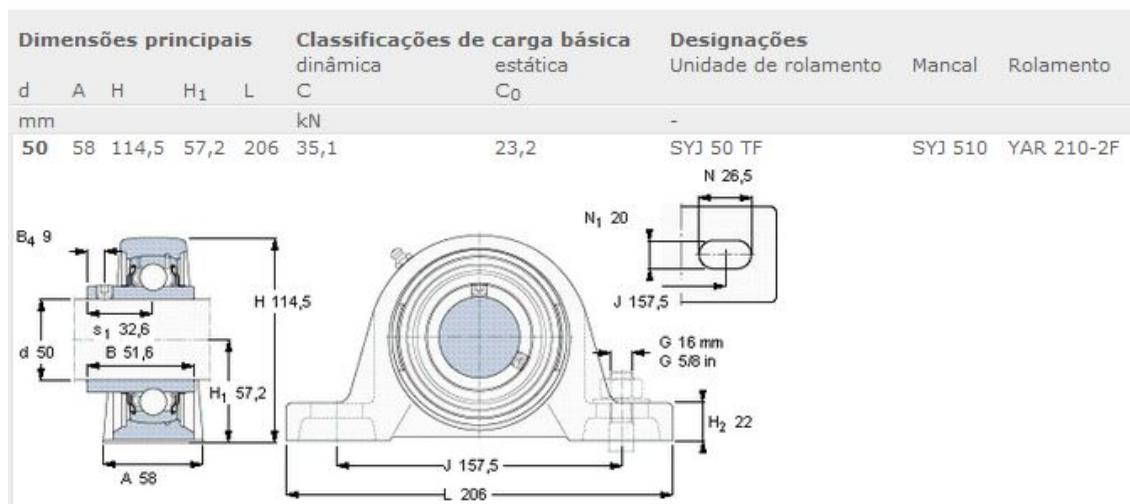


Figura 5.15 Parâmetros e dimensões da chumaceira escolhida (baseado em [42]).

### 5.2.9 Escolha e dimensionamento da união de veios

A união de veios aqui escolhida é responsável por transmitir movimento entre o rolo e o freio e o fabricante que se optou foi a SKF. A união de veios terá de suportar as características da Tabela 5-18:

Tabela 5-18 Características que a união de veios terá de suportar.

Parâmetro	Valor	Unidade
Diâmetro do veio	50	mm
Velocidade máxima	4000	rpm
Binário	1600	Nm

Com os parâmetros todos definidos, foi escolhida a união de veios (Figura 5.16) PHE 25GCCOVER que suporta um binário máximo de 7474 Nm e uma rotação de 5000 rpm e suporta diâmetros entre 32 a 98 mm.



Figura 5.16 União de veios.

### 5.2.10 Massa equivalente no banco de ensaios e força de tração máxima

Para determinar o valor da massa equivalente e da força de tração máxima foi usada a Tabela 5-19:

Tabela 5-19 Parâmetros para cálculo da massa equivalente e força de tração máxima.

Parâmetro	Valor	Unidade
Diâmetro rolo	323.8	mm
Binário	1600	Nm
Velocidade máxima	4000	rpm
Momento de inércia rolo	10.677	kg.m <sup>2</sup>
Momento de inércia freio	1.3	kg.m <sup>2</sup>
Velocidade máxima do veículo	245.15	km/h

Através da Tabela 5-19 e das seguintes equações é possível determinar a massa equivalente e força de tração máxima da Tabela 5-12.

$$E_c = \frac{1}{2} \times (I_r + I_F) \times \omega^2 \quad (117)$$

$$m = \frac{E_c}{\frac{1}{2} \times v^2} \quad (118)$$

$$F = \frac{B}{r} \quad (119)$$

Tabela 5-20 Massa equivalente e força de tração máxima

Parâmetro	Valor	Unidade
Massa equivalente	1714	kg
Força de tração máxima	9900	N

### 5.3 Desenho e projeto do banco

Após escolha, dimensionamento de alguns componentes e cálculo de dimensões fundamentais para o projeto do banco de ensaios que aqui se pretende construir, é descrito neste capítulo o desenho do banco de ensaios. A ferramenta CAD que se usou para desenhar e dimensionar o banco de ensaios foi o *SolidWorks* e *SolidWorks Simulation* respetivamente. O aço usado nas simulações foi o St37-2 (Norma DIN) que tem uma tensão de cedência de 235 MPa.

#### 5.3.1 Estrutura fixa

Como o nome indica, a estrutura fixa é um componente do banco de ensaios que não se moverá, sendo este componente constituído por perfis de aço UNP 80 com a exceção da barra interior onde serão apoiados os rolos. Esta estrutura é ainda responsável por acomodar o freio, rampas de acesso aos rolos e rampas de acesso ao banco de ensaios. A estrutura foi desenhada para que seja possível colocar-se no chão, e o seu contacto com o chão seja realizado por anti-vibráteis de modo a reduzir vibrações com as superfícies vizinhas. Na Figura 5.17 está

representada a estrutura fixa projetada para este banco de ensaios e em anexo B os seus desenhos técnicos.

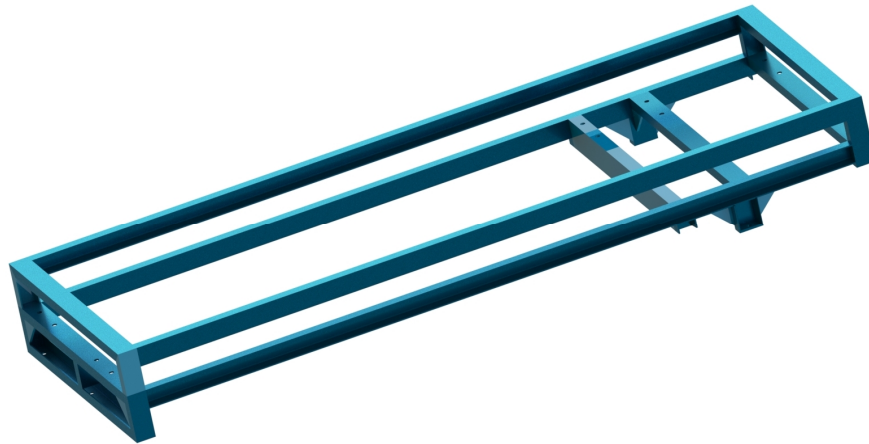


Figura 5.17 Estrutura fixa.

#### 5.3.1.1 Dimensionamento EF

Como já anteriormente descrito o dimensionamento da estrutura fixa foi realizado na ferramenta CAD *SolidWorks*. Na Figura 5.18 é possível observar de cor azul a carga induzida pelo peso dos rolos e veículo, a laranja a carga induzida pelo peso do freio e a verde os pontos fixos da estrutura (em contato com o chão). A distribuição usada das cargas é a mesma que se encontra representada na Figura 5.13: a azul uma carga de 10055 N, a laranja uma carga de 966 N e a vermelho a aceleração da gravidade. Inicialmente pensou-se projetar a estrutura apenas com perfis UNP 80 mas com as simulações constatou-se que não seria possível, pois uma das barras não conseguiria suportar as cargas ao qual se encontrava sujeita. O perfil que é capaz de suportar as cargas é o UNP 120 e a barra aqui descrita encontra-se em destaque com uma seta amarela na Figura 5.18.

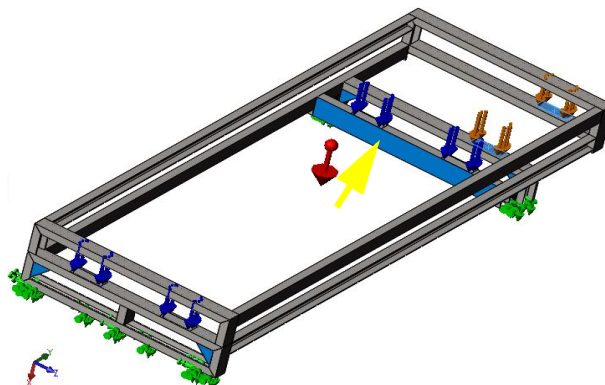


Figura 5.18 Cargas e fixação na EF.

Pelas simulações obtemos uma tensão e deformação máxima de 222 MPa e 1.8 mm, como se pode observar na Figura 5.19 (tensões) e Figura 5.20 (deslocações).

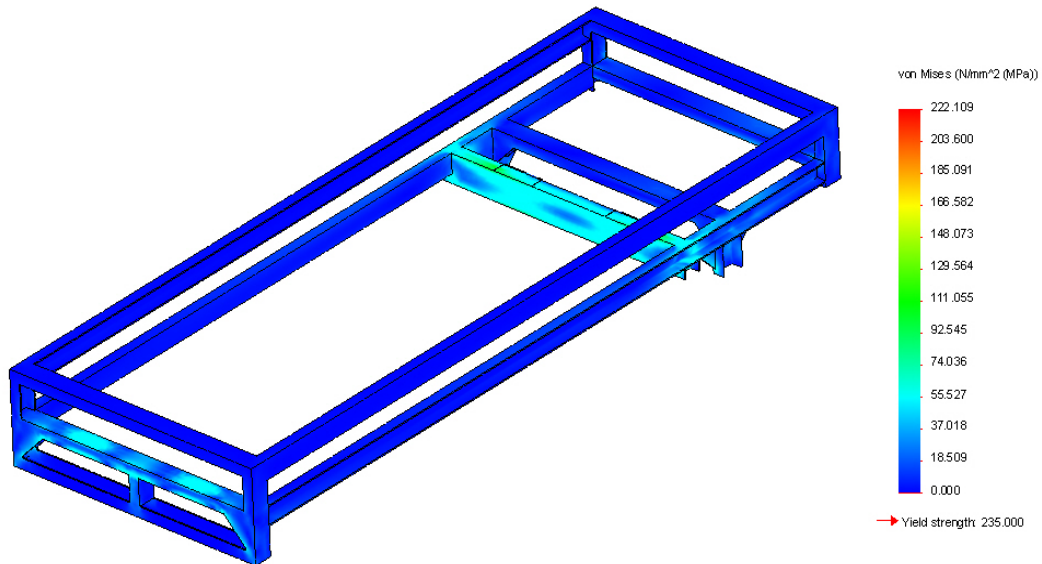


Figura 5.19 Distribuição das tensões na EF.

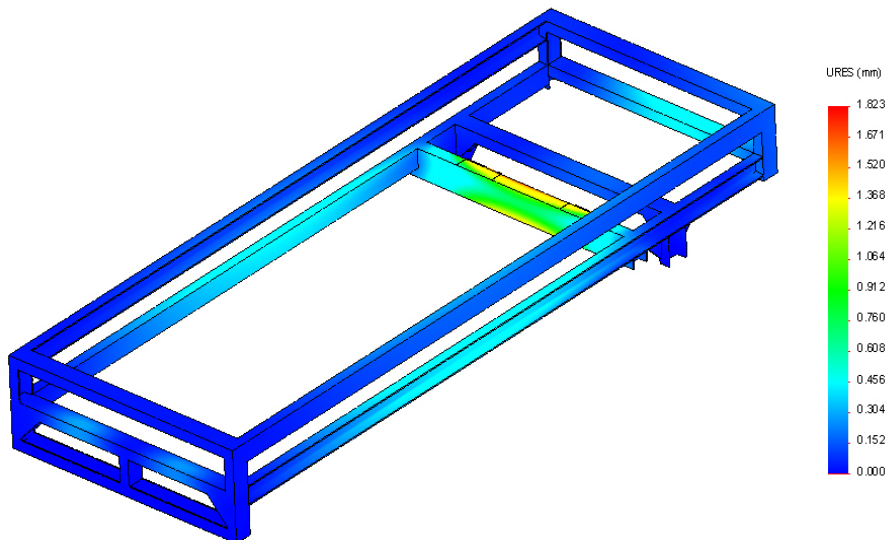


Figura 5.20 Deformações na EF.

### 5.3.2 Estrutura móvel

A estrutura móvel é o componente do banco de ensaios responsável por garantir o entre eixo do veículo, sendo este movimento efetuado em dois carris e a sua locomoção realizada através de dois fusos. À semelhança da EF, esta estrutura é constituída por perfis de aço UNP 80 com exceção da barra interior onde são suportados os rolos, que é constituída por um perfil UNP 120.

A estrutura foi desenhada para que seja possível colocar-se em guias cilíndricas e o contacto com estas guias é realizado através das rodas vermelhas como se observa na Figura 5.21. É possível ainda visualizar a estrutura móvel projetada para este banco de ensaios e em anexo B os seus desenhos técnicos.

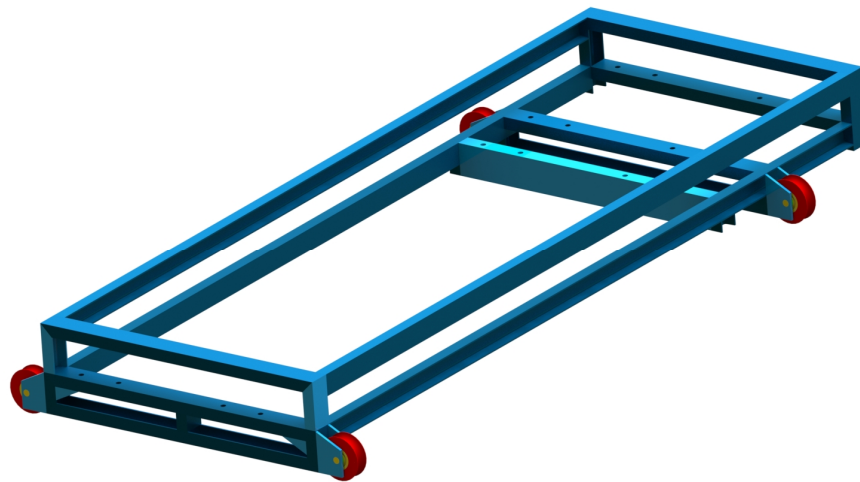


Figura 5.21 Estrutura móvel.

#### 5.3.2.1 Dimensionamento EM

Na Figura 5.22 encontram-se as distribuições das cargas na EM, sendo as setas azuis as cargas induzidas pelo peso dos rolos e veículo, a roxo as cargas induzidas pelo peso do freio e a verde os pontos fixos da estrutura (apoios dos carris). A distribuição usada das cargas é a mesma que se encontra representada na Figura 5.13 (azul, 10055 N) (roxo, 966 N) (vermelho a aceleração da gravidade). Inicialmente a estrutura era apenas constituída por perfis UNP 80 mas com as simulações constatou-se que uma das barras não conseguiria suportar (caso idêntico ao da EF). Desta forma foi-se aumentando o perfil da barra até que esta conseguisse suportar, sendo o perfil o UNP 120; a barra aqui descrita encontra-se em destaque com uma seta amarela na Figura 5.18.



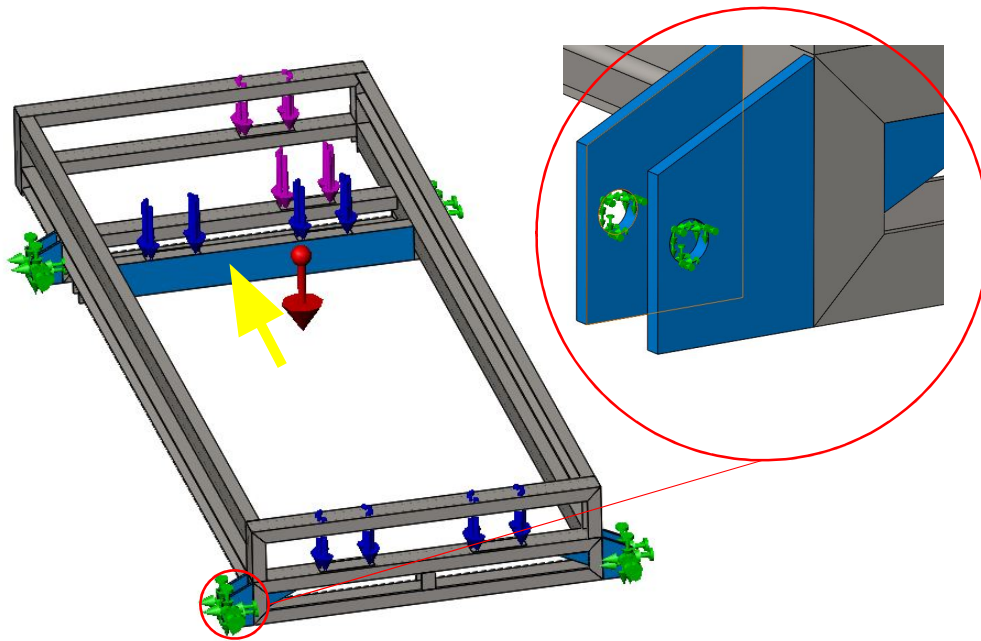


Figura 5.22 Distribuição das cargas na EM.

Pelas simulações realizadas obtemos uma tensão e deslocações máximas de 207.6 MPa e 2.16 mm, respetivamente, como se observa na Figura 5.23 (tensões) e Figura 5.24 (deformações).

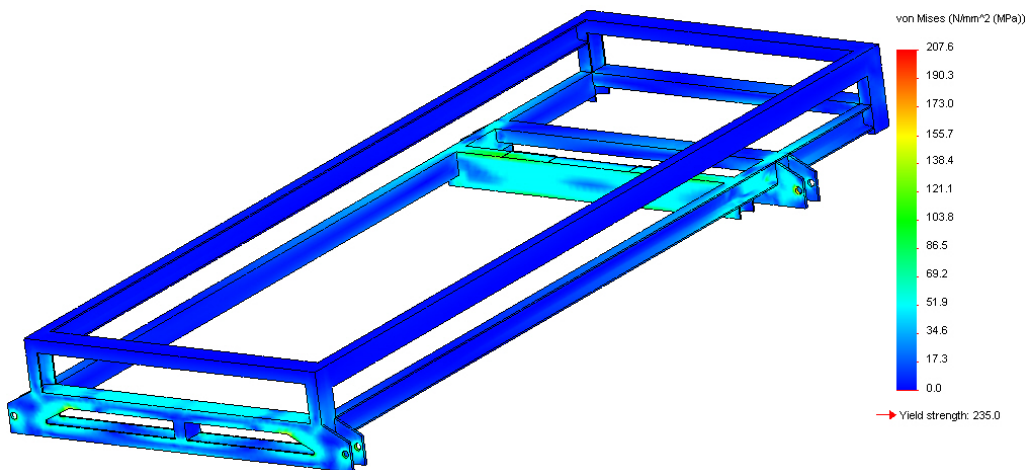


Figura 5.23 Distribuição das tensões na EM.

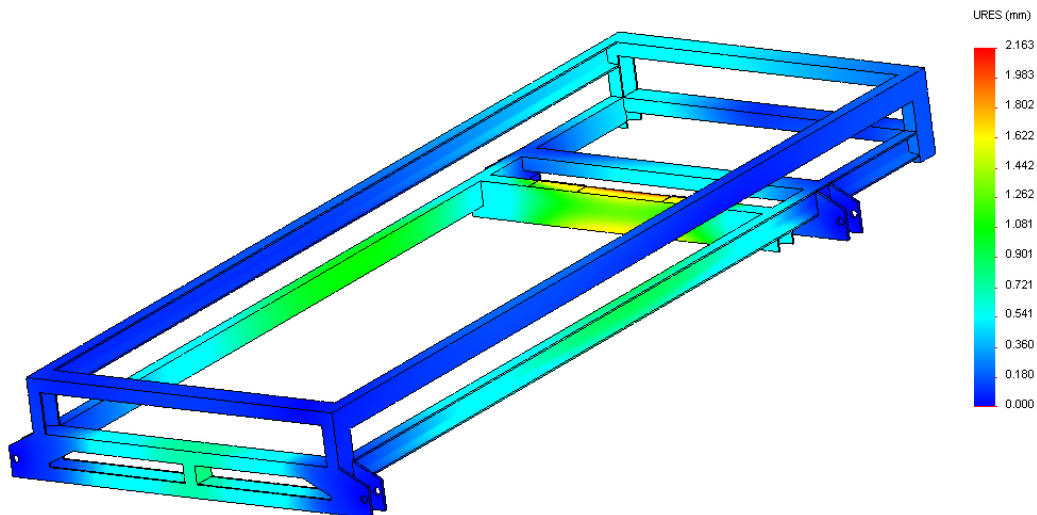


Figura 5.24 Distribuição das deformações na EM.

### 5.3.3 Rolos

O rolo aqui projetado é o componente responsável pela transmissão de potência entre as rodas do carro e o freio. Neste banco de ensaios existem quatro rolos, mais precisamente dois pares de rolos, um par de rolos que rodam livremente (Figura 5.25, rolo ilustrado no topo da figura) e o par de rolos que transmite a potência aos freios (Figura 5.25, rolo ilustrado na parte inferior da figura). É possível ainda visualizar na Figura 5.26 que os veios dos rolos não são passantes. Para uma melhor percepção dos rolos aqui apresentados é possível visualizar o anexo B, onde se encontram os desenhos técnicos dos rolos.

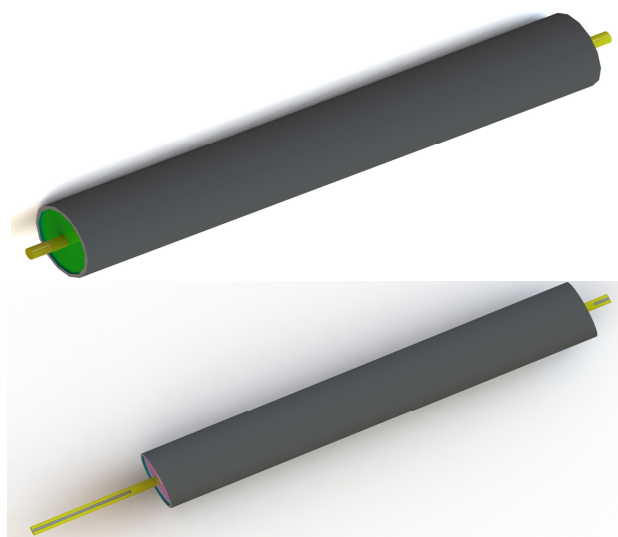


Figura 5.25 Rolos.

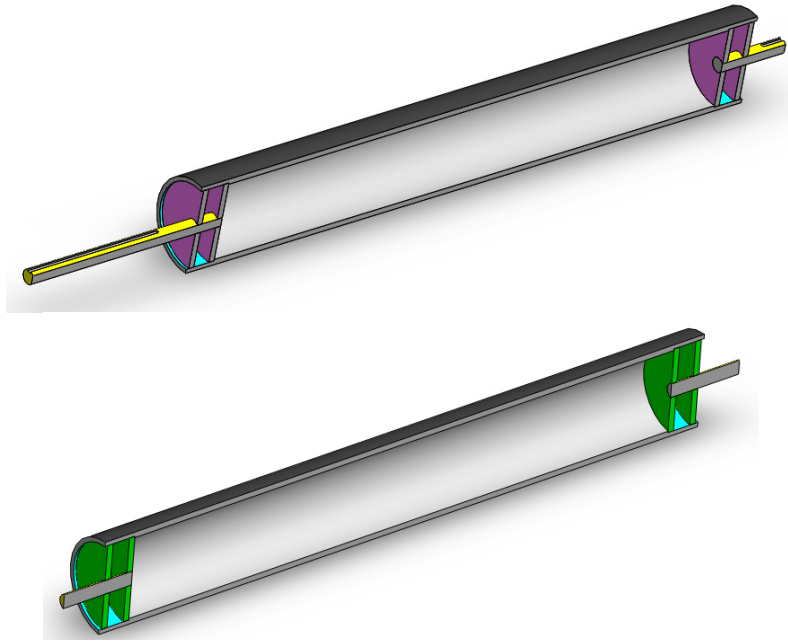


Figura 5.26 Pormenor técnico dos rolos.

### 5.3.3.1 Dimensionamento dos rolos

Mais uma vez o dimensionamento do rolo foi realizado na ferramenta CAD *SolidWorks*, sendo possível observar na Figura 5.18, de azul o binário máximo possível (1600 Nm), a amarelo a carga induzida pelo veículo (14715 N) e a vermelho a aceleração da gravidade. Relativamente aos pontos fixos do rolo encontra-se a verde o veio que se encontra ligado ao freio, em que se considerou estático e a azul o veio oposto que se considerou a possibilidade de rodar livremente pois se encontra num rolamento.

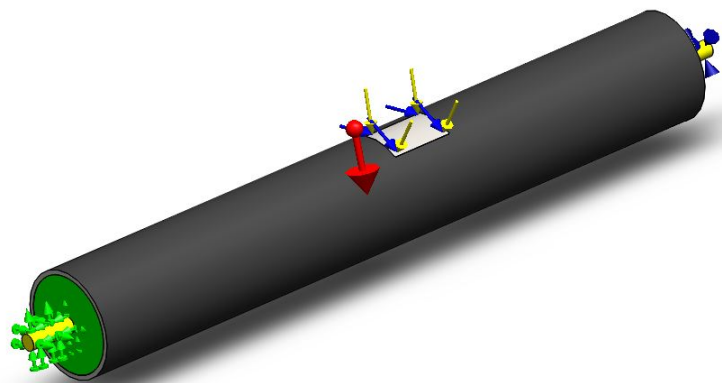


Figura 5.27 Distribuição das cargas.

Pelas simulações realizadas obtemos uma tensão máxima de 24 MPa (Figura 5.28) e uma deformação máxima 0.12 mm (Figura 5.29).

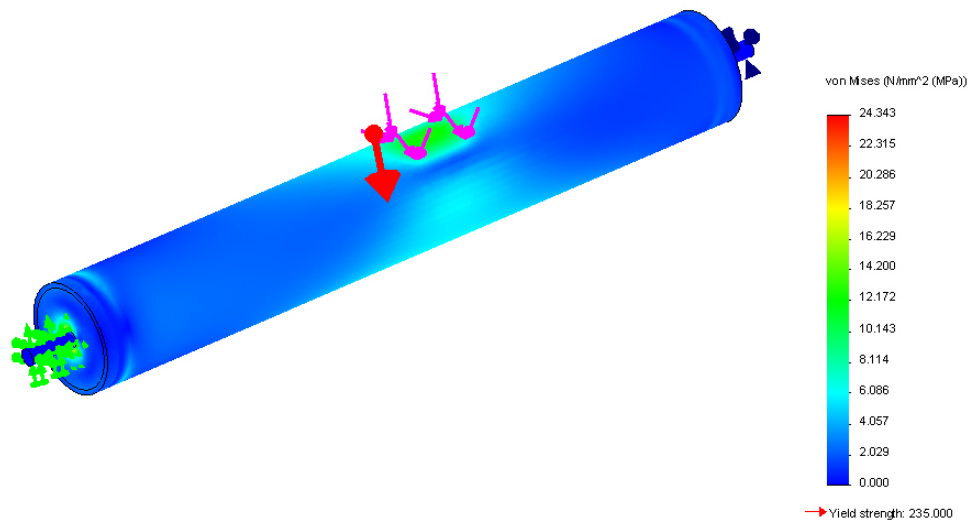


Figura 5.28 Distribuição das tensões no rolo.

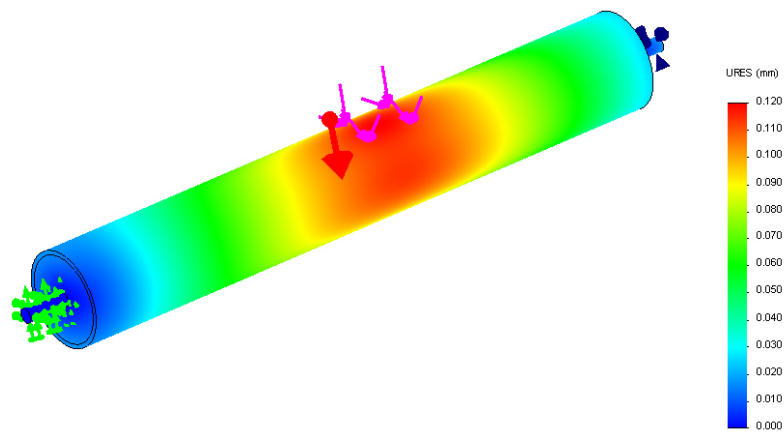


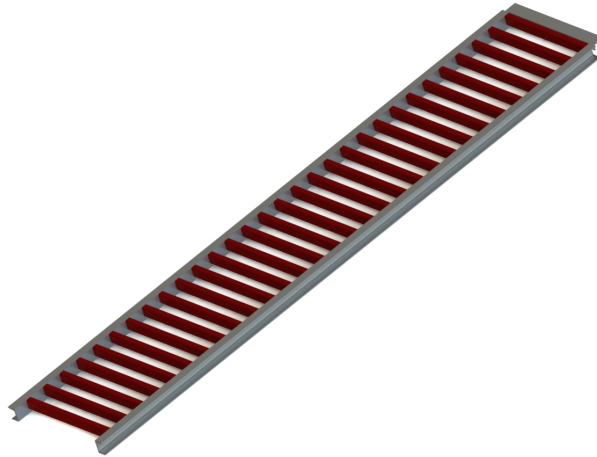
Figura 5.29 Distribuição das deformações no rolo.

### 5.3.4 Rampas

Neste banco de ensaios existem dois tipos de rampas, as rampas de acesso ao banco, e as rampas de acesso ao rolo para uma melhor entrada do veículo nos rolos.

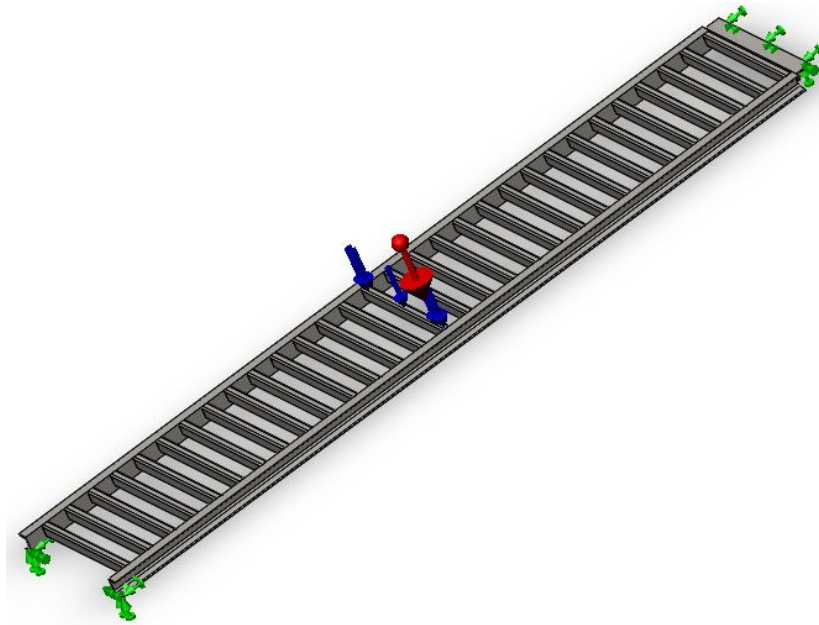
#### 5.3.4.1 Rampa de acesso ao banco e dimensionamento

As rampas de acesso ao banco, como o nome indica, servem para o veículo subir até a altura do chão do banco; na Figura 5.30 é possível observar a rampa desenhada e em anexo B o seu desenho técnico. Esta rampa é constituída por duas barras UNP 75 e por tubos 50 x 30 mm.



*Figura 5.30 Rampa de acesso ao banco de ensaios.*

Relativamente às simulações efetuadas para dimensionar esta rampa, encontra-se na Figura 5.31 a distribuição das cargas que exercem esforço na rampa. A verde observam-se os pontos fixos, a azul o peso do veículo (7358 N, apenas uma roda do veículo) e a vermelho a aceleração da gravidade.



*Figura 5.31 Distribuição das cargas nas rampa de acesso ao banco.*

Com as cargas da Figura 5.31 obtemos uma tensão máxima de 192.8 MPa (Figura 5.32) e uma deformação máxima de 19 mm (Figura 5.33).

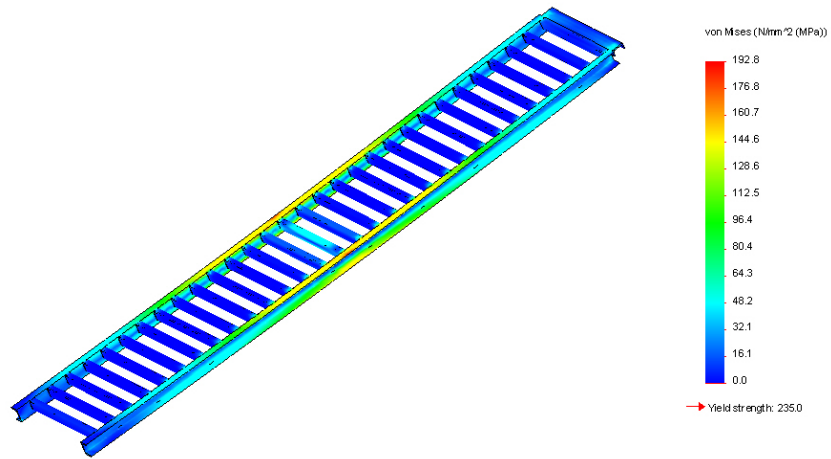


Figura 5.32 Distribuição das tensões na rampa de acesso ao banco.

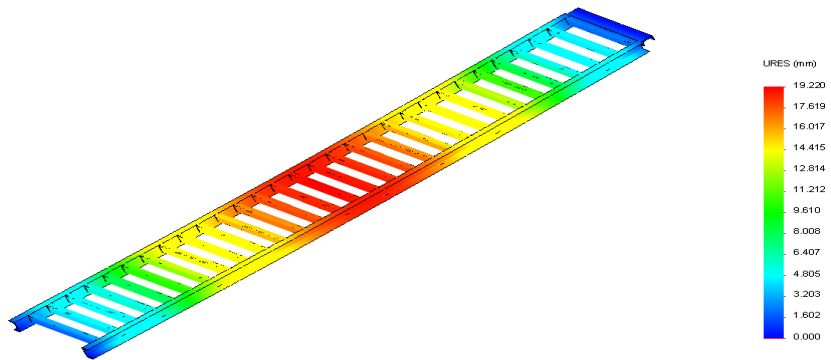


Figura 5.33 Deformações na rampa de acesso ao banco.

#### 5.3.4.2 Rampa para de acesso ao rolo e dimensionamento

As rampas de acesso ao rolo ajudam a roda do veículo a subir até ao rolo, sendo possível observar a rampa projetada na Figura 5.30.

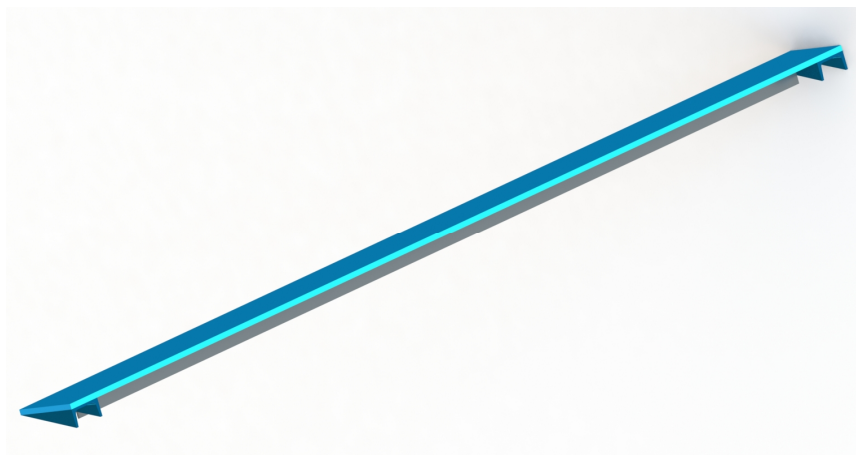


Figura 5.34 Rampa de acesso ao rolo.

A Figura 5.31 representa a distribuição das cargas usadas para a simulação dos esforços existentes na rampa de acesso ao rolo. A verde observam-se os pontos fixos, a amarelo o peso do veículo (7358 N, apenas uma roda do veículo) e a vermelho a aceleração da gravidade.

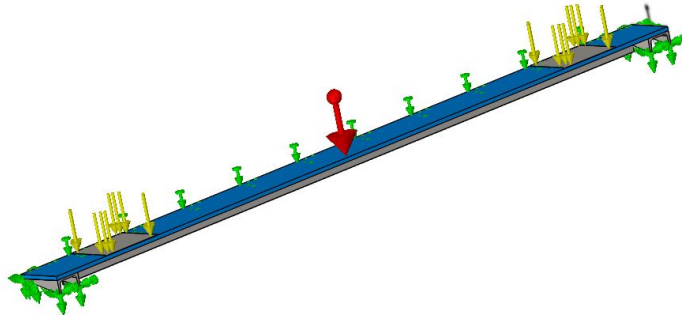


Figura 5.35 Distribuição das cargas na rampa de acesso ao rolo.

Com as cargas da Figura 5.31 obtemos uma tensão máxima de 223.5 MPa (Figura 5.32) e uma deformação máxima de 0.9 mm (Figura 5.33).

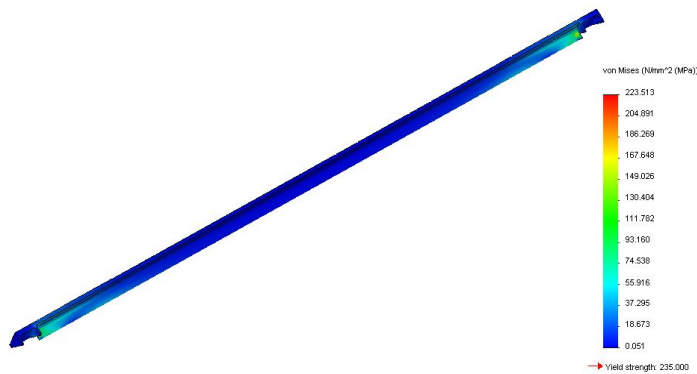


Figura 5.36 Distribuição das tensões na rampa de acesso ao rolo.

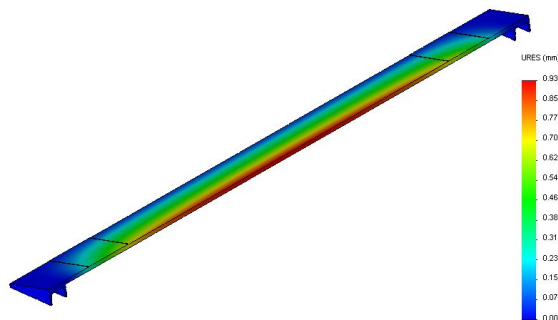


Figura 5.37 Deformações na rampa de acesso ao rolo.

### 5.3.5 Base entre EF e EM

A base entre a EF e EM tem a finalidade da passagem do veículo entre a EF e a EM, tendo esta base a mesma altura que o resto do banco de ensaios e o seu ajuste é realizado através da EM, uma vez que se encontram presas uma à outra. Na Figura 5.38 encontra-se representada a base projetada para este banco de ensaios e em anexo B os seus desenhos técnicos.

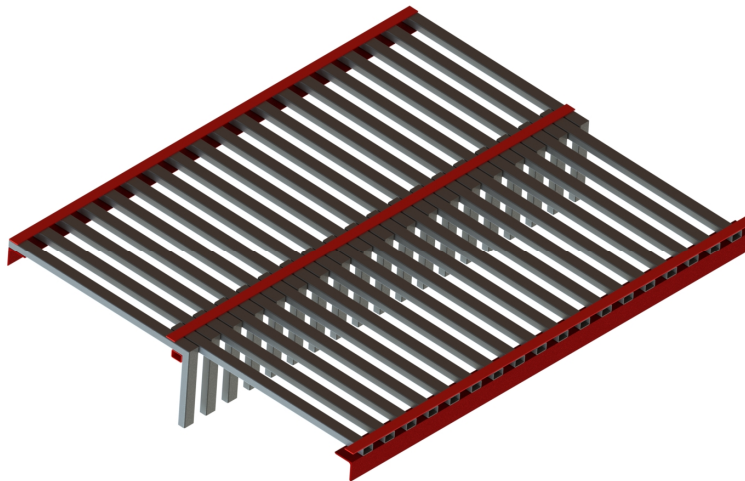


Figura 5.38 Base entre EF e EM.

#### 5.3.5.1 Dimensionamento da base

Na Figura 5.39 encontram-se as distribuições das cargas na base, em que as setas de amarelas simbolizam as cargas induzidas pelo peso dos e veículos (7358 N) e a verde os pontos fixos da base.

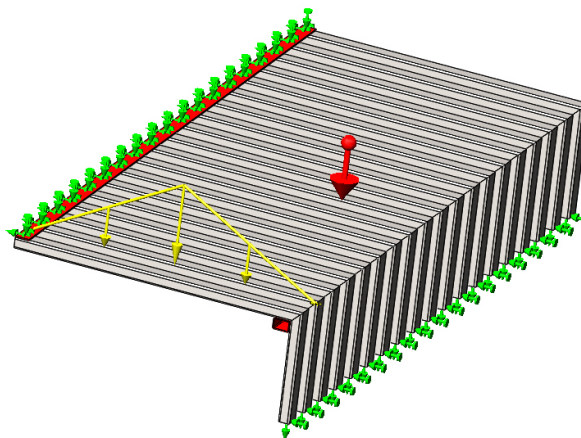


Figura 5.39 Distribuição das cargas na base.



Com a simulação obtemos uma tensão máxima de 56 MPa (Figura 5.40) e uma deformação máxima de 0.48 mm (Figura 5.41).

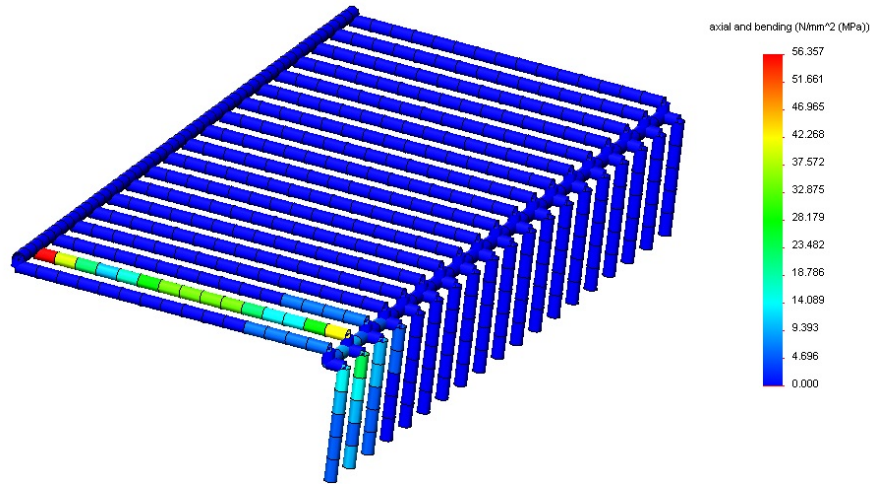


Figura 5.40 Distribuição das tensões na base.

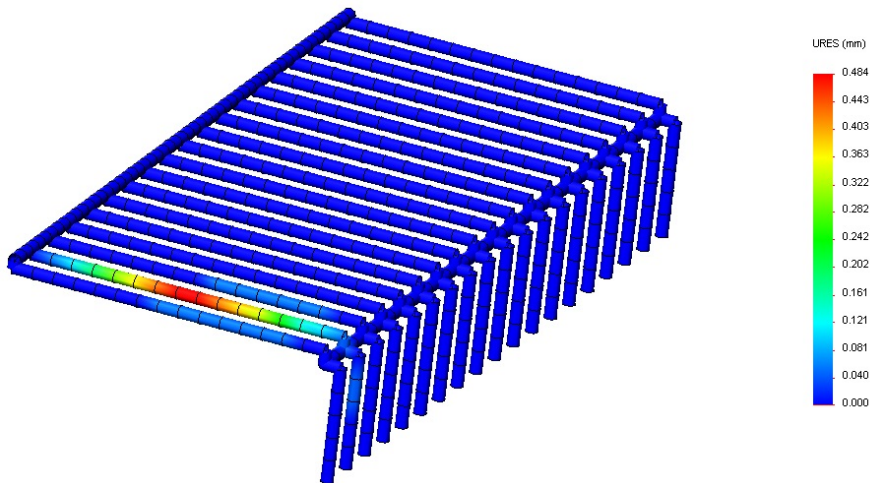


Figura 5.41 Distribuição das deformações na base.

### 5.3.6 Proteções

Por uma questão de segurança foi necessário desenhar e projetar várias proteções, sendo as mais importantes a proteção das rodas do veículo e a proteção do freio.

#### 5.3.6.1 Proteção das rodas dos veículos

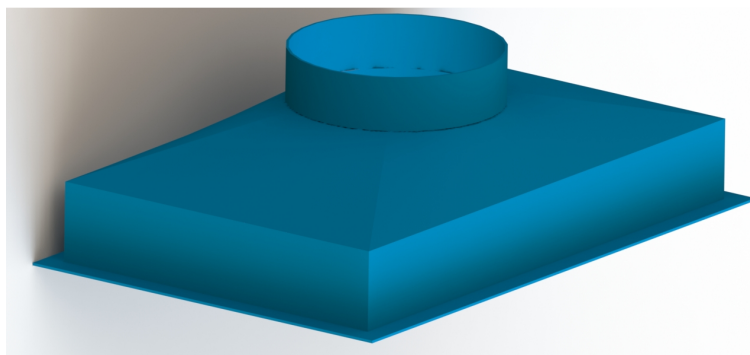
A proteção das rodas do veículo não é mais que uma rede que impede o contato fácil com as rodas do veículo, uma vez que as rodas do veículo em teste encontram-se em movimento e torna-se perigoso e por isso é fundamental a colocação da proteção (Figura 5.42).



*Figura 5.42 Proteções das rodas.*

#### 5.3.6.2 Proteção do freio

A proteção do freio impede o utilizador de ter acesso direto ao freio e servirá também de extração de ar quente resultante da energia dissipada no freio. Esta proteção foi projetada em chapa de 5 mm que se visualiza na Figura 5.43 Proteção freio.



*Figura 5.43 Proteção freio.*

### 5.3.7 Sistema de sincronização com correias dentadas

O sistema de sincronização de rolos foi concebido de forma a garantir que o perímetro das correias seja sempre o mesmo independentemente do valor de entre eixo. No capítulo 5.2.7 ficou definido que os valores dos perímetros das correias dentadas seriam determinados nesta secção, juntamente com o desenho do banco. As considerações geométricas obrigam a que os valores dos perímetros das correias sejam de 2800 mm para a mais pequena (seta amarela) e 6160 mm a de maior tamanho (seta verde). Da Figura 5.44 à Figura 5.46 é possível observar o sistema de sincronização concebido.

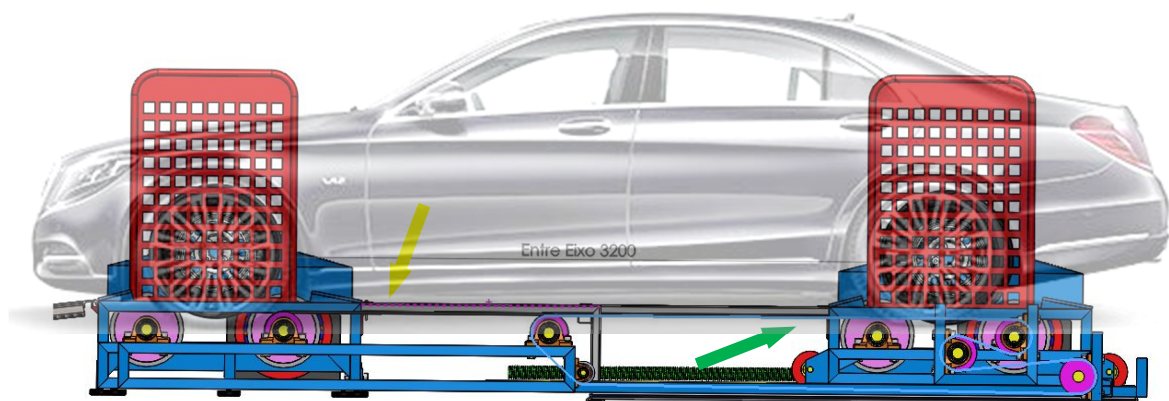


Figura 5.44 Sincronização dos rolos com entre eixo a 3200 mm.

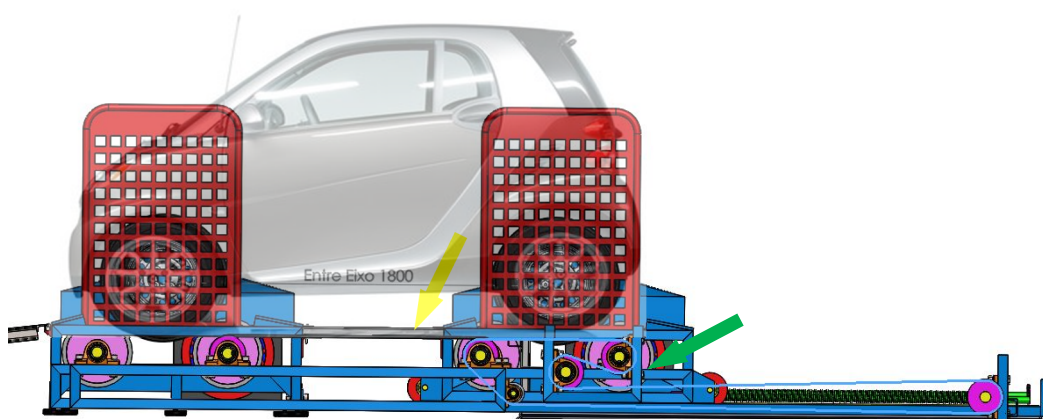


Figura 5.45 Sincronização dos rolos com entre eixo a 1800 mm.

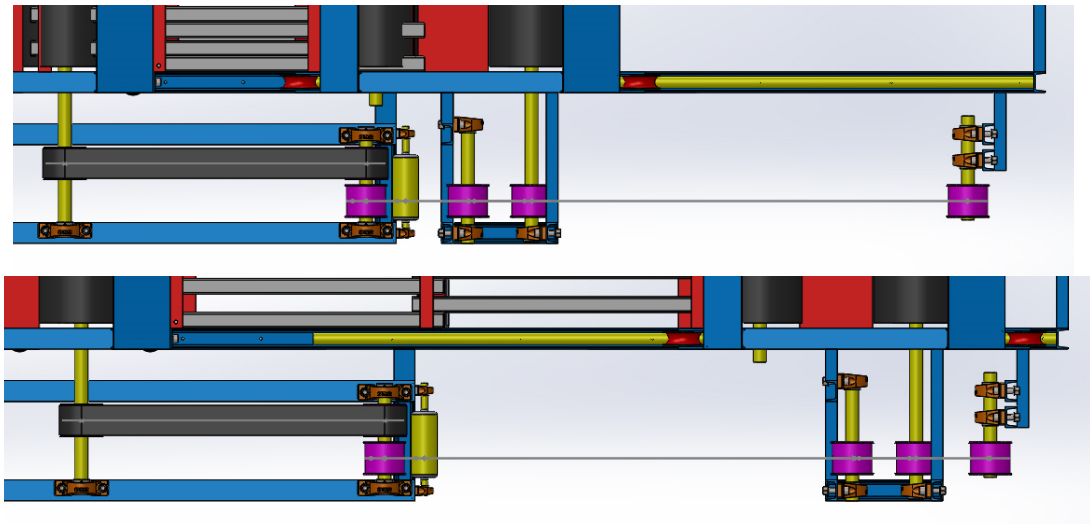


Figura 5.46 Sincronização dos rolos (vista de superior).

### 5.3.8 Dimensões do banco

O banco aqui desenhado tem as seguintes dimensões:

- Comprimento: 7700 mm;
- Largura: 3900 mm;
- Altura: 1400 mm.

É possível observar as dimensões exatas nas Figura 5.47 e Figura 5.48.



Figura 5.47 Dimensões do banco (vista lateral).

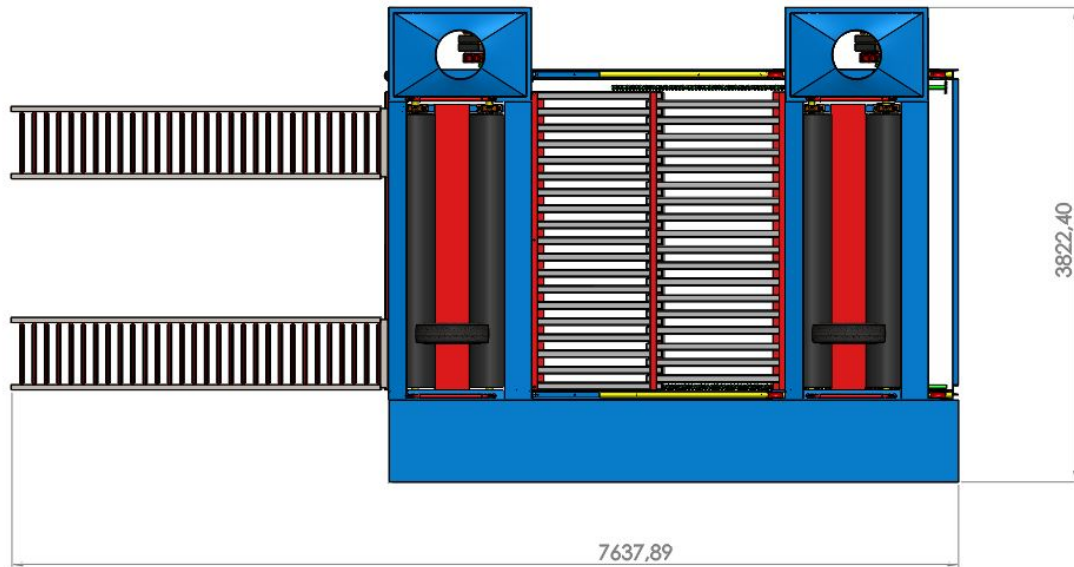


Figura 5.48 Dimensões do banco (vista superior).

### 5.3.9 Banco tipo chassis

O banco tipo chassis encontra-se ilustrado na Figura 5.49 e Figura 5.50; estas figuras ilustram o estado final do banco.

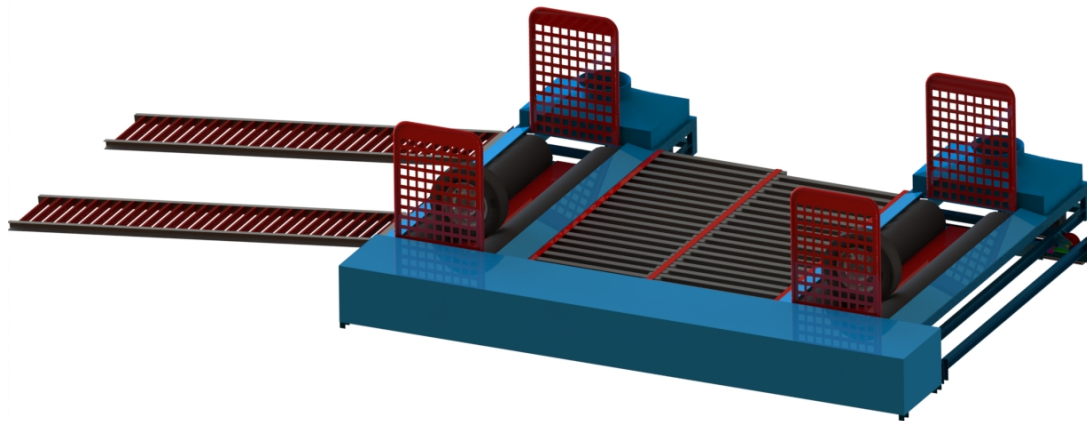
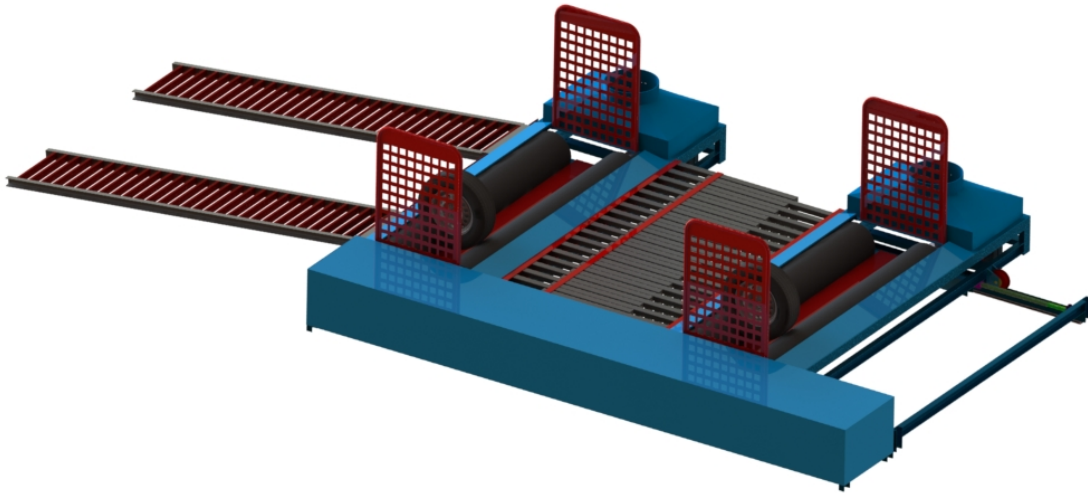


Figura 5.49 Banco tipo chassis (entre eixo máximo).



*Figura 5.50 Banco tipo chassis (entre eixo intermédio).*

## Conclusões

Dos objetivos definidos para este trabalho, apenas a construção do terceiro banco ficou por realizar, embora o trabalho necessário para a sua construção esteja concluído. Após a realização deste trabalho é possível retirar algumas conclusões, sendo elas:

Banco de inércia:

- Conclui-se que o dinamómetro de inércia é ideal para simular e prever resultados de acelerações. Visto que o veículo EconomicUM tem baixas perdas de atrito, tanto de rolamento como aerodinâmicas, é possível medir a aceleração de forma precisa usando um dinamómetro de inércia uma vez que nesta comparação o fator mais importante é a massa do veículo.

- Este banco cumpre os objetivos propostos, visto que é possível a sua utilização no laboratório e em prova, dada a sua construção cuidada de forma a ser possível desmontar e montar o banco rapidamente.

Banco de teste para veículos elétricos:

- Este banco consegue testar *powertrains* de veículos elétricos, simular travagens regenerativas e simular ciclos de condução devido à conciliação de um dinamómetro de inércia com um dinamómetro elétrico.

- Conclui-se que o construtor de um veículo elétrico poderá simular situações reais em laboratório e avaliar todos os componentes constituintes do *powertrain* do veículo sem que este se encontre construído.

- Neste banco é possível simular veículos com uma massa de 1140 kg e para outros valores é necessário alterar as relações de transmissão.

- É possível testar motores até uma potência máxima de 200 cv, mas o veículo em simulação não poderá ter uma aceleração superior 0.6 g's devido às correntes de rolos usadas.

- O veículo encontra-se limitado a uma velocidade máxima de 120 km/h.

- Com a medição das perdas de atrito foi possível desenvolver duas modelações em que é quantificada a potência perdida por atrito e desta forma as medições realizadas serem mais rigorosas. As perdas existentes neste banco são de 12 cv.

Banco tipo chassis:

– Neste último banco os objetivos propostos eram o desenvolvimento e construção de um banco que possibilitasse testar veículos até 600 cv e que suportasse uma massa de 2500 kg; o banco que se desenvolveu permite testar veículos com 600 cv por eixo motriz o que perfaz uma potência máxima de 1200 cv, isto devido ao freio escolhido para o banco de ensaios.

– A velocidade máxima permitida neste banco é de 244.15 km/h, isto devido à limitação da velocidade máxima do freio.

– Este banco permite veículos com entre eixos extremos, mínimo de 1800 mm e máximo de 3200 mm.

– A deslocação máxima do valor mínimo ao valor máximo de entre eixo demora apenas 30.86 s.

– Este banco encontra-se com um sistema de sincronização de eixos para que os veículos em teste não entrem em modo de segurança e este sistema permite que ambos os eixos tenham a mesma velocidade e acelerem de igual forma.

– Neste banco ainda é possível medir prestações de acelerações sem que o freio esteja a travar de veículos com uma massa até 1700 kg.

Os bancos desenvolvidos nesta dissertação são para ser usados no desenvolvimento de motores e veículos, em diferentes níveis. O banco de testes para EV é especificado para o teste de motores elétricos e *powertrains* de veículos elétricos, permitindo o teste dos diversos componentes ( bateria, controlador, motor e travagem regenerativa). O banco de inércia consegue avaliar o veículo EconomicUM em acelerações, que é o seu único modo de funcionamento, por fim o banco do tipo chassis consegue avaliar motores de veículos convencionais (incluído elétricos), podendo realizar o teste em aceleração ou em travagem (velocidade estabilizada). Com o desenvolvimento destes bancos fica apenas por abranger os bancos de ensaios para motores muito vulgares no mercado.



## Lista de Referências

- [1] J. Martins, Motores de Combustão Interna (3ª edição), Porto: Publindústria, 2011.
- [2] A. Martyr e M. Plint, Engine Testing- Theory and Practice 3ªedition, Oxford, UK: Butterworth-heinemann, 2007.
- [3] P. G. D. Batista, “Freio Dinamométrico para Ensaio de Pequenos Veículos de Tracção Eléctrica,” FEUP, editora, Porto, 2010.
- [4] J. J. Flather, The Measurement of Power, New York: John Wiley & Sons, 1892.
- [5] J. Martins e F. Brito, “Carros Elétricos,” Publindústria/ Escola de Engenharia da Universidade do Minho, Porto/ Guimarães, 2011.
- [6] S. Luís, “Análise Comparativa do Desempenho de Motores de Combustão Interna quando utilizam Biocombustíveis,” Faculdade de Ciências e Tecnologia Universidade de Coimbra, Coimbra, 2012.
- [7] V. Joseanne, “Plataforma de Testes de Desempenho Veicular para Dinamômetros Inerciais em Linguagem LabView,” Faculdade de Tecnologia de Santo André, São Paulo, 2011.
- [8] SuperFlow, “Bancos de motores,” [Online]. Available: <http://www.superflow.com/dynamometersengineindex.php>. [Acedido em 05 08 2014].
- [9] SuperFlow, “Dinamómetro Chassis,” [Online]. Available: [http://www.superflow.com/DynamometersChassis880\\_awd.php](http://www.superflow.com/DynamometersChassis880_awd.php). [Acedido em 05 08 2014].
- [10] aulaxford, “Dinamómetro hidráulico tipo froude,” [Online]. Available: [http://aulaxford.com/images1froude\\_big\\_dyno.jpg](http://aulaxford.com/images1froude_big_dyno.jpg). [Acedido em 06 08 2014].
- [11] precision-elec, “Difference between AC and DC motors,” [Online]. Available: [www.precision-elec.com/wp-content/uploads/2013/05/difference-between-ac-and-dc-motors-1.jpg](http://www.precision-elec.com/wp-content/uploads/2013/05/difference-between-ac-and-dc-motors-1.jpg). [Acedido em 05 08 2014].

- [12] S. Rafael, “Balança Curie e Correntes de Foucault,” Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2005.
- [13] Telma, “A gama de retardadores de tipo Axial,” [Online]. Available: <http://pt.telma.com/produtos/gammes-axial>. [Acedido em 05 08 2014].
- [14] J. Martins, “Heat and Mass Transfer in Intake Systems of Spark Ignition Engines,” University of Birmingham, Birmingham, UK, 1989.
- [15] Alibaba, “Prensa Mecânica,” [Online]. Available: <http://portuguese.alibaba.com/product-free/mechanical-press-109861088.html>. [Acedido em 05 08 2014].
- [16] J. Brito, “Modelo de Gestão de Energia de um Veículo Híbrido Elétrico, Assistido por Motor Térmico e Travagem Regenerativa,” Universidade do Minho, Guimarães, 2007.
- [17] B. Araújo, “Simulação Energética de um Veículo,” [Online]. Available: <http://vehicleenergysimulation.weebly.com/ciclos-de-conduccedilatildeo-standard.html>. [Acedido em 30 08 2014].
- [18] S. Global, “Shell Eco-marathon,” Shell Global, [Online]. Available: <http://www.shell.com/global/environment-society/ecomarathon.html>. [Acedido em 30 08 2014].
- [19] D. d. E. Mecânica, “Events & News,” Universidade do Minho, [Online]. Available: <http://www.eng.uminho.pt/ModuleLeft.aspx?mdl=~ /Modules/UMEventos/EventoView.ascx&ItemID=4124&Mid=329&lang=en-US&pageid=278&tabid=16>. [Acedido em 31 08 2014].
- [20] B. A. J.-C. O. D. T. C. J. P. M. Guillaume Wasselynck, “Design and testing of a fuel cell powertrain with energy constraints,” *Elsevier*, n° Energy, pp. 414-424, 2012.
- [21] S. Marques, “Aceleração EconomicUM em banco de ensaios,” [Online]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=7hfb3VR6lp8>. [Acedido em 30 08 2014].
- [22] S. Marques, “Aceleração do EconomicUM em prova,” [Online]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=bDRNJMEyJY>. [Acedido em 30 08 2014].

- [23] A. S. Miranda, *Apontamentos da disciplina de Órgãos de Máquinas 1*, Guimarães: Universidade do Minho, 2014.
- [24] A. S. Miranda, *Apontamentos da disciplina Órgãos de Máquinas 2*, Guimarães: Universidade do Minho, 2014.
- [25] Riffel, “Conjunto de transmissão Suzuki Hayabusa,” [Online]. Available: <http://shop.riffel.com.br/p/kit-relacao-transmissao-suzuki-hayabusa-1300-99-07-40z-x-17z-c-corrente-530h-x-120l-112-.html>. [Acedido em 06 04 2013].
- [26] Maha, “Maha,” [Online]. Available: [http://www.maha.co.uk/cps/rde/xchg/SID-0683DDEE-B33C3049/maha\\_internet\\_uk/hs.xsl/Dynamometers\\_and\\_Diagnostic\\_Units.htm](http://www.maha.co.uk/cps/rde/xchg/SID-0683DDEE-B33C3049/maha_internet_uk/hs.xsl/Dynamometers_and_Diagnostic_Units.htm). [Acedido em 04 2014].
- [27] Rotronics, “Rotronics by Dynosens,” [Online]. Available: <http://www.rotronics.com/en/nos-produits/banc-a-rouleaux>. [Acedido em 04 2014].
- [28] Vamag, “Vamag,” [Online]. Available: <http://www.vamag.com/index.php?act=azienda&lid=2>. [Acedido em 04 2014].
- [29] L. & Sea, “Land & Sea,” [Online]. Available: <http://www.land-and-sea.com/corporate/corporate.htm>. [Acedido em 04 2014].
- [30] T. Dynamometer, “Taylordyno,” [Online]. Available: <http://www.taylordyno.com>. [Acedido em 04 2014].
- [31] V-tech, “V-tech,” [Online]. Available: <http://vtechdyno.eu/>. [Acedido em 04 2014].
- [32] dynocom, “Dynocom,” [Online]. Available: <http://www.dynocom.net/about.asp>. [Acedido em 04 2014].
- [33] SuperFlow, “SuperFlow,” [Online]. Available: <http://www.superflow.com/Dynamometers/Transmission/index.php>. [Acedido em 04 2014].

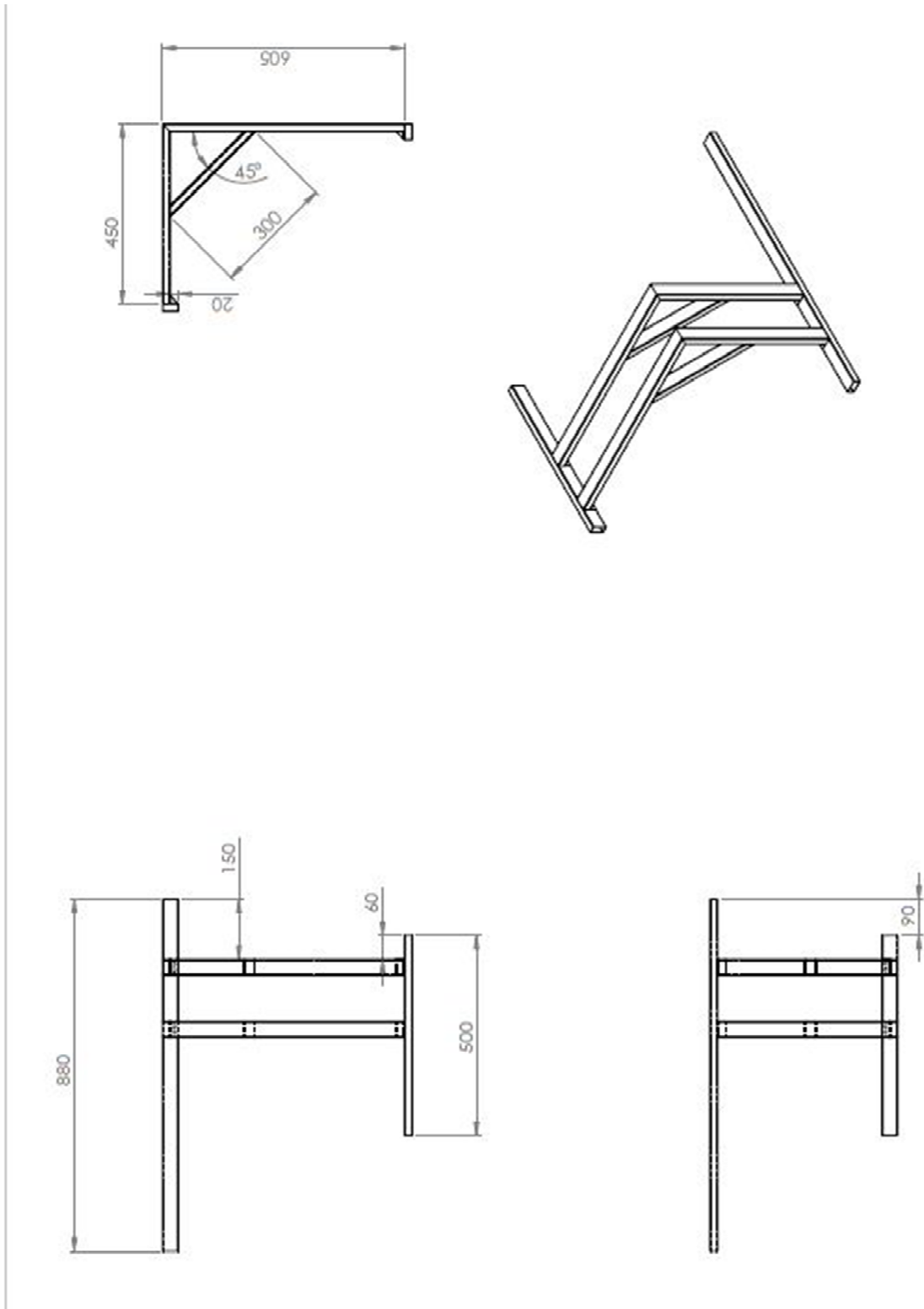
- [34] Mustang, “Mustang,” [Online]. Available: <http://www.mustangdyne.com/mustangdyne/about-us/>. [Acedido em 04 2014].
- [35] Dynojet, “Dynojet,” [Online]. Available: <http://dynojet.com/About/About-dynojet-research-inc.aspx>. [Acedido em 04 2014].
- [36] Rototest, “Rototest,” [Online]. Available: <http://www.rototest.com/about/index.php?DN=14&Visitor=1>. [Acedido em 04 2014].
- [37] D. Dynamics, “Dyno Dynamics,” [Online]. Available: <http://www.dyno.com.au/index.php/aboutus>. [Acedido em 04 2014].
- [38] Mainline, “Mainline,” [Online]. Available: <http://www.mainlinedyno.com.au/index.php/about-us>. [Acedido em 04 2014].
- [39] Dastek, “Dastek,” [Online]. Available: <http://www.dastek.co.za/>. [Acedido em 04 2014].
- [40] A. H. S. & K. P. Pandey, “A Review on Contact Area Measurement Of Pneumatic Tyre On Rigid And Deformable Surfaces,” *Journal of Terramechanics*, vol. 33, pp. 253-264, 1997.
- [41] SKF, “Product detail,” [Online]. Available: <http://www.skf.com/group/products/productdetail.html?prodid=103002210&lang=en&imperial=false>. [Acedido em 26 06 2014].
- [42] SKF, “Bearings units housings,” [Online]. Available: <http://www.skf.com/pt/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/cast-housing-grub-screw-locking/index.html?prodid=211201050&imperial=false>. [Acedido em 26 06 2014].
- [43] “A Model for Predicting Engine Torque Response during Rapid Throttle transients in Port-injected Spark-ignition Engines,” *SAE Transactions - Journal of Engines*, Vols. %1 de %2Section 3 - Volume 98, pp. 999-1010, 1989.
- [44] risewall, “2015 BMW i8 New Cars New Wallpaper,” [Online]. Available: <http://risewall.com/2015-bmw-i8-new-cars-new-wallpaper.html>. [Acedido em 30 08 2014].





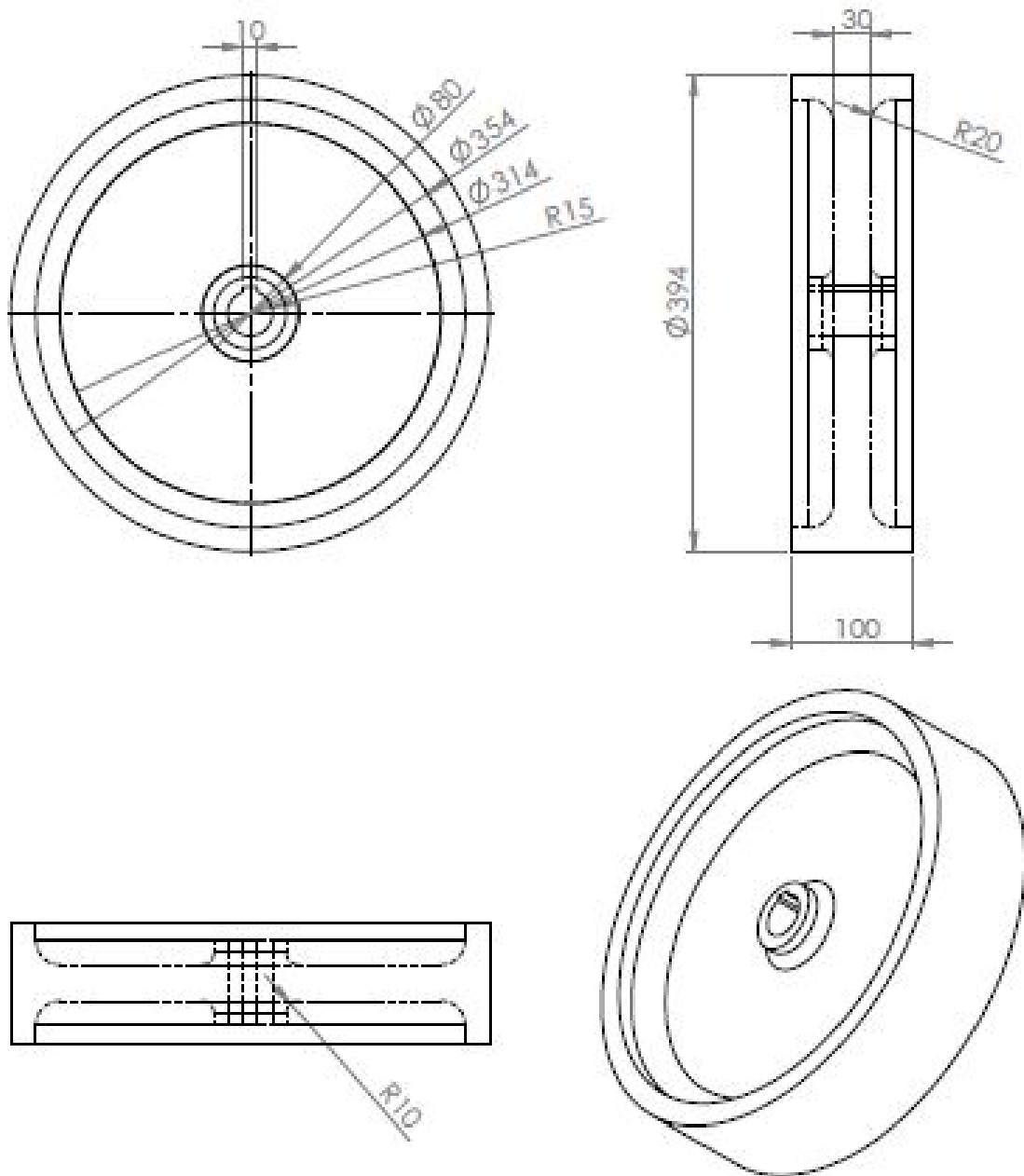
## **Anexo A - Banco de inércia**

A.1 Desenho técnico da estrutura.

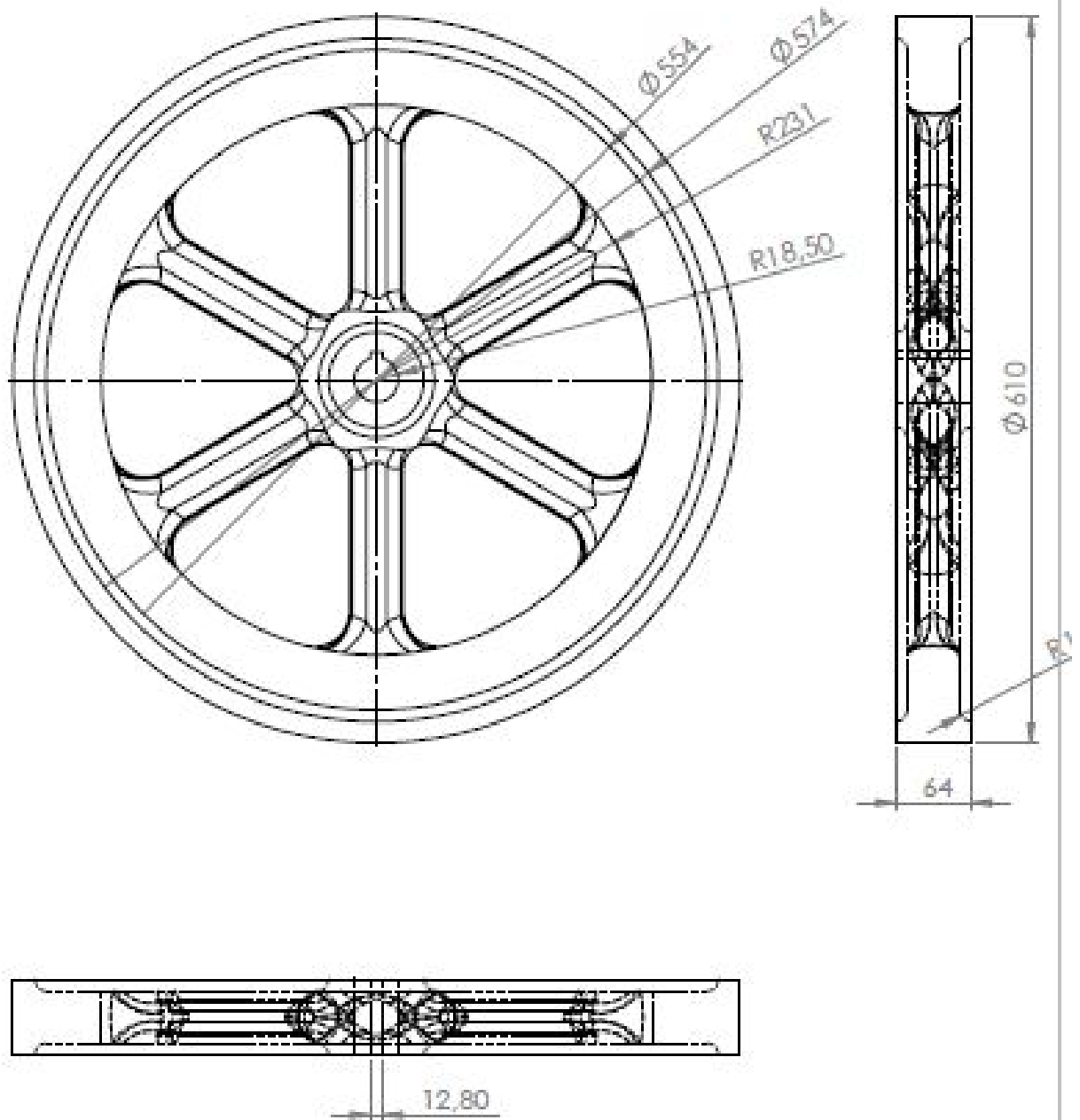




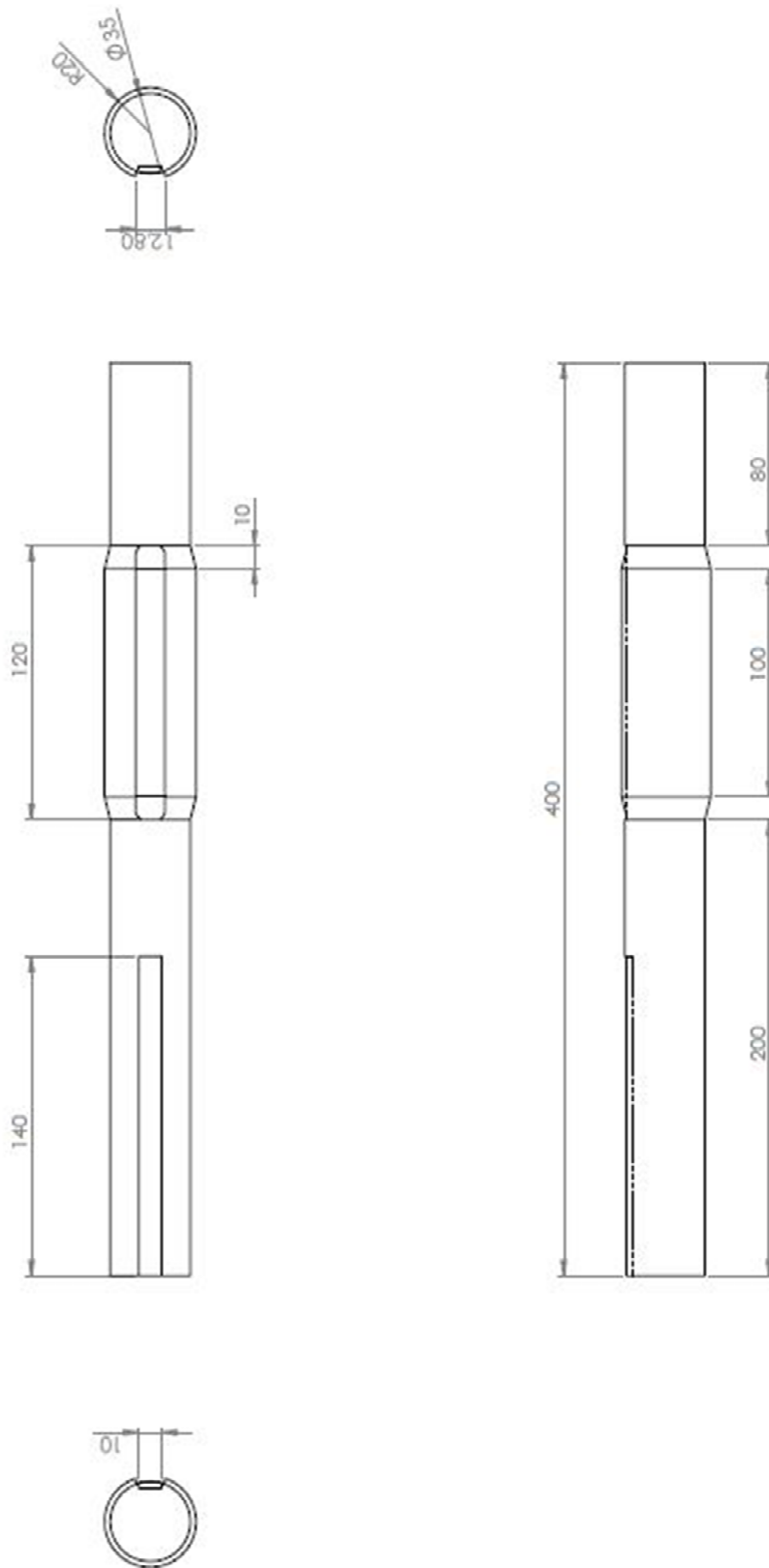
A.2 Desenho técnico Rolo.



A.3 Desenho técnico roda de inércia.



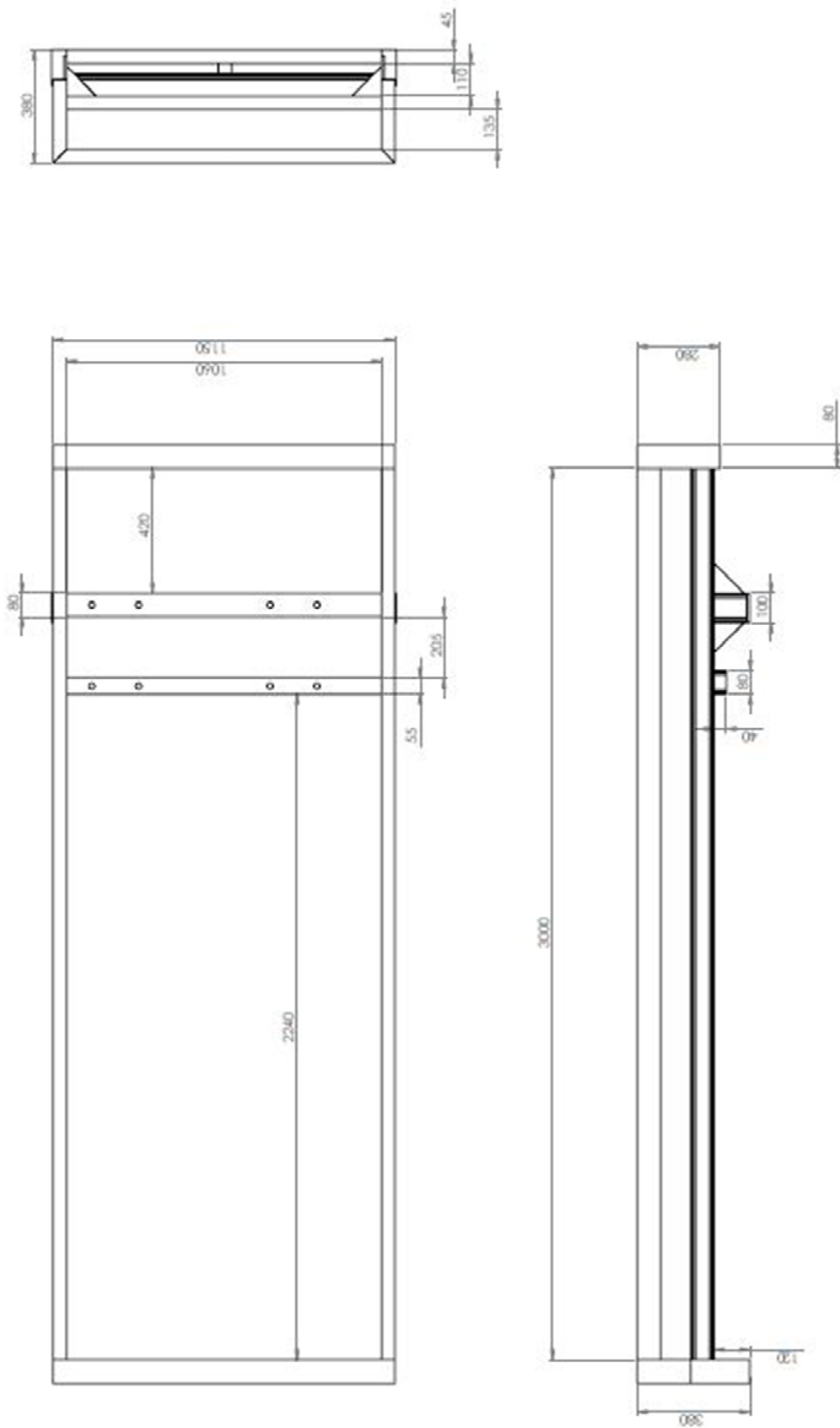
A.4 Desenho técnico Veio.



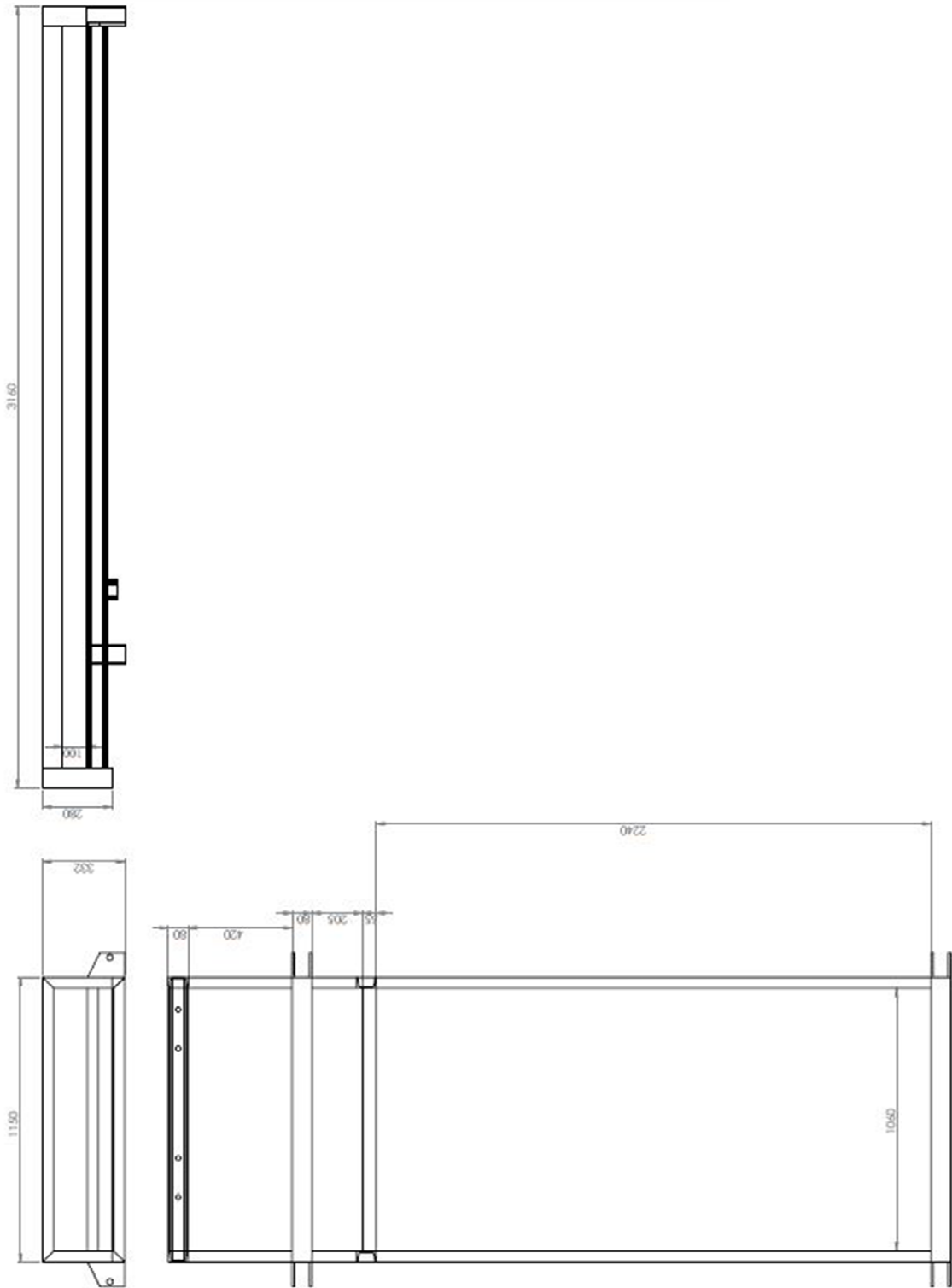


## **Anexo B Banco tipo Chassis**

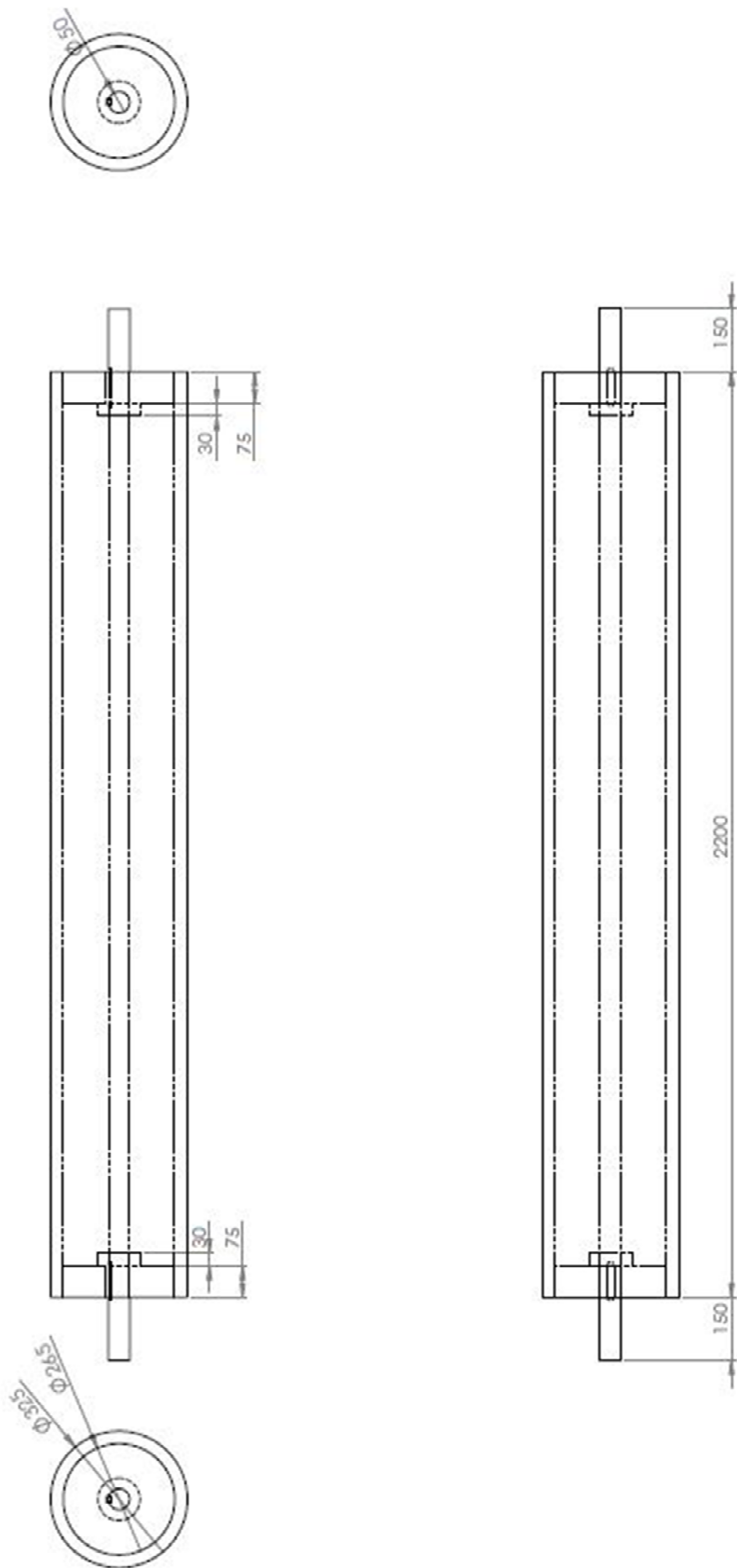
B.1 Desenho técnico estrutura fixa.



B.2 Desenho técnico da estrutura móvel.

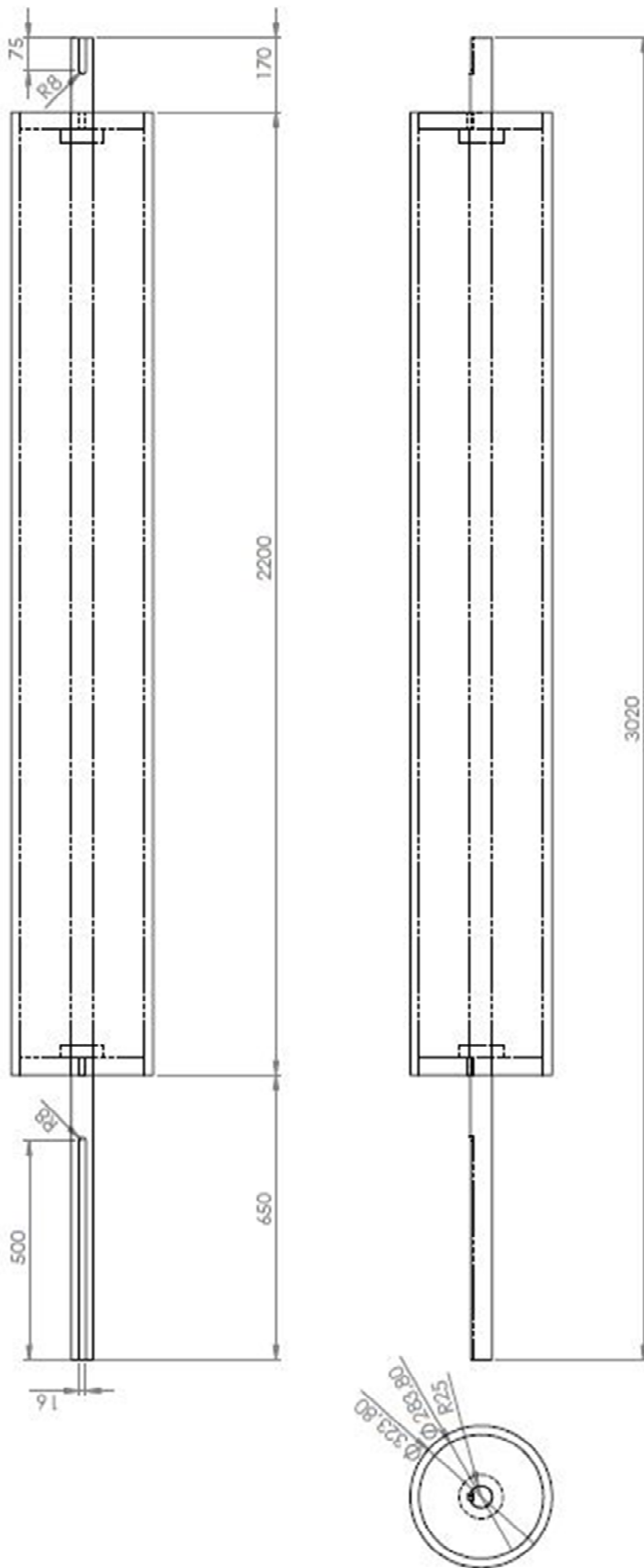


B.3 Desenho técnico rolo pequeno.

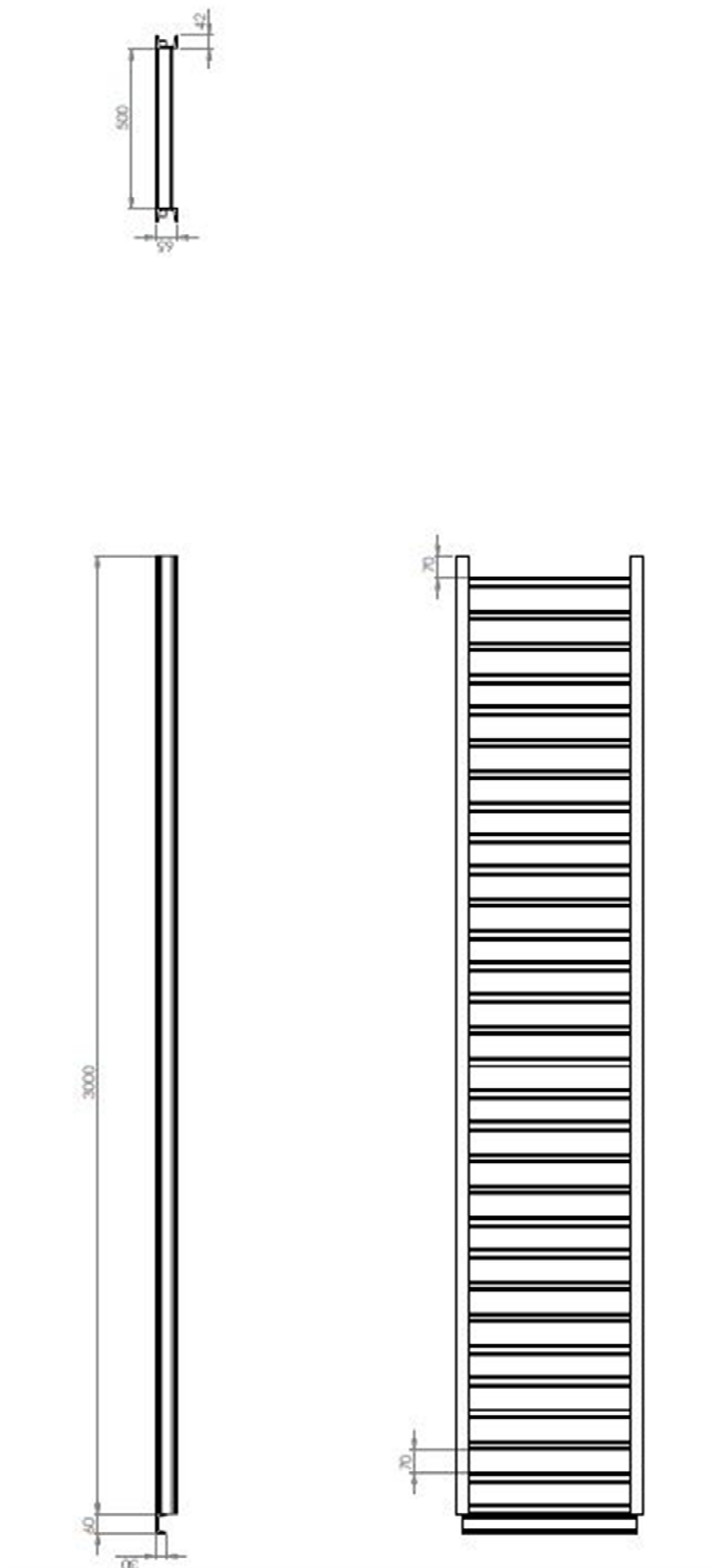




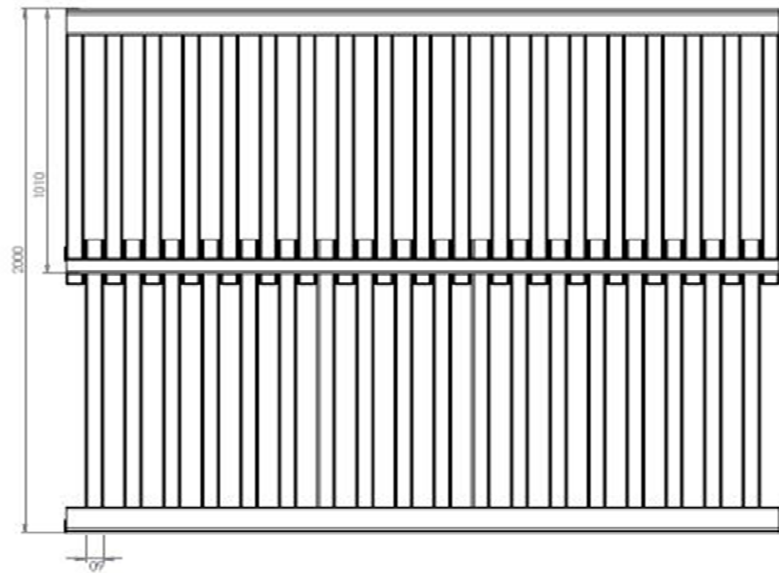
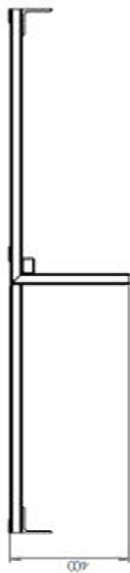
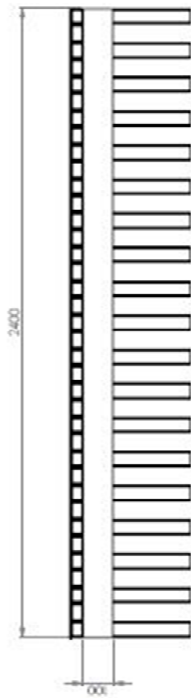
B.4 Desenho técnico rolo grande.



B.5 Desenho técnico rampa de acesso ao banco.



B.6 Desenho técnico base entre EF e EM.





## **Apêndice I**

## PowerGrip® Belt Drive Selection Procedure

Selection of a stock PowerGrip® Belt Drive System involves these five steps:

1. Calculate design horsepower.
2. Select belt pitch
3. Select sprockets and belt.
4. Select belt width.
5. Determine bushing and bore requirements.

### Sample Problem

A gear pump is to be driven by a 40 hp normal torque electric motor with an output speed of 1160 rpm. The gear pump is to be driven at 580 rpm  $\pm 5\%$ . The center distance is to be approximately 30 inches, but can be altered  $\pm 3$  inches, if necessary. The motor shaft is 2 1/8 inches and the pump shaft is 3 inches. The pump will operate 16 hours a day, five days a week. The pump sprocket is limited to 18 inches OD. There are no unusual drive conditions. Design using PowerGrip GT\*3.

### Step 1 Determine Design Horsepower Procedure

To calculate the design hp, first determine the relative severity or service factor of the drive. Average hours per day of service also should be considered. Locate the power source and the driveN unit in the Service Factors Table on Page 11. The design hp then is determined by multiplying the rated hp (usually the nameplate rating) by the service factor determined above.

#### Example

Using the Service Factor Chart, the driveR would be found in the first group. Since the pump will run 16 hours per day, follow the continuous service column down to the driveN machines group for gear pumps. This gives a 1.7 Service Factor. Since this is not a speedup drive, no additional service factor is required.

Design HP = 40 x 1.7 = 68DHP

### Step 2 Select Belt Pitch Procedure

Using the design hp and the rpm of the faster shaft, select from the Belt Pitch Selection Guide graphs on Page 7.

#### Example

Locate 1160 rpm on the RPM of Faster Shaft scale and move over to where the Design Horsepower of 68 Dhp line intersects. The intersection falls at the 8mm and 14mm pitch overlap area. Both 8mm and 14mm pitches should be considered.

### Step 3 Select Sprockets and Belt Length Procedure

- a. Determine speed ratio.

The speed ratio can be determined by dividing the rpm of the faster shaft by the slower shaft rpm.

#### Example

$$\frac{\text{rpm of faster shaft}}{\text{rpm of slower shaft}} = \frac{1160}{580} = 2.0$$

- b. Select sprocket combination and belt length. Turn to the Stock Drive Selection Tables (pages 12 through 45, 54 through 57 and 64 through 103) and in the proper pitch tables find the chosen speed ratio.

Moving over within the speed ratio block, find the stock sprocket combinations available for that speed ratio. Selection of the proper combination will depend on the center distance required, minimum or maximum required sprocket diameter and the recommended minimum sprocket diameter for electric motors (See table on Page 8).

After selecting possible sprocket combinations and center distances, record belt length (top of column) Length Factor (bottom of column), and the Teeth in Mesh Factor if applicable.

#### Example

First, using the Stock Drive Selection Tables for 8mm pitch belts on pages 22 through 33, we locate the speed ratio of 2.0 to 1 on pages 30 and 31. There are 9 various sprocket combinations with a center distance within the required tolerance range. Of these, three are closest to the desired 30 inches. These are 72 to 144, 56 to 112 and 40 to 80. The minimum sprocket diameter of 6.1 inches for a 40 hp motor at 1160 rpm (See table on Page 8) eliminates the 56 to 112 and 40 to 80 sprocket combinations. Only the 8mm pitch, 72 to 144 sprocket combination will be considered further. On the line for the 72 to 144 sprocket combination, the center distance of 30.02 inches uses a 2400mm (94.49-inch), 8mm pitch belt. The belt length factor is 1.2.

Secondly, using the Stock Drive Selection Tables for 14mm pitch belts on pages 34 through 45, locate the speed ratio of 2.0 to 1 on page 42. Several combinations are shown which will meet the 30  $\pm 3$ -inch center distance requirement. The maximum OD limit of 18 inches on the driveN sprocket eliminates two of the combinations and the preference for as close to 30 inches center distance would favor the 36 to 72 and 28 to 56 combinations. However, the 4.912-inch diameter of the 28-groove sprocket is less than the recommended minimum diameter of 6.1 inches for the electric motor. So the 36 to 72 sprocket combination is chosen for further consideration.

For the 36 to 72, 14-mm pitch sprocket combination, the belt length used for the 30.42-inch center distance is a 2310mm (90.94-inch), 14mm pitch belt. The belt length factor is 1.0.

*continued*



## PowerGrip® Belt Drive Selection Procedure

### Procedure

c. Check belt speed.

Do not exceed 6500 fpm with stock sprockets. Belt Speed is determined using the following formula:

$$V \text{ (fpm)} = \frac{PD \text{ (Inches)} \times \text{Speed (rpm)}}{3.82}$$

### Example

Determining belt speed for each of the drive systems shows that the belt speed does not exceed 6500 fpm and can be considered further.

8mm Drive:

$$V = \frac{7.218 \times 1160}{3.82} = 2191.9 \text{ fpm}$$

14mm Drive:

$$V = \frac{9.310 \times 1160}{3.82} = 1917.9 \text{ fpm}$$

### Step 4 Select Belt Width

#### Procedure

Belt Width Selection Tables (pages 46 through 53, 58 through 60 and pages 105 through 114) show the horsepower ranges of stock belt widths. The left-hand column shows the speed of the smaller sprocket. Across the top are various stock sprockets. The base rated horsepower capacity of a given sprocket at a specific rpm is at the point of intersection of the rpm row and sprocket column.

This base horsepower rating must be corrected for the belt length selected and for the number of teeth in mesh (if less than six). Multiply the base table rating by the applicable Length Factor and Teeth in Mesh Factor (if applicable), both determined in Step 3b. The corrected horsepower rating must equal or exceed design hp.

Where there are several choices, drive limitations may control the selection. In addition, the following rules must be observed.

1. Larger sprockets mean less belt width.
2. Larger sprockets yield extra long service life.
3. Avoid drives where the belt width exceeds sprocket diameter.
4. Avoid drives where center distance is greater than eight times the diameter of the smaller sprocket. Refer to Section II-10 Drive Alignment on Page 182 for additional details.

### Example

Referring to the 8mm pitch Belt Width Selection tables on page 48, locate the 1160 rpm line in each table in turn. Proceeding across to the 72-groove sprocket column (Smaller sprocket groove number), note the base belt horsepower capacity in each table. The 50mm (1.97-inch) width belt has a base horsepower rating which, when multiplied by the length factor of 1.2, exceeds the design horsepower.

$$84 \text{ hp} \times 1.2 = 100.8 \text{ hp}$$

And, repeating the procedure for the 14mm pitch belt horsepower tables on pages 51 through 53, we find the 55mm (2.16-inch) width belt has an 84.9 base horsepower rating for a 36-groove sprocket. This, multiplied by the length factor of 1.0, gives a corrected horsepower rating of 84.9 which also exceeds the design horsepower.

Since there is now a choice between the 8mm pitch, 72 to 144 ratio drive components, and the 14mm pitch, 36 to 72 ratio drive components, the rules as given in the procedure column must be considered. Rules 1 and 2 would dictate larger sprockets. Width is unaffected. Rules 3 and 4 would not apply, so the 8mm pitch drive system is the choice.

### Step 5 Check and Specify Stock Drive Components

#### Procedure

a. Check the sprockets selected in steps 3 and 4 against the design requirements using the dimensions given in the Sprocket Specification Tables on pages 131 through 146. Use flange diameter in checking against maximum diameter requirements.

### Example

From the table on Page 140, we find the P144-8MGT-50 driveN sprocket has an overall diameter of 14.383 inches which is less than the 18-inch maximum specified.

### Procedure

b. Determine the type of bushing and check bore sizes by using the Sprocket Specification Tables; find the bushings to be used with the required sprockets. From the Stock Bushing Tables on pages 156 through 159, check the bore range and keyway dimensions against the design requirements.

### Example

Also from the sprocket data on Page 140 we note that the P72-8MGT-50 sprocket takes a 2517 bushing and the P144-8MGT-50 sprocket takes a 3020 bushing. On Page 156 in the bushing data table, a 2517 bushing has a bore range of 1/2 to 2 11/16 inches which includes the 2 1/8-inch bore required for the driveR shaft. The 3020 bushing has a bore range from 7/8 to 3 1/4 inches which meets the 3-inch bore required for the driveN shaft.

### Procedure

c. Specify stock drive components

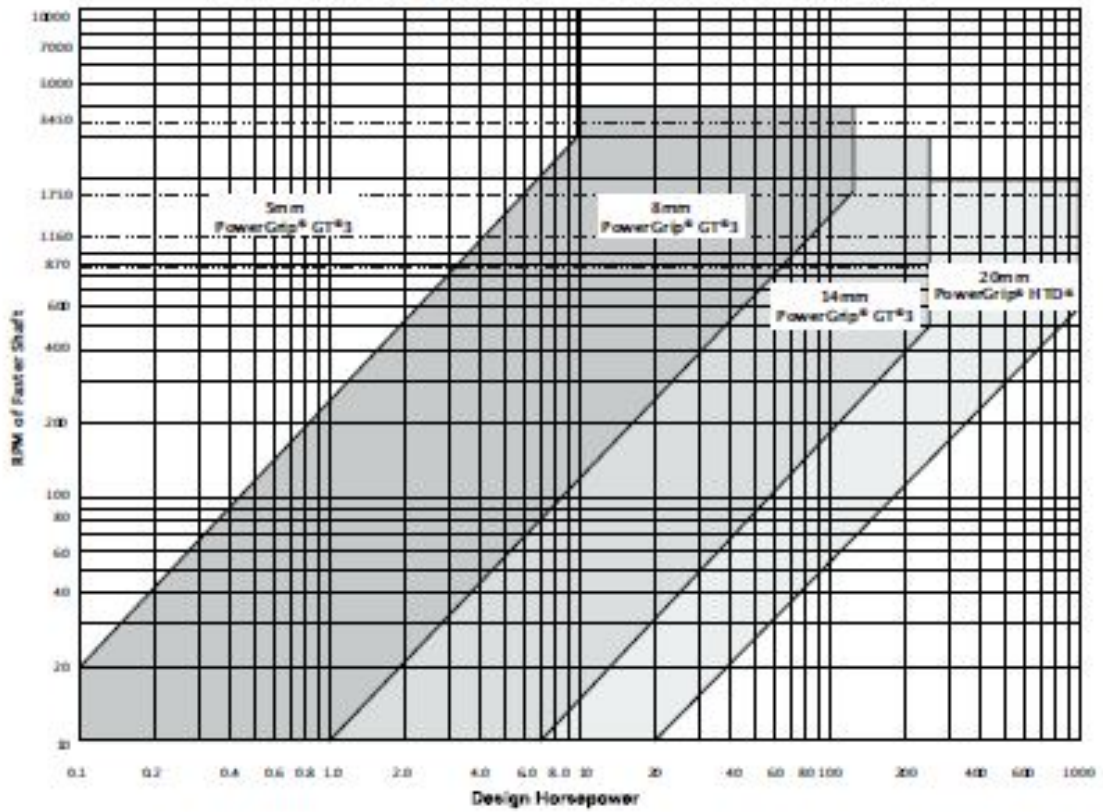
### Example

They are as follows:

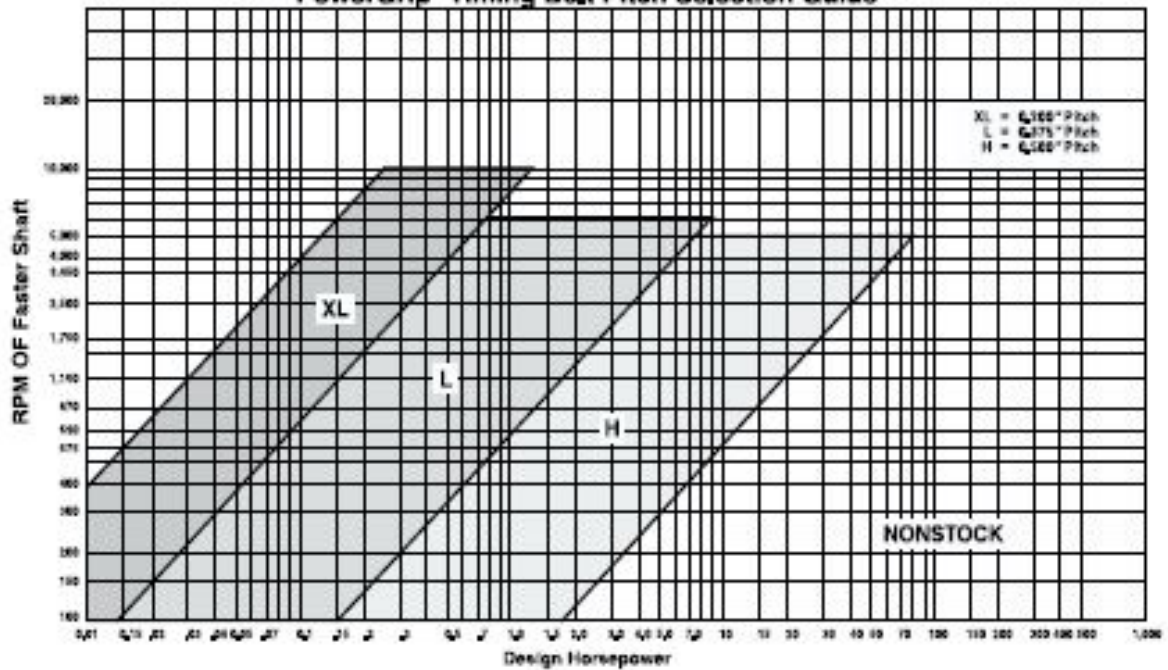
- 1—2400-8MGT-50 PowerGrip® GT®3 belt
- 1—P72-8MGT-50 driveR sprocket
- 1—2517 Bushing with a 2 1/8-inch bore
- 1—P144-8MGT-50 driveN sprocket
- 1—3020 Bushing with a 3-inch bore

## PowerGrip® Belt Drives

### PowerGrip® GT<sup>3</sup>/20mm HTD® Belt Pitch Selection Guide



### PowerGrip® Timing Belt Pitch Selection Guide





**PowerGrip® Belt Drives**

**Minimum Recommended Sprocket Outside Diameters  
for General Purpose Electric Motors—Synchronous Belts**

Motor Horsepower	Motor RPM #60 Cycle and 50 Cycle Electric Motors					
	575 400*	690 575*	870 725*	1190 997*	1750 1425*	3450 2867*
1/2	—	—	2.0	—	—	—
3/4	—	—	2.2	2.0	—	—
1	2.7	2.3	2.2	2.2	2.0	—
1 1/2	2.7	2.7	2.2	2.2	2.2	2.0
2	3.4	2.7	2.7	2.2	2.2	2.2
3	4.1	3.4	2.7	2.7	2.2	2.2
5	4.1	4.1	3.4	2.7	2.7	2.2
7 1/2	4.7	4.1	4.0	3.4	2.7	2.7
10	5.4	4.7	4.0	4.0	3.4	2.7
15	6.1	5.4	4.7	4.0	4.0	3.4
20	7.4	6.1	5.4	4.7	4.0	4.0
25	8.1	7.4	6.1	5.4	4.0	4.0
30	9.0	6.1	6.1	6.1	4.7	—
40	9.0	9.0	7.4	6.1	5.4	—
50	9.9	9.0	7.6	7.4	6.1	—
60	10.8	9.9	9.0	7.2	6.7	—
75	12.5	11.7	8.5	9.0	7.7	—
100	16.2	13.5	10.8	9.0	7.7	—
125	18.0	16.2	13.5	10.8	9.5#	—
150	19.8	18.0	16.2	13.7	9.5	—
200	19.8	19.8	19.8	—	11.3	—
250	19.8	19.8	—	—	—	—
300	24.3	24.3	—	—	—	—

\* These RPM are for 50 cycle electric motors.

# Use 9.0 for Frame Number 444 T only.

Data in the white area are from NEMA Standard MG-1-14-42, June, 1972, while data in the light blue area are from MG-1-14-43, January, 1968.

The dark blue area is a composite of electric motor manufacturers data. They are generally conservative, and specific motors and bearings may permit the use of a smaller motor sprocket. Consult the motor manufacturer. See Engineering Section II-13, Bearing/Shaft Load Calculations on Page 183.

**NOTE:** For a given motor horsepower and speed, the total belt pull is related to the motor sprocket size. As this size decreases, the total belt pull increases. Therefore, to limit the resultant load on motor shaft and bearings, NEMA lists minimum sprocket sizes for the various motors.





## Basic PowerGrip® Service Factors

Drive Machine	Drive					
The drive machine listed below are representative samples only. Select a drive machine whose load characteristics most closely approximate those of the machine being considered.	AC Motors: Normal Torque, Squirrel Cage, Synchronous, Split Phase, Inverter Controlled  DC Motors: Shunt Wound Slapper Motors  Engines: Multiple Cylinder Internal Combustion			AC Motors: High Torque, High Slip, Repulsion-Induction, Single Phase, Series Wound, Slip Ring  DC Motors: Series Wound, Compound Wound Series Motors  Engines: Single Cylinder Internal Combustion Line Shafts: Chain		
	Intermittent Service (Up to 8 hours Daily or Seasonal)	Normal Service (8 - 16 hours Daily)	Continuous Service (16 - 24 hours Daily)	Intermittent Service (Up to 8 hours Daily or Seasonal)	Normal Service (8 - 16 hours Daily)	Continuous Service (16 - 24 hours Daily)
	Display, Dispensing Equipment Instrumentation Measuring Equipment Medical Equipment Office, Projection Equipment	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4
Appliances, Sweepers, Sewing Machines Saws, Chain Saws, Dismel, Central Woodworking Equipment (Light): Band Saws, Drills, Lathe	1.1	1.3	1.5	1.3	1.5	1.7
Agitators for Liquids Conveyors: Belt, Light Package Drill Press, Lathe, Saws Laundry Machinery Wood Working Equipment (Heavy): Circular Saws, Jointers, Planers	1.2	1.4	1.6	1.6	1.8	2.0
Agitators for Semi-Liquids Compressor: Centrifugal Conveyor Belt: Ore, Coal, Sand Dough Mixers Line Shafts Machine Tools: Grinder, Shaper, Boring Mill, Milling Machine Paper Machinery (except Pulping): Presses, Punches, Slitters Printing Machinery Pumps: Centrifugal, Gear Services: Revolving, Vibratory	1.3	1.5	1.7	1.8	1.8	2.0
Bark Machinery (except Pug Mills) Conveyor: Apron, Pan, Bucket, Elevator Extractors, Washers Fans, Centrifugal Blowers Generators & Exciters Hoists Rubber Calendar, Mills, Extruders	1.4	1.6	1.8	1.8	2.0	2.2
Centrifuges Screw Conveyors Hammer Mills Paper Pulpers Table Machinery	1.5	1.7	1.9	1.9	2.1	2.3
Blowers: Positive Displacement, Mine Fans Pulverizers	1.6	1.8	2.0	2.0	2.2	2.4
Compressors: Reciprocating Cushers: Cylindrical Jaw Roll Mills: Edal, Roll, Pebble, etc. Pumps: Reciprocating Saw Mill Equipment	1.7	1.9	2.1	2.1	2.3	2.5

These service factors are adequate for most belt drive applications. Note that service factors cannot be substituted for good engineering judgment. Service factors may be adjusted based upon an understanding of the severity of actual drive operating conditions.

### Additional Service Factors

**Speedup Drives**  
For speedup drives, add to the basic service factor the additional factor given below.

Speedup Ratio Range	Additional Factor	Speedup Ratio Range	Additional Factor
1 to 1.24	.00	2.50 to 3.49	.30
1.25 to 1.74	.10	3.50 & over	.40
1.75 to 2.49	.20		

**Unusual Conditions**

Additional service factors are required for unusual conditions such as load reversal, heavy shock, plugged motor stop, electric brake. Contact Gates Power Transmission Product Application for assistance.





