

Freio Dinamométrico para Ensaio de Pequenos Veículos de Tracção Eléctrica

Pedro Gonçalo Dias Baptista

Dissertação

Orientado por:

Prof. Manuel Rodrigues Quintas

Inv. Carlos Manuel Moreira da Silva



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Opção de Automação

Setembro de 2010

Aos meus pais,
Abílio e Isilda.

Resumo

Actualmente, devido ao grande desenvolvimento que se tem obtido na área das tecnologias associadas a veículos eléctricos, esta opção surge cada vez mais como alternativa aos veículos com motor de combustão interna. Este desenvolvimento é normalmente acompanhado por ensaios realizados em software. Estes mesmos ensaios são posteriormente realizados e verificados em viaturas concebidas para o efeito.

Por vezes, com o objectivo de tornar o ensaio mais próximo da realidade, é necessário recorrer à deslocação de equipamentos, o que pode encarecer significativamente o projecto. É com a intenção de diminuir estes gastos, que surge a necessidade de criar e desenvolver um meio que possibilite o ensaio de veículos no local onde estes são desenvolvidos.

Esta dissertação tem como objectivo iniciar o desenvolvimento de um banco de ensaio de potência, dedicado especialmente ao ensaio de veículos movidos por motores de energia eléctrica.

Inicialmente foi elaborado um estudo para identificar o método mais indicado para realizar o binário de carga, de acordo com o comportamento característico dos veículos eléctricos.

Posteriormente foi realizado o dimensionamento de toda a estrutura de suporte, bem como dos restantes elementos constituintes do banco de ensaio. O dimensionamento de alguns elementos foi sujeito a verificação através de análise de elementos finitos realizada no *Cosmos*.

Por fim foi criado e desenvolvido todo o sistema de controlo em malha fechada do elemento gerador de carga, de maneira a obter um comportamento correcto e semelhante ao definido pelo utilizador. Este controlo é realizado por um variador de frequência, sujeito à parametrização definida pelo utilizador numa consola HMI.

Abstract

Test Bench for Small Electric Traction Vehicles

Nowadays, due to the great development that a wider range of technologies associated with electric vehicles has obtained, this is an option more and more as an alternative to the vehicles with internal combustion engine. The development of electric vehicles technology is usually accompanied by tests on software. These same tests are made and verified in vehicles designed for this purpose.

Sometimes, in order to approximate the test to reality, it is necessary to use the movement of equipment, which may significantly exaggerate the project financially. The need to create and develop a means that enable the test of vehicles at the place where they are developed comes from this intention of reducing expenses.

This thesis aims to initiate the development of a test bench devoted especially to the test of vehicles powered by electric engines.

Initially it was developed a study to identify the type of technology best suited to accomplish the torque load upon the characteristic behavior of electric vehicles.

Subsequently I carried out the design of a support structure, and the remaining elements of the test bench. The design of some elements was subject to verification through simulation performed in *Cosmos*.

At the end it was created and developed an entire system of closed loop control of the element load generator, the objective is to obtain a correct behavior and a behavior next to the one asked by the user. This control is achieved by a frequency inverter and checked to the user-defined parameter in a terminal HMI.

Agradecimentos

Aos poucos, vão-se adquirindo ferramentas que serão, com certeza, imprescindíveis num futuro que se aproxima e é através de actividades como a desenvolvida, que adquirimos conhecimentos relativos á nossa futura profissão. Foi extremamente gratificante a nível pessoal realizar um trabalho de desenvolvimento desta natureza. Posto isto, e embora saiba que me é impossível agradecer a todos os que me ajudaram, quero deixar um agradecimento especial a algumas pessoas que, com o seu contributo e toda a disponibilidade, tornaram possível a realização deste trabalho.

Em primeiro lugar aos meus orientadores, Professor Manuel Rodrigues Quintas e Investigador Carlos Manuel Moreira da Silva, pelo apoio e colaboração prestadas, o qual me possibilitou a realização de todo este trabalho, graças ao seu dinamismo incansável e transmissão de conhecimentos.

Ao Engenheiro João Pratas pelos esclarecimentos sobre vários componentes da marca SEW, bem como a possibilidade de me receber na sede da SEW.

Aos meus colegas da SAIC (Secção de Automação, Instrumentação e Controlo) que tornaram o laboratório de trabalho num ambiente agradável e bem-disposto.

Aos meus companheiros António Silva, Bruno Azevedo, Bruno Borges, Carlos Nascimento, Carlos Azevedo, João Cerejo, Mário Viana, Nelson Carvalho, Ricardo Pereira pelo apoio e companheirismo demonstrado desde sempre.

À minha irmã Cristina por todo o carinho, apoio e experiência transmitidos à distância.

Sobretudo aos meus pais, sem eles não poderia estar aqui, agradeço a transmissão de valores, o afecto, o apoio, o incentivo, a confiança e toda a preocupação.

A todas as pessoas que embora não nomeadas contribuíram para a realização deste trabalho, o meu mais sincero obrigado.

Índice

Agradecimentos	i
Índice de figuras	vii
Índice de tabelas	xiii
Nomenclatura.....	xv
1 Introdução.....	1
1.1 Motivação.....	1
1.2 Objectivos	2
1.3 Características do veículo	2
1.4 Contextualização	5
1.5 Organização do trabalho	7
2 Sistema de carga	9
2.1 Introdução	9
2.2 Contextualização	9
2.3 Dinamómetro hidrodinâmico	11
2.4 Dinamómetro de correntes de Eddy	14
2.5 Dinamómetro eléctrico.....	16
2.6 Fluido magneto-reológico	22
2.6.1 Binário de carga com fluido magneto-reológico	24
2.7 Componente gerador de carga.....	26
2.8 Solução proposta.....	28
2.9 Conclusão	34
3 Interface do veículo à unidade de carga	35

3.1	Introdução.....	35
3.2	Analogia ao contacto do pneu	35
3.2.1	Transmissão de movimento por um rolo.....	36
3.2.2	Transmissão de movimento por dois rolos.....	37
3.2.3	Transmissão de movimento por passadeira rolante	38
3.3	Análise das diferentes hipóteses	40
3.3.1	Um rolo	41
3.3.2	Dois rolos	43
3.3.3	Passadeira rolante	45
3.4	Análise de resultados	46
3.5	Conclusão	47
4	Projecto mecânico	49
4.1	Introdução.....	49
4.2	Esquema preliminar	49
4.3	Configuração da travagem	50
4.4	Vista explodida	58
4.5	Estrutura mecânica da unidade de carga	63
4.5.1	Dimensionamento	64
4.5.2	Simulação dos elementos mecânicos	71
4.5.3	Chavetas	74
4.5.4	Chumaceiras	75
4.5.5	Impedimento de movimento de translação do tambor	76
4.5.6	Transmissão de movimento entre elementos.....	77
4.5.7	Sistema de tensionamento da correia/tela	81

4.5.8	Verificação da estrutura para inserção de sistema de insuflação de ar	84
4.6	Estrutura global	87
4.7	Conclusão	88
5	Sistema de controlo	89
5.1	Introdução	89
5.2	Avaliação do processo de ensaio	89
5.3	Drive do motor	92
5.3.1	Programação do drive	95
5.3.2	Encoder	96
5.3.3	Cartas de controlo	98
5.3.4	Indutâncias de entrada.....	98
5.3.5	Anel de ferrite.....	99
5.3.6	Ligação entre drives.....	100
5.4	Resistência para dissipação de potência.....	101
5.5	Módulo regenerativo.....	102
5.6	Consola.....	104
5.6.1	Programação da consola.....	106
5.7	Dispositivos de paragem	110
5.8	Grafcet e interfaces da consola.....	112
5.9	Esquema eléctrico	117
5.10	Material para quadro do variador	121
5.11	Conclusão	121
6	Conclusões e trabalhos futuros	123
	Referências e bibliografia.....	127

Anexos.....	129
Anexo A	131
A-1 Resistência ao rolamento	131
A-2 Normalização de ensaios para ensaios de resistência ao rolamento	135
A-3 Determinação da inércia da roda	139
Anexo B.....	141
B-1 Variador de frequência	141
B-2 Programa P100	142
B-3 Programa para ensaio	143

Índice de figuras

Figura 1-1 - Esquema simplificado do propulsor do veículo de teste	4
Figura 1-2 - Gráfico característico dos propulsores	4
Figura 1-3 - Configuração genérica do Banco de Ensaio	5
Figura 1-4 - Dinamómetro de motores [1]	6
Figura 1-5 - Dinamómetro de transmissões [1]	6
Figura 1-6 - Dinamómetro de chassis [2]	6
Figura 2-1 - Freio de Prony [3]	10
Figura 2-2 - Esquema de ensaio de motor com freio de Prony[3]	11
Figura 2-3 - Esquema do dinamómetro Hidrodinâmico [4]	12
Figura 2-4 - Vista principal do rotor dinamómetro hidráulico [4]	13
Figura 2-5 - Vista principal do estator do dinamómetro hidráulico [4]	13
Figura 2-6 - Rotor e anel indutor [5]	14
Figura 2-7 - Características do dinamómetro[5]	15
Figura 2-8 - Esquema total da carcaça [5]	16
Figura 2-9 - Gráfico de binário de um motor síncrono	17
Figura 2-10 - Motor DC <i>brushed</i> de ímanes permanentes [7]	18
Figura 2-11 - Constituição de um motor DC <i>brushless</i> de ímanes permanentes [8]	19
Figura 2-12 - Curvas características de um motor assíncrono [9]	20
Figura 2-13 - Ilustração de um motor assíncrono de rotor bobinado [9]	21
Figura 2-14 - Ilustração do rotor de "gaiola de esquilo" [9]	21
Figura 2-15 - Fluido magneto-reológico sem campo magnético externo [11]	23
Figura 2-16 - Fluido magneto-reológico com campo magnético externo [11]	23
Figura 2-17 - Esquema geral de um travão com fluido magneto-reológico [13]	25
Figura 2-18 - Travão multidisco com fluido magneto-reológico[14]	25
Figura 2-19 - Travão com arrefecimento por convecção [15]	26
Figura 2-20 - Curva característica de um motor de combustão interna [16]	26
Figura 2-21 - Gráfico característico propulsor eléctrico	26
Figura 2-22 - Esquema do funcionamento do motor AC[19]	29
Figura 2-23 - Esquema de fixação do motor AC [19]	30
Figura 2-24 - Esquema de princípio do freio [19]	31
Figura 2-25 - Rectificador de freio BMK [19]	32
Figura 2-26 - Saída de sinal do <i>encoder Hiperface sin/cos</i>	33
Figura 2-27 - Localização do <i>encoder</i> [19]	33

Figura 3-1 - Esquema de perdas energéticas [20].....	36
Figura 3-2 - Sistema com um só rolo de sustentação [21]	37
Figura 3-3 - Sistema de dois rolos para sustentação do pneu	38
Figura 3-4 - Túnel de ar [22]	39
Figura 3-5 - Sistema de tela para sustentação [22]	40
Figura 3-6 - Valor do factor de correcção K_R em função raio dos tambores	41
Figura 3-7 - Valor de K_R para raios até 300 mm.....	42
Figura 3-8 - Valores de C_R retirados em ensaio [20]	42
Figura 3-9 - Resistência ao rolamento em função do raio do rolo	43
Figura 3-10 - Decomposição do peso sobre a roda nos rolos	43
Figura 3-11 - Determinação do ângulo α	44
Figura 3-12 - Esquema dos esforços verificados em dois rolos	44
Figura 3-13 - Resistência ao rolamento em dois rolos mediante afastamento de rolos	44
Figura 3-14 - Relação para determinar raios dos tambores em função de entre-eixo [23].....	45
Figura 3-15 - Resistência ao rolamento em função dos raios dos rolos	46
Figura 4-1 - Esquema inicial de modelação	50
Figura 4-2 - Situação de travagem.....	51
Figura 4-3 - Deformação do pneu [25]	51
Figura 4-4 - Esquema dos esforços que se verificam na roda [25]	52
Figura 4-5 - Força longitudinal na roda [26]	53
Figura 4-6 - Força lateral na roda [26].....	53
Figura 4-7 - Variação de μ_b em função do escorregamento[27].....	53
Figura 4-8 - Estado onde a aceleração é nula	54
Figura 4-9 - Actuação de binário de travagem.....	54
Figura 4-10 - Binário necessário para atingir 27,8 m/s em função do tempo.....	56
Figura 4-11 - Binário motor em função da velocidade de rotação[28]	57
Figura 4-12 - Força de travagem necessária desenvolver	58
Figura 4-13 - Vista explodida da estrutura que integra o sistema de rolos	59
Figura 4-14 - Vista explodida do conjunto dos rolos e elementos necessários ao seu funcionamento ..	61
Figura 4-15 - Conjunto da estrutura para sustentação dos rolos.....	63
Figura 4-16 - Modelo do rolo	63
Figura 4-17 - Modelação do veio.....	64
Figura 4-18 - Esforços e reacções verificadas no sistema.....	65
Figura 4-19 - Dimensões do veio	66
Figura 4-20 - Momento flector no plano yz	66
Figura 4-21 - Momento flector no plano xz	67

Figura 4-22 - Momento torsor	67
Figura 4-23 - Secção crítica.....	67
Figura 4-24 - Factor k_a em função do acabamento [30]	68
Figura 4-25 - Factor q em função da dureza do material [30]	70
Figura 4-26 - Valor do factor geométrico de concentração de tensões [31].....	70
Figura 4-27 - Simulação do veio efectuada no <i>Cosmos</i>	72
Figura 4-28 - Vista pormenorizada das tensões obtidas na simulação.....	72
Figura 4-29 - Área de impressão do pneu no pavimento.....	73
Figura 4-30- Área desenhada no modelo do tambor	73
Figura 4-31 - Simulação do tambor sob solicitações	73
Figura 4-32 - Esquema das dimensões de enchavetamento [32]	74
Figura 4-33 - Conjunto tambor motor	75
Figura 4-34 - Chumaceira para suporte do veio [33]	75
Figura 4-35 - Ilustração em corte do conjunto de suporte do tambor	76
Figura 4-36 - Determinação da gama de correia [34]	78
Figura 4-37 - Exemplo de transmissão para visualização de parâmetros [34]	79
Figura 4-38 - Posição com 368 mm de entre-eixo	81
Figura 4-39 - Posição mais afastada para inserção de tela	81
Figura 4-40 - Detalhe do sistema de afinação da plataforma que suporta o rolo.....	82
Figura 4-41 - Manivela com estriado quadrado [35]	82
Figura 4-42 - Esquema do sistema de fixação da plataforma de suporte dos rolos	83
Figura 4-43 - Esquema da área de insuflação de ar	85
Figura 4-44 - Localização dos apoios para sustentação da plataforma dos rolamentos de ar.....	86
Figura 4-45 - Estado de tensões na estrutura	86
Figura 4-46 - Estado de deformações na estrutura.....	86
Figura 4-47 - Estrutura completa de suporte do veículo eléctrico	87
Figura 5-1 - Exemplo de perfil de binário de carga para ensaio de potência	90
Figura 5-2 - Exemplo para ensaio de travagem	90
Figura 5-3 -Esquema de ligação entre os principais elementos de controlo e monitorização do banco	92
Figura 5-4 - Variador de frequência MDX 61B 0110-5A3-4-00	93
Figura 5-5 - Vista frontal do drive MDX 61B 0110-5A3-4-00 [28].....	94
Figura 5-6 - Espaço mínimo e posição de montagem das unidades [28]	95
Figura 5-7 - Programa para ensaio com 3 estágios de binário	96
Figura 5-8 - Carta DEH11B [28].....	97
Figura 5-9 - Cabo de ligação entre a carta DEH11B e o encoder EG7A [28].....	97
Figura 5-10 - Esquema de ligações do cabo[28].....	98

Índice de Figuras

Figura 5-11 - Cartas MOVI-PLC [®] [28]	98
Figura 5-12 – Representação das conexões das indutâncias ND045-013 aos drives.....	99
Figura 5-13 - Anel de ferrite [28]	99
Figura 5-14 - Principais ligações do variador de frequência [28].....	100
Figura 5-15 - Ligação mestre escravo entre variadores de frequência [28]	100
Figura 5-16 - Resistência para dissipação de calor [28].....	101
Figura 5-17 - Ligação da resistência ao variador de frequência [28].....	102
Figura 5-18 - Esquema de ligação do MOVIDRIVE [®] com o módulo regenerativo MDR60A [28] ...	103
Figura 5-19 - Exemplo para esquema de blocos para interfaces	104
Figura 5-20 - Figura ilustrativa da HMI DOP11B-30 [37]	105
Figura 5-21 - Vista posterior da HMI [37].....	105
Figura 5-22 - Ligação de alimentação [37]	105
Figura 5-23 - Exemplo da interface sobre o software <i>HMI-Builder</i> [37].....	106
Figura 5-24 - Estrutura em blocos	106
Figura 5-25 - Aviso de sensores activos	107
Figura 5-26 - Painel com informação do motor.....	107
Figura 5-27 - Código de verificação dos sensores	108
Figura 5-28 - Código de espelhamento dos sensores para as variáveis da consola	108
Figura 5-29 - Atribuição da posição H6 para sensor S01	108
Figura 5-30 - Esquema típico de um “pacote” de informação entre a HMI e o drive.....	109
Figura 5-31 - Ligações da consola ao drive e PC	109
Figura 5-32 - Conexão com o PC	109
Figura 5-33 - Conexão RS-485.....	110
Figura 5-34 - Atribuição dos pinos DOP11B	110
Figura 5-35 - Botoneira de emergência [39]	111
Figura 5-36 - Interruptor geral [40]	111
Figura 5-37 - Ilustração para as barreiras de perímetro de segurança [39]	112
Figura 5-38 - <i>Grafcet</i> 1 (primeira parte)	114
Figura 5-39 - <i>Grafcet</i> 1 (segunda parte).....	115
Figura 5-40 - <i>Grafcet</i> para paragem de emergência	115
Figura 5-41 - Ilustração das principais interfaces da HMI.....	116
Figura 5-42 - Circuito de potência.....	118
Figura 5-43 - Circuito de comando (1)	119
Figura 5-44 - Circuito de comando (2)	120
Figura Anexos-1 - Deformação do pneumático em solo arenoso [41]	131
Figura Anexos-2 - Deformação do pneumático em solo rígido [41]	131

Figura Anexos-3 - Comportamento teórico da resistência ao rolamento com a velocidade [41]	132
Figura Anexos-4 - Comportamento experimental da resistência ao rolamento com a velocidade [41]	132
Figura Anexos-5 - Efeito vibratório no pneumático [41].....	133
Figura Anexos-6 - Efeito de forças tractoras ou resistentes na resistência ao rolamento [41]	135
Figura Anexos-7 - Características do ensaio da norma SAE J1269 [42]	136
Figura Anexos-8 - Características do ensaio da norma SAE J1269 com uma só carga [42].....	137
Figura Anexos-9 - Esquema guia para suspensão da roda	139
Figura Anexos-10 - Suspensão da roda.....	140
Figura Anexos-11 - Referência para verificação da frequência de rotação da roda.....	140
Figura Anexos-12 - Principais portas do variador de frequência.....	141
Figura Anexos-13 - Programa P100 do <i>Movilink</i> [®]	142

Índice de tabelas

Tabela 1-1 - Valores característicos do veículo de propulsão eléctrica	3
Tabela 2-1 - Características para fluido magneto-reológico [12]	24
Tabela 2-2 - Resumo das principais características dos dinamómetros	27
Tabela 2-3 - Motores de 11 kW e respectivas características.....	30
Tabela 2-4 - Características principais do freio electromagnético BE20 [19].....	31
Tabela 4-1 - Factor para k_c [30]	69
Tabela 4-2 - Características de aplicação das chavetas	74
Tabela 4-3 - Coeficiente C_5 em função do comprimento da correia [34].....	80
Tabela 4-4 - Gama de potência em função do comprimento e número de dentes da polia [34].....	80
Tabela 4-5 - Características para um parafuso classe 8.8.....	84
Tabela 5-1- Características do variador de frequência MDX 61B 0110-5A3-4-00	93
Tabela 5-2 - Características principais das resistências do fabricante SEW	101
Tabela 5-3 - Lista de material para o quadro do variador de 11 kW	121

Nomenclatura

Variável	Designação	Unidades
A_{minpar}	Área mínima do parafuso	mm^2
A_{pneu}	Área de impressão do pneu	mm^2
C	Carga dinâmica básica	kN
c.s.	Coeficiente de segurança	
C_0	Factor de serviços (Correias)	
C_1	Factor de engrenamento	
C_2	Factor de carga	
C_3	Factor de aceleração	
C_4	Factor de fadiga	
C_5	Factor para considerar a frequência de flexão em função do comprimento	
C_R	Coeficiente de resistência ao rolamento	
d_{veio}	Diâmetro do veio	mm
E	Distância entre rodas (entrevias)	mm
E_{cf}	Energia cinética final	J
E_{ci}	Energia cinética inicial	J
$F_{\text{insuflação}}$	Força verificada na insuflação de ar	kN
F_{parafuso}	Força a realizar pelo parafuso	N
F_{R1}	Força de resistência ao rolamento no tambor referência	N
F_{R2}	Força de resistência ao rolamento no tambor em estudo	N
$F_{R\text{rolo}}$	Força resistência ao rolamento no rolo	N
F_{travagem}	Força de travagem	N
F_Z	Peso por roda	N
$F_{z\text{rolo}}$	Força do peso sobre a roda que actua no rolo	N
h	Altura da chaveta	mm
I_A/I_N	Razão da corrente inicial do motor de carga	
I_N	Corrente nominal do motor de carga	A
I_{roda}	Momento de inércia da roda	kgm^2
I_{tambor}	Momento de inércia do tambor (rolo)	kgm^2
$I_{\text{transmissão}}$	Momento de inércia da cadeia de transmissão do veículo	kgm^2
I_{veio}	Momento de inércia do veio	kgm^2
J_{motor}	Momento de inércia do motor de carga	kgm^2

Nomenclatura

K	Raio do tambor para suportação da tela transportadora	mm
k_a	Factor de correcção devido ao acabamento superficial	
k_b	Factor de correcção devido ao efeito de tamanho	
k_c	Factor de fiabilidade	
k_d	Factor de correcção devido à temperatura	
k_e	Factor de correcção devido à concentração de tensões	
K_R	Factor de correcção entre FR2 e FR1	
k_t	Parâmetro geométrico de concentração de tensões	
l	Comprimento útil	mm
L	Entre-eixo dos tambores	mm
L_{correia}	Comprimento mínimo da correia dentadas	mm
L_w	Comprimento disponível nas correias	mm
M	Binário a aplicar no motor de carga	Nmm
M_{ft}	Momento flector resultante	Nmm
m_{motor}	Massa do motor de carga	kg
M_N	Binário nominal do motor de carga	Nm
M_t	Momento torsor resultante	Nmm
N	Esforço axial resultante	N
n_N	Velocidade rotacional nominal do motor de carga	rot/min
n_{par}	Número de parafusos	
n_s	Velocidade rotacional do campo girante do estator	rot/min
P	Potência de serviço	kW
P_{eq}	Carga dinâmica equivalente	kN
$p_{\text{insuflação}}$	Pressão de insuflação de ar nos rolamentos de ar	Mpa
p_m	Tensão máxima nos flancos	MPa
P_{max}	Potência máxima do motor eléctrico do veículo	kW
P_{min}	Potência máxima de travagem do motor eléctrico do veículo	kW
P_N	Potência nominal do motor de carga	kW
P_R	Gama de potência da correia	kW
p_r	Expoente para a vida do rolamento	
q	Sensibilidade ao entalhe	
R	Raio da roda quando sujeito a carga	mm
R_1	Raio do tambor de referência	mm
R_2	Raio do tambor em estudo	mm
R_e	Raio efectivo de rotação da roda	mm
R_f	Raio da roda sem carga (R_{roda})	mm

R_{rolo}	Raio do rolo	mm
s	Desvio padrão	
S	Factor de carga (tela transportadora)	
s_m	Escorregamento (motor eléctrico)	
t	Profundidade do escatel no veio	
T_b	Binário de travagem	Nmm
T_{max}	Binário máximo do motor eléctrico do veículo no regime de binário máx.	Nm
T_{min}	Binário máximo de travagem do motor eléctrico no regime de binário máx.	Nm
V	Velocidade linear	m/s
V_{binmax}	Velocidade linear máxima no regime de binário máximo	km/h
V_x	Velocidade linear da roda (directção da roda)	m/s
V_y	Velocidade linear (perpendicular à directção da roda)	m/s
W	Trabalho	J
Z_e	Número de dentes	
Z_k	Número de dentes da polia mais pequena	
α	Ângulo de escorregamento lateral	
Δt	Intervalo de tempo	s
κ	Escorregamento (pneumático)	
$\mu_{\text{aço}}$	Coeficiente de atrito entre duas superfícies de aço	
μ_b	Coeficiente de atrito de travagem	
σ_a	Tensão alternada	MPa
σ_{ced}	Tensão de cedência	MPa
σ_f	Tensão de fadiga efectiva	MPa
σ_{f0}	Tensão limite de fadiga	MPa
σ_m	Tensão média	MPa
σ_R	Tensão de ruptura	MPa
ω_{binmax}	Velocidade radial máxima no regime de binário máximo	rad/s
ω_{rolo}	Velocidade radial do rolo	rad/s

1 Introdução

Este capítulo aborda as principais razões que motivaram a realização deste trabalho, bem como os principais objectivos estabelecidos. São apresentadas as principais características do veículo de propulsão eléctrica para o qual se pretende realizar o banco de ensaio de potência. Neste capítulo é ainda verificado em que contextos são utilizados os bancos de potência.

1.1 Motivação

Hoje em dia existe uma preocupação crescente em cada um de nós e a percepção geral de que a situação ambiental não se encontra nas melhores condições, caminhando-se para uma situação catastrófica a nível mundial. A situação ambiental que se observa neste momento atribui-se, em grande parte, ao aquecimento global provocado por gases de efeito estufa.

Tendo em vista a diminuição dos gases de efeito estufa, foram criados compromissos ambientais, desenvolvidos pelos grandes países industrializados e apoiados por quase todos os países a nível mundial. Verificou-se que a política tecnológica existente na indústria e a filosofia de vida que sustentamos acelera a produção de gases de efeito estufa, sendo necessário estabelecer metas para mudanças dos comportamentos e estabelecer novas tecnologias que não lesem ainda mais o mundo onde vivemos.

Assim, tem-se verificado no ramo automóvel uma nova linha filosófica no que diz respeito aos meios de locomoção. Um conceito que tem vindo a revolucionar as ideias até aqui aplicadas e conhecido como “amigo da natureza”, uma noção cada vez mais real e que consiste na substituição do motor de combustão interna pelo propulsor eléctrico. Com a intenção de avaliar o comportamento do

motor eléctrico e todos os órgãos que possibilitam a movimentação do veículo, é tema deste trabalho o desenvolvimento de um banco de ensaio de potência com características particulares.

1.2 Objectivos

O objectivo deste trabalho é desenvolver um banco de ensaio capaz de caracterizar, em regime estático e dinâmico, o desempenho do conjunto motor eléctrico, redutor, semi-eixo e roda de um veículo eléctrico. Este banco de ensaio deve permitir medir o binário e a potência gerada nas rodas motrizes do veículo para diferentes níveis de carga. Pretende-se que seja também possível caracterizar o comportamento de travagem ou desaceleração (forçada) produzida pelo veículo, bem como todos os sistemas inerentes ao sistema de travagem tais como o ABS.

Pretende-se que os ensaios sejam realizados para uma gama dedicada de veículos com propulsores eléctricos. Como a medição dos parâmetros vai ser realizada ao nível da roda, o banco de ensaio de potência caracteriza-se por ser um “dinamómetro de chassis”, sendo assim alvo de estudo todos os seus componentes para ensaios. Pretende-se ainda que o binário de carga desenvolvido pelo banco de ensaio de potência possa variar entre 0 e o binário máximo desenvolvido pelo veículo em causa e que, devido ao facto de o veículo ser de propulsão eléctrica, o banco de ensaio deve apresentar uma elevada dinâmica.

O desenvolvimento do banco de ensaio de potência visa equacionar tecnologias e produtos já existentes no mercado sendo, por isso, necessário realizar um estudo de mercado para as características específicas do veículo em causa.

Além de ser necessário dimensionar os componentes físicos, é essencial desenvolver a arquitectura de um sistema automático de recolhas de dados que, para além do registo das grandezas mecânicas a medir, permita a determinação dos parâmetros físicos que caracterizam a cadeia de propulsão e as respectivas perdas.

1.3 Características do veículo

A ideia do desenvolvimento de um banco de potência foi no sentido de dar resposta a uma solicitação vinda do Departamento de Engenharia Electrotécnica da FEUP, a fim de permitir a caracterização, o mais completa possível, do veículo aí desenvolvido cujos parâmetros mais relevantes são apresentados na Tabela 1-1.

Características	Var.	Valor	Unidades
Distância entre rodas	E	1160	mm
Pneu		135/70R13	
Raio da roda (sem carga)	R_{roda}	260	mm
Peso máximo/roda	F_z	1766	N
		180	kgf
<i>Zona binário máximo</i>			
Velocidade Máxima Longitudinal	V_{binmax}	20	km/h
		5,6	m/s
Velocidade Máxima Rotacional	ω_{binmax}	21,37	rad/s
		204	rpm
		3,4	Hz
Binário máximo (aceleração)	T_{max}	477	Nm
Binário mínimo (travagem)	T_{min}	-143	Nm
Potência máxima	P_{max}	9810	W
Potência máxima de travagem	P_{min}	-2943	W
<i>Zona de potência constante</i>			
Velocidade máxima longitudinal		100	km/h
		27,8	m/s
Velocidade máxima rotacional		106,84	rad/s
		1020,2	rpm
		17	Hz
Potência máxima		9810	W
Binário @ velocidade máxima		95,34	Nm

Tabela 1-1 - Valores característicos do veículo de propulsão eléctrica

Como já foi referido esse veículo tem propulsão eléctrica dispondo de 2 motores eléctricos acoplados às rodas dianteiras, com actuação independente em cada uma delas, como é possível visualizar na Figura 1-1.

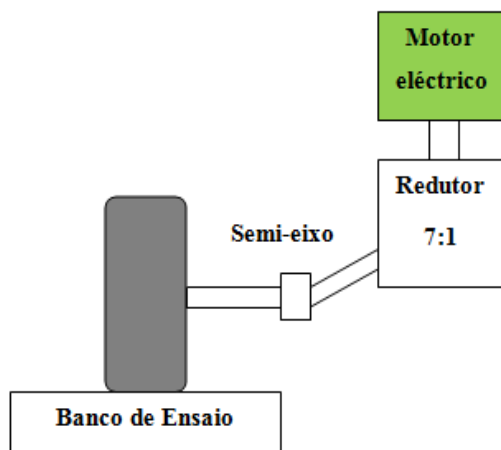


Figura 1-1 - Esquema simplificado do propulsor do veículo de teste

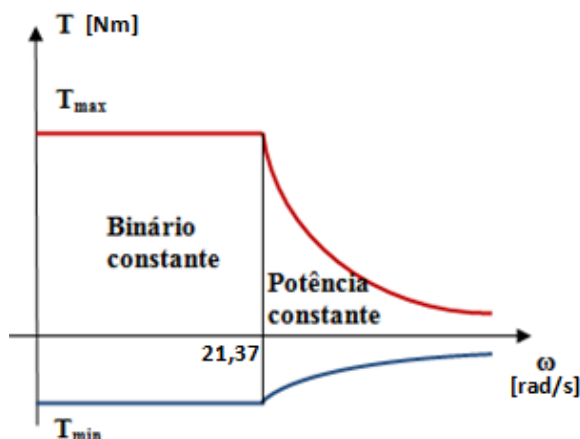


Figura 1-2 - Gráfico característico dos propulsores

No gráfico da Figura 1-2 são apresentadas as curvas características dos propulsores utilizados. Estes apresentam um binário constante e máximo de 477 Nm desde a velocidade nula até uma velocidade 20 km/h (velocidades lineares verificadas na roda). No intervalo considerado de binário constante, verifica-se um binário de travagem de valor igual a 143 Nm. A partir da velocidade de 20 km/h o propulsor apresenta uma zona de potência constante, o que significa que à medida que a velocidade aumenta o binário decresce. Esta situação observa-se até à velocidade máxima de 100 km/h.

O banco de ensaio projectado deve então contemplar também as perdas nos vários sistemas mecânicos da cadeia cinemática. Apesar do veículo modelo apresentar as características descritas na Tabela 1-1, pretende-se realizar um sistema que possibilite um ensaio para uma gama maior de veículos, tornando-se assim alvo de uma maior utilização, levando a uma mais rápida amortização do investimento desenvolvido.

Assim, os parâmetros a alterar são: o peso próprio do veículo e a sua potência característica. Estes parâmetros são multiplicados por um coeficiente de majoração de 1,5 e de 2 relativamente ao peso e à potência respectivamente, vindo a configurar um peso por roda de 300 kgf e uma potência do motor de 10 kW. Estes novos valores passam a determinar as características de dimensionamento dos constituintes do banco de potência.

O banco de ensaio de potência é constituído por três partes principais: a primeira é o acoplamento mecânico a desenvolver entre o banco de potência e o veículo em teste, mais concretamente o contacto com a roda; o segundo e, consequentemente, o de maior relevo é o mecanismo de geração de binário de carga; o terceiro, também de grande relevância, é uma unidade electrónica que permita a recolha dos dados do ensaio, nomeadamente a velocidade e binário estabelecendo também as referências de binário de carga. Um esquema de princípio é representado na

Figura 1-3, sendo as diferentes partes objecto de uma abordagem mais profunda nos próximos capítulos.

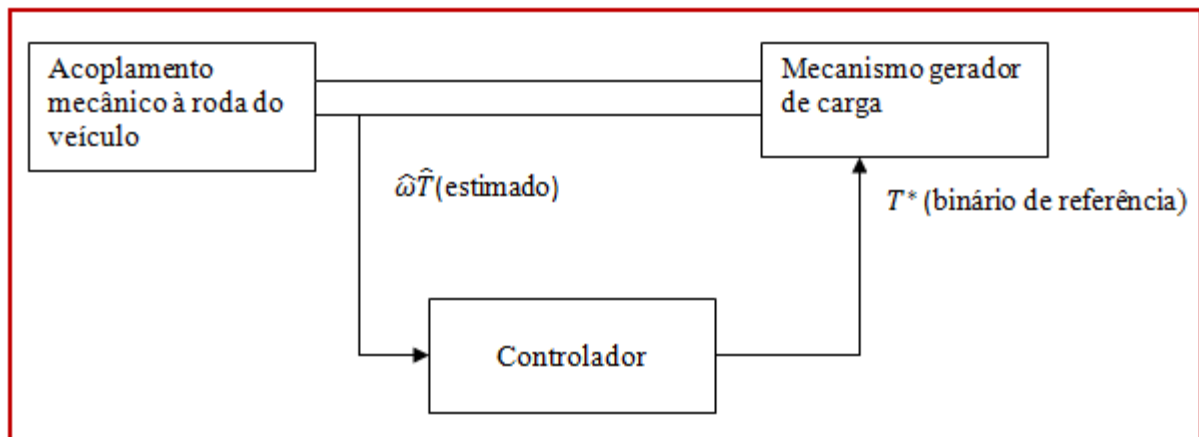


Figura 1-3 - Configuração genérica do Banco de Ensaio

1.4 Contextualização

Os bancos de ensaio de potência, muitas vezes conhecidos por dinamómetros devido ao facto do seu constituinte principal ser o denominado “dinamómetro”, possibilitam quantificar características específicas de motores ou de sistemas que realizam trabalho, sendo as de maior interesse o binário e potência.

Existem 3 principais tipos de banco de ensaio:

- Dinamómetro de motores (Figura 1-4) – O sistema de medição das características mecânicas é directamente acoplado ao motor sob teste, evitando transmissões e engrenamentos que possibilitem acarretar erros para a medição pretendida. Estes ensaios são geralmente realizados a motores eléctricos para uso industrial ou no acompanhamento da evolução de motores de combustão interna durante o seu fabrico ou desenvolvimento;
- Dinamómetro de transmissões (Figura 1-5) – Utilizados para medições de rigidez torsional de transmissões industriais. A transmissão é colocada entre o motor e um dinamómetro; o motor anima a transmissão de uma rotação enquanto que o dinamómetro realiza um binário resistente;
- Dinamómetro de chassis (Figura 1-6) – Possui este nome visto que a ligação entre o banco de ensaio de potência e o veículo é obtida pelas rodas, não sendo necessário remover os motores do chassis do veículo. É então, por este motivo, o método mais fácil para realizar um teste de potência em veículos e também pelo facto de não ser necessário remover nenhum componente. Neste ensaio existe a necessidade de garantir o correcto posicionamento do veículo sobre o banco de ensaio por forma a evitar acidentes.



Figura 1-4 - Dinamômetro de motores [1]



Figura 1-5 - Dinamômetro de transmissões [1]



Figura 1-6 - Dinamômetro de chassis [2]

Hoje em dia verifica-se que os bancos de ensaio são cada vez mais utilizados. Através deste meio é possível determinar as curvas características dos motores, o que possibilita aos fabricantes (e não só) realizar ensaios com o objectivo de melhorar o desempenho dos motores/sistemas.

Retratando somente os dinamómetros de chassis verifica-se um aumento da procura por este tipo de banco de ensaio, uma vez que a nível particular, as pessoas viram nestes sistemas uma oportunidade para qualificar o estado do seu veículo. Através de um ensaio/teste num banco de ensaio é possível analisar as características de potência, binário e sistema de travagem, possibilitando qualificar o estado de funcionamento do veículo e determinar possíveis anomalias ou mal funcionamento. Trata-se de um método cada vez mais frequente uma vez que a operação apresenta um custo relativamente baixo e uma duração de ensaio relativamente limitado.

Como se trata de um equipamento algo dispendioso, necessitando de mão-de-obra qualificada, muitos empresários viram nesta área uma possibilidade de negócio visto tratar-se de um ensaio cada vez mais procurado.

1.5 Organização do trabalho

Esta dissertação está estruturada em seis capítulos. Sendo este um capítulo introdutório os restantes capítulos, apresentam o seguinte conteúdo:

- No segundo capítulo, intitulado ***Sistema de carga***, apresenta-se o estudo e a solução mais adequada e proposta no respeitante ao tipo de tecnologia a usar como binário de carga;
- No terceiro capítulo, denominado ***Interface do veículo à unidade de carga***, apresenta-se o estudo e análise das gamas de interfaces aplicáveis entre a roda e o motor de carga;
- No quarto capítulo, intitulado ***Projecto mecânico***, apresenta-se o desenvolvimento do projecto mecânico dos diversos constituintes do banco de potência;
- No quinto capítulo, designado ***Sistema de controlo***, é apresentado o sistema de controlo e de potência da unidade de carga;
- Por fim, o sexto capítulo, com o título ***Conclusões e trabalhos futuros***, apresenta as conclusões e deixa algumas sugestões para os trabalhos futuros.

2 Sistema de carga

2.1 Introdução

Para melhor entendimento do tipo de ensaio que está em causa foi realizada uma pesquisa global sobre bancos de ensaio de potência, resultando deste estudo a percepção de que o mais importante nestes bancos de ensaio é o tipo de tecnologia envolvida nos dinamómetros. Por esta razão o termo “dinamómetro” (dyno → termo grego) muitas vezes substitui a designação “banco de ensaio de potência”.

Tendo em conta a importância do referido dinamómetro no banco de potência é essencial realizar um estudo sobre as diferentes tecnologias fazendo, sempre que possível, alusão às suas características principais visando uma melhor compreensão dos mesmos.

2.2 Contextualização

Inicialmente os dinamómetros eram exclusivamente mecânicos, sendo o mais marcante e conhecido o designado freio de Prony apresentado na Figura 2-1. É um dispositivo constituído por um tambor de raio r , umas sapatas frenantes reguláveis Z e um braço B que no seu extremo livre tem suspenso um peso F a uma distância R do eixo do tambor, como mostra a Figura 2-1 [3].

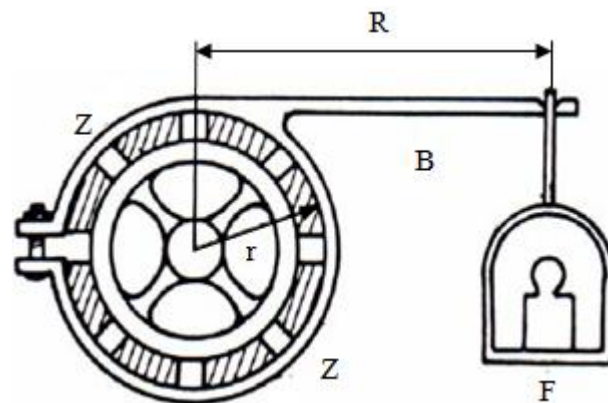


Figura 2-1 - Freio de Prony [3]

O tambor de raio r , solidário ao veio do motor, é abraçado pelas sapatas Z . Quando o veio motor roda arrastando o tambor, o atrito entre este e as sapatas Z tende a fazer rodar o braço B , o qual é mantido em equilíbrio pelo peso F actuando do extremo livre do braço B .

O ensaio de motor passa por o colocar sobre um suporte adequado acoplando o freio de Prony ao seu veio, como mostra a Figura 2-2. No extremo do braço do freio de Prony é colocado então o peso F . O ensaio com este freio é realizado com o motor a rodar a uma velocidade de rotação uniforme.

Nestas condições, vai-se apertando regularmente as sapatas Z contra o tambor, travando o motor até se conseguir o regime de rotação ao qual se deseja medir o binário motor. Durante o ensaio, faz-se rodar o motor a diferentes regimes de rotação e faz-se variar o peso F até se conseguir o equilíbrio de forças (forças de acção e reacção que se geram no veio do motor e no suporte de fixação do motor).

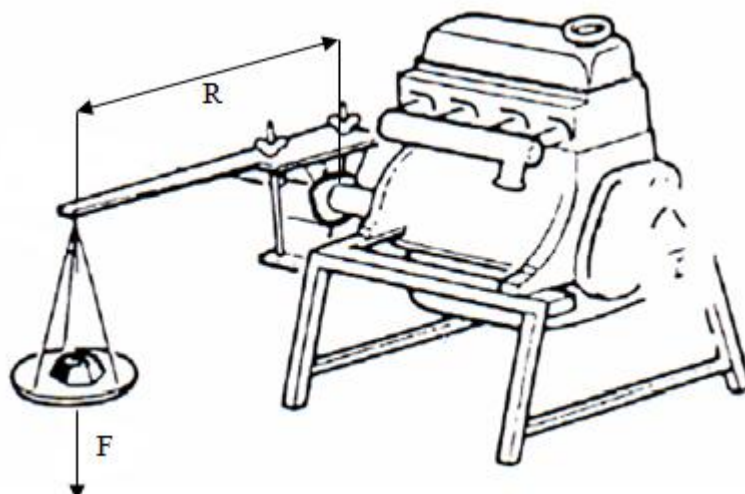


Figura 2-2 - Esquema de ensaio de motor com freio de Prony [3]

Do produto do peso F pelo comprimento do braço B do freio de Prony (distância R medida entre o veio motor e a linha da acção do peso F) resulta o valor do binário do motor em cada condição de equilíbrio e para os diferentes regimes de rotação do motor.

Com o evoluir do tempo novas tecnologias foram sendo desenvolvidas e aplicadas aos dinamómetros.

2.3 Dinamómetro hidrodinâmico

A constituição típica de um freio hidrodinâmico consiste numa carcaça onde se alojam o estator e o rotor, sendo este último suportado pelo veio que lhe transmite binário originado pelo motor em teste. Na Figura 2-3 é apresentado o esquema do dinamómetro hidrodinâmico.

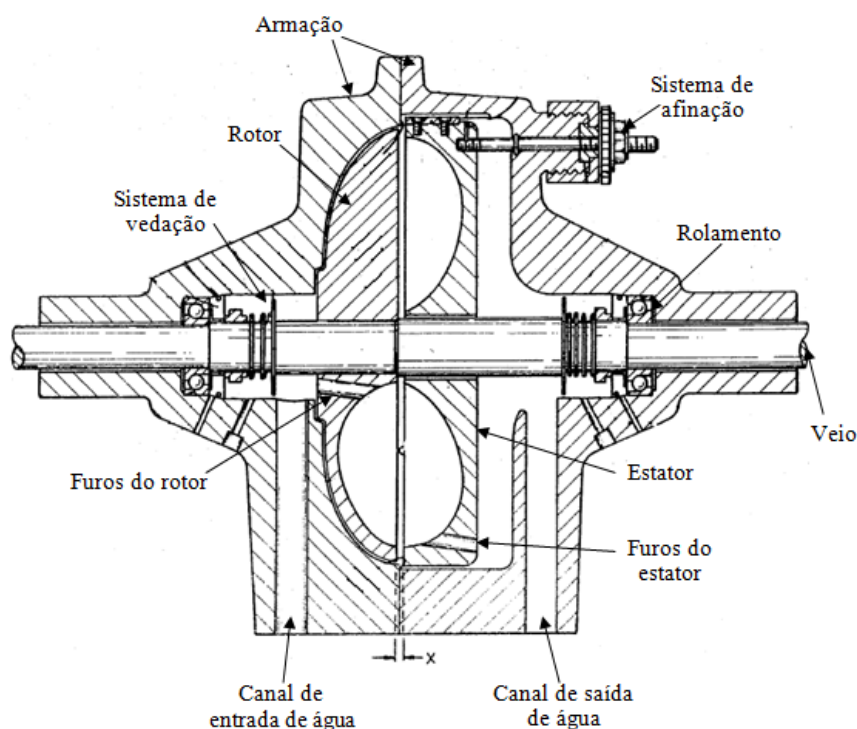


Figura 2-3 - Esquema do dinamômetro Hidrodinâmico [4]

O rotor e o estator apresentam uma estrutura física com cavidades que, quando é fornecido líquido ao compartimento da armação, são geradas tensões no líquido entre o estator e o rotor, originando forças de travagem no rotor, correspondendo a um binário aplicado ao estator e por consequência à armação [4].

A energia mecânica fornecida pelo motor em ensaio é absorvida e convertida em calor pelo dinamômetro através de um fluxo de fluido que circula entre os talhos existentes no estator e no rotor. O binário absorvido pelo estator obriga a carcaça a um movimento de rotação no sentido inverso e com igual intensidade. Este esforço é transmitido, por meio de um braço, a uma célula de carga localizada a uma distância fixa do centro do dinamômetro, possibilitando assim o cálculo do binário.

O dinamômetro hidrodinâmico é conhecido por estabelecer um circuito fechado permitindo a recirculação do fluido, sendo deste modo necessário que o dinamômetro possua um sistema de alimentação do fluido (geralmente uma bomba), um reservatório e uma válvula de descarga. O fluido, depois de passar pela válvula de entrada, é forçado a atravessar o canal de entrada da carcaça, obrigando-o a fluir pelos canais presentes no rotor (Figura 2-4).

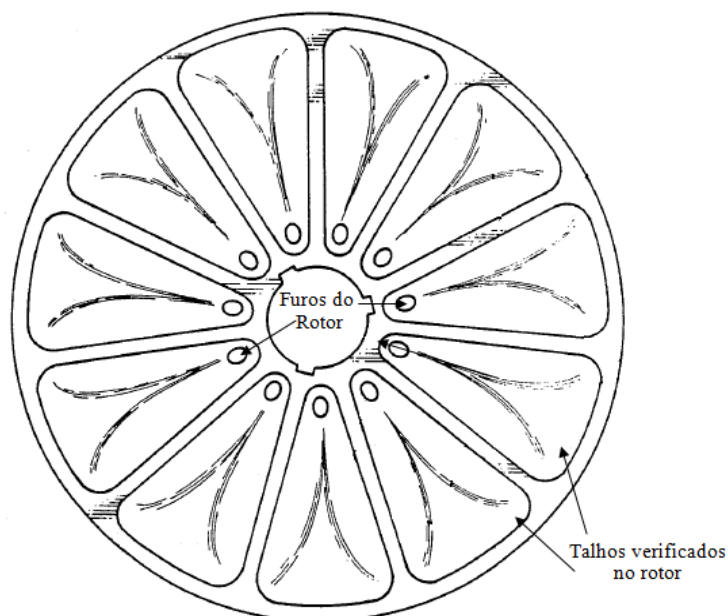


Figura 2-4 - Vista principal do rotor dinamómetro hidráulico [4]

O rotor e o estator estão colocados de maneira a que as suas ranhuras possam interagir através da presença de fluido. Quando existe rotação do rotor o fluido passa através dos furos nele existentes, o seu fluxo expande-se por toda a cavidade do rotor que, com a rotação, leva o fluxo de água a estender-se às cavidades do estator, originando o aparecimento de tensões devido à variação de movimento entre o estator e o rotor. Existem também, nas ranhuras do estator (Figura 2-5), furos que possibilitam a saída e a recirculação de fluido proveniente do contacto entre o rotor e o estator, eliminando parte do calor absorvido no contacto.

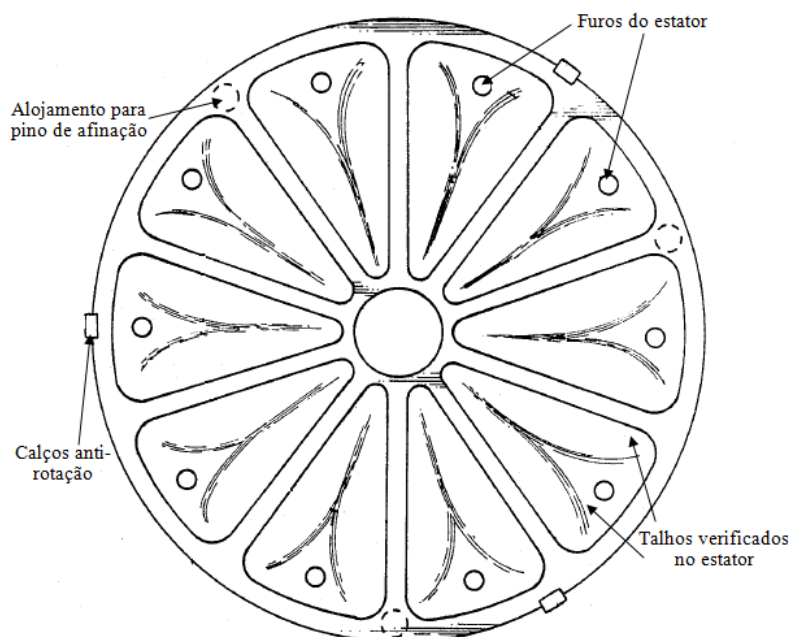


Figura 2-5 - Vista principal do estator do dinamómetro hidráulico [4]

A potência absorvida pelo dinamómetro depende da velocidade de rotação e da quantidade de fluido existente no interior da câmara do rotor. O nível de água na câmara do rotor é modulado através do controlo das válvulas de entrada e saída.

Devido à possibilidade de realizar binários elevados, são colocados três calços anti-rotação regularmente espaçados entre si (Figura 2-5), de maneira a garantir que, mediante qualquer binário exercido, não exista rotação do estator em relação à armação/carcaça principal. Este dinamómetro é caracterizado também por possuir três pinos que permitem a afinação da distância entre o estator e o rotor. Tal facto possibilita o teste de uma maior gama de motores, permitindo a variação de caudal de fluido entre o estator e o rotor, garantindo uma maior longevidade do dinamómetro (diminuindo a probabilidade de aquecimento) e uma melhor capacidade de ensaio visto existir a proporção correcta de caudal de fluido dentro da zona de trabalho.

2.4 Dinamómetro de correntes de Eddy

O princípio de funcionamento deste dinamómetro baseia-se num freio por correntes de Eddy montado sobre rolamentos. Ao energizar o travão electromagnético desenvolve-se um binário resistente no rotor e um binário de reacção no estator.

Um binário resistente é desenvolvido ao energizar a bobina, o que provoca a geração de um campo eléctrico no anel indutor e no rotor. O contorno cónico do dentado do rotor varre a superfície interna do anel indutor (Figura 2-6) pelo que qualquer ponto na superfície interna do anel indutor está sujeita a uma penetração pelo fluxo, que varia de intensidade consoante a posição do contorno do dente adjacente ao ponto em causa. Assim a rotação continua do rotor faz variar a intensidade do fluxo magnético na superfície interna do anel indutor [5].

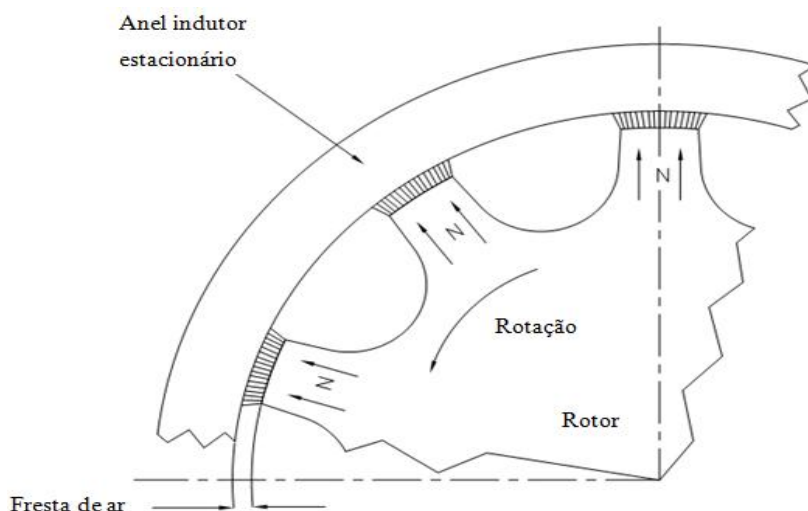


Figura 2-6 - Rotor e anel indutor [5]

A variação de intensidade do fluxo no anel indutor cria uma corrente que deriva na superfície do diâmetro interior do anel. Estas correntes criam um campo electromagnético que reage com o campo verificado nos dentes do rotor. A reacção entre estes campos electromagnéticos cria uma atracção numa direcção tangencial ao rotor e ao estator desenvolvendo, assim, um binário resistente proporcional à corrente reactiva proporcionada pelos dentes do rotor. A força do campo electromagnético do anel indutor é controlada ajustando a corrente de excitação da bobina.

O binário de reacção pode ser determinado aplicando uma célula de carga a uma distância específica do centro da carcaça, denominado braço e referenciado na Figura 2-7. A força medida pela célula de carga e o braço possibilitam a determinação do binário que, combinado com a velocidade de rotação do veio que suporta o rotor, possibilita o cálculo da potência.

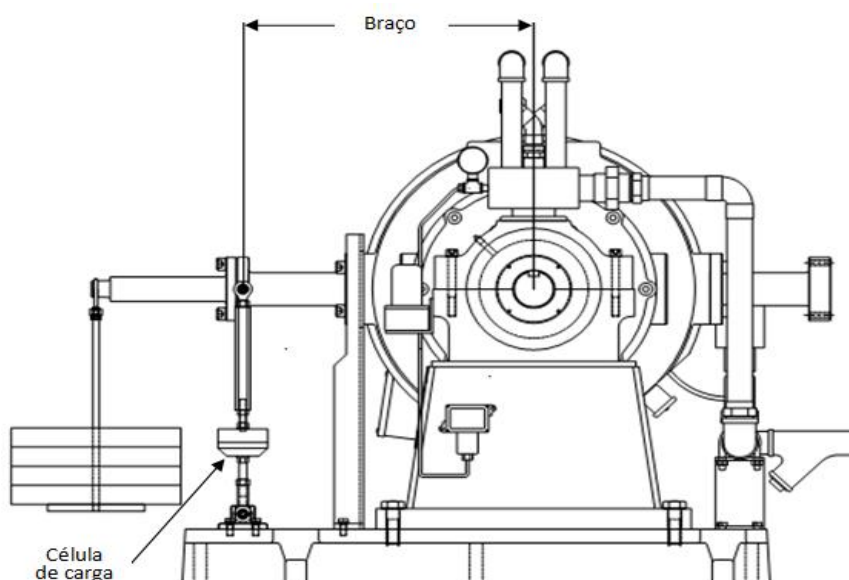


Figura 2-7 - Características do dinamómetro[5]

O dinamómetro é constituído por uma carcaça suportada por rolamentos que permite à mesma ter uma rotação livre sendo, no entanto delimitada por batentes. Estes rolamentos de esferas são de contacto angular e apresentam uma boa tolerância interna, permitindo obter um maior número de ciclos em ambiente magnético e de elevada temperatura que se verifica no dinamómetro.

Os elementos activos são o veio/rotor e o estator. O estator tem múltiplas secções em ferro fundido onde pode ser instalada uma ou mais bobinas. Na carcaça do estator são ainda fixados um conjunto de anéis que permitem a circulação de um fluido de arrefecimento.

O conjunto rotor/veio é colocado no interior da carcaça, com ambas as extremidades do veio estendendo-se para fora dela, ficando o conjunto suportado pelos rolamentos alojados na carcaça do estator visando, desta forma, a minimização de erros na determinação do binário.

- 1- Rotor
- 2- Estator
- 3- Bobina
- 4- Rolamentos de
contacto angular
- 5- Rolamentos de
alinhamento
- 6- Veio
- 7- Mancal
- 8- Anéis indutores
- 9- Tampas de
protecção do
rolamento

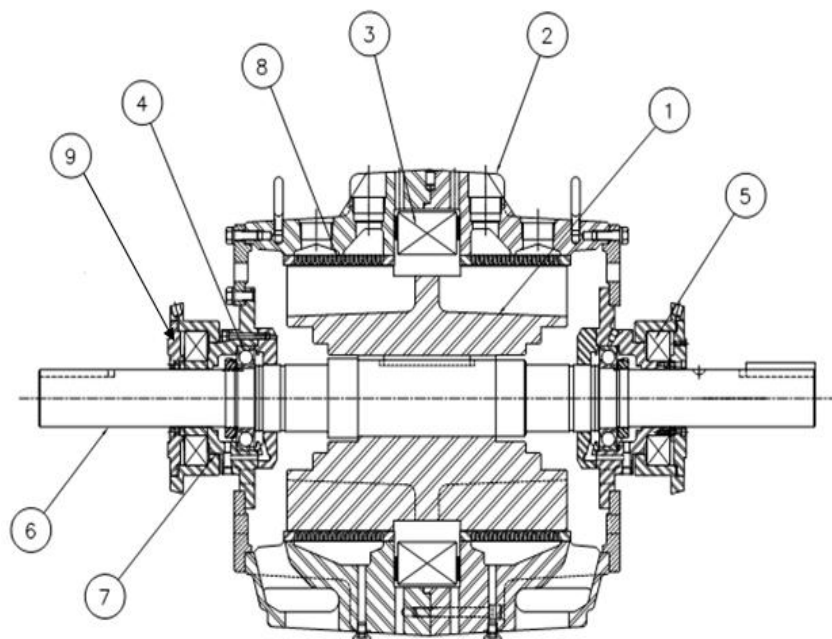


Figura 2-8 - Esquema total da carcaça [5]

Neste dinamómetro a potência transmitida da unidade para o veio é convertida em calor, devido ao efeito do campo magnético aí produzido. O calor desenvolvido é gerado quase totalmente na zona da superfície interna do anel indutor e na superfície periférica do rotor. O fluido refrigerante circula entre a carcaça do estator e os anéis indutores. No entanto para uma maior capacidade de absorção da energia calorífica gerada, o fluido refrigerante é também injectado numa abertura existente entre o anel indutor estacionário e a bobina. Depois de arrefecer a retaguarda do anel de indução, o fluido passa no entreferro existente entre o anel indutor estacionário e o rotor, após o qual flui nos dois sentidos paralelos ao eixo do rotor. A pressão produzida pelo sistema de refrigeração induz uma velocidade axial ao fluido na zona do entreferro. Por seu lado, o movimento de rotação do rotor sujeita o fluido a uma velocidade tangencial. A combinação destes dois tipos de trajectórias resulta no fluido um movimento de “parafuso”, originando uma absorção de calor mais eficiente aquando da sua passagem no entreferro.

2.5 Dinamómetro eléctrico

O dinamómetro/motor eléctrico (DC como AC) pode funcionar como gerador ou motor. Actua como gerador quando a própria máquina está a ser conduzida por um sistema em teste. Na situação oposta, quando a máquina está a realizar uma carga motora, o binário resistente é desenvolvido pelo

sistema em teste, encontrando-se o dinamómetro a funcionar como motor. A máquina eléctrica pode integrar um sistema regenerativo, o que a leva a ser mais cara e complexa, devido à inclusão de elementos que possibilitam o reaproveitamento da energia mecânica transmitida pelo sistema em ensaio, possibilitando recuperar energia ou devolvê-la à rede.

Quando o dinamómetro desempenha a função de gerador, a resistência à rotação do veio motor é originada devido a forças electromagnéticas criadas entre a bobina e a armadura, transformando-se em calor a energia daí a resultante. A potência pode ser determinada através da leitura da corrente e da tensão do circuito da armadura, assim como do conhecimento de algumas características do dinamómetro, como por exemplo o rendimento.

Os motores eléctricos AC podem ser síncronos ou assíncronos. Nos motores síncronos a velocidade angular do eixo é constante e igual à velocidade do campo girante, variando ligeiramente com a carga aplicada ao eixo, tendo como limite a potência nominal da máquina. Nos motores assíncronos há uma queda da velocidade quando sujeita a uma carga. A principal diferença entre os motores encontra-se na construção do rotor.

- **Motores síncronos**

Os motores síncronos manobram cargas com velocidade praticamente constante. Na Figura 2-9 está representada a curva de binário típica de motor síncrono. Pode-se verificar que a velocidade do motor é constante desde a situação de vazio até uma situação de carga máxima. Excedendo-se o valor de binário máximo, o rotor já não consegue permanecer ligado ao campo girante, começa a ter escorregamento com um binário oscilante e fazendo vibrar severamente o motor originando perda de sincronismo [6].

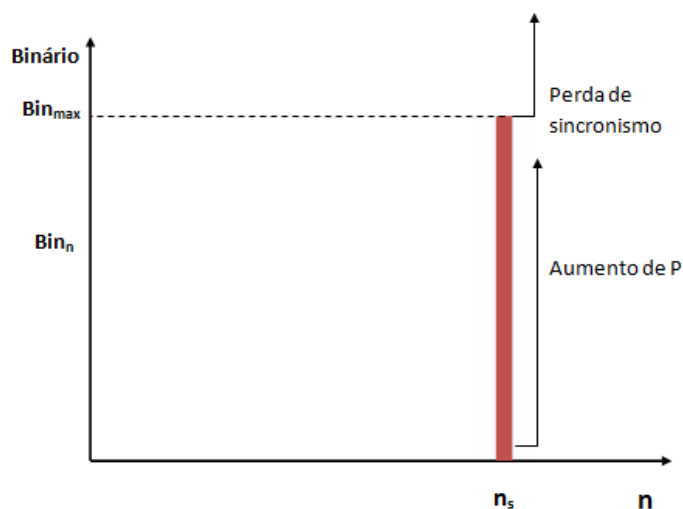


Figura 2-9 - Gráfico de binário de um motor síncrono

Existindo uma carga ligada ao veio do motor, este desenvolverá o binário suficiente para manter a carga a rodar à velocidade síncrona. Assim se o binário tender a aumentar, o rotor começa por abrandar, com esta diminuição de velocidade o ângulo de binário aumenta, o rotor tende a acelerar até atingir a velocidade de sincronismo, embora com um ângulo de binário maior.

Existem três tipos de motores síncronos: rotor com excitação externa (*brushed*), de rotor com excitação interna e rotor (*brushless*) de ímanes permanentes (*brushless*).

Em relação aos dinamómetros eléctricos apenas se irá fazer alusão aos motores *brushless*, visto que os motores *brushed* têm algumas limitações. Apresentam velocidades mais baixas, uma inércia elevada que reduz a capacidade de aceleração apresentando contudo um controlo mais fácil. Devido ao facto de existir contacto físico ao nível das escovas é necessário realizar periodicamente a sua manutenção. Exibem também uma capacidade de dissipação de calor limitada, causando uma quebra na vida útil dos rolamentos e, consequentemente, originando ruptura no funcionamento do motor. É de referir também o ruído resultante do contacto das escovas com o colector/comutador.

Na Figura 2-10 pode-se ver os principais elementos constituintes de um motor DC de ímanes permanentes com escovas.

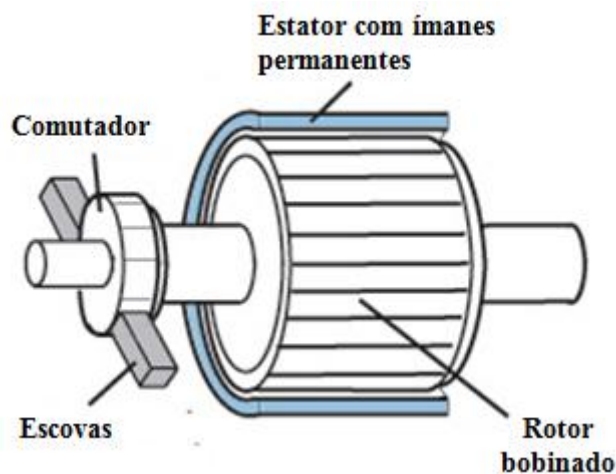


Figura 2-10 - Motor DC *brushed* de ímanes permanentes [7]

O motor *brushless* com rotor bobinado apresenta um enrolamento estatórico alimentado com corrente alterna. O rotor do motor *brushless* é alimentado com corrente DC a partir do gerador interno, eliminando a presença de escovas, garantindo desta uma maior vida do motor. No entanto devido à presença de bobinas no rotor verifica-se uma inércia elevada.

Os motores *brushless* de ímanes permanentes foram desenvolvidos com o intuito de eliminar as escovas, sendo a comutação da corrente entre os vários enrolamentos realizada em função da posição angular do rotor através de uma comutação electrónica. São usados numa vasta gama de

equipamentos devido ao seu fácil controlo e grande densidade de potência, tendo como inconveniente o seu elevado preço (metais de terras raras).

O motor *brushless* de ímanes permanentes é composto por dois elementos principais: um constituído por enrolamentos e outro com ímanes permanentes. Os ímanes posicionados no rotor possibilitam um campo magnético constante. O estator suporta os enrolamentos e é constituído geralmente por várias fases. Cada enrolamento é constituído por lâminas de aço circundadas com camadas de fio, visando concentrar o campo magnético. Quando é aplicada potência ao motor, a corrente passa pelos enrolamentos originando um campo electromagnético, cuja interacção com o campo magnético dos ímanes permanentes origina rotação. A interacção é definida pela comutação electrónica, que determina quais os enrolamentos a ser energizados.

Para melhor percepção da constituição do motor DC a Figura 2-11 ilustra os principais elementos.

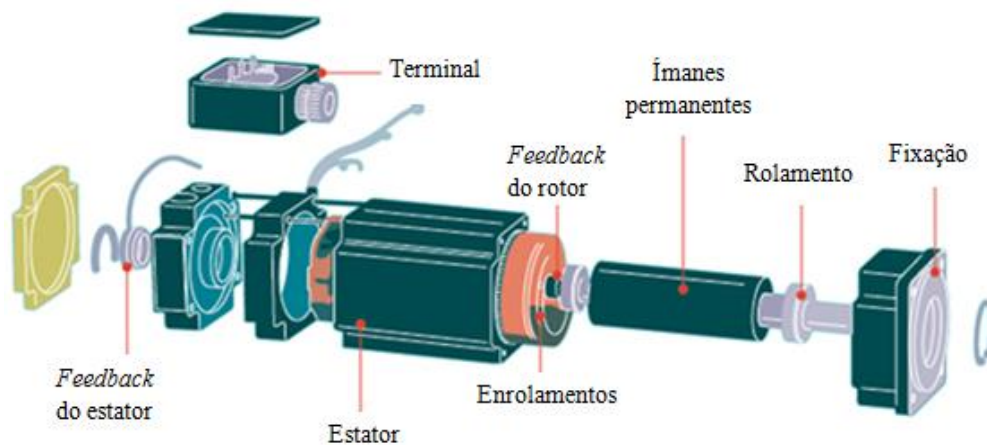


Figura 2-11 - Constituição de um motor DC *brushless* de ímanes permanentes [8]

No caso de o estator possuir 3 fases, estas estão desfasadas de 120° entre elas, induzindo cada uma delas um campo electromagnético. O somatório vectorial dos três campos resulta no campo electromagnético estático.

- **Motores assíncronos**

Existem dois tipos de motores de indução (ou assíncronos), o de rotor bobinado e o de rotor de “gaiola de esquilo”. São caracterizados por terem uma velocidade n no veio ligeiramente inferior à da velocidade de sincronismo ou do campo girante (estator) dada pela Eq. 2.1:

$$n_s = \frac{60f}{p} \quad (\text{Eq. 2.1})$$

Onde f representa a frequência de alimentação e p designando o número de par de pólos por fase. A Figura 2-12 apresenta a curva velocidade-binário típica destes motores, assim como a curva velocidade-corrente. A zona de funcionamento estável destes motores corresponde à zona compreendida entre o ponto de binário máximo e o de escorregamento nulo (ponto de velocidade síncrono). O ponto de funcionamento efectivo do motor encontra-se na interacção da curva do binário motor com a curva do binário de carga exigido à máquina [9].

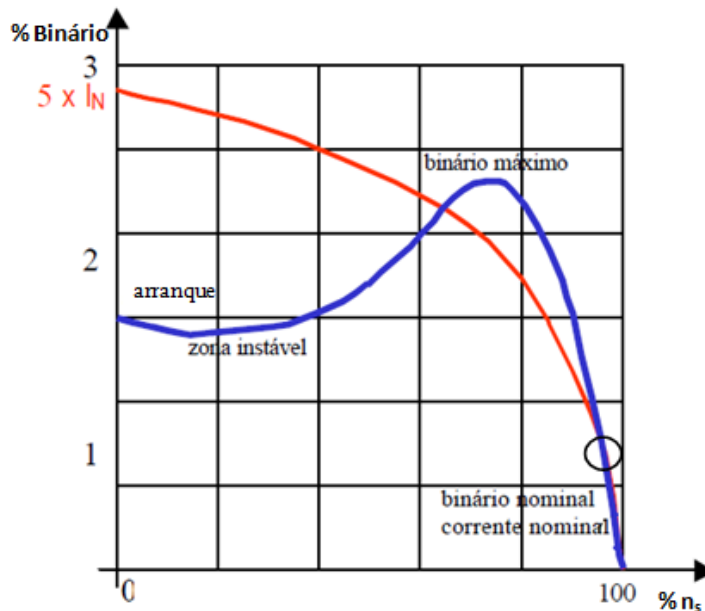


Figura 2-12 - Curvas características de um motor assíncrono [9]

O rendimento destes motores varia com a carga alcançando o seu valor máximo nas proximidades do ponto de funcionamento nominal, assinalado na Figura 2-12. Devido à diferença entre velocidade mecânica e a velocidade de sincronismo aparece um escorregamento dado pela Eq. 2.2:

$$s_m = \frac{n_s - n}{n_s} \quad (\text{Eq. 2.2})$$

Para haver binário é necessário que o escorregamento seja diferente de zero.

Estes motores necessitam de equipamento de arranque ou de controlo sobre o circuito rotórico através de resistências trifásicas ligadas electricamente ao rotor por meio de escovas e segmentos (c.f. Figura 2-13). Quando o motor atinge a velocidade próxima da nominal estas resistências são curto-circuitadas. Este tipo de motor é mais delicado e mais caro para a mesma potência/velocidade.

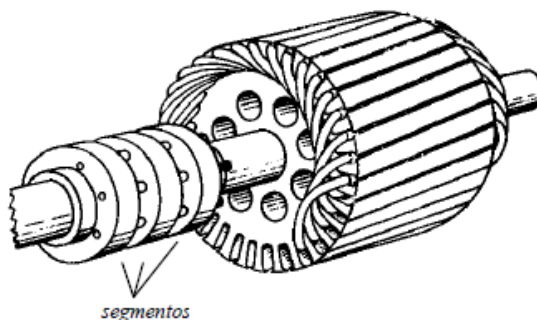


Figura 2-13 - Ilustração de um motor assíncrono de rotor bobinado [9]

Estes tipos de motores permitem ainda modificar algumas das suas características, por exemplo, alterando a resistência do rotor, altera-se o seu comportamento mecânico (binário/velocidade) e eléctrico (corrente absorvida).

O motor de indução do tipo “gaiola de esquilo” tem as bobinas rotóricas substituídas por barras longitudinais, soldadas nos topos por anéis (curto-circuitadas), como mostra a Figura 2-14. Por isso não é possível qualquer regulação das suas características mecânicas ou eléctricas.

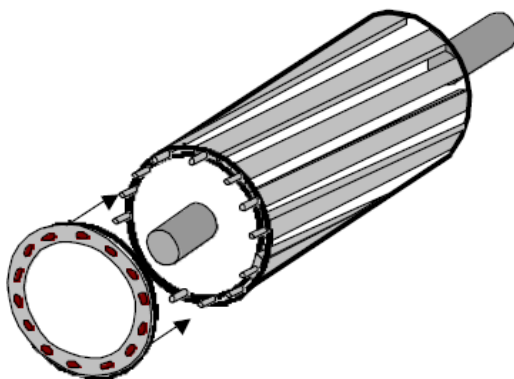


Figura 2-14 - Ilustração do rotor de "gaiola de esquilo" [9]

As barras constituintes da gaiola podem ser de cobre macio, ligas de cobre, ou ligas de alumínio. O rotor deste tipo de motor pode ser constituído por uma ou duas gaiolas. Cada gaiola tem ranhuras onde estão encastradas as barras, unidas nos topos por anéis do mesmo metal. As barras não estão isoladas relativamente à ranhura, surgindo por esta razão algumas correntes parasitas que originam binários da mesma natureza.

Estes motores são robustos e baratos (fabricados em massa), tendo por inconveniência o facto de não serem reguláveis. Uma vez definido um binário e uma corrente, estes apenas dependem da tensão de alimentação e da velocidade em qualquer momento.

2.6 Fluido magneto-reológico

Além das tecnologias atrás referidas para a obtenção de um dinamómetro é necessário também analisar outras tecnologias que possam desempenhar um papel idêntico. Como se verificou, em todos os dinamómetros descritos, existia sempre uma filosofia subsistente, que consiste na realização de um binário resistente ao binário efectuado pelo veículo sob teste. Uma tecnologia ao qual se vai dar destaque também é a tecnologia envolvendo fluidos magneto-reológicos. Trata-se de uma tecnologia que se apelida de recente, pois só agora se realizam aplicações com este fluido. A indústria automóvel encontrou, nos fluidos magneto-reológicos, uma fonte de elevado potencial para aplicações tais como amortecedores, embraiagens e travões. No futuro pode-se tornar numa tecnologia com aplicações de pequeno e grande volume. As excelentes características que possui, tais como a sua boa resposta dinâmica, a sua interface simples entre a fonte de energia de entrada e a energia mecânica de saída, a sua controlabilidade precisa, fazem do fluido magneto-reológico uma tecnologia atractiva para várias aplicações.

Magneto-reologia é a mudança de comportamento reológico (ramo que estuda as propriedades físicas que influenciam o transporte da quantidade de movimento num fluido) sob um campo magnético. O campo de forças magnéticas externas obriga as partículas de ferro magnetizáveis a formar uma corrente estrutural, que impede o livre movimento do fluido, permitindo desta maneira o controlo do movimento do fluido através de um campo magnético e possibilitando a mudança reversível do estado líquido (viscosidade baixa) ao estado sólido (viscosidade alta). Para a maioria dos líquidos a viscosidade apenas varia com as diferentes composições químicas, temperaturas e tensão de corte [10] [11].

São três os componentes base na obtenção de um fluido magneto-reológico: o fluido principal (base), as partículas de metal e um aditivo estabilizador. O fluido principal tem como função o transporte, a lubrificação e impor determinadas características de amortecimento. Para obter elevados efeitos do fluido magneto-reológico a viscosidade do fluido deve ser pequena e quase que independente da temperatura. Assim, o efeito criado pelo fluido magneto-reológico será dominante, comparado com a viscosidade física natural, consequência da variação da temperatura ou da tensão de cedência. Quando não é criado um campo magnético, o fluido magneto-reológico comporta-se como o fluido principal e de acordo com a sua estrutura física. Existem diferentes tipos para o fluido base provenientes de óleos de hidrocarbonetos, óleos minerais ou óleos de silicone. O fluido base apresenta uma maior viscosidade quanto maior for a concentração de partículas de metal, aparentando assim ser um fluido “espesso”.

Quando é criado um campo magnético as partículas ferrosas são orientadas de tal maneira que formam uma estrutura rígida, sendo o efeito magneto-reológico produzido devido à resistência ao escoamento causado pela corrente estrutural. As partículas ferrosas são geralmente obtidas do ferro carbónico, pó de ferro ou ferro/ligas de cobalto visando alcançar uma elevada saturação magnética, sendo possível obter uma quantidade de pó de metal superior a 50% do volume. O tamanho das partículas é da ordem dos μm e varia dependendo do processo de fabrico. No caso de se tratar de ferro carbónico o tamanho das partículas situa-se entre 1 μm e 10 μm . As características do material são importantes, bem como a sua permeabilidade, para se conseguir uma melhor controlabilidade do efeito magneto-reológico.

Os aditivos incluem estabilizadores e tensioactivos que são agentes suspensivos, tixotrópicos e permitem mudar as características de atrito, evitando também a corrosão e desgaste. São também usados outros materiais altamente viscosos, tais como massas lubrificantes ou outros aditivos tixotrópicos para melhorar a estabilidade. Naftanato ferroso ou oleato ferroso podem ser usados como dispersantes e os sabões metálicos, tais como o estearato de sódio ou o estearato de lítio são utilizados como aditivos de tixotropia.

Os três componentes base definem o comportamento magneto-reológico do fluido. A alteração de um dos componentes do fluido tem como resultado alterações reológicas (quando não existe campo magnético) e também variações de comportamento magneto-reológicas (quando sujeito a um campo magnético). O comportamento reológico do fluido magneto-reológico é dependente da formulação química e da estabilidade da corrente estrutural, que o fluido possui para se mover. O comportamento físico do fluido magneto-reológico pode ser verificado na Figura 2-15 e Figura 2-16.

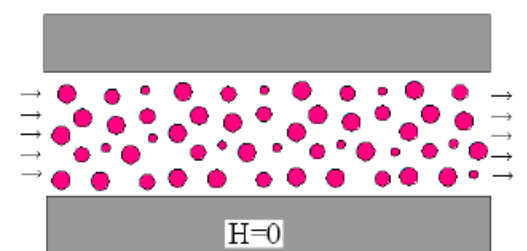


Figura 2-15 - Fluido magneto-reológico sem campo magnético externo [11]

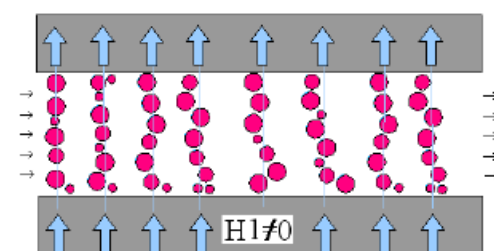


Figura 2-16 - Fluido magneto-reológico com campo magnético externo [11]

Não existindo um campo magnético exterior ($H=0$) o fluido magneto-reológico comporta-se como um fluido Newtoniano (Figura 2-15). Quando é aplicado um campo magnético ($H \neq 0$) na direcção perpendicular ao escoamento, assinalado pelas setas azuis na Figura 2-16, o fluido tem a capacidade de alterar a sua viscosidade no espaço de milissegundos, tornando-se num fluido muito viscoso sob o efeito da lei de Bingham definindo uma tensão de corte.

Com um fluido com estas características é possível realizar um freio que proporcione a obtenção de um binário resistente ao binário desenvolvido pelo motor sobre teste. No entanto na pesquisa efectuada não foram encontrados aplicações dinamométricas para binários de carga elevados.

2.6.1 Binário de carga com fluido magneto-reológico

A capacidade de geração de binário resistente (travagem) depende em grande parte das características do fluido. Mediante a porção dos componentes introduzidas no designado fluido magneto-reológico, é possível verificar características mecânicas diferentes e em consequência diferentes binários de carga.

A LordCorporation, um dos fabricantes com uma vasta experiência neste tipo de fluidos, apresenta no mercado um fluido com as características descritas na Tabela 2-1:

Appearance	Dark Gray Liquid
Viscosity, Pa-s @ 40°C (104°F) Calculated as slope 500-800 sec ⁻¹	0.042 ± 0.020
Density	
g/cm ³	2.28-2.48
(lb/gal)	(19.0-20.7)
Solids Content by Weight, %	72
Flash Point, °C (°F)	>150 (>302)
Operating Temperature, °C (°F)	-40 to +130 (-40 to +266)

Tabela 2-1 - Características para fluido magneto-reológico [12]

Da análise da Tabela 2-1 verifica-se que o intervalo de temperatura para o correcto funcionamento encontra-se entre os -40 °C e os 130 °C, apresentando a viscosidade, nesta gama, um comportamento Newtoniano quando não sujeita a nenhum campo magnético. Quando sob o efeito de um campo magnético exterior verifica-se que a viscosidade deixa de depender tanto da temperatura, podendo atingir temperaturas bastante altas quando sujeito a carga [12].

A configuração mais simples para um travão com o fluido magneto-reológico é apresentada na Figura 2-17. Um disco acoplado ao veio e animado do movimento de rotação transmitido pelo motor é inserido na armação e suportado por rolamentos realizado em materiais não magnéticos, geralmente aço inoxidável e alumínio. Entre a superfície do disco rotativo e a armação está alojado o fluido magneto-reológico.

A armação é realizada num material magnético, de maneira a que seja possível obter o campo magnético ideal para a mudança de estado do fluido. Na armação é alojado uma bobina que provoca um campo magnético perpendicular à direcção do fluxo/movimento do fluido, alterando assim a sua viscosidade, dificultando a movimentação do fluido e possibilitando, deste modo, a obtenção de um binário resistente ao binário desenvolvido pelo veio motor. Enquanto não é aplicada qualquer energização na bobina verifica-se o acompanhamento do fluido com a rotação do disco.

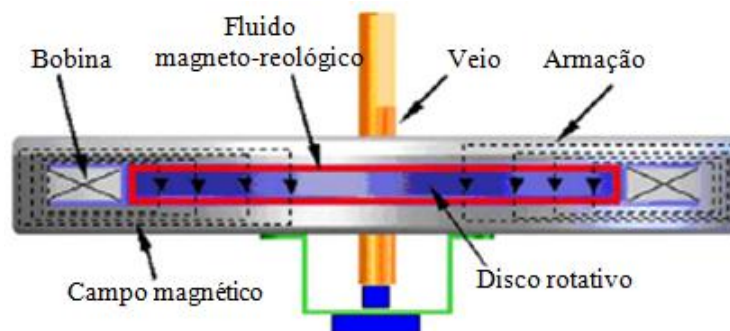


Figura 2-17 - Esquema geral de um travão com fluido magneto-reológico [13]

Esta configuração proporciona binários resistentes de baixo valor absoluto. Trata-se apenas de um disco, resultando assim uma baixa superfície de contacto entre o fluido e o componente rotativo. Outra construção possível será a da Figura 2-18 que apresenta seis discos rotativos e cinco discos estacionários acoplados à armação (estator).

M. Benetti e E. Dragoni realizaram um estudo onde se pretendia desenvolver um travão com o fluido magneto-reológico para um binário de 100 Nm. No final do estudo foi obtida a configuração da Figura 2-18, que necessita apenas de uma densidade de corrente de 5 A/mm² [14].

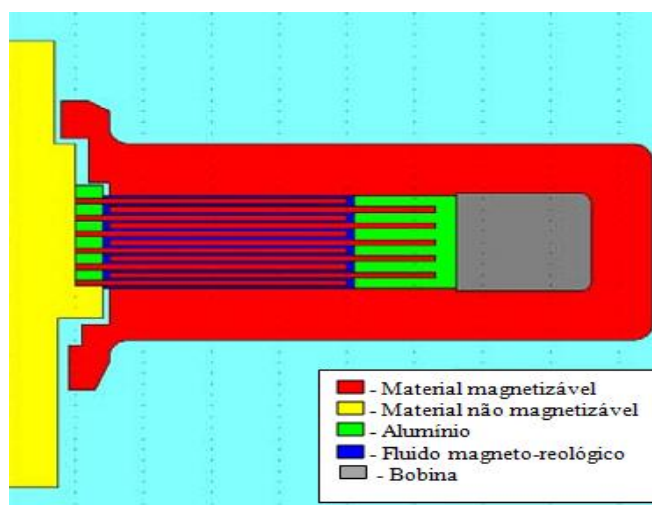


Figura 2-18 - Travão multidisco com fluido magneto-reológico[14]

Apesar desta configuração apresentar uma boa relação binário resistente/corrente fornecida, tem um grande inconveniente. Trata-se da energia absorvida na travagem/paragem do movimento de rotação dos discos, transformando-se em calor e proporcionando uma perda das propriedades do fluido magneto-reológico. Existem formas de remover calor por convecção como mostra a Figura 2-19 mas, no caso em que se verifique um número de discos superior à unidade, esta solução não apresenta grande efeito pois, entre os discos rotativos que se encontram na posição intermédia, não se verificaria remoção de calor de forma significativa [15].



Figura 2-19 - Travão com arrefecimento por convecção [15]

2.7 Componente gerador de carga

Conforme já referido, o dispositivo deve realizar um binário de carga de forma a possibilitar a medição de binário e potência num veículo de propulsão eléctrica. No entanto, as características do propulsor eléctrico são distintas das de um motor de combustão interna. Este último apresenta umas curvas típicas do género das mostradas na Figura 2-20, cujas características são muito diferentes das curvas características apresentadas na Figura 2-21 pertencente a um propulsor de um veículo eléctrico. O veículo de propulsão eléctrica apresenta desde a sua velocidade nula um binário máximo, indicando que o dinamómetro a seleccionar tem de apresentar uma boa característica dinâmica capaz de responder às características deste tipo de motor.

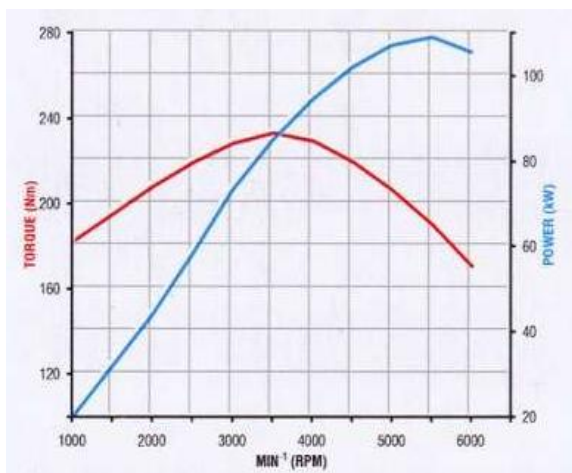


Figura 2-20 - Curva característica de um motor de combustão interna [16]

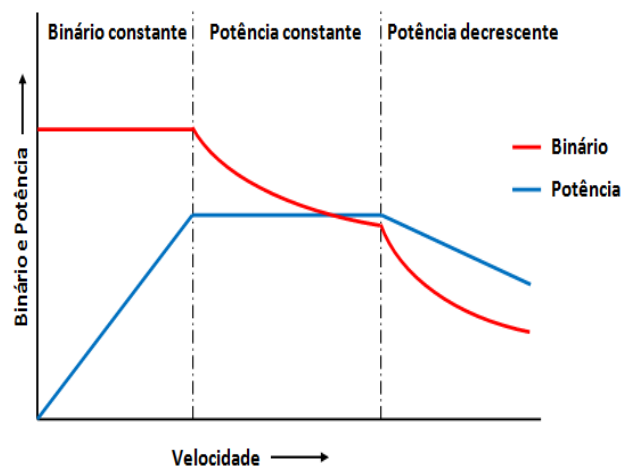


Figura 2-21 - Gráfico característico propulsor eléctrico

Os dinamómetros mais tradicionais tais como o dinamómetro de correntes de Eddy, o dinamómetro hidrodinâmico ou qualquer outro tipo de dinamómetro mecânico não apresentam as especificações pretendidas para a avaliação das principais características de um propulsor eléctrico. São normalmente utilizados em ensaios de motores de resposta mais lenta, tais como em ensaios de

motores de combustão interna, sendo cada tipo usado consoante a gama de potência, velocidade e da precisão e repetitibilidade requerida nos ensaios. É nestas duas últimas características que muitos centros de ensaio se baseiam para decidir qual a tecnologia a adquirir, pois verifica-se que quanto mais preciso for o dinamómetro maior será o investimento a fazer. Apesar destes dinamómetros serem inadequados ao tipo de propulsores em causa, eles apresentam-se como sendo os mais apelativos quer em termos monetários quer em termos de manutenção. Além da falta de resposta dinâmica, estes dinamómetros têm como inconveniente o facto da conversão de energia ser sob a forma de calor, cuja dissipação tem de ser convenientemente efectuada originando um problema acrescido dado as potências em causa.

No caso em que o banco de potência integra dinamómetros eléctricos, há uma resposta com maior dinâmica, em grande parte devido à baixa inércia do seu órgão rotacional e aos avanços verificados no controlo dos motores eléctricos empregues. Um avanço que responde integralmente às exigências de precisão e repetitibilidade, justificando os elevados preços praticados aquando da aquisição destes banco de ensaio.

A Tabela 2-2 apresenta um resumo comparativo das principais características estabelecida para alguns tipos de dinamómetros.

Características	Tipo de dinamómetro			
	AC	DC	Eddy-Current	Hidráulico
Sistema de arrefecimento por fluido	Não	Não	Necessário	Necessário
Controlo de binário em tempo real	Muito bom	Muito bom	Bom	Normal
Tempo de reacção	Milissegundos	Milissegundos	0.1 Segundos	Segundos
Avanço tecnológico	Alto	Alto	Normal	Normal
Origem de vibrações	Baixo	Baixo	Normal	Normal
Repetitibilidade	Alta	Alta	Normal	Normal
Estabilidade do sistema	Alta	Alta	Muito alta	Normal
Custo de investimento	Alto	Muito alto	Normal	Baixo
Custo de operação	Baixo	Baixo	Alto	Alto

Tabela 2-2 - Resumo das principais características dos dinamómetros

Na comparação entre os dinamómetros eléctricos verifica-se que o de tipo AC tem melhores características quando comparados com os do tipo DC, apresentando uma inércia menor e uma resposta dinâmica mais elevada.

O dinamómetro AC representa a tecnologia mais indicada para o banco de potência a realizar face às características do veículo de propulsão eléctrica.

As características mecânicas (binário e potência) de um motor AC são idênticas às exigidas pelo propulsor eléctrico integrado no veículo do Departamento de Engenharia Electrotécnica, apresentando as curvas características semelhantes às da Figura 2-21.

Baseado nessas características o fabricante ABB desenvolveu um dinamómetro com um motor AC. Este motor juntamente com o controlo directo de binário (*Direct Torque Control – DTC*), permite obter um controlo de elevada dinâmica e boa precisão do binário, o que não se verifica com motores DC [17] [18].

Na realização dos ensaios é normalmente necessário simular, com elevada dinâmica e boa precisão, o binário de carga. Isto requer que durante as acelerações e desacelerações, a inércia dos rolos seja compensada dinamicamente.

Esta técnica permite calcular as grandezas de controlo que são o fluxo magnético estatórico e o binário electromagnético a partir da medição de corrente estatórica sem utilização de medições mecânicas.

Com a tecnologia DTC é possível obter uma precisão de binário de $\pm 1,5\%$ do binário nominal. Ensaando a velocidades e binários baixos é possível obter uma maior resolução para diferentes níveis de binário, apresentando uma precisão de velocidade de 0,01%. Para obter melhores comportamentos dinâmicos, a inércia e a perda de indutância devem ser consideradas. Quanto menor forem estes valores, melhor será o tempo de resposta e mais rápido será a variação de binário do veio.

A regeneração de energia é uma condição que não se verifica nos vulgares bancos de ensaio de potência. No entanto o fabricante incorpora um módulo regenerativo no banco de ensaio que através de electrónica adequada pode ser restituída à rede de alimentação ou armazenada em baterias.

2.8 Solução proposta

Ao banco de ensaio a conceber é exigido que possa caracterizar o comportamento/características do motor, assim como o comportamento de travagem do veículo. Tendo em atenção os objectivos para o qual o banco de ensaio deve ser dimensionado e projectado, é necessário ter presente que o referido banco de potência deve desenvolver um binário resistente quando se pretende a potência do veículo, além de que deve realizar um binário motor para a caracterização do sistema de travagem.

Mediante esta simultaneidade de características exigidas ao banco de potência pode-se referir que a tecnologia mais adequada será o uso de um dinamómetro AC. É possível referir que o

dinamómetro quando estará a realizar o ensaio para determinar a potência característica irá agir como gerador, possibilitando assim recuperar alguma da energia dispendida pelo veículo eléctrico no decorrer do ensaio. Esta racionalização de energia além de ser apelativa economicamente, é colocada ao nível do argumento pelo qual estão a ser desenvolvidos os veículos eléctricos (amigos do ambiente), visto que existe a possibilidade de “reciclar” a energia, sendo que será possível armazenar a energia gerada pelo sistema do dinamómetro em baterias, ou até realizar parte da realimentação do veículo eléctrico.

Em relação à máquina eléctrica é de referir que esta deve cobrir a potência para o qual pretendemos dimensionar o banco de ensaio. O motor do dinamómetro tem a obrigação de conseguir abranger a possível dinâmica verificada no veículo. Assim o motor eléctrico disponível no mercado que garante o caderno de encargos é o de 11kW.

O fabricante SEW possui alguns modelos de motores AC com potência de 11kW. A potência nominal segundo a norma IEC 60034 está associado ao modo e tempo de funcionamento. Normalmente os motores estão previstos para o modo de funcionamento contínuo (S1), isto é trabalha sobre carga constante com um tempo de funcionamento suficiente para atingir um equilíbrio térmico. Relativamente a motores existem 3 categorias principais nas quais estes motores estão divididos de acordo com a eficiência energética IE (*International Efficiency*) estabelecido pela norma IEC 60034 que define: IE1- Eficiência padrão; IE2- Eficiência elevada; IE3- Eficiência “Premium”. A escolha do motor recai sobre o funcionamento exigido para os ensaios, sabendo que não se pretende realizar ensaios em modo contínuo, mas ensaios designados de curta duração (S2 - funcionamento intermitente em carga com tempo de paragem que permita atingir temperatura ambiente). Para se obter um resultado económico e ecológico é necessário ter em atenção o número de horas diárias da operação, o modo de utilização e o número de arranques. Prevê-se que enquanto funcionamento como motor (ensaio de travagem) a duração seja de poucos segundos, sendo a rotação da roda motriz estabelecida pela rotação do motor eléctrico do banco de potência, podendo o comportamento ser do género do apresentado na Figura 2-22, onde P representa a potência e ϑ a temperatura do motor.

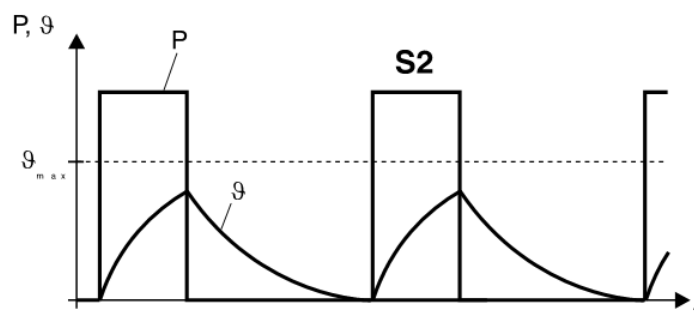


Figura 2-22 - Esquema do funcionamento do motor AC[19]

Através da Figura 2-22 é possível retirar que o motor terá que arrancar muitas vezes de uma velocidade zero, indicando que será necessário vencer as inércias para que se permita ter a velocidade de rotação desejada. Outra das características importantes a considerar é o modo de utilização, antevê-se que a operação seja a uma carga aproximadamente constante seguindo-se de um tempo em repouso, o que possibilita o retorno da temperatura do motor a tender para a temperatura ambiente, isto é funcionamento do tipo S2.

Para um motor de 11 kW de 4 pólos o fabricante SEW possui os motores referenciados na Tabela 2-3 retendo somente os com eficiência energética IE2 e IE3.

Tipo motor	P_N [kW]	M_N [N*m]	n_N [rpm]	I_N 400V [A]	$\cos \varphi$	IE	I_A/I_N	M [kg]	J_{motor} [10^{-4} kg*m^2]
DRE160MC4	11	71	1475	21.5	0.81	IE2	7.7	84	590
DRE180S4	11	71	1470	21	0.83	IE2	7.2	122	900
DRP180M4	11	71	1475	21.5	0.84	IE3	8.1	138	1110

Tabela 2-3 - Motores de 11 kW e respectivas características

Tendo presente o que atrás foi dito deve-se seguir pela opção de um motor IE2 que apresenta menor inércia, seleccionando assim o motor DRE160MC4.

A disposição escolhida para o motor será a indicada na Figura 2-23. Esta apresenta ser a mais simples em relação à sua montagem, ficando o seu peso suportado por patas.

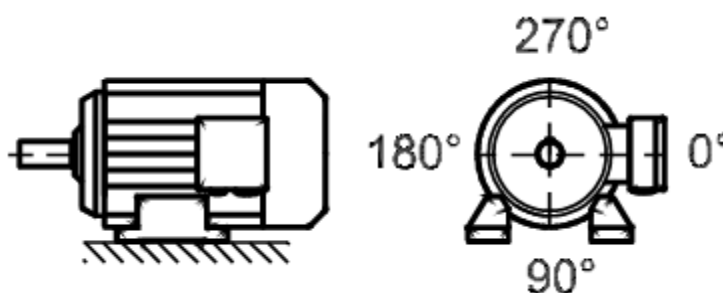
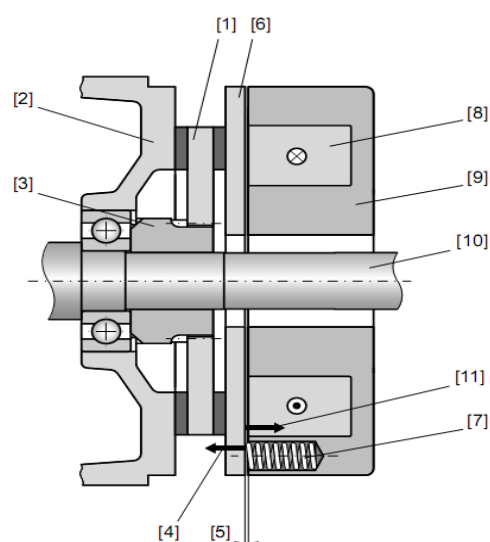


Figura 2-23 - Esquema de fixação do motor AC [19]

O motor AC assíncrono deve também ter integrado um freio, Figura 2-24, para paragens rápidas. O travão é um freio de disco electromagnético com a excitação por corrente contínua caracterizado por um desbloqueamento electromagnético e uma activação por acção de um sistema de molas. O desaperto do freio é obtido por processo electromagnético sobre um disco e a frenagem por um sistema mecânico constituído por molas helicoidais que actuam quando alimentação do freio é interrompida. Este travão funciona como elemento de segurança quando a energia falta.



- [1] – Disco de freio
- [2] – Parede de travagem
- [3] – Casquilho para actuação do disco
- [4] – Força da mola
- [5] – Entreferro
- [6] – Prato de pressão
- [7] – Mola de travagem
- [8] – Bobina do travão
- [9] – Corpo da bobina do freio
- [10] – Veio do motor
- [11] – Força electromagnética

Figura 2-24 – Esquema de princípio do freio [19]

Este freio tem também como característica o de possuir um baixo atravancamento o que possibilita a integração no conjunto do motor, sendo a “parede de travagem” um elemento pertencente ao motor e igualmente ao travão. Para determinar o travão/binário de travagem é essencial verificar em que condição este deve actuar sendo, no caso presente, a sua intervenção limitada a uma eventual paragem de emergência.

A particularidade dos freios BE é a sua elevada resposta que graças ao elevado impulso de magnetização da bobina torna possível obter uma resposta num curto espaço de tempo. Esta característica é benéfica tanto no caso de paragem de emergência como no caso de arranque do motor. Na paragem de emergência pretende-se uma ausência de rotação no motor num mais curto espaço de tempo. Este espaço de tempo é tanto menor quanto menor for o tempo de actuação do travão. Um tempo de resposta rápido confere ao motor um menor tempo de arranque bem como um menor aquecimento por atrito, o que se traduz num menor consumo de energia e num menor desgaste do travão.

O freio preparado para instalação directa no nosso motor é o BE20, que tem as características apresentadas na Tabela 2-4.

Travão	Trabalho de travagem até inspecção [10 ⁶ J]	Entreferro [mm]		Disco de travão [mm] min	Binário de travagem [Nm]	Número de molas normais “blue”	
		min	max				
BE20	1000	0,3	1,2	10	200	6	-
					150	4	2
					110	3	3
					80	3	-
					55	-	4

Tabela 2-4 - Características principais do freio electromagnético BE20 [19]

Existem vários valores para o binário de travagem, justificados por se prever várias situações diferentes casos. Para o caso de existir paragem de emergência, deve-se ter em consideração certos aspectos para possibilitar um maior trabalho de travagem, num deles é não utilizar o binário máximo de travagem e usar o seguinte, o indicado será de 150 Nm. Outro é a relação que a velocidade tem no trabalho, quanto menor for a velocidade maior será o trabalho de travagem.

O tipo de controlo sobre o travão tem influência sobre a alimentação das bobinas do travão, para o caso deste trabalho o mais correcto é ter o controlo dentro do quadro de controlo (quadro eléctrico), sendo o controlo dado por uma entrada de 24 V DC, o que obriga pela parte da SEW a colocar no circuito força um rectificador BMK1.5 (Figura 2-25) do circuito AC para DC num só sentido.

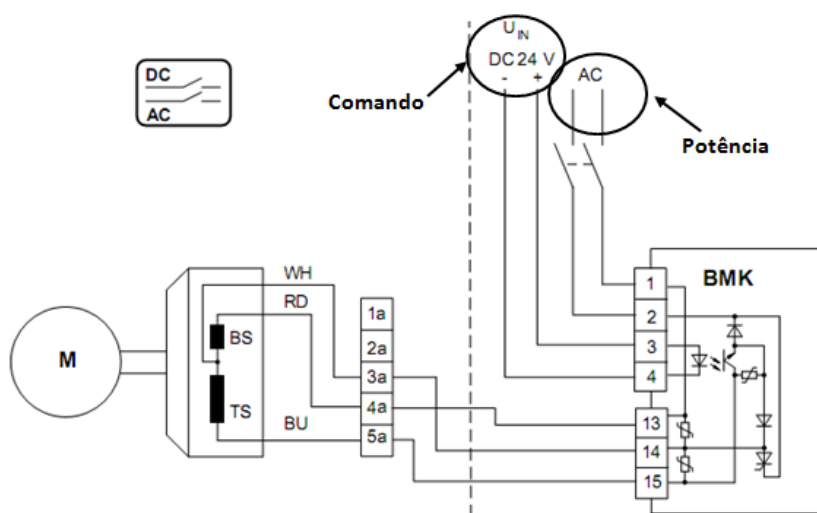
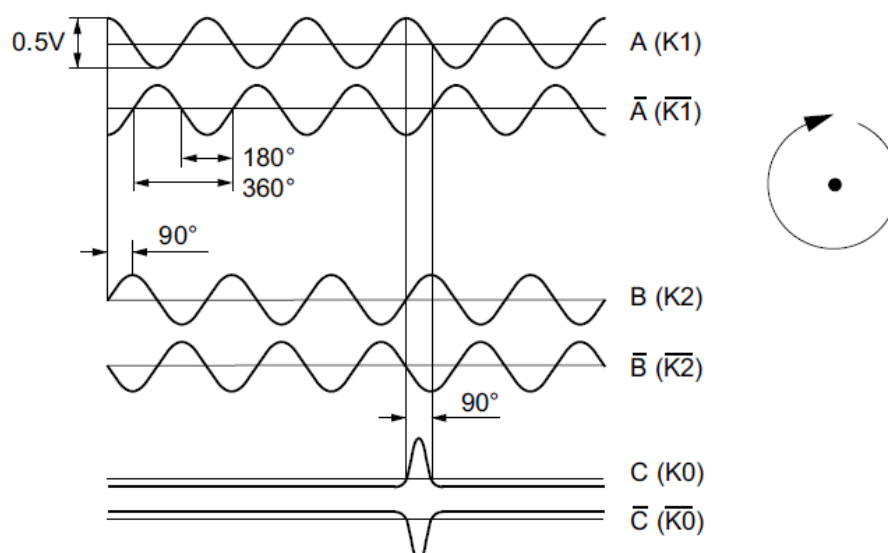


Figura 2-25 - Rectificador de freio BMK [19]

Quer nos ensaios de aceleração quer nos de travagem é necessário controlar a velocidade ou o binário, indicando que deve existir um controlo em malha fechada, podendo o sinal de posição do veio do motor ser obtido através de um *encoder*. Para o motor em causa a SEW disponibiliza vários tipos de *encoder's*, sendo de destacar o *encoder Hiperface sin/cos*.

Este *encoder* designado também como *encoder sin* fornece dois sinais seno desfasados de 90 graus um relativamente ao outro. Os andamentos da curva seno são tratados internamente de maneira que permita determinar a velocidade com grande resolução, isto é particularmente vantajoso quando se quer ter gamas da velocidade abrangendo velocidades muito baixas assim como velocidades bastantes elevadas. Esta tecnologia permite também garantir uma precisão bastante elevada.

Regra geral estes *encoder's* disponibilizam para além dos dois canais um canal de referência zero (*index*). Graças à inversão de cada um destes sinais este *encoder* disponibiliza seis canais conforme apresentado na Figura 2-26.


 Figura 2-26 - Saída de sinal do *encoder Hiperface sin/cos*

O *encoder* que mais se adequa ao caso presente tem a designação EG7S, esta opção é consequência do tipo de motor escolhido (DR 160). Este tem a referida designação pela forma como é montado no veio do motor, sendo a interacção realizada pelo veio roscado exterior que o *encoder* possui e inserido no furo roscado do veio do rotor. O *encoder* possui uma resolução de 1024 ciclos sinusoidal por canal por período.

O *encoder* é montado no lado contrário à saída do veio do motor, sendo suportado pela tampa da ventoinha como mostra a Figura 2-27. Não havendo necessidade de retirar valores de posição absolutos, o *encoder* que mais se adequa ao nosso caso será o *encoder sin/cos*.


 Figura 2-27 - Localização do *encoder* [19]

2.9 Conclusão

Neste capítulo foram analisadas as várias tecnologias possíveis para o sistema de carga. Conclui-se que a tecnologia mais adequada para a realização de binário de carga, mediante a presença de propulsores eléctricos é a utilização de um motor eléctrico AC.

O motor a aplicar no banco de potência é de 11 kW, estabelecendo o motor DRE160MC4 da marca SEW como adequado ao propósito dos ensaios a realizar. Este motor necessita de ser equipado com um travão electromagnético e um *encoder Hiperface sin/cos* com o intuito de se obter uma elevada resolução mesmo a baixas velocidades.

3 Interface do veículo à unidade de carga

3.1 Introdução

O rendimento de um motor é tido muitas vezes em consideração aquando da aquisição de um veículo, mas esta característica não especifica de todo o comportamento do veículo em estrada. A potência utilizada efectivamente para o deslocamento do veículo, será significativamente inferior à do motor devido às perdas que se verificam em toda a cadeia de transmissão, reduzindo a potência no pneumático. É nesta consideração que há necessidade de apresentar um banco de potência que meça a potência que as rodas apresentam.

Existem muitos bancos de potência, a nível mundial, onde é possível testar a potência e características que os veículos apresentam. A interacção característica nestes bancos com a roda é realizada geralmente através de um ou de dois rolos de pequena dimensão. Contudo é necessário ter em atenção características inerentes ao pneu para evitar efeitos indesejados.

3.2 Analogia ao contacto do pneu

Para caracterizar correctamente o regime de funcionamento do veículo em estrada, é necessário ter em conta certos aspectos que possam interferir no seu comportamento. Na Figura 3-1 apresenta-se uma estimativa das perdas de energia características de um veículo com motor de combustão interna. Apesar da geração de energia mecânica ser diferente da existente no veículo eléctrico, as perdas desenvolvidas para além do motor são idênticas, com óbvias diferenças no tipo de transmissão existente entre o motor e as rodas. Como interessa medir a potência na roda, todas as perdas que ocorram em órgãos intermédios serão consideradas no ensaio a realizar sobre as rodas.

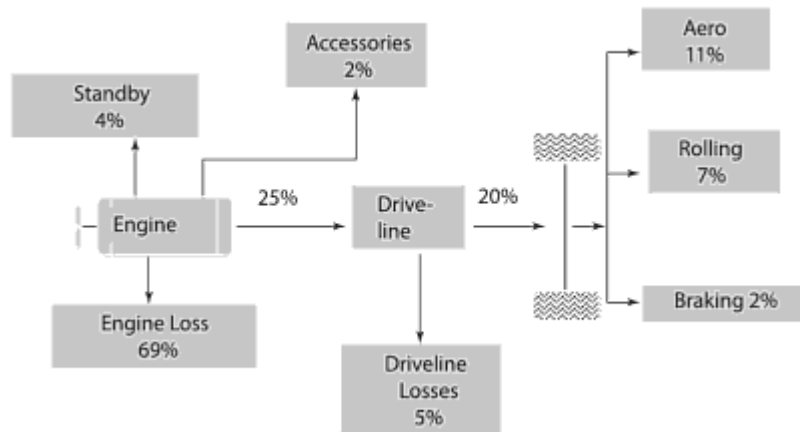


Figura 3-1 - Esquema de perdas energéticas [20]

Um parâmetro que se deve ter em atenção é a resistência ao rolamento verificado na roda. Este é característico por depender de vários factores como a velocidade, material, estrutura do pneu, pressão de insuflação, sendo o assunto descrito mais detalhadamente no Anexo A-1. A resistência ao rolamento é estabelecida através da Eq. 3.1:

$$F_R = C_R \times F_z \quad (\text{Eq. 3.1})$$

Onde C_R é um coeficiente de resistência ao rolamento determinado através de ensaio(s) seguindo normas ISO e SAE, referidas no Anexo A-2. A norma pelo qual a União Europeia se rege é a norma ISO 28580, sendo esta a norma mais adequada para o seguimento do projecto, no que toca a resistência ao rolamento. A questão de ensaio de pneus com vista à sua caracterização é substancialmente diferente do colocado num teste do veículo. Enquanto no primeiro caso se procuram condições de ensaio próximas da acção do pneumático numa superfície plana, o que leva à utilização de rolos de diâmetro elevado (2 m no caso da norma Europeia e 2,5 m na norma Americana), para o problema do ensaio de veículos os rolos poderão ser de diâmetro muito menor, desde que se tenham em conta o aumento de resistência ao rolamento daí resultante. Também neste caso se poderão considerar a utilização de um ou dois rolos de contacto com cada pneu. No ensaio de pneus utiliza-se exclusivamente um rolo ou, mais recentemente, uma passadeira rolante.

3.2.1 Transmissão de movimento por um rolo

No caso de bancos de ensaio que possuam somente um rolo para cada roda motriz, como ilustra a Figura 3-2, verifica-se que a dimensão dos diâmetros que usualmente se encontra para os rolos vai de 450 mm a 1200 mm, sendo raro encontrar bancos de potência com diâmetro superiores aos referidos. A explicação está implícita no aumento de preço à medida que existe um incremento de diâmetro (o que obriga a um investimento maior na compra do mesmo), também no aumento de inércia que se verifica quando o diâmetro aumenta. Outro factor que por vezes cinge na compra ou

dimensionamento de um banco de potência é o atravancamento, ou seja, um grande diâmetro do rolo implica a construção de uma estrutura mais rígida e também um maior atravancamento da mesma.



Figura 3-2 - Sistema com um só rolo de sustentação [21]

Um menor diâmetro implica uma deformação muito gravosa no pneu, produzindo na zona de contacto, uma geração brusca de pressão e consequentemente um aumento de temperatura, o que pode originar destruição do pneumático se o ensaio implicar uma permanência muito longa sobre o rolo. Verifica-se também uma falta de tracção mediante um menor diâmetro do rolo, o que muitas vezes obriga aos técnicos a proporcionar uma maior tensão nos órgãos de amarração, de maneira a obter uma maior força de tracção.

Um cuidado adicional que apresentam tanto os fabricantes de pneus como os próprios fabricantes de veículos é o de caracterizar o mais correctamente e mais aproximadamente possível aquilo que realmente se verifica na prática, simulando a rotação do pneu em tambores com diâmetros superiores a 1,7 m por forma a emular o deslocamento no plano.

3.2.2 Transmissão de movimento por dois rolos

A outra opção que frequentemente se encontra, consiste no uso de 2 rolos, para suportar cada roda motriz. A variação de diâmetros para os rolos vai de 300 mm a 500 mm. Estes valores de diâmetro permitem garantir um baixo atravancamento da estrutura que suporta os rolos, além de conferir uma inércia característica dos mesmos um valor baixo, possibilitando uma resposta rápida por parte do dinamómetro. Através do suporte do pneu com dois rolos, verifica-se que o peso próprio sobre o pneu é decomposto segundo um ângulo que passa pelo centro dos rolos, gerando assim uma carga em cada rolo inferior ao da situação de somente um rolo.

O diâmetro dos rolos para este tipo de dinamómetros Figura 3-3 apresenta-se como sendo limitado, visando obter uma sustentação correcta da(s) roda(s) que neles se aplicam, obrigando a ter um entre-eixo próprio.

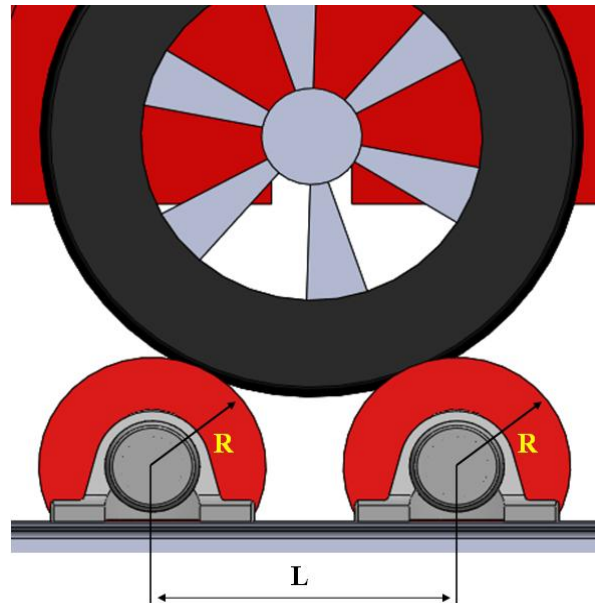


Figura 3-3 - Sistema de dois rolos para sustentação do pneu

3.2.3 Transmissão de movimento por passadeira rolante

Uma possível alternativa a um sistema constituído por rolo ou rolos será o da utilização de uma passadeira transportadora. Este estudo deverá ser tido em conta pois tem vindo a observar-se um aumento de construções deste tipo, de onde se poderá tirar algumas conveniências deste tipo de solução.

Ao querer simular um tipo de pavimento através de uma passadeira rolante, verifica-se um cuidado bem preciso na intenção da simulação. Esta intenção está inserida na filosofia de grandes marcas de fabricantes de automóveis e equipas de competição de automóveis, sobretudo em categorias de corridas onde, por temporada, são investidos milhões de euros. São levados a cabo em simuladores que garantem a aproximação “literal” das características reais, onde grandes equipas preparam as épocas. Sendo possível realizar ensaios que visam melhorar o desempenho global do veículo. Aspectos do tipo mecânico, aerodinâmico e de resistência ao movimento são alvo de ensaios de optimização.

No caso em que se pretenda simular um veículo de competição, o sistema deve ser tal, que possua características que permitam simular correctamente o desempenho de um veículo durante uma prova. Foi a pensar nestas características que foram desenvolvidos naves constituídas pela mais recente tecnologias de simulação. Naves que possuem túneis de ar gigantes, permitindo desenvolver

caudais de ar até 8 milhões de litro/minuto, simulando pressões de ar verificadas a 320 km/h como mostra a Figura 3-4 [22].



Figura 3-4 - Túnel de ar [22]

Para acompanhar um sistema que consome 7 MW (sistema completo do túnel de vento), desenvolveu-se um sistema de passadeira que permite proporcionar uma simulação correcta do pavimento. Em conjunto os dois sistemas atrás referidos apresentam uma simulação o mais aproximada possível da realidade.

A passadeira apresenta dimensões de utilização para ensaio de 9×3 m (Figura 3-5), sendo possível a sustentação total de um veículo; a espessura da passadeira é de apenas 1 mm e o material é aço inox. Para manter a passadeira sem apresentar deformação, principalmente nos locais onde existe o contacto dos pneus, é insuflado uma camada fina de ar a uma pressão de 10 bar através de rolamentos de ar. Através de rolamentos com bicos/furos de ar é também possível orientar a passadeira até uma inclinação máxima de 8° permitindo, desta forma, simular ainda melhor características de comportamento e resistência ao movimento. Durante o ensaio é possível conhecer a pressão que o veículo está a exercer na passadeira mediante um sistema de sensores posicionados debaixo desta, possibilitando saber assim a variação da força que o carro exerce na estrada mediante a velocidade e a aerodinâmica do veículo.



Figura 3-5 - Sistema de tela para sustentação [22]

3.3 Análise das diferentes hipóteses

Através do estudo apresentado atrás existem diferentes hipóteses pelas quais se pode optar, sendo necessário viabilizar as soluções, e de entre estas escolher a que melhor se adapta às exigências deste caso em específico.

A norma ISO 28580 indica um coeficiente de correcção que permite compensar as forças de resistência ao rolamento de acordo com o diâmetro do tambor de ensaio. A Eq. 3.2 representa a relação entre os valores da resistência ao rolamento entre um tambor com diâmetro de referência e o tambor em estudo:

$$F_{R2} = K_R \times F_{R1} \quad (\text{Eq. 3.2})$$

com

$$K_r = \sqrt{\frac{(R_1/R_2) \times (R_2 + R_{roda})}{(R_1 + R_{roda})}} \quad (\text{Eq. 3.3})$$

Designando F_{R1} e F_{R2} as forças de resistência ao rolamento do tambor de referência e do tambor em estudo respectivamente. R_1 , R_2 e R_{roda} são, respectivamente, o raio do tambor de referência, o raio do tambor em estudo e o raio do pneu, todos expressos em metros. Para comparar o valor da

resistência adquirido num rolo com o que efectivamente se passa na estrada deve-se considerar a Eq. 3.2 com

$$K_R = \sqrt{\frac{R_2}{(R_2 + R_{roda})}} \quad (\text{Eq. 3.4})$$

Fazendo variar o raio de um possível tambor a partir de 200 mm de diâmetro, é possível obter o Figura 3-6. Neste verifica-se, como esperado que à medida que o raio do tambor aumenta, o coeficiente K_r tende a evoluir para a unidade, apresentando assim uma resistência ao rolamento idêntica á verifica num pavimento plano.

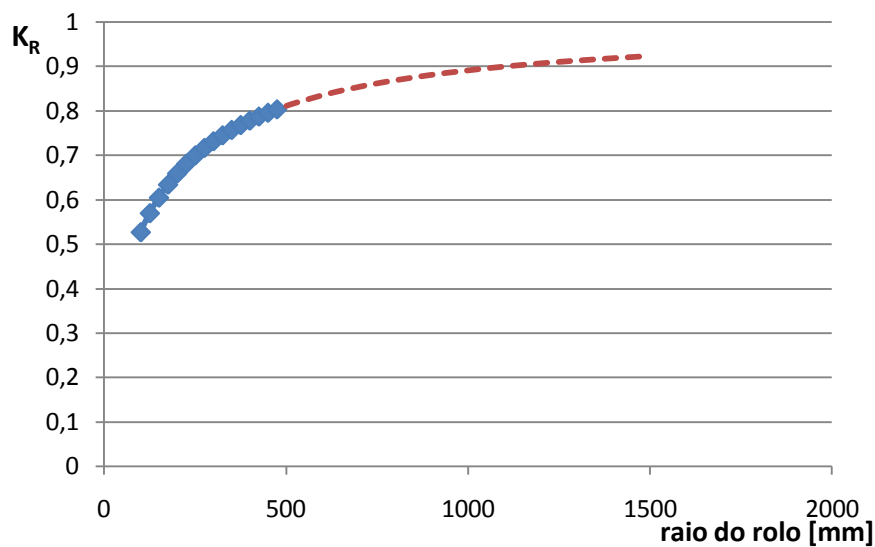
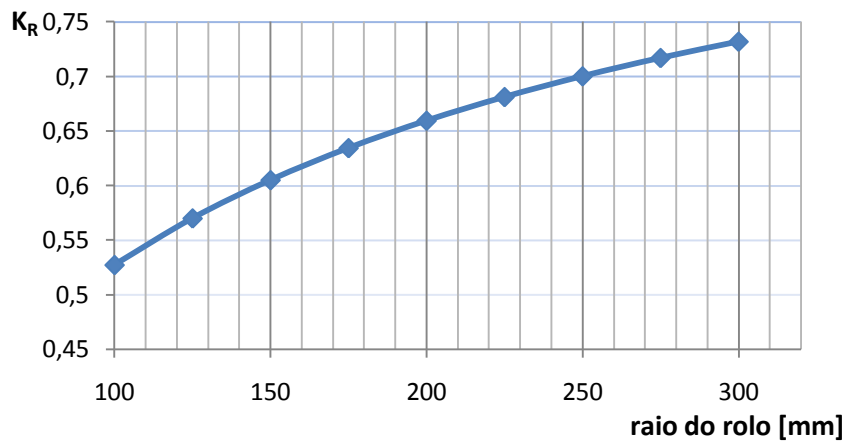


Figura 3-6 - Valor do factor de correcção K_R em função raio dos tambores

3.3.1 Um rolo

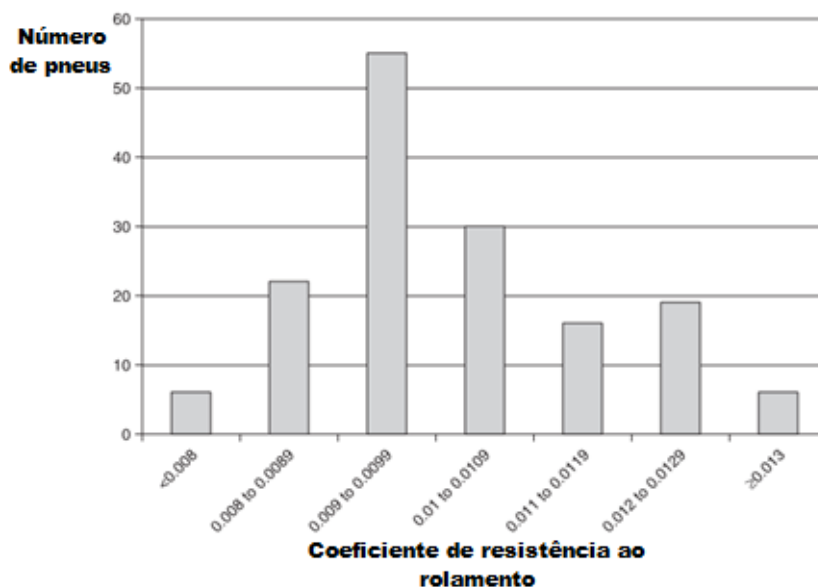
É possível com a Eq. 3.4 determinar a resistência ao rolamento verificada num só rolo, mas no entanto é de prever que o diâmetro a considerar para o rolo não pode ser muito elevado, para evitar um elevado atravancamento. Este facto acarretaria também numa maior exigência de rigidez para a estrutura de suporte, já explicado anteriormente. Assim a gama de raios a considerar deverá situar-se entre um raio de 100 mm e 300 mm o que se traduz no gráfico da Figura 3-7.

Figura 3-7 - Valor de K_R para raios até 300 mm

É assim possível determinar a força de resistência ao rolamento que efectivamente se passa, a expressão para a resistência ao rolamento fica:

$$F_{R_{rolo}} = K_R \times C_R \times F_z \quad (\text{Eq. 3.5})$$

C_R é o coeficiente de resistência ao rolamento cujo valor depende das características do pneumático, tais como o material polimérico e a rigidez estrutural. A organização *Transportation Research Board*, criou um comité para realizar um levantamento deste coeficiente, tendo realizado o ensaio a 162 pneus de várias categorias e fabricantes. No final chegou à conclusão que mais de 55% dos pneus apresentavam um coeficiente entre 0,009 e 0,011 [22]. O gráfico da Figura 3-8 apresenta os resultados obtidos.

Figura 3-8 - Valores de C_R retirados em ensaio [20]

Assumindo um valor médio para o coeficiente de resistência ao rolamento C_R de 0,01 é possível obter um gráfico com os valores de resistência ao rolamento mediante o raio do rolo (Figura 3-9).

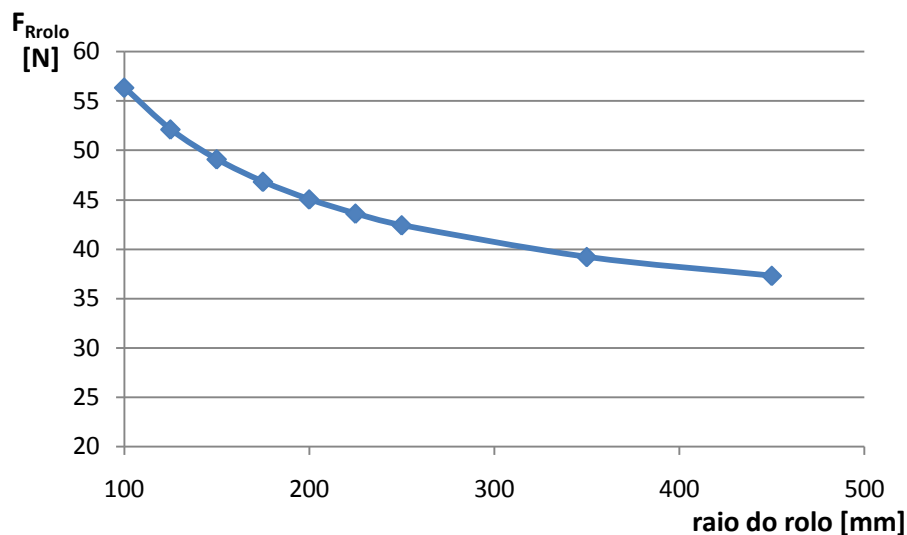


Figura 3-9 - Resistência ao rolamento em função do raio do rolo

Como seria de esperar, à medida que o raio aumenta a força de resistência ao rolamento diminui, tendendo para o valor que se verifica no plano ($R=\infty$).

3.3.2 Dois rolos

Quando se utilizam dois rolos para a sustentação da roda verifica-se que existe uma decomposição dos esforços perante os dois rolos. O valor da decomposição depende do entre eixo L dos rolos e consequentemente pelo diâmetro dos mesmos.

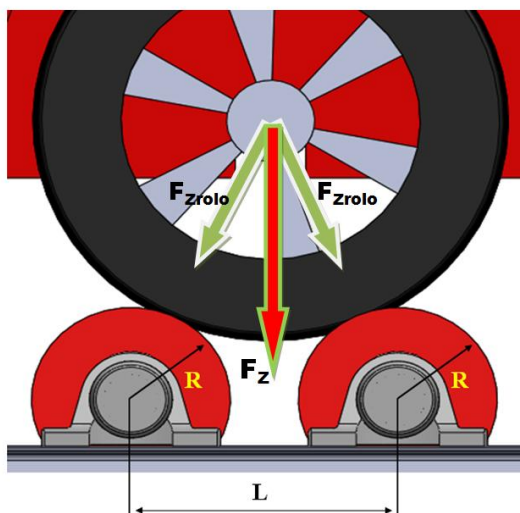


Figura 3-10 - Decomposição do peso sobre a roda nos rolos

O esforço que o rolo suporta está relacionado com um ângulo α , este é definido pelo diâmetro dos rolos e o entre-eixo dos mesmos. O ângulo α pode ser determinado com o apoio do esquema da Figura 3-11 e Figura 3-12.

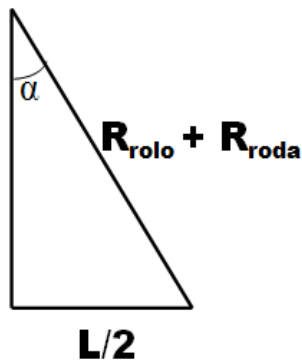


Figura 3-11 - Determinação do ângulo α

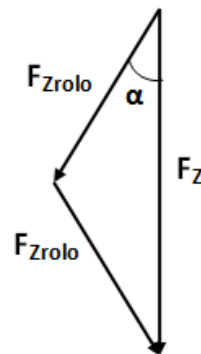


Figura 3-12 - Esquema dos esforços verificados em dois rolos

Ficando

$$2 \times F_{Zrolo} \times \cos(\alpha) = F_Z \quad (\text{Eq. 3.6})$$

Para se determinar a resistência ao rolamento em cada rolo é necessário aplicar o coeficiente K_R correspondente ao respectivo raio do rolo, através da Eq. 3.5.

Como se tem dois rolos é necessário multiplicar a força de resistência ao rolamento por 2, obtendo-se o gráfico da Figura 3-13. Para se ter uma maior visualização colocou-se vários afastamentos entre rolos sendo este definido como sendo a diferença entre o entre-eixo e duas vezes o raio do rolo.

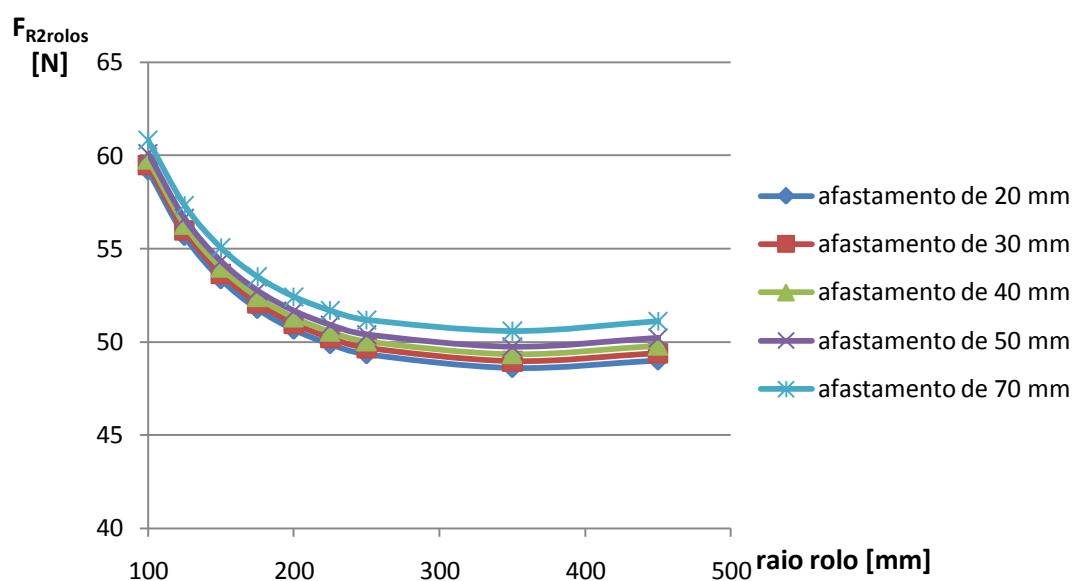


Figura 3-13 - Resistência ao rolamento em dois rolos mediante afastamento de rolos

Verifica-se que à medida que existe aumento de distância entre rolos (entre-eixo) existe um aumento da força de resistência ao rolamento. De realçar que para raios superiores a 350 mm se verifica uma tendência de aumento da resistência ao rolamento.

3.3.3 Passadeira rolante

A passadeira apresenta-se como um conceito recente para este tipo de ensaios, sendo as telas para estes efeitos criadas com características particulares adequadas para as respectivas aplicações.

A Sandvik possui uma gama de telas metálicas que podem ser usadas no ramo automóvel. As telas apresentam espessuras deste 0,6 mm até 3 mm. Para este caso a Sandvik possui um modelo que se adequa às solicitações deste caso em específico; o modelo 1300C apresenta como características uma boa resistência a solicitações de forças estáticas, uma resistência ao uso, sendo por estes aspectos as mais solicitadas.

No projecto de uma passadeira de tela metálica é necessário entrar com a vida útil da correia através do cálculo à fadiga da junta de ligação da mesma. Para prevenir uma possível ruptura por parte da junta é necessário dimensionar adequadamente os diâmetros que suportam a tela. Na Figura 3-14 está indicada a curva para o modelo 1300C. Da análise da curva é possível determinar a dimensão da correia transportadora, onde V representa a velocidade linear em m/min, S um factor de carga e L a distância entre os rolos expressa em metros.

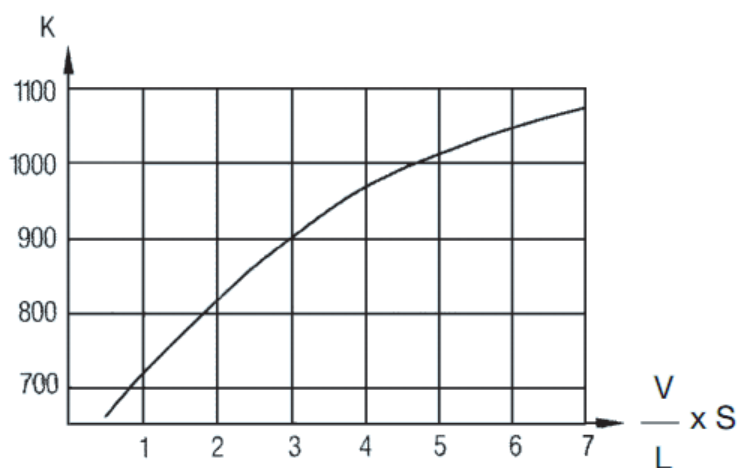


Figura 3-14 - Relação para determinar raios dos tambores em função de entre-eixo [23]

A velocidade máxima do veículo está definida como sendo de 1668 m/min (100 km/h – dados Tabela 1-1), considerando para o factor de carga a unidade e supondo no máximo 1 m para a distância do entre-eixo, verifica-se que a utilização deste gráfico implica uma passadeira, para o caso em estudo, com um comprimento de muitas dezenas de metros, logo impraticável.

3.4 Análise de resultados

Mediante as opções atrás referidas foi possível referir que a correia transportadora de aço não se apresenta como solução. Para a referida velocidade os rolos teriam de ter elevado diâmetro, provocando um grande atravancamento de todo o seu sistema. Contudo existindo soluções deste tipo, fica em aberto uma pesquisa mais aprofundada de materiais que as constituem.

É essencial comparar as duas restantes alternativas. Através do gráfico da Figura 3-15 é possível observar que um rolo apresenta sempre uma menor resistência ao rolamento. Mas, no entanto, há que pensar que no decorrer do ensaio um só rolo pode não ser o mais adequado. No ensaio de travagem, onde os rolos são levados até uma determinada velocidade constante sendo, posteriormente, pressionado o pedal de travagem que origina o aparecimento de uma força instantânea, conduzindo o pneu a sair do rolo e podendo provocar erros nas medições.

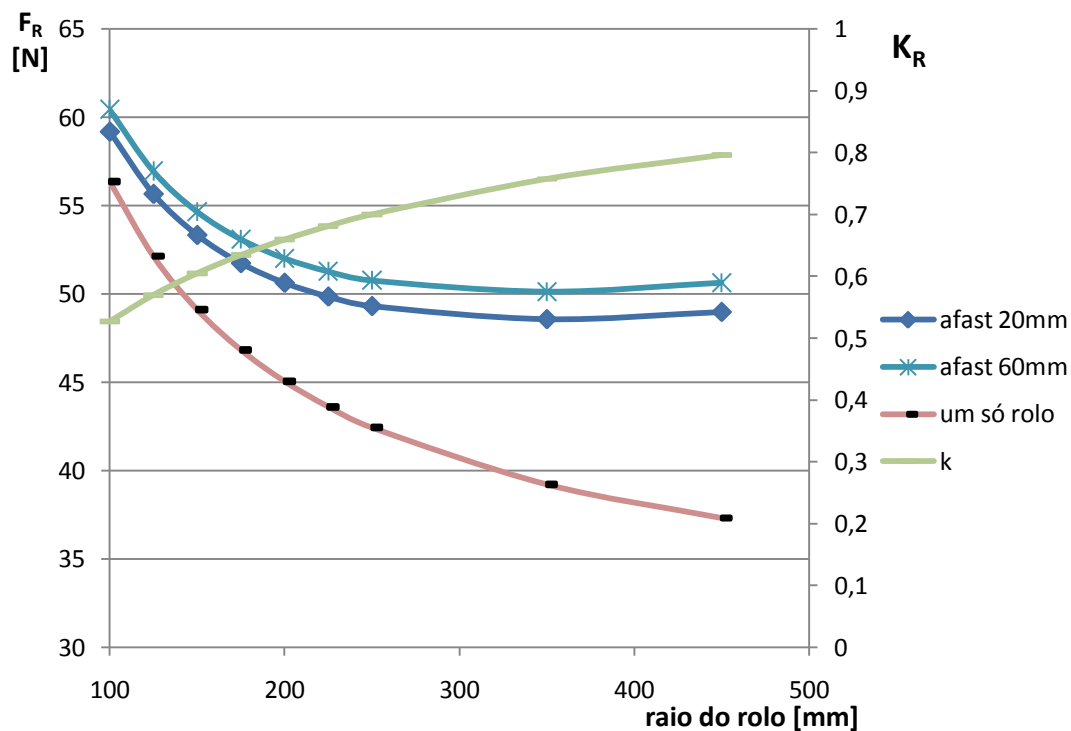


Figura 3-15 - Resistência ao rolamento em função dos raios dos rolos

No entanto, no caso da utilização de dois rolos existe, no caso extremo, sempre um rolo que permanece em contacto com a roda. Quando a roda está a rodar a uma velocidade constante e sem binário resistente ou motor no rolo, verifica-se que a roda está igualmente apoiada nos dois rolos. Mediante a acção de um binário (motor ou resistente) na roda ou no rolo, verifica-se que a roda tende a obter uma situação de equilíbrio descarregando mais sobre um rolo (num caso crítico a roda estará somente apoiada sobre um rolo).

O diâmetro ideal para o qual os rolos/tambores devem ser dimensionados, é determinado com o auxílio da análise da Figura 3-15. É possível comparar os valores da força de resistência ao rolamento para o caso de um rolo e de dois rolos. Verifica-se que existe uma grande variação da resistência ao rolamento em raios até 150 mm, notando-se um decréscimo menor a partir desse valor. Verifica-se também um crescente afastamento da curva de dois rolos em relação à curva de um rolo a partir desse valor. Através destas ponderações é considerado que o raio adequado para os nossos rolos será de 175 mm.

3.5 Conclusão

Depois de ter sido estudado os vários métodos para a interacção do pneumático com o banco de potência, foi possível encontrar três maneiras possíveis de a materializar: um rolo, dois rolos e passadeira rolante. De entre estas três alternativas verificou-se que a passadeira não reunia as especificações necessárias para um baixo atravancamento. Das restantes alternativas foi necessário avaliar o possível comportamento durante os ensaios para considerar a opção mais adequada. Apesar do sistema com dois rolos apresentar uma força de resistência ao rolamento superior ao verificado por um só apresenta-se, no entanto, como sendo a opção mais correcta para um contacto permanente do pneumático com o banco de potência.

O raio conveniente para a construção dos rolos é indicado como tendo o valor de 175 mm, valor retirado da análise da evolução da resistência ao rolamento em função do raio dos rolos, onde é possível visualizar que a partir deste valor a resistência ao rolamento não diminui muito de valor. Este valor permite-nos obter um baixo atravancamento para a estrutura do banco de ensaio.

4 Projecto mecânico

4.1 Introdução

Neste capítulo é apresentada a metodologia de cálculo seguida para a caracterização dos principais componentes do sistema do banco de potência. São também apresentados exemplos de modelação 3D dos diversos componentes analisados servindo de suporte aos cálculos efectuados.

4.2 Esquema preliminar

Na abordagem inicial, o dimensionamento dos componentes requer a identificação do tipo e localização das solicitações críticas a que estes estão sujeitos.

O esquema do conjunto veio-tambor é apresentado na Figura 4-1. Tal como referido no subcapítulo 3.4, o diâmetro do tambor é de 175 mm. Relativamente à largura dos rolos, a primeira abordagem recai sobre a largura do pneumático do carro modelo, 135 mm. No entanto, e com a perspectiva de permitir o ensaio de veículos com diferentes larguras de pneumáticos, definiu-se uma largura de 350 mm para os rolos a utilizar.

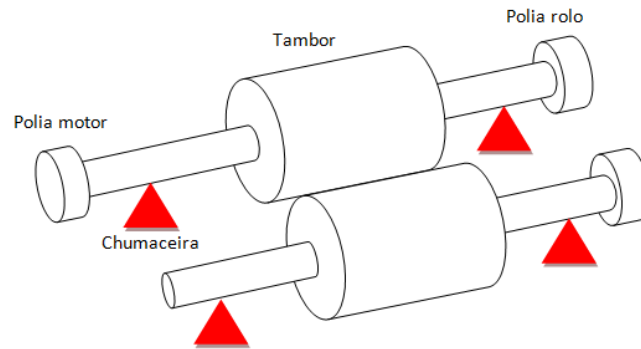


Figura 4-1 - Esquema inicial de modelação

A determinação da velocidade do rolo é obtida pela Eq. 4.1, considerando a inexistência de escorregamento na zona de contacto.

$$V = \omega_{\text{rolo}} \times R_{\text{rolo}} \quad (\text{Eq. 4.1})$$

tendo em conta que a velocidade máxima do veículo é de 100km/h (27,8 m/s), resulta para ω_{rolo} o valor de 158,9 rad/s (1517 rot/min).

Nestas condições é necessário calcular estes órgãos tendo em conta as solicitações de fadiga [24].

No caso em que seja pretendido avaliar o comportamento durante a travagem, deve-se prever um possível ensaio desde a velocidade máxima até à posição de repouso. Este pode representar o caso mais exigente pois os rolos rodam a uma velocidade uniforme (aceleração nula), estando posteriormente sujeito a uma força instantânea de travagem. É então adoptado este caso como base para o dimensionamento dos rolos.

4.3 Configuração da travagem

A travagem é uma característica muito importante para a segurança dos passageiros do veículo e para os restantes utentes da via. A sua correcta caracterização através de ensaios permite avaliar o comportamento do veículo no processo de travagem.

Quando o pedal de travão é pressionado existe uma aceleração com sentido contrário ao sentido da velocidade longitudinal, esta aceleração é efeito de um binário T_b oposto ao sentido de rotação da roda como mostra a Figura 4-2. O binário de travagem apresenta diferentes valores para o eixo dianteiro e traseiro, apresentando este último um valor inferior para reduzir eventuais situações de despiste.

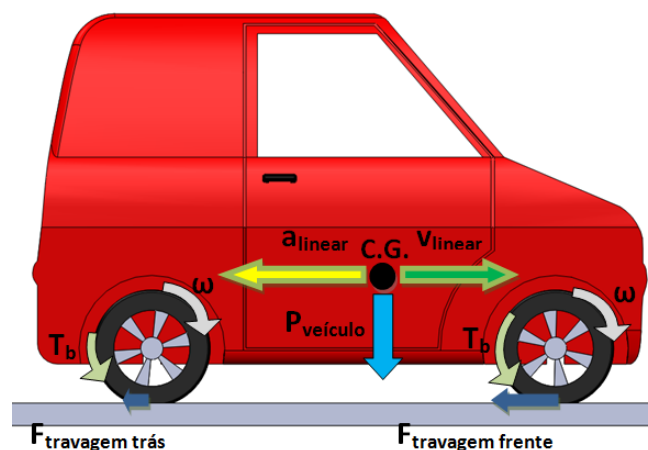


Figura 4-2 - Situação de travagem

O contacto roda-pavimento apresenta uma banda de rodagem compatível com a direcção circular. Como consequência o raio R_e não coincide com o raio R (quando sujeito a carga) ou com o raio R_f (sem carga) como mostra a Figura 4-3. Entende-se como R_e o raio efectivo de rotação sem actuação de binário [25].

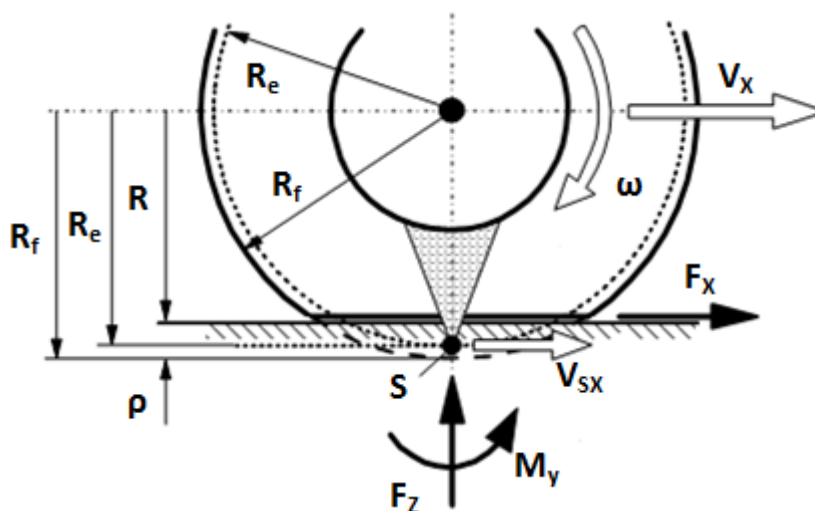


Figura 4-3 - Deformação do pneu [25]

A uma rotação livre (sem actuação de binário), verifica-se que o ponto S que está sobre a circunferência de escorregamento, apresenta nesse instante a sua posição mais baixa, indicando também o centro da deformação. Quando existe um binário motor ou resistente este ponto desloca-se no sentido de V_x ou em sentido contrário de V_x , respectivamente.

Os esforços verificados no contacto entre o pneumático e o pavimento estão representados na Figura 4-4. Verifica-se neste exemplo que a velocidade não apresenta apenas componente longitudinal (V_x), existindo também a componente lateral, resultando um esforço com componente lateral F_y .

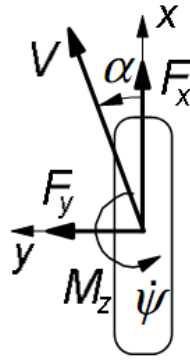


Figura 4-4 - Esquema dos esforços que se verificam na roda [25]

O coeficiente de escorregamento κ caracteriza a força longitudinal/travagem, enquanto o ângulo de escorregamento lateral α caracteriza a força lateral.

O escorregamento κ , em valor absoluto, é obtido pela Eq. 4.2:

$$\kappa = \frac{V - \omega R_e}{V} \times 100 \quad (\text{Eq. 4.2})$$

e o ângulo de escorregamento lateral α obtido através da Eq. 4.3:

$$\tan \alpha = -\frac{V_y}{V} \quad (\text{Eq. 4.3})$$

sendo R_e o raio efectivo de rotação da roda e ω a velocidade radial desta.

O escorregamento apresenta valor nulo quando a roda apresenta somente rolamento. O escorregamento máximo pode ocorrer em duas situações: quando a roda se apresenta totalmente bloqueada ($\kappa = -100\%$); quando existe rotação sem velocidade linear ($\kappa = 100\%$).

De acordo com a Eq. 4.3, quanto maior for a velocidade V_y , em relação a V maior será o ângulo de escorregamento lateral. Nas Figura 4-5 e Figura 4-6 estão representados os esforços longitudinais e transversais em função de κ e de α respectivamente.

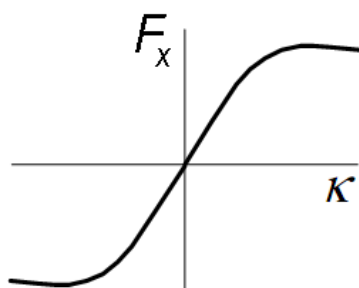


Figura 4-5 - Força longitudinal na roda [26]

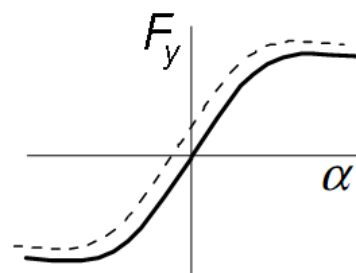


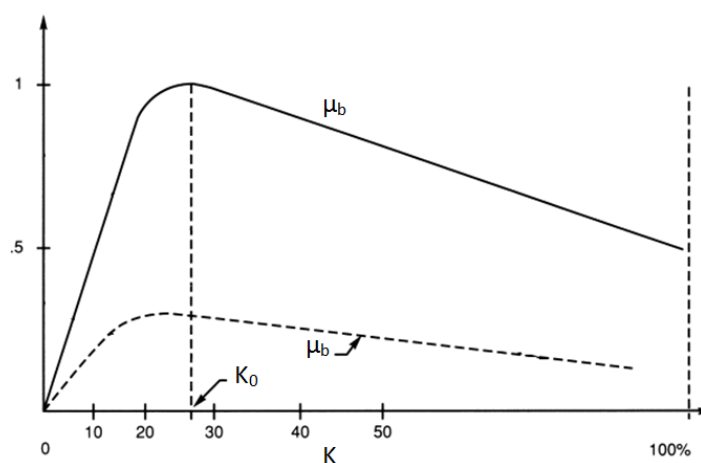
Figura 4-6 - Força lateral na roda [26]

Considerando apenas a situação verificada no eixo dianteiro (eixo motriz), verifica-se que com o desenrolar da travagem a velocidade angular da roda (ω) começa a diminuir em relação à velocidade linear do veículo, o que origina um escorregamento em relação ao pavimento. A situação de esforço lateral não se verifica pois a travagem tem apenas componente longitudinal, derivado do *camber* da roda ser nulo e não se considerar variações no ângulo de direcção.

A força de travagem $F_{travagem}$ é proporcional à força normal F_z e ao coeficiente de atrito de travagem μ_b e é dada pela Eq. 4.4:

$$F_{travagem} = F_z \times \mu_b \quad (\text{Eq. 4.4})$$

O coeficiente μ_b depende principalmente do escorregamento como mostra a Figura 4-7. A curva a traço cheio representa o caso de pavimento seco, a curva a traço interrompido ilustra um pavimento molhado ou com gelo. Quando o pedal de travão é accionado o escorregamento aumenta desde o valor nulo até uma posição $\kappa = \kappa_0$. Para maiores valores de escorregamento verifica-se uma diminuição de μ_b , reduzindo assim a eficácia da travagem.


 Figura 4-7 - Variação de μ_b em função do escorregamento[27]

Para o ensaio, assume-se que antes do início da travagem, os rolos estejam a rodar a uma velocidade constante, Figura 4-8. Aplicando uma força sobre o pedal de travão verifica-se uma diminuição na rotação da roda e, conseqüentemente, uma diminuição da rotação dos rolos.

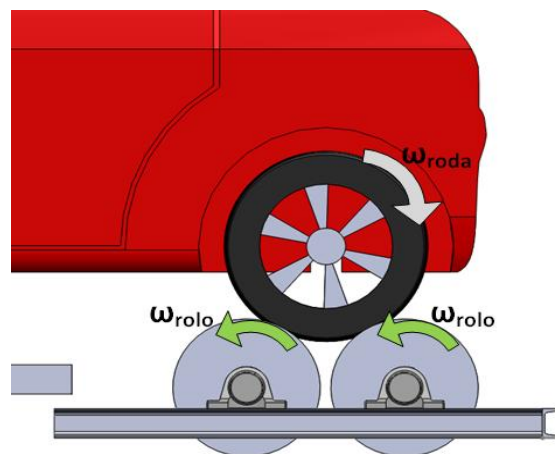


Figura 4-8 - Estado onde a aceleração é nula

Perante o binário de travagem $M_{travagem}$ a roda tende a estabelecer um estado de equilíbrio contra um binário desenvolvido pelo motor de carga. Este estado de equilíbrio traduz-se no seu caso mais gravoso provocando alteração de posicionamento, onde a roda passa de uma posição central (entre rolos), para uma posição onde o peso que actua sobre a roda fica suportado integralmente por um só rolo, como mostra Figura 4-9.

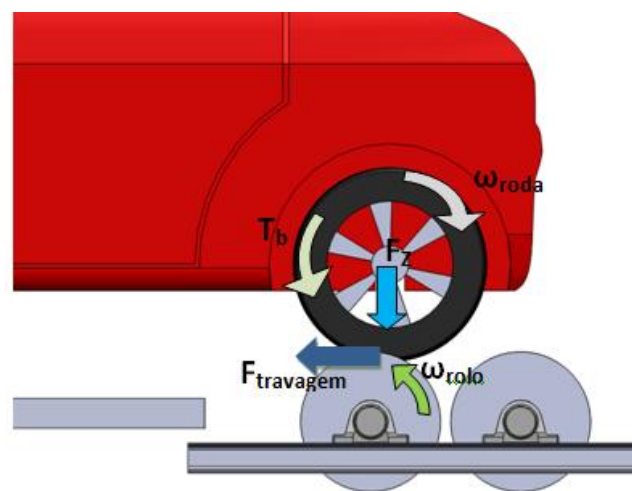


Figura 4-9 – Actuação de binário de travagem

No ensaio verifica-se que apesar de as rodas apresentarem rotação, o veículo não apresenta velocidade longitudinal, o que exclui o efeito da inércia do veículo e a rotação da roda é absorvida pelo sistema de carga associado aos rolos.

Partindo do repouso e sendo dada indicação para o arranque do motor do banco de potência, o motor terá que possuir um binário M para vencer a inércia de todos os elementos que oferecem resistência à rotação do rolo.

É necessário fazer um balanço de energia. O trabalho realizado pode ser considerado através da Eq. 4.5:

$$W = \int F \times dx \quad (\text{Eq. 4.5})$$

que com aceleração constante pode tomar a seguinte forma

$$W = F \times V \times \Delta t \Leftrightarrow \quad (\text{Eq. 4.6})$$

$$\Leftrightarrow F \times R_{\text{rolo}} \times \omega_{\text{rolo}} \times \Delta t = M \times \omega_{\text{rolo}} \times \Delta t$$

Aplicando o principio da conservação de energia, sendo desprezada qualquer tipo de dissipação de energia é possível obter a Eq. 4.7.

$$dW = dE_c = E_{cf} - E_{ci} \quad (\text{Eq. 4.7})$$

Dado que a velocidade inicial é nula, a energia cinética E_{ci} também o é. Considerando a velocidade máxima de 27,8 m/s, é possível calcular o trabalho realizado através da Eq. 4.8:

$$M \times \omega_{\text{rolo}} \times \Delta t = \quad (\text{Eq. 4.8})$$

$$= \frac{1}{2} \left(2 \times I_{\text{veio}} + 2 \times I_{\text{tambor}} + I_{\text{roda}} \frac{R_{\text{rolo}}^2}{R_{\text{roda}}^2} + I_{\text{transmissão}} \frac{R_{\text{rolo}}^2}{R_{\text{roda}}^2} \right) * \omega_{\text{rolo}}^2$$

onde ω_{rolo} é dado pela Eq. 4.1 e tem o valor de 1517 rot/min.

A diferença entre o raio efectivo R_e e o raio sem carga R_f é muito pequena, considerando-se para os cálculos o raio R_f , denominado agora por R_{roda} .

O valor da inércia da roda é a soma da inércia do pneu e da jante. Devido à sua complexa forma de construção a inércia conjunta foi determinada através de um ensaio realizado segundo a norma ISO 28580, obtendo-se o valor de 1,18 kgm². O ensaio é descrito no Anexo A-3.

Depois de modelados os rolos e o veio, foi obtido para o tubo do corpo do tambor uma espessura de 8 mm, obtendo assim um diâmetro interior de 334 mm.

O veio apresenta uma forma escalonada para a adição de elementos para o correcto funcionamento. De forma a ser possível a colocação dos elementos no veio, este deve possuir um comprimento total de 540 mm. Neste caso obtêm-se as seguintes inércias, 1,38 kgm² para o rolo e 1,8×10⁻³ kgm² para o veio.

A inércia da transmissão tem em consideração o somatório das inércias dos componentes que permitem transmitir a potência entre o motor propulsor e a roda. Os constituintes são: o redutor, as duas juntas homo-cinéticas e um semi-eixo. O semi-eixo apresenta um diâmetro de 16 mm e um comprimento de 280 mm o que se traduz num valor de inércia da ordem das $2,83 \times 10^{-5} \text{ kgm}^2$. As juntas homo-cinéticas apresentam uma dimensão relativamente pequena o que permite desprezar o valor da sua inércia. O redutor foi obtido da marca Bonfiglioli com a referência A20-2UH30P100. Através do catálogo do fabricante é possível obter uma inércia para o redutor de valor $5,5 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$. O somatório das inércias permite obter o valor de $5,78 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$ para a inércia da cadeia de transmissão do veículo.

Conhecidas todas as variáveis intervenientes na Eq. 4.8, resulta uma relação entre o binário M e o tempo de aceleração Δt dado pela

Erro! A origem da referência não foi encontrada.:

$$M = \frac{1}{2} \left(2 \times 1,8 \times 10^{-3} + 2 \times 1,38 + (1,18 + 5,78 \times 10^{-3}) \frac{0,175^2}{0,26^2} \right) * \frac{158,8}{\Delta t} \quad (\text{Eq. 4.9})$$

Assim, é solicitado um binário para impor o movimento de rotação, o qual é dependente do tempo para o qual se pretende passar de uma velocidade de repouso para uma velocidade máxima. A Figura 4-10 apresenta a evolução do binário M em função do tempo Δt .

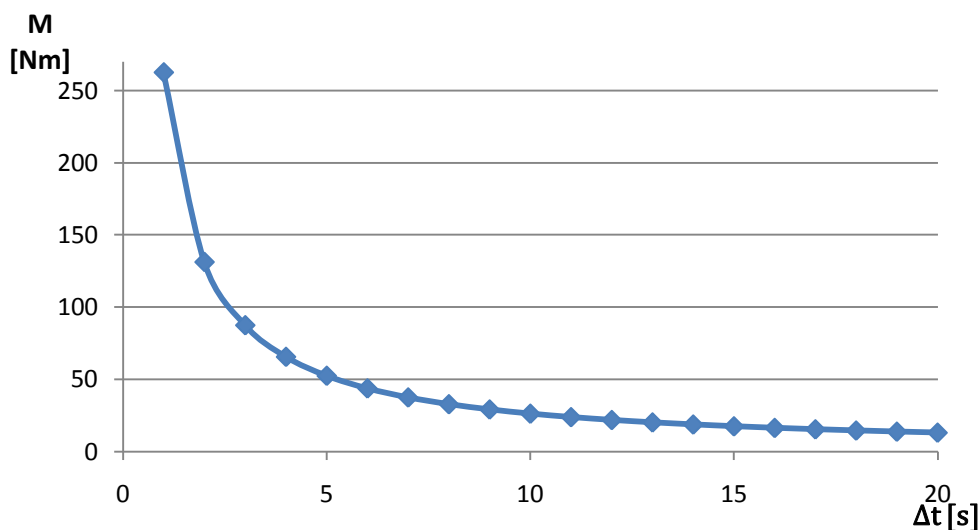


Figura 4-10 - Binário necessário para atingir 27,8 m/s em função do tempo

No entanto o caso crítico ocorre quando existe a aplicação de uma força de travagem $F_{travagem}$ por parte do veículo visível na Figura 4-9. Neste caso, uma força instantânea de grande intensidade pode provocar choques nos elementos menos rígidos, tal como a correia que faz a ligação do veio que suporta o rolo ao motor de carga.

O binário de travagem $M_{travagem}$ que reduz a velocidade induzida aos rolos resulta na Eq. 4.10:

$$T_b = F_{travagem} \times R_{roda} \quad (\text{Eq. 4.10})$$

onde R_{roda} representa o raio do pneumático.

No caso de o veículo ser testado com *ABS (Anti-lock Brake System)* é necessário ter em atenção a aceleração desenvolvida na rotação da roda. A Eq. 4.10 apresenta-se então através da Eq. 4.11:

$$T_b - (I_{roda} + I_{transmissão}) \times \alpha_{roda} = F_{travagem} \times R_{roda} \quad (\text{Eq. 4.11})$$

Como o veículo está equipado com *ABS*, é previsível considerar a inércia de todos os elementos que estejam em rotação. O arranjo para o balanço de energia fica do então seguinte modo:

$$\begin{aligned} M \times \omega \times \Delta t - T_b \times \omega_{rolo} \frac{R_{rolo}}{R_{roda}} \times \Delta t = \\ = -\frac{1}{2} \left(2 \times I_{veio} + 2 \times I_{tambor} + (I_{roda} + I_{transmissão}) \frac{R_{rolo}^2}{R_{roda}^2} \right) \times \omega_{rolo}^2 \end{aligned} \quad (\text{Eq. 4.12})$$

Sabendo que o nosso motor apresenta uma potência de 11 kW, o fabricante disponibiliza o gráfico apresentado na Figura 4-11, onde é possível retirar o binário que este efectua mediante várias velocidades.

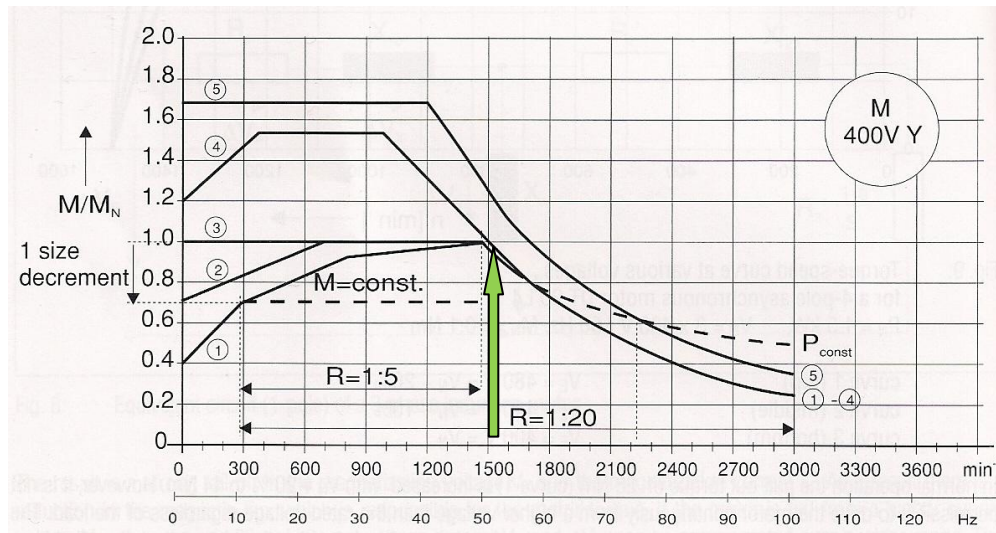


Figura 4-11 - Binário motor em função da velocidade de rotação[28]

Para a velocidade linear máxima do veículo (100 km/h), os rolos apresentam uma velocidade de rotação de valor igual a 1517 rot/min (≈ 1500 rot/min). A análise da Figura 4-11 mostra que para esta velocidade o motor apresenta exactamente o binário nominal M_N . Através da consulta do catálogo SEW [21] constata-se que o binário desenvolvido pela máquina eléctrica apresenta o valor de 71 Nm.

Assim, é possível determinar a força máxima de travagem sem escorregamento do pneu através da Eq. 4.13.

$$T_b \times \frac{R_{\text{rolo}}^2}{R_{\text{roda}}^2} = \quad (\text{Eq. 4.13})$$

$$= \frac{1}{2} \left(2 \times I_{\text{veio}} + 2 \times I_{\text{tambor}} + (I_{\text{roda}} + I_{\text{transmissão}}) \frac{R_{\text{rolo}}^2}{R_{\text{roda}}^2} \right) \times \frac{\omega}{\Delta t} + M$$

De onde

$$T_b = \left[\frac{1}{2} \left(2 \times 1,8 \times 10^{-3} + 2 \times 1,38 + (1,18 + 5,78 \times 10^{-3}) \frac{0,175^2}{0,26^2} \right) \times \frac{158,8}{\Delta t} + 71 \right] \times \frac{1}{71,94}$$

Recorrendo à Eq. 4.10 é então possível obter a força de travagem F_{travagem} . No gráfico da Figura 4-12 está representada a sua evolução em função do tempo, isto é a força de travagem que é necessário realizar para imobilizar os rolos.

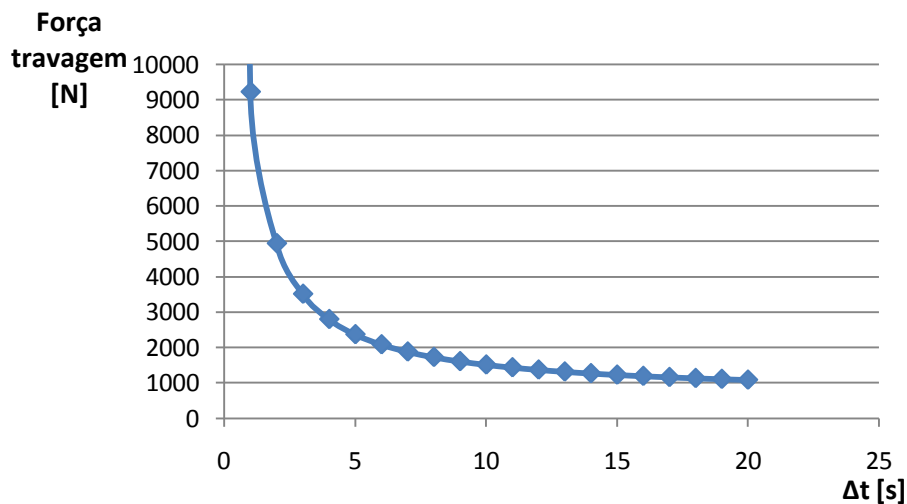


Figura 4-12 - Força de travagem necessária desenvolver

O tempo para a imobilização dos rolos depende da intensidade da força de travagem F_{travagem} . Contudo, a força máxima de travagem para o caso estudado é de apenas 2943 N, valor esse que será utilizado para o dimensionamento dos componentes. Este valor resulta da aplicação da Eq. 4.4 em que a força norma F_z representa o peso por roda (300 kgf) e o μ_b foi considerado igual a 1 para a situação de máximo atrito (c.f. Figura 4-7).

4.4 Vista explodida

Na Figura 4-13 e Figura 4-14 são apresentados os desenhos em vista explodida da estrutura que integra os rolos.

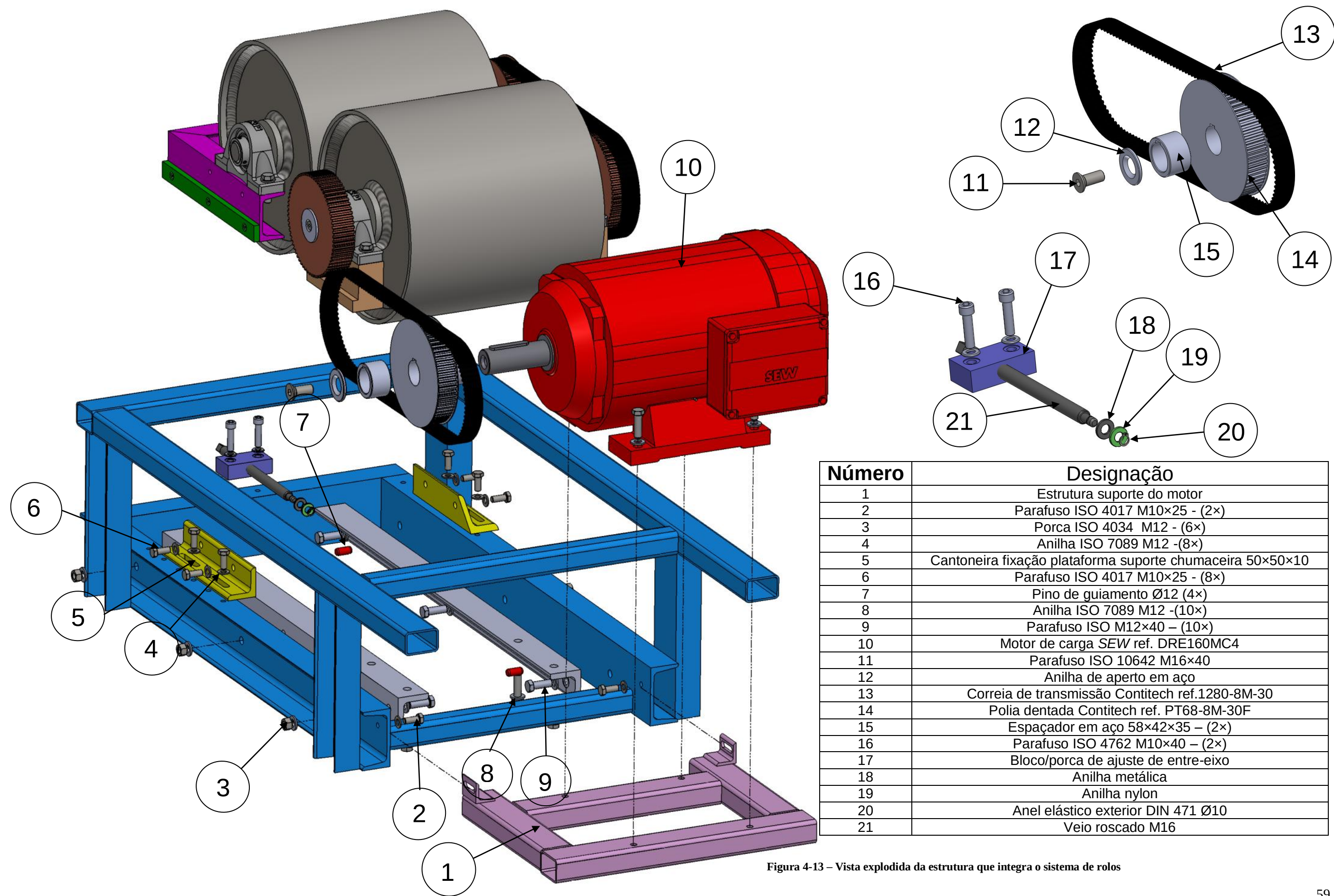
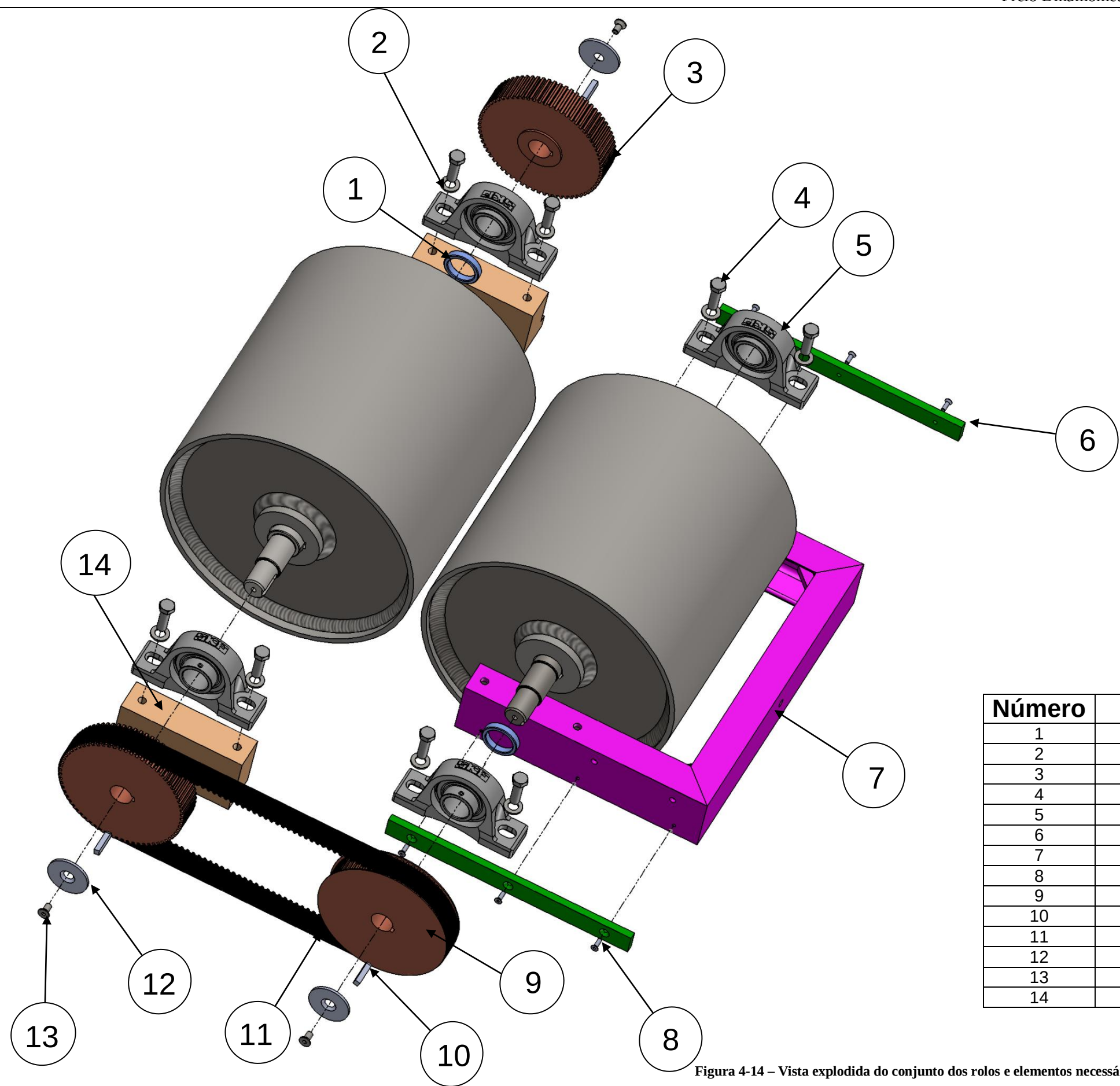


Figura 4-13 – Vista explodida da estrutura que integra o sistema de rolos



Número	Designação
1	Espaçador Aço 48x37x10 – (2x)
2	Anilha ISO 7089 M14 - (8x)
3	Polia PT68-8M-30 - (2x)
4	Parafuso ISO 4017 M14x40 – (8x)
5	Chumaceira SKF SYF 35TF - (4x)
6	Placa de teflon – (2x)
7	Plataforma de suporte chumaceira – (1x)
8	Parafuso ISO 10642 M5x12 – (6x)
9	Polia flangeada PT 68-8M-30F – (1x)
10	Chaveta 8x7x35 – (3x)
11	Correia Contitech ref. 1280-8M-30 – (1x)
12	Anilha de aperto – (3x)
13	Parafuso cónico ISO 10642 M8x16 – (3x)
14	Apoio Chumaceira – (2x)

Figura 4-14 – Vista explodida do conjunto dos rolos e elementos necessários ao seu funcionamento

4.5 Estrutura mecânica da unidade de carga

Neste subcapítulo procede-se à modelação e projecto do sistema que sustenta os rolos. O conjunto final está representado na Figura 4-15. Este é constituído por uma estrutura principal com um sistema de guia que sustenta uma plataforma móvel que por sua vez suporta os rolos através de um conjunto de chumaceiras.

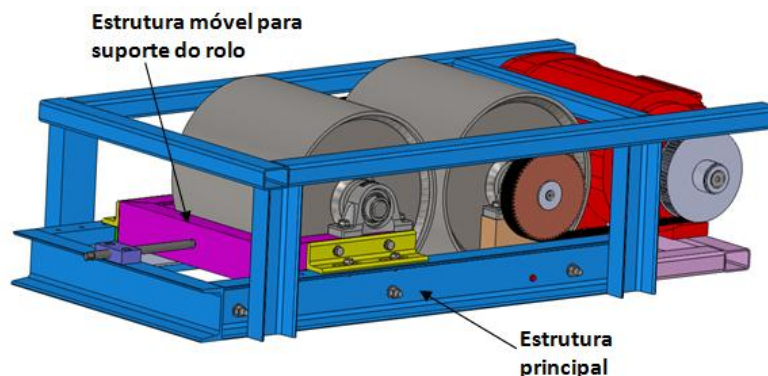


Figura 4-15 - Conjunto da estrutura para sustentação dos rolos

A Figura 4-16 representa a modelação do rolo. De forma a obter uma baixa inércia foi adoptada uma construção em secção tubular.

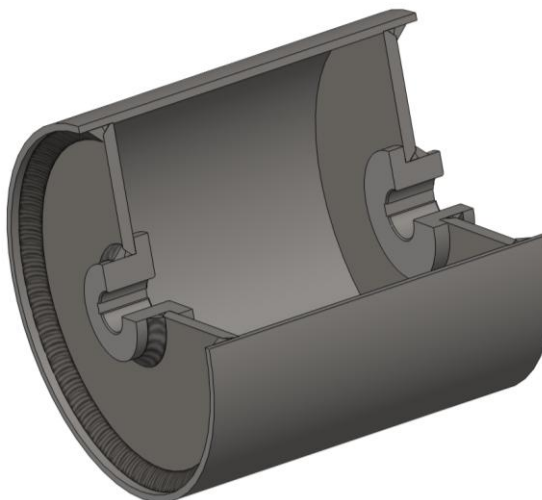


Figura 4-16 - Modelo do rolo

O veio foi modelado tendo em conta a sustentação do rolo e a possível ocorrência de dilatações térmicas devido ao funcionamento do conjunto veio-rolo. A geometria do veio está representada na Figura 4-17, apresentando também as localizações de aplicação dos necessários elementos para a transmissão de movimento.



Figura 4-17 - Modelação do veio

A extremidade designada por “polia do motor” é onde será colocada a polia ao qual estará acoplada o motor eléctrico do freio dinamométrico, a transmissão será obtida através de uma correia dentada que permite transmitir potência com entre-eixos elevados e evitar escorregamento na transmissão. No outro extremo é possível ver uma ponta de veio reservado para aplicar outra polia: esta permite obter uma rotação síncrona com o outro veio que suporta um tambor em todo idêntico ao que este veio suporta. Este sincronismo de rotação tem como objectivo garantir que a energia dissipada pelos dois rolos é controlada. De referir ainda que as chumaceiras encontram-se posicionadas entre cada zona de suporte do rolo e uma polia respectivamente.

4.5.1 Dimensionamento

A decomposição das forças actuantes no veio que suporta o tambor estão representadas na Figura 4-18. Os esforços paralelos ao eixo do veio (direcção axial) não são representados pois o camber apresenta um valor muito reduzido. Considerando que a roda está somente suportada por um rolo, verifica-se que a polia que transmite a potência para o outro conjunto rolo não possui qualquer esforço, desprezando-se assim a tensão na correia.

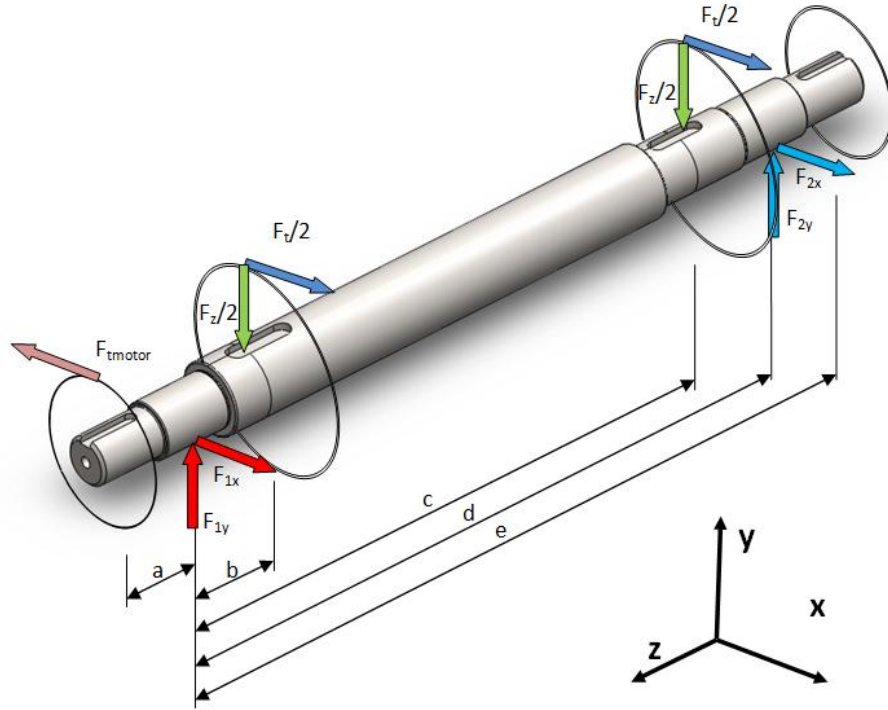


Figura 4-18 - Esforços e reacções verificadas no sistema

Nas secções preparadas para receber os rolamentos das chumaceiras foram colocadas as reacções F_{1x} , F_{1y} , F_{2x} e F_{2y} .

$$\Sigma F_x = 0 \Leftrightarrow F_{1x} + F_{2x} + \frac{F_t}{2} + \frac{F_t}{2} - F_{tmotor} = 0 \quad (\text{Eq. 4.14})$$

$$\Sigma F_y = 0 \Leftrightarrow F_{1y} + F_{2y} - \frac{F_z}{2} - \frac{F_z}{2} = 0 \quad (\text{Eq. 4.15})$$

$$\Sigma M_{x1} = 0 \Leftrightarrow -\frac{F_z}{2} \times b - \frac{F_z}{2} \times c + F_{2y} \times d = 0 \quad (\text{Eq. 4.16})$$

$$\Sigma M_{y1} = 0 \Leftrightarrow -F_{tmotor} \times a - \frac{F_t}{2} \times b - \frac{F_t}{2} \times c - F_{2x} \times d = 0 \quad (\text{Eq. 4.17})$$

$$\Sigma M_t = 0 \Leftrightarrow F_{Tmotor} \times R_{polia} - \frac{F_t}{2} \times R_{rolo} - \frac{F_t}{2} \times R_{rolo} = 0 \quad (\text{Eq. 4.18})$$

Foi possível estabelecer as distâncias a , b , c , d e e . Compatibilizando-as com as dimensões das componentes a instalar nas duas pontas do veio e do tambor. Os valores são: $a=42,5$ mm; $b=57,5$ mm; $c=357,5$ mm; $d=415$ mm; $e=457,5$ mm.

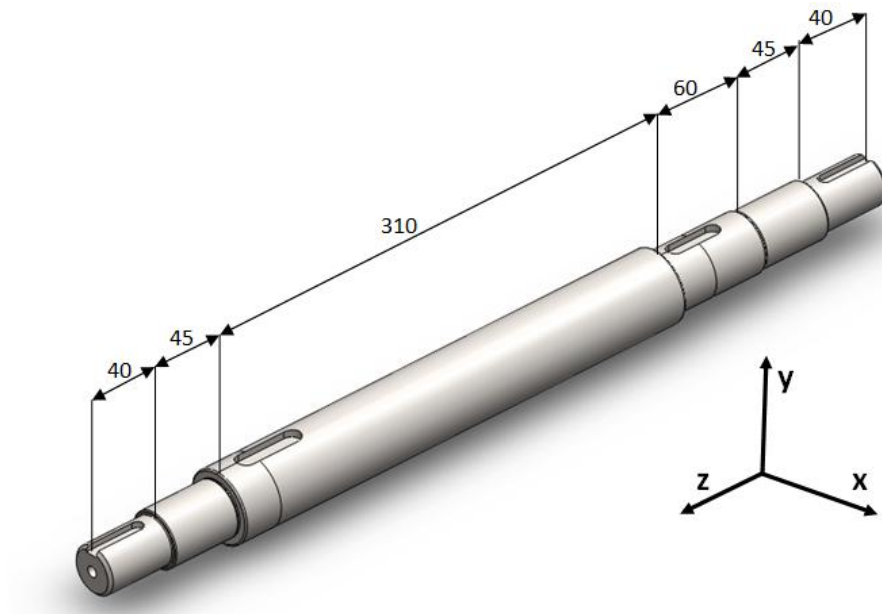


Figura 4-19 - Dimensões do veio

O que se traduz na atribuição de valores para as reacções e esforços através da Eq. 4.14, Eq. 4.15, Eq. 4.16, Eq. 4.17 e Eq. 4.18:

$$F_{1x} = 810,6 \text{ N}; F_{2x} = -291,8 \text{ N}; F_{1y} = 1471,5 \text{ N}; F_{2y} = 1471,5 \text{ N}; F_t = 949,7 \text{ N}$$

Através dos esforços transversos e esforços de torção é possível estabelecer os diagramas de momentos flectores e torsores, respectivamente apresentados nas Figura 4-20, Figura 4-21 e Figura 4-22. Deste gráficos é possível constatar que o momento flector máximo no plano yz é de 91969 Nmm e segundo o plano xz é de -52257 Nmm. O momento torsor máximo apresenta um valor de 71952 Nmm.

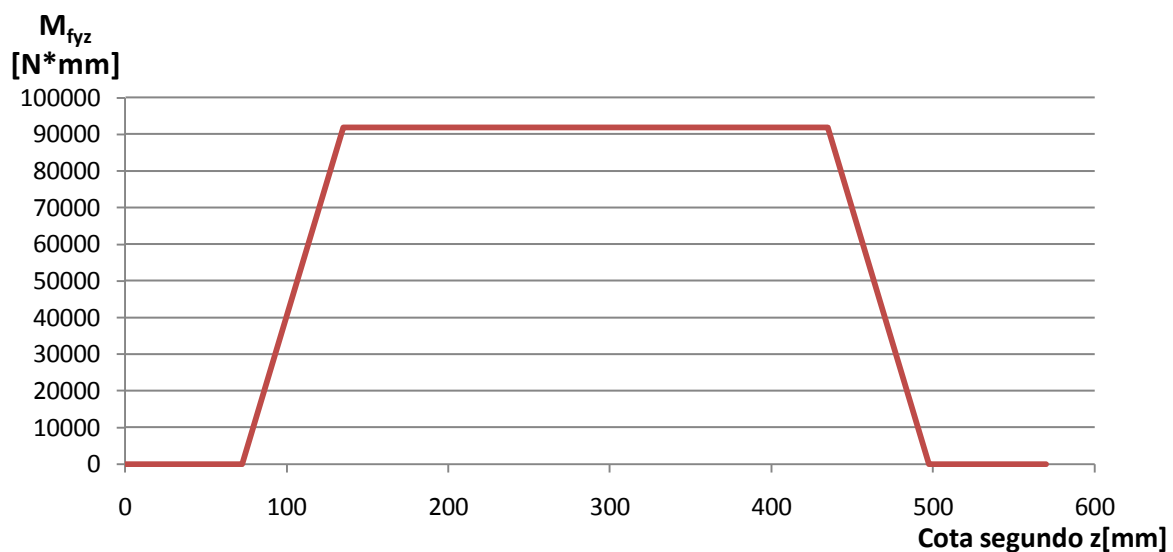


Figura 4-20 - Momento flector no plano yz

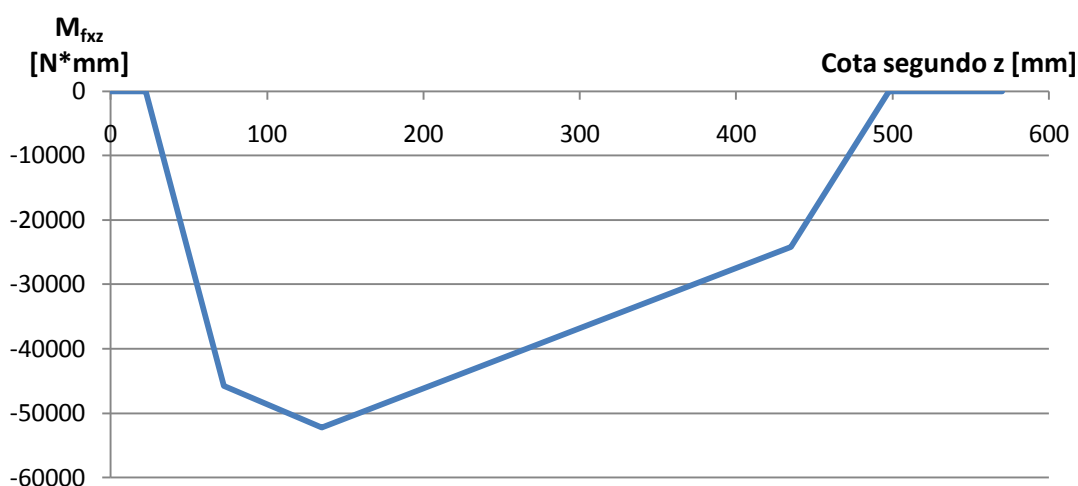


Figura 4-21 - Momento flector no plano xz

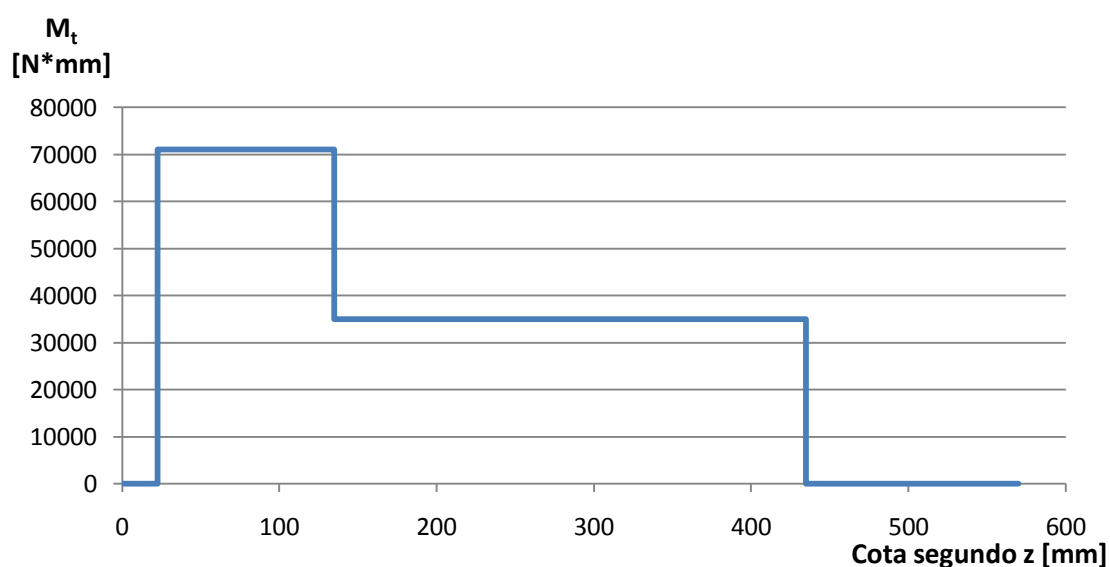


Figura 4-22 - Momento torsor

A reunião dos momentos flectores e torsor máximos verifica-se para a cota de 131mm, como indica a Figura 4-23. Nesta cota está aplicada metade da força de travagem, bem como metade do peso aplicado na roda.

A secção crítica do veio esta localizada na cota atrás referida pois é a secção que apresenta os valores máximos dos momentos flectores e do momento torsor. Há a acrescentar a esse facto, a presença de um escatel que provoca um aumento do factor de concentração de tensões. Desse modo, esta é a secção escolhida para o dimensionamento do veio.

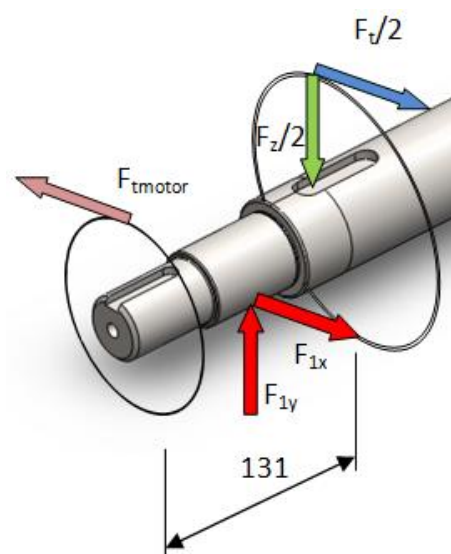


Figura 4-23 - Secção crítica

O veio em serviço está sujeito a elevadas velocidades de rotação, resultando num número elevado de ciclos. Desse modo, é realizado um dimensionamento à fadiga [24].

Para o dimensionamento à fadiga é implícito seguir a Eq. 4.19:

$$\sigma_a + \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_R} \right) \times \sigma_m \leq \frac{\sigma_f}{c. s.} \quad (\text{Eq. 4.19})$$

Com

$$\sigma_a = \frac{32 \times M_{ft}}{\pi \times d_{veio}^3} \quad (\text{Eq. 4.20})$$

$$\sigma_m = \sqrt{\left(\frac{4N}{\pi d_{veio}^2} \right)^2 + 3 \times \left(\frac{16M_t}{\pi d_{veio}^3} \right)^2} \quad (\text{Eq. 4.21})$$

e

$$\sigma_f = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \sigma_{f0} \quad (\text{Eq. 4.22})$$

Onde σ_a , σ_f , σ_R , σ_m , M_{ft} , M_t , N e $c.s.$ representam respectivamente a tensão alternada, tensão de fadiga efectiva, tensão de rotura, tensão média, momento flector resultante, momento torsor, esforço axial resultante e o coeficiente de segurança.

A tensão limite de fadiga efectiva σ_f depende de vários factores, sendo necessária a determinação destes.

O factor k_a é o factor de correcção devido ao acabamento superficial, sendo obtido através da Figura 4-24. A tensão de rotura σ_R do aço ao carbono (Ck 45) adoptado para o veio tem o valor mínimo de 540 MPa [29]. Tendo em consideração que na secção crítica o veio é maquinado, permite definir o factor k_a com o valor de 0,8.

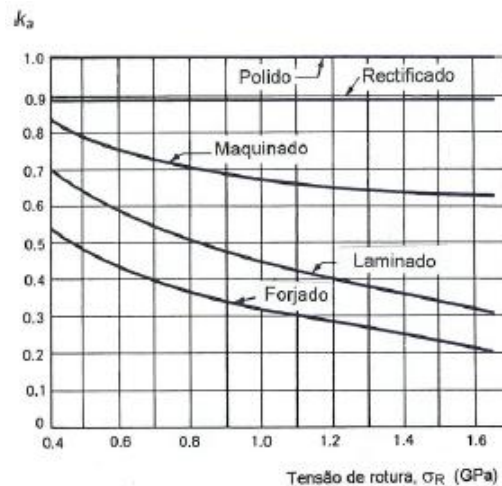


Figura 4-24 - Factor k_a em função do acabamento [30]

O factor k_b é um factor de correcção devido ao efeito de tamanho, sendo este determinado por $1,189 \times d^{-0,097}$. Supondo que o veio terá nesta zona um diâmetro de 45 mm é possível obter um valor de k_b igual a 0,82.

O factor k_c é o factor de fiabilidade, este depende de R e s , sendo R o índice de fiabilidade e s o desvio padrão relativo. Escolhendo um R de 0,99 e um s de 8% obtemos, segundo a Tabela 4-1, um valor para o factor k_c de 0,814.

Índice de Fiabilidade R	Variável Normalizada z	Factor de Fiabilidade, k_c	
		(s=8%)	(s=15%)
0.5	0	1.000	1.000
0.9	1.288	0.897	0.807
0.95	1.654	0.868	0.752
0.99	2.326	0.814	0.651
0.999	3.090	0.753	0.537
0.999 9	3.719	0.702	0.442
0.999 99	4.265	0.659	0.360
0.999 999	4.753	0.620	0.287
0.999 999 9	5.199	0.584	0.220
0.999 999 99	5.612	0.551	0.158
0.999 999 999	5.997	0.520	0.100

Tabela 4-1 - Factor para k_c [30]

O factor k_d é um factor de correcção devido à temperatura, como o nosso veio não irá ultrapassar os 350 °C o valor para este factor será 1.

O factor k_e é um factor de correcção devido à concentração de tensões que pode ser obtido através da Eq. 4.23:

$$k_e = \frac{1}{1 + q(k_t - 1)} \quad (\text{Eq. 4.23})$$

Onde o parâmetro q representa a sensibilidade ao entalhe e k_t o parâmetro geométrico de concentração de tensões.

Da Figura 4-25 é retirado o valor do parâmetro q . O veio encontra-se à torção (situação mais gravosa), apresenta um raio de entalhe de 1 mm e uma tensão de rotura σ_R de 0.54 GPa. Assim, o parâmetro q apresenta um valor de 0,85.

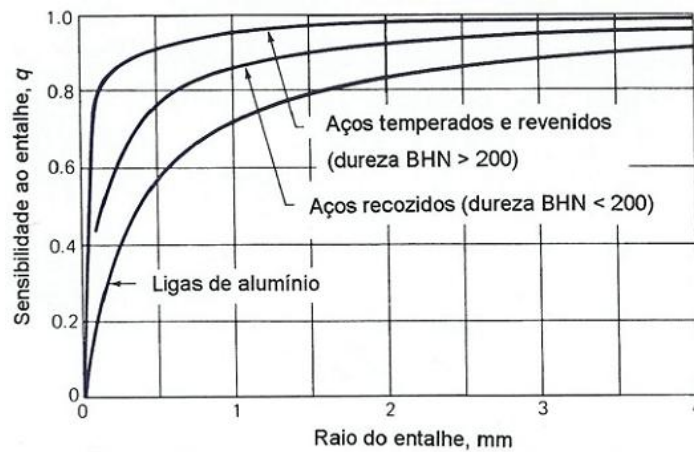


Figura 4-25 - Factor q em função da dureza do material [30]

O parâmetro geométrico de concentração de tensões é definido por k_t e é retirado da Figura 4-26. Sendo o raio do entalhe r de valor 1 mm e o diâmetro d da secção onde o entalhe se encontra de valor 45mm, obtendo o valor de k_t de 2,2.

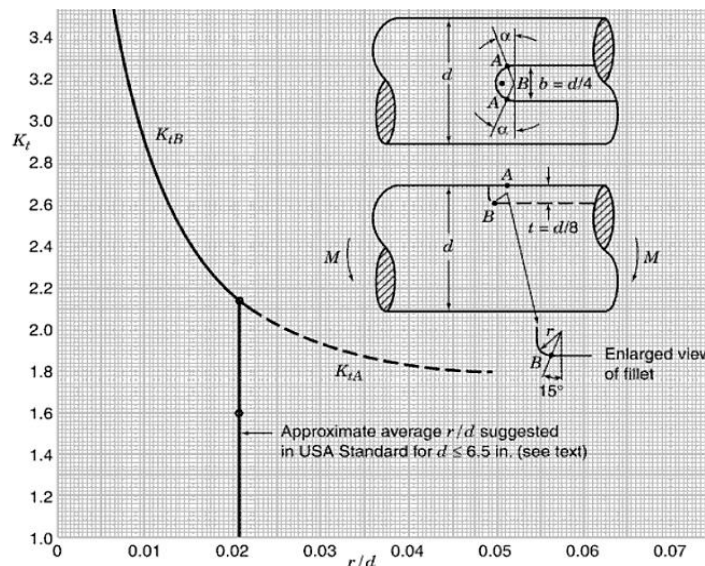


Figura 4-26 - Valor do factor geométrico de concentração de tensões [31]

Assim, é agora possível a determinação do factor de correcção k_e

$$k_e = \frac{1}{1 + 0,85(2,2 - 1)} = 0,5$$

k_f é o factor que tem em consideração efeitos diversos, tomando neste caso o valor da unidade.

A tensão limite de fadiga σ_{f0} é obtida pela relação:

$$\sigma_{f0} = 0,7 \times \sigma_R. \quad (\text{Eq. 4.24})$$

substituindo, obtêm-se para σ_{f0} o valor de 378MPa.

Substituindo todos os factores de correcção na Eq. 4.22, a tensão limite de fadiga efectiva σ_f apresenta o valor de 101 MPa.

Para o cálculo da tensão alternada é necessário determinar o momento flector resultante mediante os momentos flectores elementares, ficando então:

$$\begin{aligned} M_{ft} &= \sqrt{M_{fx}^2 + M_{fy}^2} \\ &= \sqrt{(-52257)^2 + (91969)^2} = 105779 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (\text{Eq. 4.25})$$

recorrendo à Eq. 4.20 obtêm-se para σ_a :

$$\sigma_a = \frac{32 \times 105779}{\pi \times d_{\text{veio}}^3} \text{ Nmm}$$

Para a tensão média tem-se:

$$\sigma_m = \sqrt{3 \times \left(\frac{16 \times 71952}{\pi \times d_{\text{veio}}^3} \right)^2} \text{ N/mm}^2$$

Substituindo todos os parâmetros na Eq. 4.19 vem:

$$\frac{32 \times 105779}{\pi \times d^3} + 0,187 \times \sqrt{3 \times \left(\frac{16 \times 71952}{\pi \times d^3} \right)^2} \leq \frac{101}{1}$$

O diâmetro mínimo obtido para a secção crítica é de 22 mm.

Apesar do diâmetro mínimo ser de 22 mm, foi adoptado um diâmetro de 45mm. Este aumento de diâmetro é necessário dado que o veio apresenta uma geometria escalonada para permitir a inserção dos elementos necessários à sustentação e funcionamento do conjunto.

4.5.2 Simulação dos elementos mecânicos

Através de uma simulação no software *Cosmos* do programa Solidworks, foi possível visualizar o estado de tensões em todo o veio, Figura 4-27. Os valores mais elevados de tensão verificam-se nas concordâncias entre as variações de diâmetro e na saída para o ferro de maquinaria na caixa do rolamento.

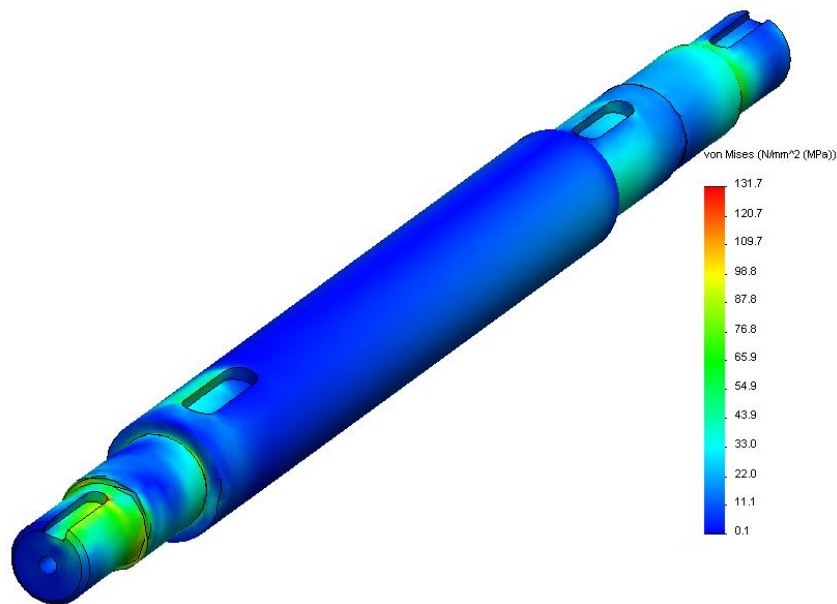


Figura 4-27 - Simulação do veio efectuada no *Cosmos*

Na Figura 4-28 é possível ver em detalhe a concentração de tensões nas secções mais solicitadas. “À priori” não foi considerada a referida saída para o ferro, aspecto esse compensado pelo aumento de diâmetro da secção em relação ao diâmetro mínimo calculado. Para uma melhor caracterização do estado de tensão foi realizado um refinamento da malha nas zonas do vértice e das concordâncias. O resultado obtido permite retirar um coeficiente de segurança de 2,36 para o aço de construção ao carbono Ck 45 ($\sigma_{ced}=310$ MPa), indicando que o veio não está demasiado sobre dimensionado.

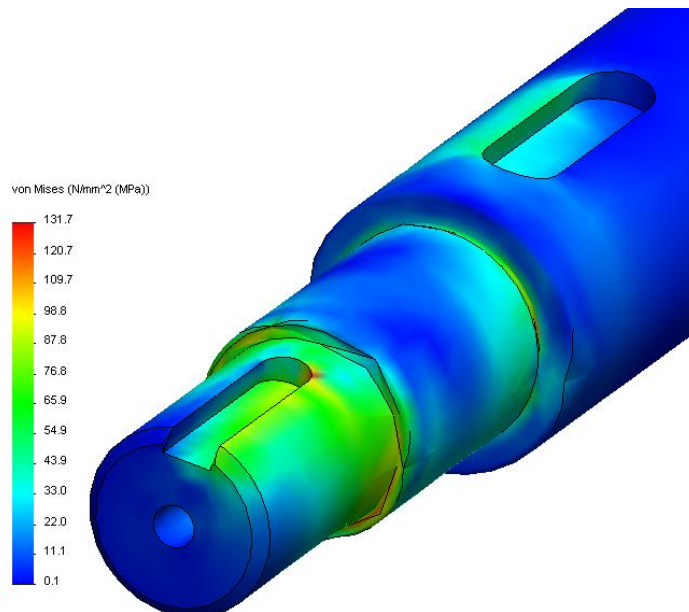


Figura 4-28 - Vista pormenorizada das tensões obtidas na simulação

O rolo foi também alvo de um processo de simulação idêntico ao do veio. Neste caso, foi criada uma área para a aplicação de esforços (T_b e F_z), baseado na impressão que o pneu apresenta sobre a estrada. Na Figura 4-29 está representada a impressão da área de contacto que o pneu da roda motriz apresenta no pavimento. A Figura 4-30 apresenta a área aproximada do contacto do pneu.

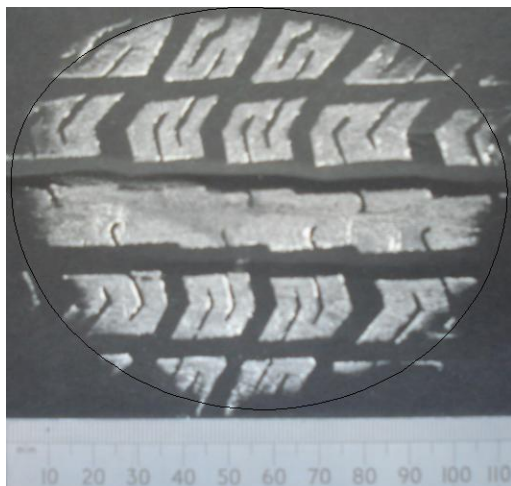


Figura 4-29 - Área de impressão do pneu no pavimento

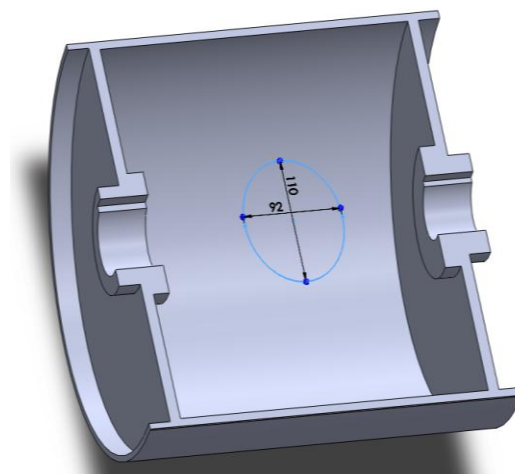


Figura 4-30- Área desenhada no modelo do tambor

Esta projecção tem em mente a aproximação da simulação à realidade tendo como zona de aplicação dos esforços a área de contacto do pneu como mostra a Figura 4-31.

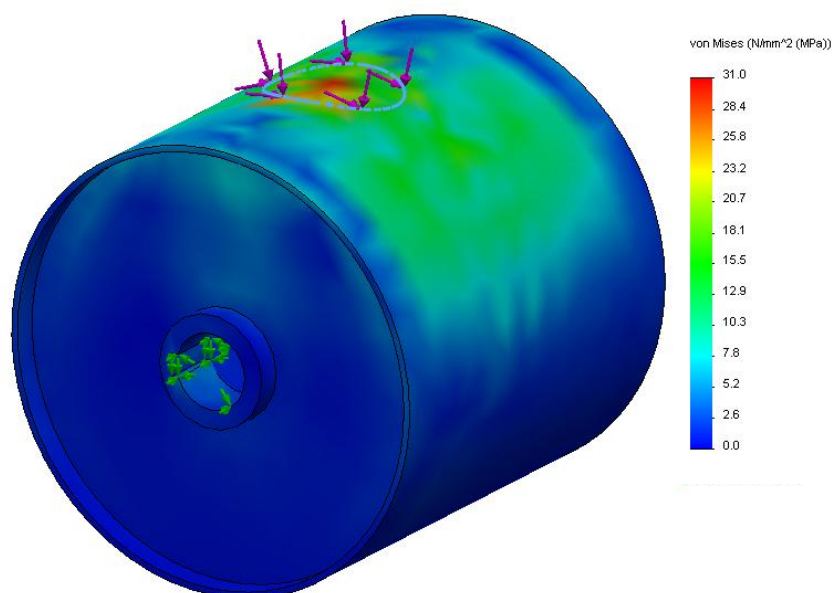


Figura 4-31 - Simulação do tambor sob solicitações

4.5.3 Chavetas

Como foi referido, a transmissão de potência entre o rolo e o veio que o sustenta é conseguida através de chavetas. Para tal, é necessário definir o comprimento útil pelo qual se transmitirão os momentos e esforços. Assim sendo, recorre-se à Eq. 4.26:

$$M_t = (h - t) \times \frac{d_{\text{veio}}}{2000} \times p_m \times l \quad (\text{Eq. 4.26})$$

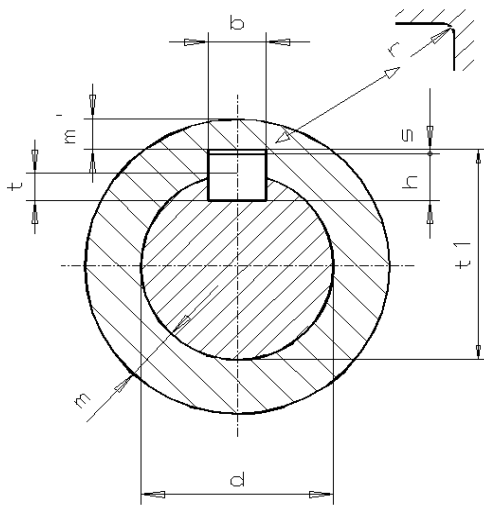


Figura 4-32 - Esquema das dimensões de enchavetamento [32]

Onde l representa o comprimento útil da chaveta, h a altura da chaveta, t a profundidade a que a chaveta está inserida no veio, d_{veio} o diâmetro do veio, p_m a pressão e M_t o momento torsor a que o veio está sujeito.

O valor do momento torsor a que o veio pode estar sujeito é de 71 Nm. Sendo o veio, o casquilho do rolo e o casquilho das polias elementos em aço, a tensão máxima nos flancos do escatel tem um valor para “ p_m ” inferior a 90 MPa.

Na Tabela 4-2 é possível verificar as dimensões das chavetas adequadas para os diferentes diâmetros do veio, valores esses que são normalizados.

d	> 22 a 30	> 30 a 38	> 38 a 44	> 44 a 50
b	8	10	12	14
h	7	8	8	9
t	4,1	4,7	4,9	5,5
$t_1^{+0,1}$	d+3	d+3,4	d+3,2	d+3,6
$s^{+0,1}$	0,1	0,1	1	0,1
r	0,4	0,4	0,5	0,5

Tabela 4-2 - Características de aplicação das chavetas

Assim pela Eq. 4.26 temos:

- Para a secção com diâmetro de 30 mm vem

$$l = \frac{71,952 \times 2000}{(7 - 4,1) \times 30 \times 90} = 18,5 \text{ mm}$$

- Secção de 37 mm de diâmetro vem

$$l = \frac{71,952 \times 2000}{(8 - 4,7) \times 37 \times 90} = 13,5 \text{ mm}$$
- Secção de 45 mm de diâmetro vem

$$l = \frac{71,952 \times 2000}{(9 - 5,5) \times 45 \times 90} = 8 \text{ mm}$$

Na Figura 4-33 está representado o conjunto do rolo-motor onde estão integradas duas chavetas para transmissão do movimento.

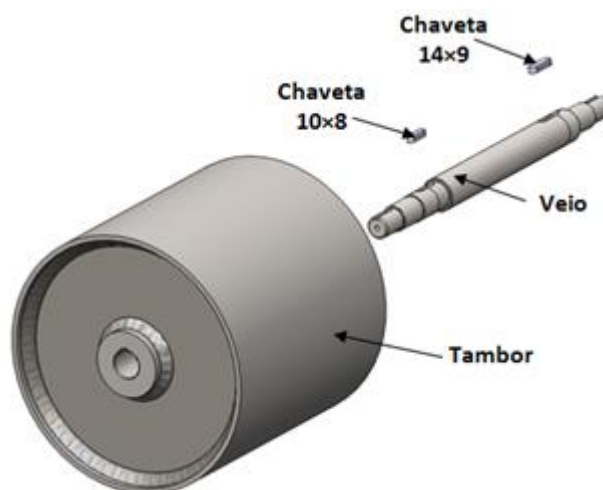


Figura 4-33 - Conjunto tambor motor

4.5.4 Chumaceiras

Para a escolha da chumaceira foi tido em conta o tipo de rolamento que esta tem integrado. Assim, estes devem ser capazes de suportar os esforços segundo os planos y e x, cuja combinação equivale a um esforço radial. Através do portal do fabricante SKF foi possível estabelecer o tipo de chumaceira e aceder à informação sobre o tipo de rolamento integrado. A chumaceira indicada para o presente caso conforme à da Figura 4-34.



Figura 4-34 - Chumaceira para suporte do veio [33]

O cálculo de verificação da vida do rolamento é baseado na norma ISO 281:1990, apresentando pela Eq. 4.27:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_{eq}} \right)^{p_r} \quad (\text{Eq. 4.27})$$

onde

L_{10} – vida do rolamento [milhões de rotações]

C – carga dinâmica básica [kN]

P – carga dinâmica equivalente [kN]

p_r – expoente para a vida do rolamento (=3 para rolamentos de esferas)

A carga dinâmica básica C apresentada pelo fabricante para o rolamento é de 25,5 kN. A carga dinâmica equivalente é o esforço resultante das reacções verticais e horizontais verificadas nos locais de inserção da chumaceira que apresenta o valor de 1,7 kN para o caso mais gravoso. Devido ao *camber* possuir um valor reduzido não se consideram esforços axiais nas chumaceiras.

O rolamento apresenta uma vida de 3375 milhões de rotações.

A chumaceira possui dois pernos de fixação para a posição desta ao veio. Os pernos são M6×0,75 e a sua posição encontra-se disposta de 90°.

4.5.5 Impedimento de movimento de translação do tambor

Para impedir a translação do tambor foi colocado um espaçador entre a chumaceira e o tambor como mostra a Figura 4-35. A fixação da chumaceira através dos respectivos pernos conjuntamente com o espaçador confere um impedimento de translação do tambor. O tambor apenas se encontra fixo axialmente de um lado para possibilitar a dilatação do material.

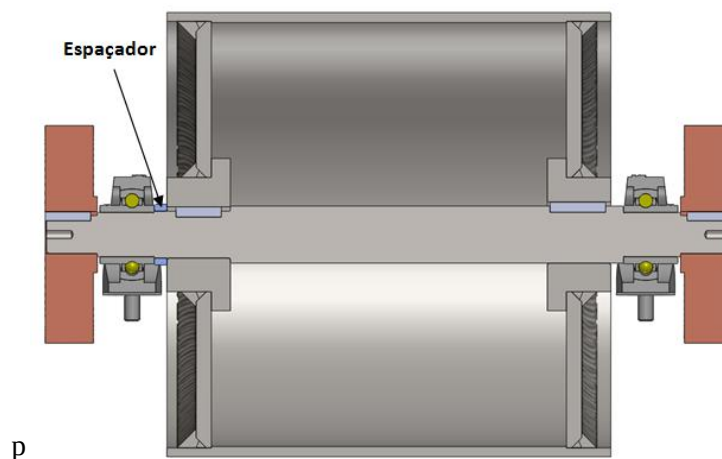


Figura 4-35 - Ilustração em corte do conjunto de suporte do tambor

4.5.6 Transmissão de movimento entre elementos

Para transmitir a potência dos rolos para o motor eléctrico do banco de potência é necessário estabelecer um sistema de transmissão. Como se pretende um baixo atravancamento, principalmente na altura do banco de potência, o motor estará disposto numa posição horizontal em relação aos rolos. Mediante esta lógica, o melhor meio de transmissão será logicamente uma correia dentada devido ao elevado entre-eixo (superior a 350 mm), garantindo também a inexistência de escorregamento entre a rotação nos rolos.

A determinação da correia a utilizar requer o conhecimento do caso mais gravoso. Após o seu conhecimento são desenvolvidos os necessários passos para a escolha da correia.

A escolha da correia a utilizar recaiu sobre os produtos da Contitech pois oferecem um leque abrangente de opções. O método seguido para a escolha da correia está apresentado de seguida.

Consideração principal para determinação da correia

A determinação da correia ideal passa pela Eq. 4.28, esta verifica se a potência de serviço está na gama da correia [34].

$$P \times C_0 \leq P_R \times C_1 \times C_5 \quad (\text{Eq. 4.28})$$

Onde P representa a potência de serviço e P_R refere-se à gama de potência. Os factores C_0, C_1 e C_5 são factores de correcção dependentes das características do sistema.

Factor de serviço C_0

Este coeficiente tem em consideração factores de segurança para condições especiais de operação causada pela aceleração, fadiga e carga ou mesmo solicitações. É calculada na base dos factores da Eq. 4.29:

$$C_0 = C_2 + C_3 + C_4 \quad (\text{Eq. 4.29})$$

Factor de carga C_2

O factor de carga C_2 considera o tipo de accionamento motor bem como a parte guiada. No caso presente há que considerar que o motor eléctrico em causa irá funcionar como motor e gerador, podendo usar grande parte do seu binário. A parte guiada é caracterizada por possibilitar choques. Mediante estas características o valor para C_2 será de 1,7.

Factor de aceleração C_3

O factor de aceleração só é aplicado quando existe razão de transmissão superior a 1,24; no caso presente a razão de transmissão é a unidade.

Factor de fadiga C_4

O factor de fadiga C_4 entra em consideração com o período diário de operação e condições especiais de operação. Como nas condições de ensaio se verificará uma operação intermitente (travagem e aceleração) este factor apresenta um valor de -0,2.

Através da Eq. 4.29 o valor de C_0 será de:

$$\begin{aligned} C_0 &= 1,7 + 0 - 0,2 \\ &= 1,5 \end{aligned}$$

Através da Figura 4-36 é possível determinar a correia adequada à situação presente, sendo para isso necessário determinar o produto $C_0 \times P$ para possibilitar estabelecer uma recta vertical através do eixo horizontal. Esta recta cruzar-se-á com uma recta perpendicular ao eixo vertical que parte da referência da velocidade de rotação da polia.

$$\begin{aligned} C_0 \times P &= 1,5 \times 11 \\ &= 16,5 \text{ kW} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 4.30})$$

Considerando a potência nominal de 16,5 kW e a velocidade de rotação de 1500 rot/min, resulta do gráfico da Figura 4-36 a correia da gama 8M.

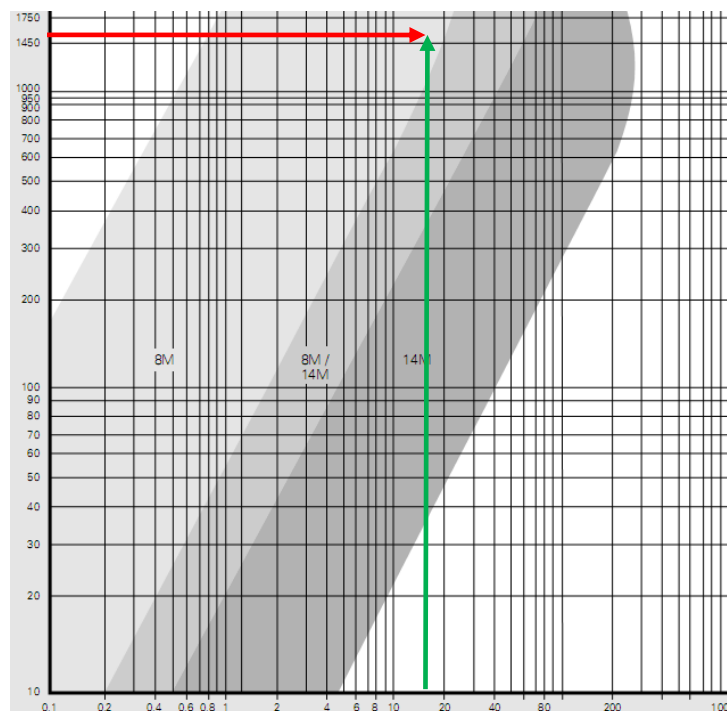


Figura 4-36 - Determinação da gama de correia [34]

Factor de engrenamento C_1

Este factor entra em linha de conta com o número de dentes z_e da polia dentada mais pequena z_k em contacto com os dentes da correia dentada. Como as polias possuem o mesmo diâmetro, o ângulo β (Figura 4-37) terá valor de 180° . Sabendo que o número de dentes é superior a 12 vem:

$$\begin{aligned} z_e &= z_k \frac{\beta}{360} \\ &= z_k \times 0,5 \geq 6 \end{aligned} \quad (\text{Eq. 4.31})$$

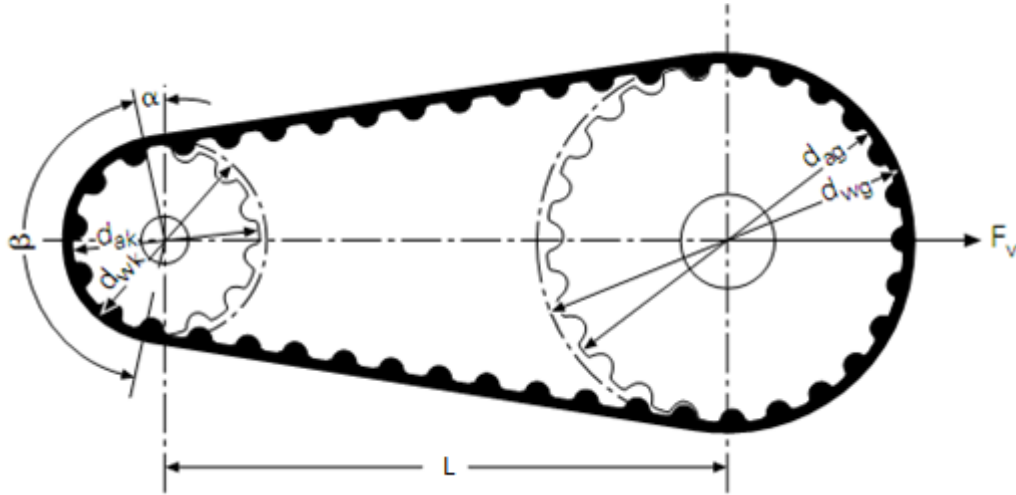


Figura 4-37 - Exemplo de transmissão para visualização de parâmetros [34]

O que garante que o valor para C_1 toma o valor da unidade, devido a z_e ser superior a 6.

Comprimento da correia

O comprimento da correia é determinado pela Eq. 4.32

$$\begin{aligned} L_{\text{correia}} &= 2 \times L + \pi \times d_w \\ &= 2 \times L + \pi \times 173,16 \geq 1244 \text{ mm} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 4.32})$$

Onde a representa o comprimento do entre eixo mínimo (valor do diâmetro do rolo, 350 mm) compreendido entre o veio do motor de carga AC e o veio do tambor, bem como entre-eixo entre os dois veios que suportam os tambores/rolos como mostra a Figura 4-37. O valor de entre-eixo final é definido tendo em atenção os comprimentos de correia disponíveis pelo fabricante. Como a medida mais próxima é de 1280 mm, o nosso entre eixo ficará então com uma distância de 368,2 mm, traduzindo-se num afastamento entre rolo de 18,2 mm.

Factor de comprimento C_5

Este factor tem em consideração a frequência de flexão em função do comprimento do dentado L_w . Como referido o comprimento da correia é 1280 mm; considerando este o valor a usar para a correia e assumindo uma correia de designação 8M obtêm-se, para o coeficiente C_5 , o valor de 1,1 como é possível ver na Tabela 4-3.

3M	Pitch length L_w mm	< 191	191 to 260	261 to 400	401 to 600	> 600	
	C_5	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	
5M	Pitch length L_w mm	< 441	441 to 500	501 to 800	801 to 1100	> 1100	
	C_5	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	
8M	Pitch length L_w mm	< 640	640 to 959	960 to 1279	1280 to 1799	> 1799	
	C_5	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	
14M	Pitch length L_w mm	< 1400	1400 to 1777	1778 to 2099	2100 to 2589	2590 to 3499	> 3499
	C_5	0.8	0.9	0.95	1.0	1.05	1.1

Tabela 4-3 - Coeficiente C_5 em função do comprimento da correia [34]

É então necessário definir a largura da correia, devendo-se verificar a Eq. 4.28. Assim resulta para P_R o limite inferior de 15 kW ($P_R \geq 15$ kW).

A largura da correia é então determinada a partir da Tabela 4-4. Assim entrando com a condição $P_R \geq 15$ kW, a velocidade de rotação da polia de 1500 rot/min, bem como o número de dentes desta. Resulta a largura de 30 mm para uma correia da gama 8M.

CONTI SYNCHROBELT® HTD

Synchronous Drive Belt 8M 30 mm Belt Width Power Rating P_R (kW)

Speed of small toothed pulley n_1 r.p.m.	No. of teeth of small toothed pulley z_1															
	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	52	56	64	80
	Pitch ϕ d_w (mm)															
	56.02	61.12	66.21	71.30	76.39	81.49	86.58	91.67	96.77	101.86	112.05	122.23	132.42	142.60	162.97	203.72
10	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.11	0.12	0.14	0.17
20	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.15	0.17	0.18	0.19	0.21	0.23	0.24	0.27	0.33
50	0.13	0.15	0.18	0.21	0.24	0.28	0.32	0.37	0.41	0.44	0.49	0.53	0.57	0.61	0.68	0.84
100	0.26	0.29	0.35	0.42	0.49	0.57	0.65	0.73	0.83	0.83	0.97	1.05	1.13	1.21	1.37	1.67
200	0.51	0.58	0.70	0.84	0.98	1.13	1.25	1.47	1.65	1.78	1.95	2.11	2.27	2.42	2.73	3.34
300	0.77	0.84	1.02	1.21	1.41	1.63	1.87	2.12	2.38	2.58	2.81	3.04	3.27	3.49	3.94	4.81
400	1.03	1.12	1.32	1.57	1.83	2.12	2.42	2.75	3.09	3.34	3.64	3.94	4.23	4.52	5.09	6.21
500	1.28	1.40	1.61	1.92	2.24	2.59	2.96	3.35	3.78	4.08	4.45	4.81	5.16	5.52	6.21	7.57
600	1.54	1.68	1.90	2.26	2.64	3.05	3.49	3.95	4.44	4.81	5.24	5.66	6.07	6.49	7.30	8.88
700	1.80	1.96	2.18	2.59	3.03	3.50	4.00	4.54	5.10	5.52	6.00	6.49	6.96	7.43	8.36	10.17
800	2.05	2.24	2.46	2.92	3.42	3.95	4.51	5.11	5.74	6.21	6.76	7.30	7.83	8.36	9.40	11.41
950	2.44	2.66	2.89	3.40	3.98	4.60	5.25	5.95	6.69	7.23	7.87	8.49	9.11	9.72	10.92	13.23
1000	2.57	2.80	3.04	3.56	4.17	4.81	5.50	6.23	7.00	7.57	8.23	8.88	9.53	10.17	11.41	13.82
1200	3.08	3.36	3.64	4.19	4.90	5.65	6.45	7.31	8.22	8.88	9.66	10.42	11.17	11.90	13.35	16.10
1450	3.71	4.05	4.40	4.95	5.78	6.67	7.62	8.63	9.70	10.48	11.38	12.27	13.14	13.9	16.66	20.33
1600	4.09	4.46	4.85	5.39	6.30	7.27	8.31	9.40	10.56	11.41	12.39	13.35	14.28	15.20	17.69	22.26
1800	4.60	5.01	5.44	5.98	6.98	8.06	9.20	10.41	11.69	12.63	13.70	14.75	15.77	16.77	19.69	24.53

Tabela 4-4 - Gama de potência em função do comprimento e número de dentes da polia [34]

Em relação às polias pode-se referir que cada par de polias (cada sistema de transmissão) é constituída por uma com flange e outra sem flange, evitando desta forma o desengrenamento.

Mediante este resultado pode-se concluir que em relação ao sistema de transmissão de movimento teremos 4 polias com 68 dentes, duas delas com flange e duas correias dentadas com 1280 mm de comprimento. As referências para ambos os elementos são: PT68-8M-30F (polias com flanges), PT68-8M-30 (polias normais), 1280-8M-30 (correias dentadas).

4.5.7 Sistema de tensionamento da correia/tela

A inserção de correias dentadas obriga a um maior rigor no que se refere às distâncias de entre-eixo para um correcto tensionamento destas. Tais factos implicam a existência de um sistema de tensionamento para compensar possíveis cedências em termos de comprimento da correia.

Foi expresso também o desejo de manter o sistema em aberto possibilitando no futuro uma eventual inserção de tela transportadora. Isto obriga a ter um sistema de regulação que permita um maior entre-eixo dos rolos com o objectivo de proporcionar uma maior vida à tela por resistência à fadiga e permitir o alojamento do sistema de insuflação de ar. O sistema de ajuste adoptado permite solucionar estes dois casos:

- pré-tensionamento da correia dentada de transmissão para o caso de uso de sistema rolos;
- pré-tensionamento da tela suportada pelos rolos, proporcionada por um maior entre-eixo.

Na Figura 4-38 é possível verificar o conjunto com os rolos na posição correspondente a um entre-eixo dos rolos de 368 mm e que corresponde à situação para o qual foi determinado as correias.

A Figura 4-39 representa a posição mais afastada que a placa de suporte se pode deslocar, sendo esta a posição ideal para a colocação de uma tela pois apresenta um entre-eixo mais elevado (532 mm).

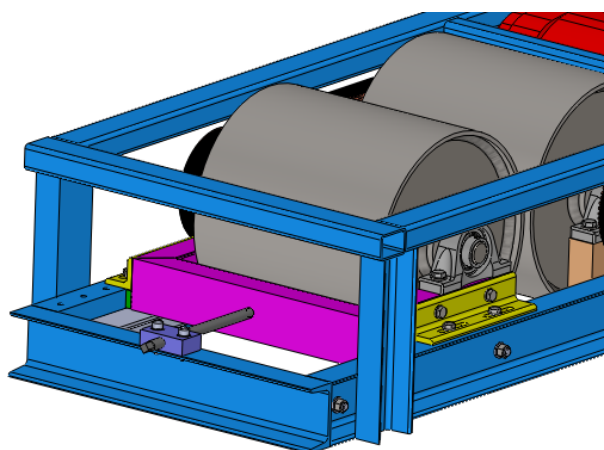


Figura 4-38 - Posição com 368 mm de entre-eixo

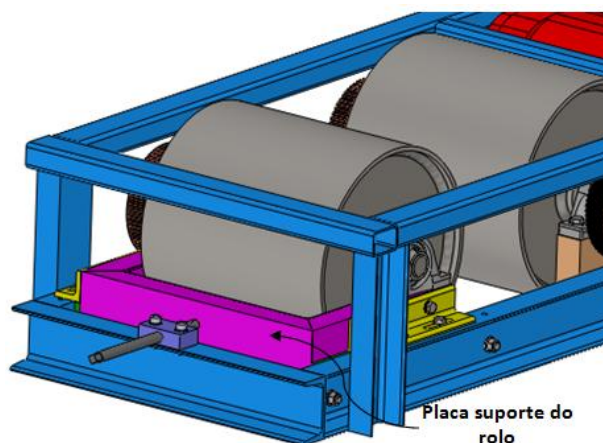


Figura 4-39 - Posição mais afastada para inserção de tela

O ajuste tensionador só é conseguido através duma transformação de movimento rotacional em movimento axial. Assim a rotação do veio roscado, mediante uma porca fixa na estrutura principal,

permite obter o deslocamento desejado na plataforma que suporta o rolo. A Figura 4-40 explicita em maior detalhe alguns constituintes para a afinação da posição da referida plataforma. O elemento “Guia” é o elemento que suporta grande parte do peso que os rolos suportam, sendo também sobre este elemento que a plataforma desliza garantindo um movimento rectilíneo horizontal.

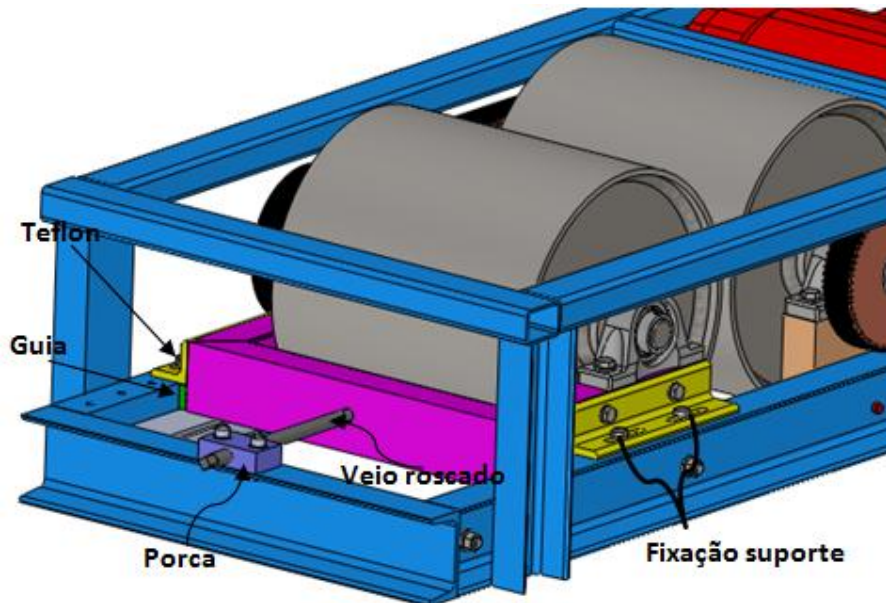


Figura 4-40 - Detalhe do sistema de afinação da plataforma que suporta o rolo

A regulação da distância da plataforma é conseguida através da adição de uma manivela ao veio roscado, Figura 4-41.



Figura 4-41 - Manivela com estriado quadrado [35]

O elemento “Guia” é fixo à estrutura principal através de conjuntos parafusos/porcas. Como se pretende uma exacta posição da guia para garantir o correcto deslocamento da plataforma, foram então usados pinos de guiamento para garantir o correcto posicionamento desta.

O elemento denominado por “Teflon” na Figura 4-42 indica o elemento que garante o paralelismo da plataforma com a estrutura principal que, por consequência, garante o paralelismo do eixo dos rolos, evitando esforços transversos indesejados ao plano da roda. De forma a diminuir o atrito durante a movimentação da plataforma foi utilizado o material *teflon*.

A fixação da plataforma é garantida pela utilização de parafusos. Estes estão sujeitos a uma tensão de corte que é originada pela força de travagem ($F_{travagem}$) sobre um rolo (valor mais crítico). A força desenvolvida na travagem apresenta-se como sendo um esforço de corte, sendo possível evitar esta situação através de um aperto nos parafusos tal que as peças permaneçam imobilizadas por atrito. O esforço que os parafusos devem realizar é dado pela Eq. 4.33:

$$N \times F_{parafuso} \times \mu_{aço} \geq F_{travagem} \times c.s. \quad (\text{Eq. 4.33})$$

onde N representa o número de parafusos, $\mu_{aço}$ o coeficiente de atrito estático e $c.s.$ o coeficiente de segurança.

Para se obter um coeficiente de atrito $\mu_{aço}$ elevado será necessário maquinar as faces de contacto da guia e da estrutura que suporta o rolo como indica a Figura 4-42, conferindo assim uma correcta superfície de contacto com maior coeficiente de atrito.

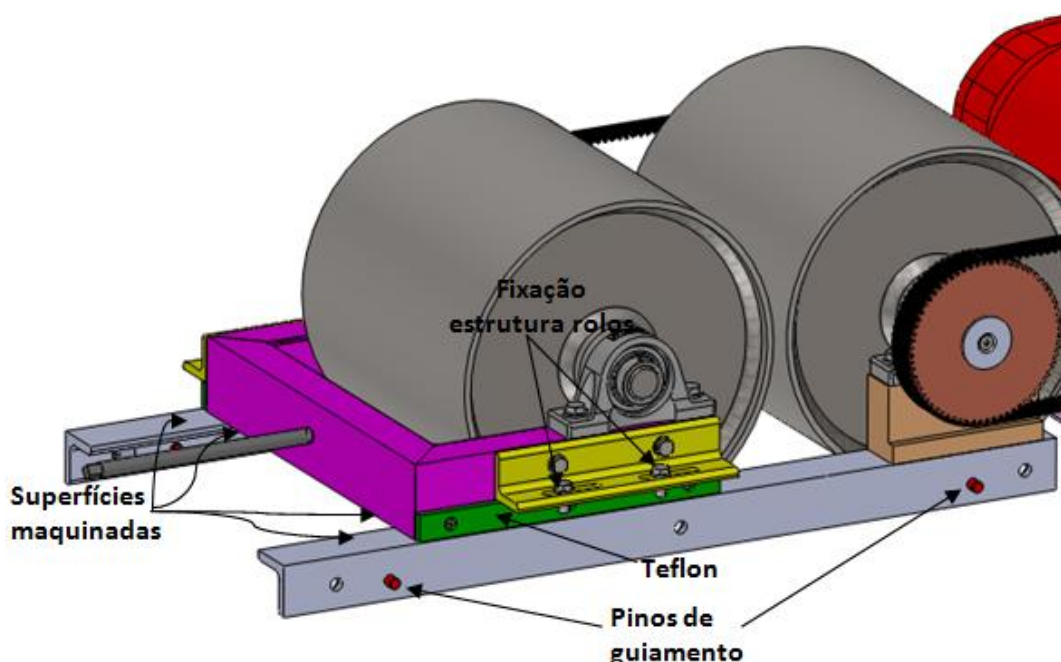


Figura 4-42 - Esquema do sistema de fixação da plataforma de suporte dos rolos

Sendo o coeficiente de atrito entre superfícies de aço igual a 0,45, a força de aperto do parafuso vem então dada pela Eq. 4.33 que resulta:

$$\begin{aligned} F_{parafuso} &\geq \frac{2943 \times 1.5}{4 \times 0,45} \\ &\geq 2452,5 \text{ N} \end{aligned}$$

Centrando a selecção dos parafusos nos de designação 8.8 cuja Tabela 4-5 explicita as suas características [36].

Classe métrica	Gama de dimensões	Tensão de prova [MPa]	Tensão de rotura [MPa]	Tensão de cedência [MPa]	Material	Designação no parafuso
8.8	M1,6-M36	600	830	660	Aço – Médio teor de Carbono TT	8.8

Tabela 4-5 - Características para um parafuso classe 8.8

e tendo presente a Eq. 4.34 :

$$\tau = \frac{F_{\text{parafuso}}}{A} \leq \tau_{\text{adm}} \quad (\text{Eq. 4.34})$$

com

$$\tau_{\text{adm}} \leq 0,6 \times \sigma_{\text{adm}} \quad (\text{Eq. 4.35})$$

e

$$\sigma_{\text{adm}} \leq 0,7 \times \sigma_{\text{ced}} \quad (\text{Eq. 4.36})$$

onde τ_{adm} , σ_{adm} e σ_{ced} representam respectivamente a tensão de corte admissível, tensão admissível e a tensão de cedência, resulta numa área mínima para o parafuso.

A área mínima é aquela que garante que a tensão cortante admissível não é atingida, quando sujeita à força de corte, assim:

$$\begin{aligned} A_{\text{min}} &= \frac{2452,5}{277,2} \\ &= 8,85 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Como

$$A = \pi r^2 \quad (\text{Eq. 4.37})$$

resulta um raio de 1,8 mm.

Apesar do diâmetro mínimo ter um valor de 3,6 mm opta-se por um parafuso M12 que tem diâmetro interior superior.

4.5.8 Verificação da estrutura para inserção de sistema de insuflação de ar

Aquando da alusão ao sistema de tela foi referido que seria necessário um sistema de insuflação de ar na parte inferior da tela, com intenção de evitar estados de deformação no perfil da mesma. Desta forma é necessário que a estrutura principal suporta os esforços que existe na área dos rolamentos de insuflação de ar. A Figura 4-43 faz alusão à área de insuflação de ar comparando-a com a área impressa pelo pneu quando em contacto com a estrada. Supõe-se que a área onde se encontram

os rolamentos de ar possa vir a ser seis vezes superior à área de impressão do pneu (A_{pneu} aproximadamente igual a 7750 mm^2) e que a área de insuflação possa ser de 46200 mm^2 como representada na Figura 4-43.

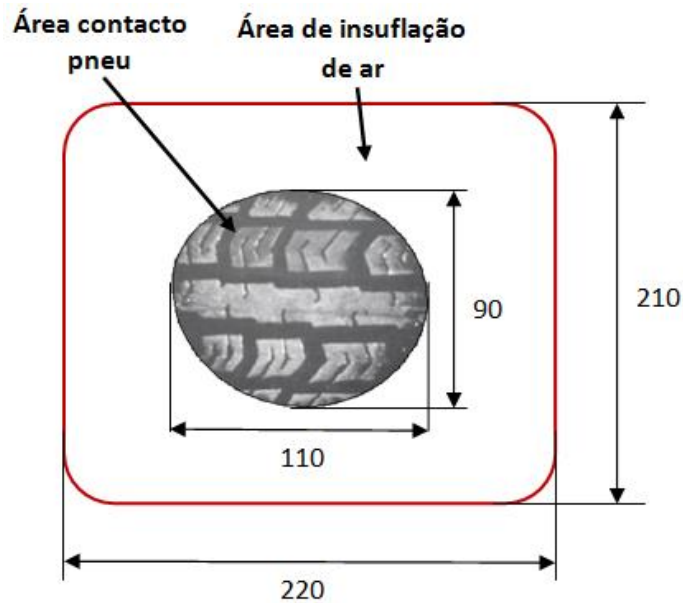


Figura 4-43 - Esquema da área de insuflação de ar

É possível determinar a força máxima que pode actuar sobre a plataforma que suporta os rolamentos de ar sabendo que a pressão necessária ($p_{insuflação}$) para sustentar a tela é dada por:

$$p_{insuflação} = \frac{F_z}{A_{pneu}} \quad (\text{Eq. 4.38})$$

e

$$F_{insuflação} = p_{insuflação} \times 6 \times A_{pneu} \quad (\text{Eq. 4.39})$$

A força de insuflação $F_{insuflação}$ é seis vezes superior à reacção vertical verificada na tela. Como o peso F_z que actua em cada roda é de 3000 N, a força de insuflação $F_{insuflação}$ resulta em 18000 N. A plataforma que sustenta os rolamentos pode ser aplicada na estrutura nos pontos referenciados pelos indicadores encarnados assinalados na Figura 4-44.

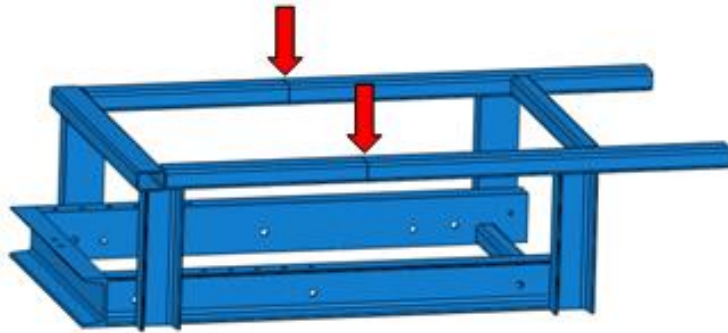


Figura 4-44 - Localização dos apoios para sustentação da plataforma dos rolamentos de ar

Os pontos marcados pelos indicadores estão sujeitos a um esforço de 9000 N cada. Com este valor é possível estabelecer uma simulação no Solidworks, permitindo obter os resultados apresentados na Figura 4-44 e Figura 4-45 para as tensões e deformações respectivamente.

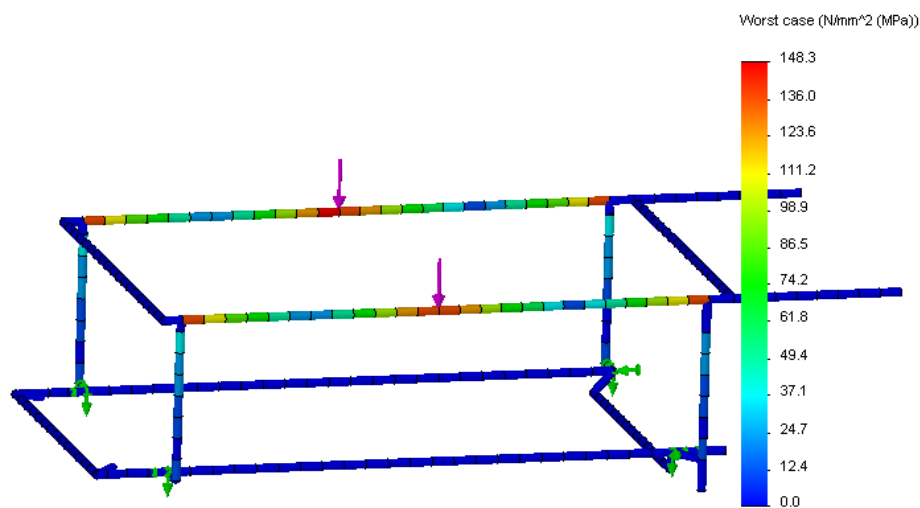


Figura 4-45 - Estado de tensões na estrutura

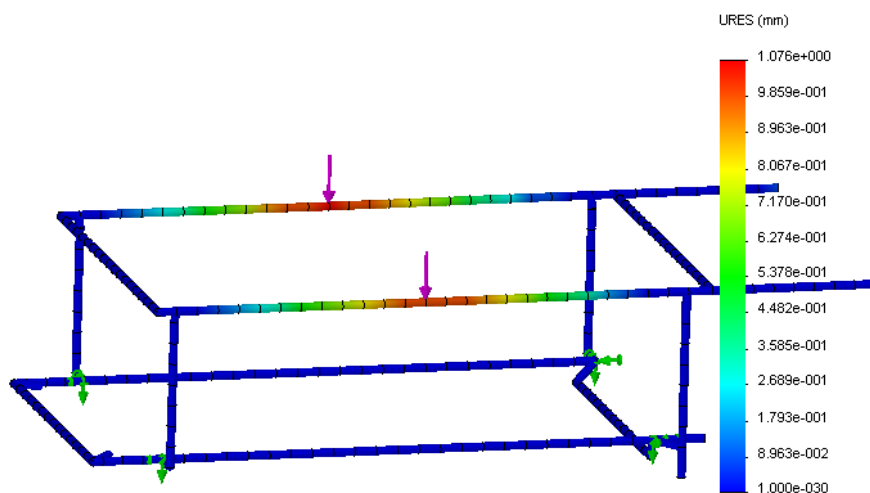


Figura 4-46 - Estado de deformações na estrutura

Verifica-se que ambas as situações (estado de tensões e deformações) apresentam valores dentro dos permitidos. O material geralmente ligado à construção de tubos é o Fe360 com 235 MPa de tensão de cedência. Apresentando assim o ponto mais crítico da estrutura um coeficiente de segurança de 1,5 com este material.

4.6 Estrutura global

Para existir uma correcta divisão do peso do veículo nos seus eixos, deve-se verificar que este apresente uma posição do chassis horizontal. É necessário desenvolver uma plataforma que suporte a parte traseira do veículo de maneira a garantir essa horizontalidade.

Devido ao comportamento estático do eixo traseiro, a estrutura é realizada por material de secção tubular para evitar grandes massas. A Figura 4-47 ilustra a estrutura final para suporte do veículo eléctrico.

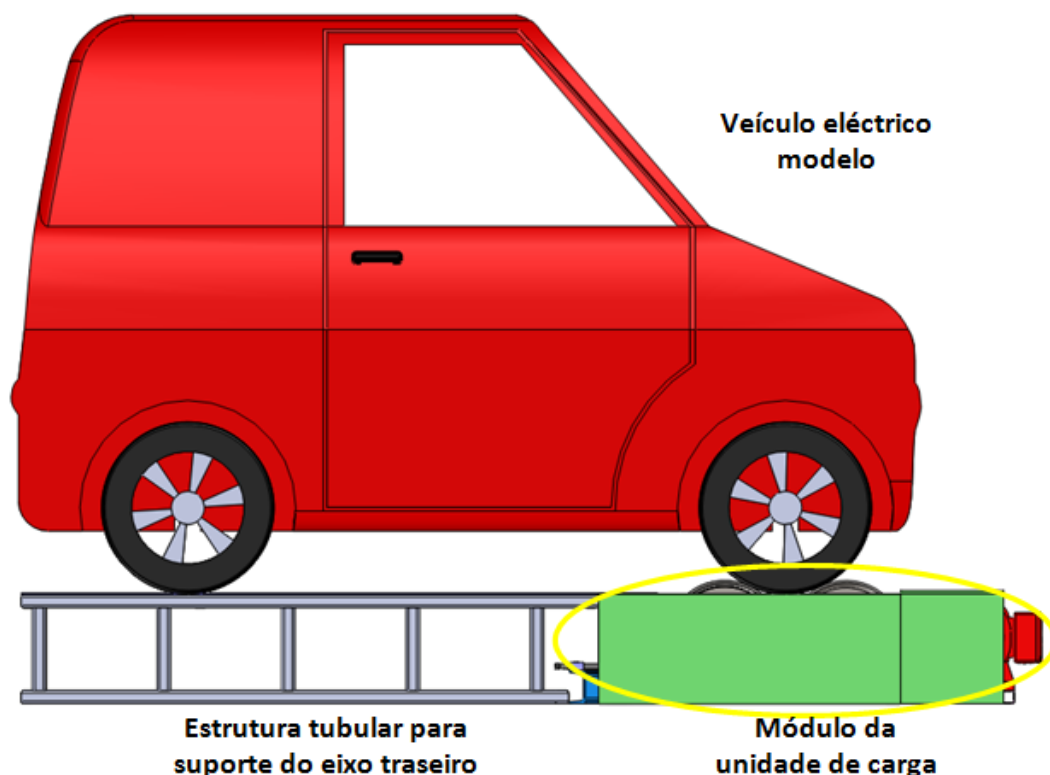


Figura 4-47 - Estrutura completa de suporte do veículo eléctrico

4.7 Conclusão

Neste capítulo realizou-se o dimensionamento dos elementos de interface do veículo eléctrico com o banco de potência, onde se verificou que o rolo e o veio de suporte apresentam um coeficiente de segurança superior a dois.

Foi introduzido no banco de potência um sistema para a transmissão de movimento constituído por correias dentadas e respectivas polias dentadas, sendo em cada par de transmissão, uma flangeada para evitar que a correia escorregue da mesma. Através do sistema de tensionamento das correias implementado foi possível garantir também o espaço necessário ao alojamento de um sistema de insuflação de ar caso se venha a evoluir para um sistema por tela transportadora.

Foi demonstrado, recorrendo à simulação em Solidworks, que a estrutura se encontra preparada estruturalmente para receber a plataforma de insuflação de ar. Esta situação representa que é possível instalar um sistema de tela sem que a estrutura ceda, manifestando desta maneira um coeficiente de segurança elevado para o sistema de rolos.

5 Sistema de controlo

5.1 Introdução

Neste capítulo é abordado a ligação do motor de carga do banco de ensaio ao variador de frequência, designadamente o seu circuito de potência bem como o seu circuito de comando. Estes circuitos só são possíveis desenvolver após uma avaliação dos métodos necessários para a realização dos ensaios, tendo sempre em atenção o aspecto segurança.

Neste capítulo é feita uma referência ao variador de frequência utilizado no controlo do motor de carga, bem como todas as ligações necessárias a realizar entre variador de frequência e os elementos de comando e segurança, assim como do sistema de accionamento. É referida também a HMI (*Human Machine Interface* - Interface Homem Máquina) utilizada para a interacção do operador com o banco de ensaio, onde são definidas as diferentes interfaces a que o operador tem acesso no decorrer do processo de ensaio. É também definido um *Grafcet* com as etapas e transições do respectivo ensaio.

5.2 Avaliação do processo de ensaio

Como foi referido, deve existir a possibilidade da realização de dois tipos de ensaios a que o banco de potência deve dar resposta. Num ensaio deve ser possível obter a potência e binário do motor que está integrado no veículo, e num outro, deve permitir testar a capacidade que o veículo tem de se imobilizar mediante uma velocidade inicial. Ambos os tipos de ensaio têm o mesmo procedimento de iniciação ou preparação para ensaio, divergindo apenas na actuação realizada pelo motor do banco de potência.

No caso do ensaio para determinação do binário e da potência de aceleração, o motor deverá realizar um binário resistente ao desenvolvido nas rodas. O binário resistente é controlado pelo variador de frequência, sendo o seu valor definido previamente ao início do ensaio. Este pode ser caracterizado por um conjunto de patamares como mostra a Figura 5-1, o que se traduz numa simulação de uma estrada/percurso com vários níveis de inclinação, possibilitando não só a determinação das curvas de binário e potência como da resposta do veículo a este tipo de solicitações.

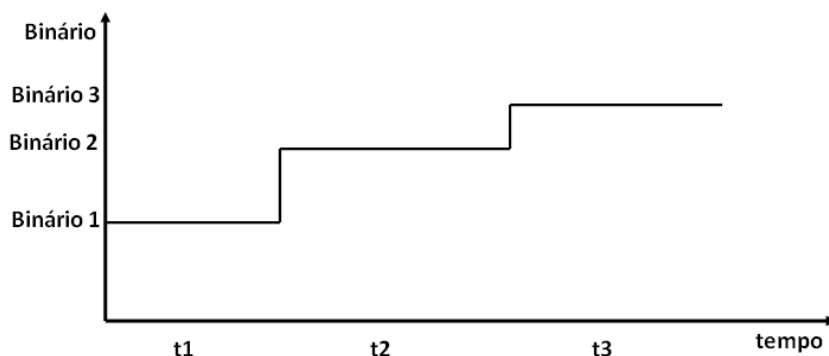


Figura 5-1 - Exemplo de perfil de binário de carga para ensaio de potência

No caso em que se pretenda determinar a característica de travagem, verifica-se que o motor instalado no banco de potência terá de realizar um binário motor, sendo a sua oposição um binário resistente na roda como consequência a um pressionamento do pedal de travão.

A máquina eléctrica terá como tarefa levar os rolos desde o repouso até uma velocidade pré estabelecida, ocasião onde será estabelecido o binário de carga conforme o perfil apresentado na Figura 5-2 e dada a ordem para pressionar o travão do veículo.

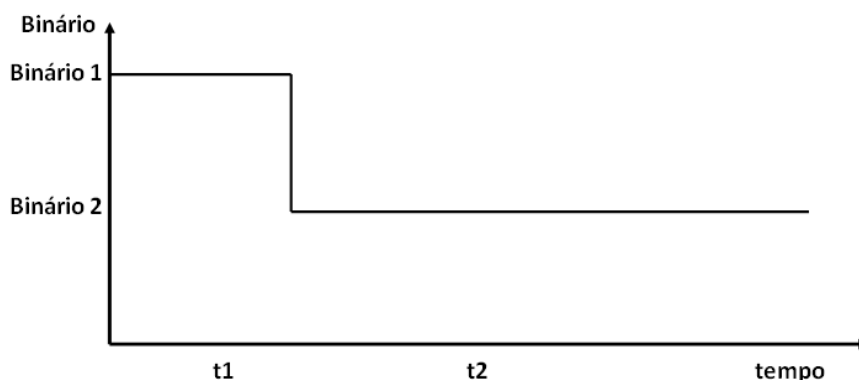


Figura 5-2 - Exemplo para ensaio de travagem

No início verifica-se um binário de maior valor do que aquele a que se irá realizar o ensaio. Este justifica-se para levar os rolos o mais rapidamente possível à posição de velocidade de início de ensaio. O valor limite de velocidade deve ser estabelecido previamente ao ensaio, para não se obter um valor da velocidade muito elevado. O binário a aplicar quando é atingido a velocidade pretendida diminui para realizar o ensaio de travagem.

O procedimento para a realização deste ensaio passa pela colocação do carro sobre a plataforma do banco de potência, mais concretamente em colocar as rodas motrizes sobre os respectivos rolos/tambores. Para o veículo estar isento de movimento em relação à plataforma e também para conferir segurança ao ensaio, o veículo deve ser sujeito a amarração. O ponto de fixação do sistema de amarração no veículo deve ser um ponto rígido e que não possua deformações plásticas de material devendo, no outro extremo do sistema de amarração estar um ponto fixo da estrutura de suporte do banco.

Após imobilização do veículo é necessário definir o perfil da trajectória da curva de binário. O perfil é definido pelo valor ou diferentes valores a atribuir ao binário em função do tempo. Definido os parâmetros é possível começar o respectivo ensaio mediante o actuação de um botão de início do ensaio, verificando-se a existência de uma ordem gerada pelo drive para o motor AC. Ao longo do ensaio é possível acompanhar todo o desenrolar do ensaio visualmente tendo também a possibilidade de acompanhar a evolução dos vários parâmetros do ensaio (tempo, velocidade, binário, etc) na consola.

O esquema presente na Figura 5-3 explicita os principais elementos e ligações eléctricas e electrónicas do banco de potência. Os elementos e respectivas ligações são descritos em maior detalhe nos seguintes subcapítulos.

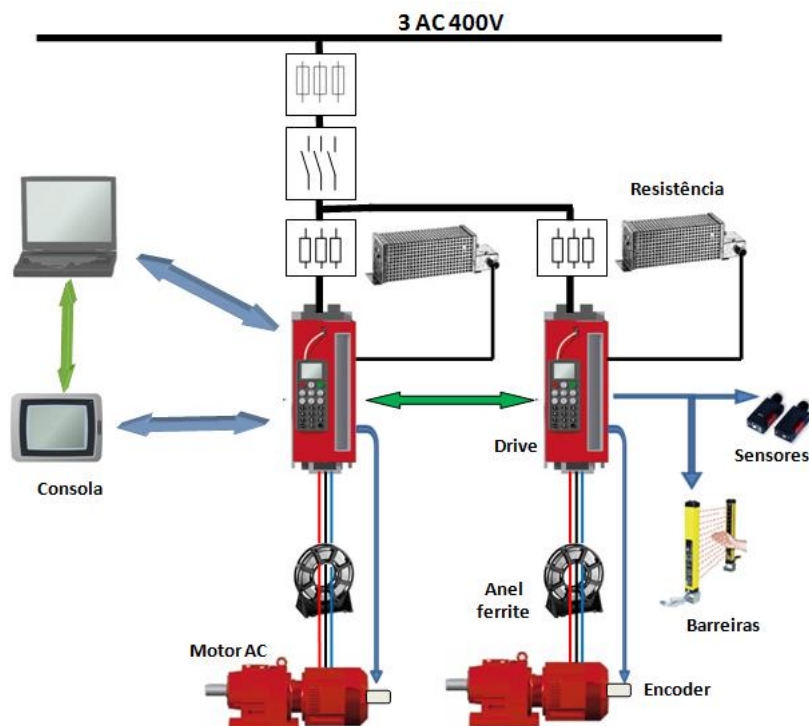


Figura 5-3 -Esquema de ligação entre os principais elementos de controlo e monitorização do banco

5.3 Drive do motor

O motor não pode actuar de forma controlada no sistema sem a inclusão de um variador de frequência. Este possibilita actuar sobre o motor controlando a sua potência e recebendo ordens também de comando.

Para a instalação, e uma vez que se pretende um controlo em malha fechada, o variador/inversor que mais se adequa é o MOVIDRIVE® B da marca SEW. Este modelo tem várias características de muita utilidade para o controlo e de comunicação, possuindo um leque alargado de opções extra para uma melhor rentabilidade do sistema. Como o motor em causa tem uma potência de 11 kW, o variador mais indicado é o MDX 61B 0110-5A3-4-00, categoria 2 (Figura 5-4) que possibilita atingir 150% da potência nominal num espaço de tempo inferior a 60s. A designação da unidade MDX 61B 0110-5A3-4-00 tem a seguinte caracterização:

- MDX 61 - Série ao qual são possíveis opções
- B - Versão B
- 0110 - Potência aconselhada para o motor, 11kW
- 5 - Tensão de alimentação, 380...500 V
- A - Supressão de interferências de rádio C2 no lado da alimentação
- 3 - Trifásica
- 4 - Quadrantes
- 00 - Versão tecnológica



Figura 5-4 - Variador de frequência MDX 61B 0110-5A3-4-00

As principais especificações eléctricas desta unidade estão resumidas na Tabela 5-1.

MOVIDRIVE 61B 0110-5A3-4-00 categoria 2		
ENTRADA		
Tensão de alimentação	$V_{\text{alimentação}}$	3*AC 380V-500V
Corrente de alimentação	$I_{\text{alimentação}}$	100% 125%
		AC 21.6 A AC 27.0 A
Frequência de alimentação	$f_{\text{alimentação}}$	50 Hz 60Hz $\pm 5\%$
SAÍDA		
Potência aparente de saída	S_N	16.8 kVA
(a 3*AC 380V-500V)		
Corrente de saída	I_N	AC 24 A
(a 3*AC 380V-500V)		
Corrente continua de saída (=125% I_N)	I_D	AC 30 A
(a 3*AC 380V-500V com $f_{\text{PWM}}=4$ kHz)		
Corrente continua de saída (=100% I_N)	I_D	AC 24 A
(a 3*AC 380V-500V com $f_{\text{PWM}}=8$ kHz)		
Limitação de corrente	I_{max}	Motor e gerador 150% I_N , a duração depende da capacidade de utilização
Limitação de corrente interna		$I_{\text{max}}=0 \dots 150\%$ ajustável
Mínimo valor para resistência de travagem		22 Ω
Frequência PWM	f_{PWM}	Pode ser: 4/8/12/16 kHz
INFORMAÇÃO GERAL		
Potência perdida a S_N	P_{vmax}	400 W
Consumo de arrefecimento de ar		80 m ³ /h

Tabela 5-1- Características do variador de frequência MDX 61B 0110-5A3-4-00

A Figura 5-5 mostra a vista frontal do drive onde é possível verificar algumas entradas/saídas principais do drive. Estas são:

[1] X1: Ligação da alimentação 1/L1, 2/L2, 3/L3

[2] X4: Ligação do circuito intermédio $-U_Z +U_Z$ e ligação de terra PE

[3] Slot para bus de campo

[4] Slot de expansão

[5] Slot para encoder

[6] X3: Ligação da resistência de frenagem 8/+R, 9/-R e ligação de terra PE

[7] Grampo de blindagem para cabos de sinal e ligação de terra PE

[8] X2: Ligação do motor 4/U, 5/V, 6/W

[9] X17: Régua de terminais de sinal, contactos de segurança para paragem segura

[10] X10: Régua de terminais de sinal, saídas binárias e entrada TF/TH

[11] X16: Régua de terminais de sinal, entradas e saídas binárias

[12] X13: Régua de terminais de sinal, entradas binárias e interface RS 485

[13] X11: Régua de terminais de sinal, entrada de referência AI1 e tensão de referência 10V

[14] X12: Régua de terminais de sinal, bus do sistema (SBus)

[15] Furo roscado para parafuso de ligação á terra M4*8 ou M4*10

[16] Micro-interruptores S11...S14

[17] XT: Slot para consola DBG60B ou interface serie UWS21B

[18] Display de 7 segmentos

[19] Cartão de memória

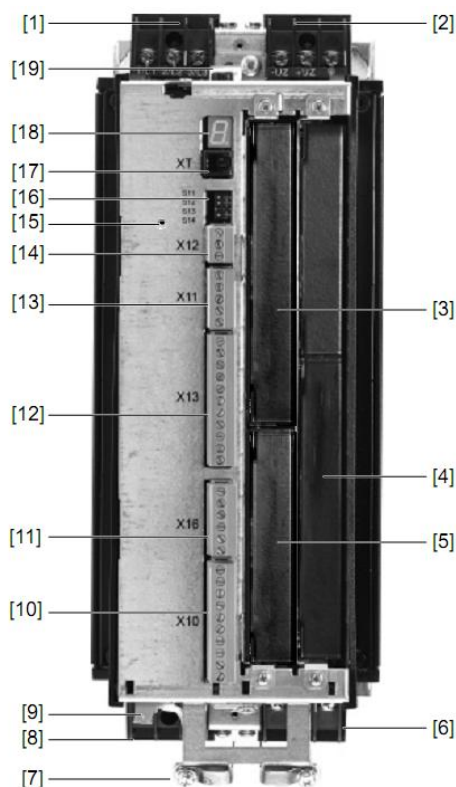


Figura 5-5 - Vista frontal do drive MDX 61B 0110-5A3-4-00 [28]

Na montagem do drive há que prever uma distância mínima de 100 mm acima e abaixo das unidades para promover o arrefecimento necessário como indica a Figura 5-6. Há ainda necessidade de assegurar que a entrada de ar não é obstruída por cabos ou materiais da instalação. Não é necessária separação lateral, podendo as unidades ser instaladas lado a lado. A instalação correcta é apenas a posição vertical, não sendo opção a posição horizontal, inclinada ou voltada para baixo como realça a Figura 5-6.

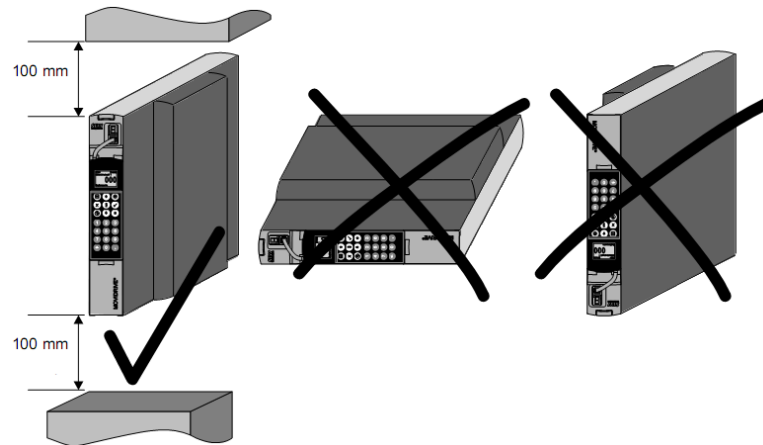


Figura 5-6 - Espaço mínimo e posição de montagem das unidades [28]

As entradas binárias estão isoladas electricamente com opto-acopladores. As saídas binárias estão protegidas contra curto-circuitos e entrada em tensão de fonte externa até 30 V_{CC}. Tensões externas superiores a 30 V_{CC} poderão levar à destruição das saídas binárias.

5.3.1 Programação do drive

O MOVIDRIVE® B possui programas de controlo muito específicos para além daqueles que são necessários ao nosso sistema em causa, caracterizados como módulos de aplicação, que são incorporados no drive através do software MOVITOOLS®. Este software é um “*user-friendly*” do operador, visto que não requer deste o conhecimento da programação baixo nível. O módulo de aplicação usa caixas parametrizáveis para gerar o programa de controlo e transferi-lo para o drive, tomando o MOVIDRIVE® o controlo completo de todo o processo de accionamento do motor e controlo do sistema.

No Anexo B-2 apresenta-se um exemplo de um programa pré definido no MOVITOOLS®. Este programa apenas necessita do utilizador a introdução de valores de velocidade e de referências fixas (botões físicos) para realizar o perfil de trajectória.

A inserção de uma consola HMI no banco de potência, a detalhar no subcapítulo 5.6, impossibilita a programação recorrendo somente ao *software* MOVITOOLS®, no entanto a sua transferência tem de ser realizada através deste *software*. É necessário então desenvolver um programa em código “C”. A Figura 5-7 apresenta a listagem de uma parte da programação necessária para realizar um ensaio de potência envolvendo três patamares de binário.

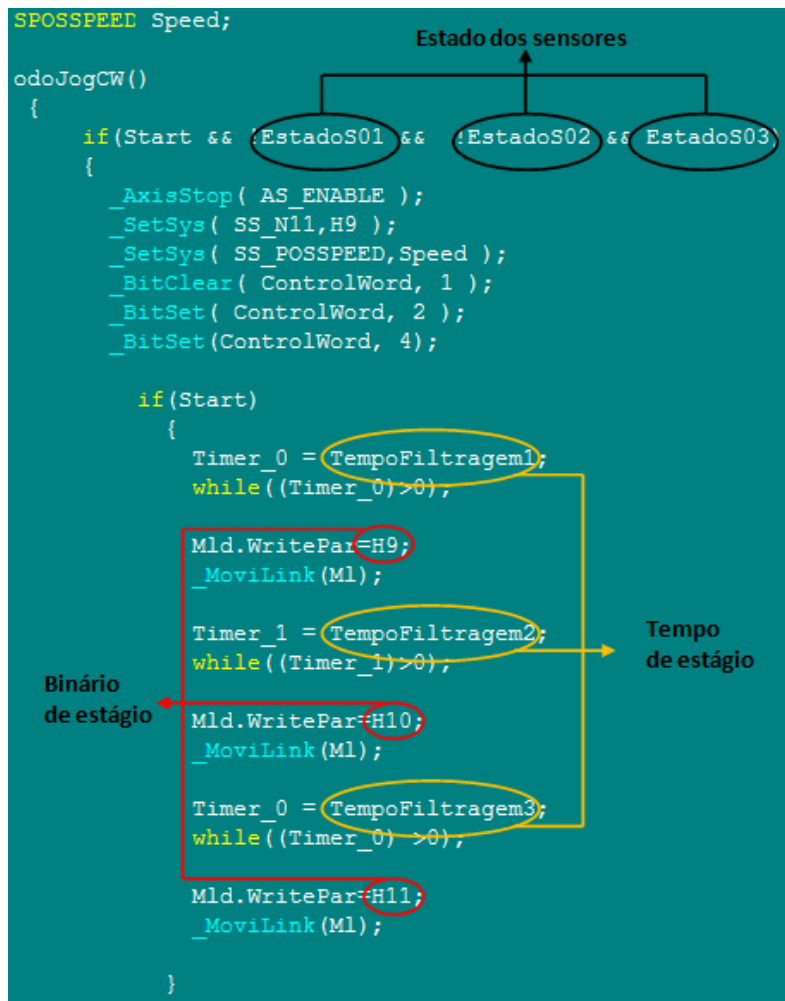


Figura 5-7 - Programa para ensaio com 3 estágios de binário

O *TempoFiltragem1*, *TempoFiltragem2*, *TempoFiltragem3* são variáveis que estão directamente relacionadas com o tempo em que é solicitado o respectivo binário, variáveis que são inseridas ao nível consola. Os valores de binário para os patamares também são definidos através desta, sendo na programação definidos como *H9*, *H10* e *H11*. O ensaio decorrerá enquanto não existir sinal de paragem ou não haver mudança de estado dos sensores durante a realização do ensaio.

Através do controlo de binário é possível estabelecer um binário de carga no motor, de forma a obter um estado de equilíbrio entre um binário exterior e o binário do motor, o que torna possível saber também o binário que está a ser aplicado aos rolos pelo veículo em teste.

5.3.2 Encoder

No caso presente interessa controlar a velocidade e binário verificado no motor, sendo necessário trabalhar em “malha fechada”. Através dos *encoder's Hiperface sin/cos*, é possível ter um “*feedback*” da velocidade possibilitando ao motor AC assíncrono operar com propriedades de um servomotor, conferindo-lhe elevada precisão com funcionamento suave num ciclo de controlo de

corrente CFC com 125 μ s de resposta. O motor AC escolhido de 11kW da SEW, série D e referência DRE160MC4 não possui encoder de base, o que terá de ser adquirido como opção. O *encoder* incremental de referência EG7S foi o seleccionado. As suas principais características são: tensão de alimentação de 7-30 V DC; resolução de 1024 ciclos sinusoidais por canal por revolução.

Para se obter uma comunicação entre o *encoder* e o variador de frequência é necessário adquirir uma carta para recepção de sinal. A carta DEH11B apresentada na Figura 5-8 é a adequada. Esta carta terá que ser inserida no MOVIDRIVE® no espaço reservado para o efeito (*slot* para *encoder* – [5], conforme Figura 5-5) .



Figura 5-8 - Carta DEH11B [28]

O cabo apresentado na Figura 5-9 (Ref. 1361 7621) garante a ligação entre o *encoder* EG7S e a saída X15 da carta DEH11B. No outro extremo do cabo que deve ser conectado ao *encoder*, é possível verificar que a ligação é protegida por uma cobertura de protecção, garantindo uma correcta junção entre a ficha e o encoder.

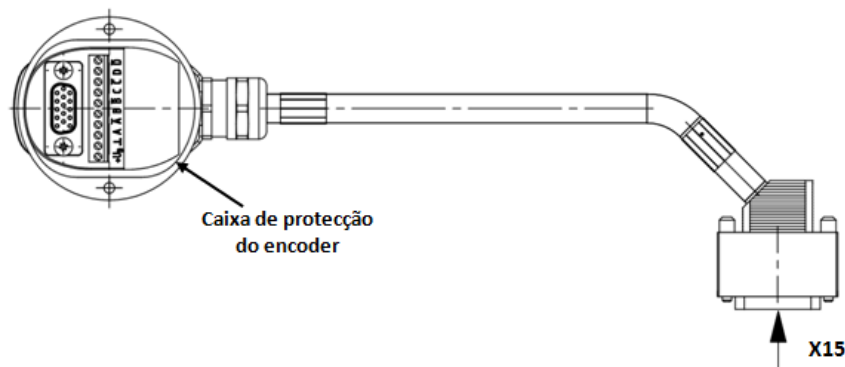


Figura 5-9 - Cabo de ligação entre a carta DEH11B e o encoder EG7A [28]

Na Figura 5-10 apresenta-se o *pin-out* do cabo de ligação.

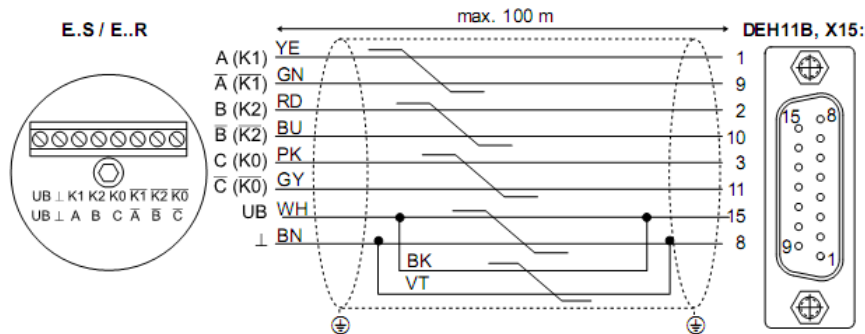


Figura 5-10 - Esquema de ligações do cabo[28]

5.3.3 Cartas de controlo

Uma das características deste tipo de variador é possibilitar a inserção de cartas de controlo MOVI-PLC® (Figura 5-11), combinando assim um controlo de movimento e funções PLC. Esta opção viabiliza um aumento de memória para programação sem necessitar de adicionar um PLC completo, tornando-se uma opção mais viável em termos de investimento.



Figura 5-11 - Cartas MOVI-PLC® [28]

5.3.4 Indutâncias de entrada

A indutância de entrada indicada para o variador de frequência é uma ND045-013 que possui uma corrente de actuação de $\sum I_{alim}=45 A_{CA}$.

Estas indutâncias visam impedir que a tensão de alimentação da rede seja distorcida com harmónicos vindo do sistema de rectificação presente no drive.

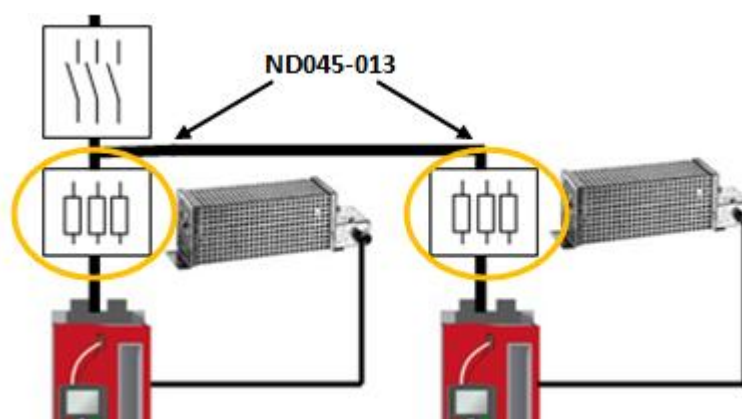


Figura 5-12 – Representação das conexões das indutâncias ND045-013 aos drives

5.3.5 Anel de ferrite

Todos os cabos usados com excepção do cabo de alimentação devem ser blindados. Em alternativa é possível a aplicação de um anel de ferrite (HD) para o cabo de ligação ao motor, de forma a não atingir o valor limite da emissão de interferências. Este anel deve ser instalado perto do variador, mas fora do espaço mínimo necessário para o seu arrefecimento.

A Figura 5-13 representa a passagem das três fases (U, V, W) do cabo de alimentação do motor através do anel de ferrite. O cabo condutor PE (terra) não deve passar pelo anel de ferrite para se obter um maior efeito de filtragem.

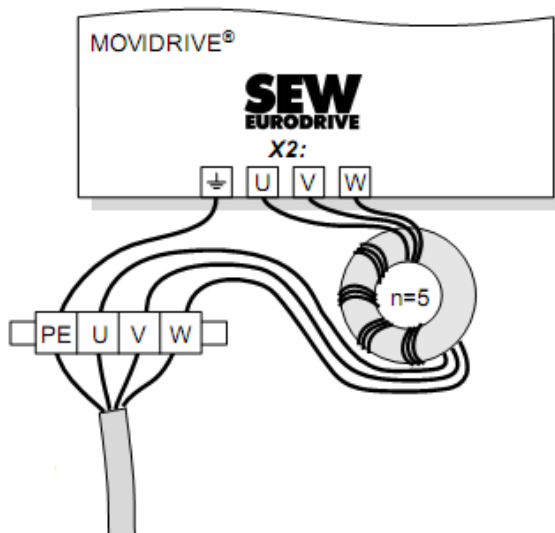


Figura 5-13 - Anel de ferrite [28]

O esquema do circuito de potência que alimenta o MOVIDRIVE® e, consequentemente, o motor AC está representado na Figura 5-14. O fabricante preconiza uma protecção contra curto-circuitos realizada por fusíveis e um contactor K11 de categoria AC-3. Na figura também é possível verificar o controlo BMK que actua no freio electromagnético já referido no subcapítulo 2.8.

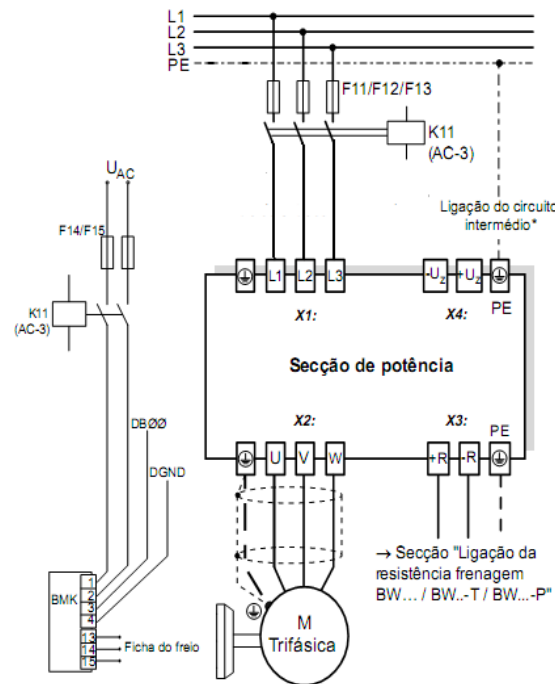


Figura 5-14 - Principais ligações do variador de frequência [28]

5.3.6 Ligação entre drives

O banco de potência pretende ensaiar as duas rodas motrizes do veículo. Isto significa a existência de dois conjuntos de motores/drives no banco de potência. Como se pretende controlar dois motores é necessário a aquisição de dois variadores de frequência, através dos quais é possível realizar uma maior variedade de ensaios, como por exemplo, colocando velocidades de rotação diferentes, simula-se duas superfícies com atrito diferente. A ligação entre os dois variadores de frequência é realizada estabelecendo um protocolo de mestre escravo entre os dois.

A tomada X14 existente na carta DEH11B pode também ser usada para a aplicação “Operação síncrona interna” (ligação mestre/escravo das duas unidades MOVIDRIVE®). Para tal, terá de se realizar um *shunt*, no lado do mestre, entre o pino 7 e 8. A Figura 5-15 exemplifica a referida ligação dos dois MOVIDRIVE®.

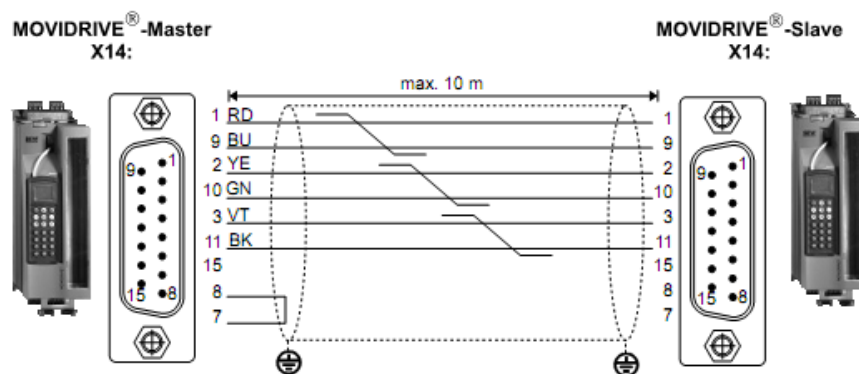


Figura 5-15 - Ligação mestre escravo entre variadores de frequência [28]

5.4 Resistência para dissipação de potência

Na situação em que se realiza o ensaio de potência, o motor de carga actua como gerador. A energia gerada tem de ser dissipada por uma resistência para evitar danos no variador de frequência. O fabricante SEW possui resistências (ver Figura 5-16) que podem ser ligadas ao variador MOVIDRIVE® através da sua porta X3.

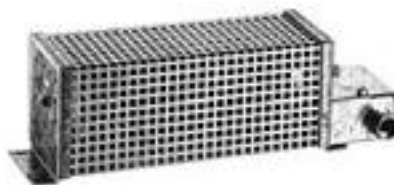


Figura 5-16 - Resistência para dissipação de calor [28]

O valor da resistência deve ser determinado em função da tensão verificada na ligação DC bem como do pico de potência máximo que o motor possa gerar. O MOVIDRIVE® MDX61B tem uma tensão de alimentação de 400 V e apresenta uma tensão DC máxima de 970 V. A potência máxima a considerar para o gerador são 11 kW.

O fabricante SEW possui várias resistências para dissipação de energia, estando algumas referenciadas na Tabela 5-2.

Tipo de resistência	BW 039-012	BW018-035-T	BW012-100-T	BW106-T
Potência continua (100% fdc)	1,2 kW	3,5 kW	10 kW	13,5 kW
50% fdc ¹	2,1 kW	5,9 kW	17 kW	23 kW
Capacidade de carga 25% fdc	3,8 kW	10,5 kW	30 kW	40 kW
12% fdc	7,2 kW	15,7 kW	45 kW	61 kW
6% fdc	11,4 kW	26,6 kW	76 kW	102 kW
Valor resistência	39Ω±10%	18 Ω ±10%	12 Ω ±10%	6 Ω ±10%
Corrente em F16	5,5 A _{RMS}	13,9 A _{RMS}	28,8 A _{RMS}	47,4 A _{RMS}
Tipo de arrefecimento	Convecção natural			

Tabela 5-2 - Características principais das resistências do fabricante SEW

Da análise da tabela é possível verificar que apenas duas resistências permitem dissipar em regime contínuo um valor superior a 11 kW. Este valor está relacionado com a forma de dissipação de calor. Seria possível obter melhores valores para a potência dissipada se fosse integrado um sistema que provocasse uma convecção forçada.

Desta forma e considerando que inicialmente não será adicionado um sistema de ventilação, a resistência a ideal será a BW106-T.

¹ Factor duração do ciclo da resistência em relação a um ciclo de duração de 120 s.

É de salientar que a resistência deve possuir uma protecção contra sobrecarga térmica, conforme mostrado na Figura 5-17. Assim, quando o relé bi-metálico F16 actua o contactor K11 tem que ser aberto garantindo no entanto que o circuito da resistência não seja interrompido.

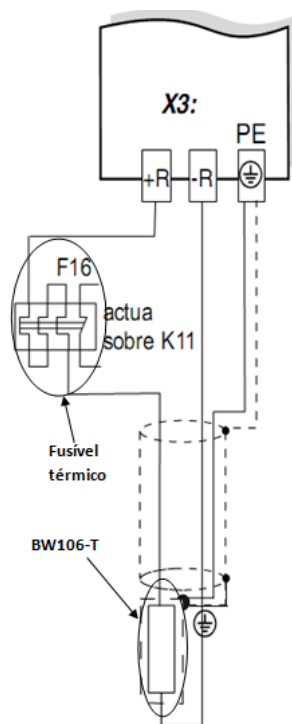


Figura 5-17 - Ligação da resistência ao variador de frequência [28]

As resistências para dissipação da potência atingem temperaturas elevadas no caso das cargas atingirem valores rondando a potência nominal P_N . Para tal o fabricante preconiza as seguintes opções de montagem: em superfícies horizontais ou em superfícies verticais, com os terminais de ligação por baixo e assegurada protecção em chapa perfurada. A instalação da resistência não pode ser permitida numa posição vertical com os terminais em cima, à direita ou à esquerda, tendo por consequência a fundição dos cabos de ligação. Normalmente estas encontram-se localizadas na parte de cima do quadro eléctrico.

5.5 Módulo regenerativo

Os variadores de frequência podem ser interligados através de um circuito intermédio ou usando um módulo regenerativo de energia. Isto permite que os variadores possam trocar entre si energia, tendo como resultado uma menor conversão de energia eléctrica em calor através das resistências do sistema.

O módulo regenerativo de energia MOVIDRIVE® MDR60A alimenta o circuito intermédio dos variadores de frequência com a energia motriz do sistema de alimentação, como mostra a

Figura 5-18. Este reenvia energia regenerativa do circuito intermédio de volta ao sistema de alimentação. Isto é realizado através de um rectificador do sistema de alimentação para a energia motriz e de um conversor para a energia regenerativa.

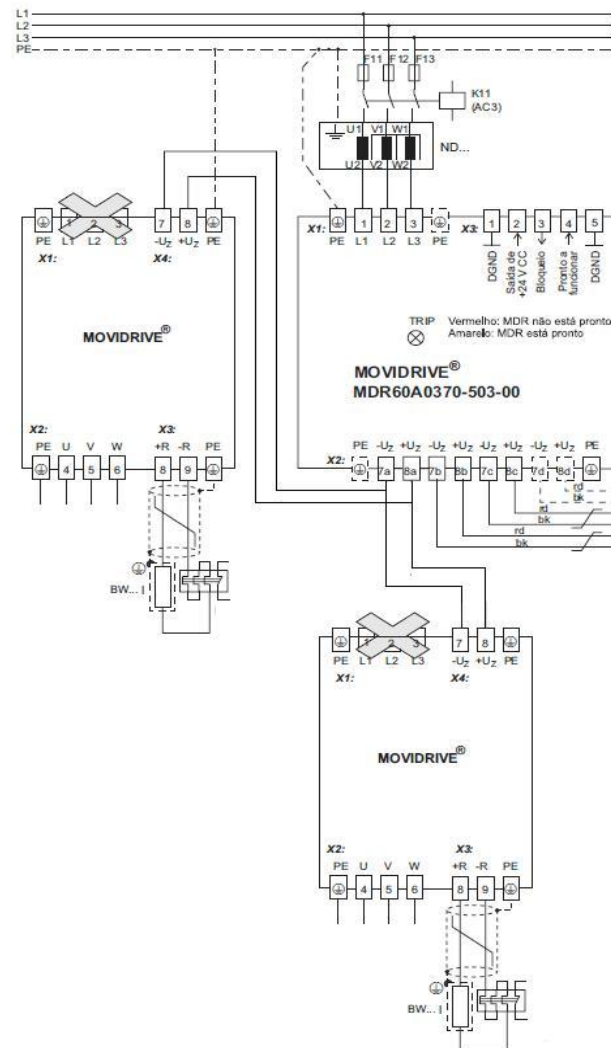


Figura 5-18 - Esquema de ligação do MOVIDRIVE® com o módulo regenerativo MDR60A [28]

O módulo regenerativo não necessita de uma tensão auxiliar nem de sinais de controlo. A operacionalidade do módulo regenerativo de energia MDR60A é sinalizada através de um sinal e de um indicador de prontidão de operação. O facto de estar ligada ao sistema de alimentação permite a monitorização e protecção contra sobrecarga, a detecção de falhas de uma semi-onda e realizar a protecção contra sobretensão.

Existem três modelos disponíveis, sendo o mais adequado para os dois motores de 11 kW em causa, o modelo com a referência MDR60 A 0220- 503 - 00, onde:

- MDR60 - módulo regenerativo de energia
- 0220 - potência recomendada (>22 kW)
- 5 - tensão de alimentação (AC 380...500V)
- 0 - Sem supressão de interferências de rádio

- 3 - Tipo de ligação (trifásica)
- 00 - Standard

No caso de utilização do módulo regenerativo será necessário substituir as indutâncias inicialmente estabelecidas de referência ND045-013 por umas com a designação ND085-013.

5.6 Consola

Com o intuito de evitar a construção de uma consola física que inclua lâmpadas sinalizadoras, mostradores de estado digitais e analógicos, elementos de controlo como selectores e botões rotativos foi escolhido um componente HMI que permita concentrar todos os mostradores de estado e de elementos operacionais numa única unidade e de forma virtual. Assim, é possível ao operador exibir e tratar as informações do sistema de uma maneira bastante simples com possibilidade de proporcionar uma visão geral de todos os sinais referentes a uma determinada situação. O processo de troca de informação ao nível do painel de controlo pode ocorrer em forma de blocos. Este formato de blocos (Figura 5-19) pode conter informações escritas ou blocos gráficos contendo representações gráficas (gráficos de tendências, regularizações de processos, etc).

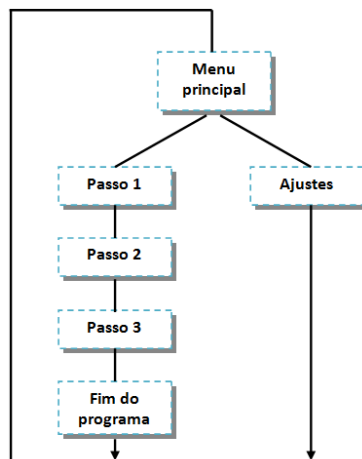


Figura 5-19 - Exemplo para esquema de blocos para interfaces

Além da facilidade operacional, as funções exibidas pela HMI são particularmente vantajosas em termos de custos quando comparadas com as soluções tradicionais (botões, elementos sinalizadores, etc), permitindo também um melhor aproveitamento do sistema electrónico de accionamento.

O equipamento que mais se adequa ao banco de potência é o produto designado por DOP11B-30 do fabricante SEW, idêntico ao painel representado na Figura 5-20. Justifica-se a sua escolha devido ao seu soberbo mostrador *touch screen* de ¼ VGA com 320×240 *pixels* e ilustração de fundo, possibilitando mostrar uma elevada quantidade de informação num só menu com a vantagem de ser a cores, o que torna a informação mais perceptível e agradável de visualizar.



Figura 5-20 - Figura ilustrativa da HMI DOP11B-30 [37]

Este dispositivo necessita de uma tensão de alimentação de 24 V_{CC} com 450 mA . Possui duas interfaces serie (RS-232, RS485/RS-422), podendo ser utilizadas simultaneamente, uma interface ETHERNET e uma interface USB. A estrutura da HMI é baseada num suporte da carcaça de alumínio que, devido à sua construção robusta, pode ser aplicada em ambientes industriais. A vista posterior da HMI está representada na Figura 5-21 onde é possível observar na carcaça as principais ligações a periféricos disponíveis pela HMI.

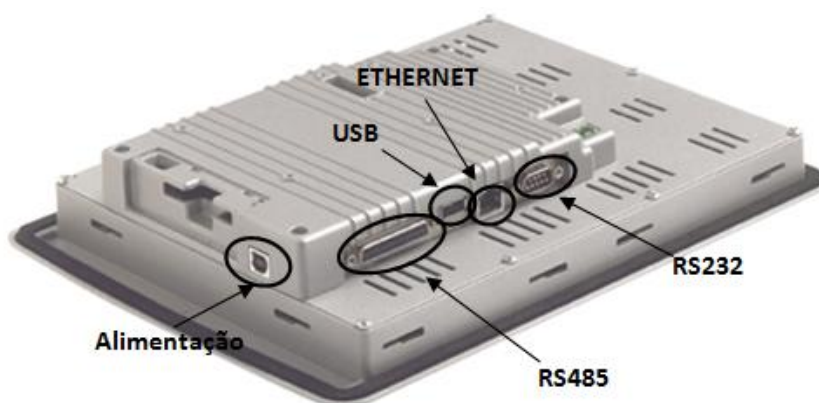


Figura 5-21 - Vista posterior da HMI [37]

A tensão de alimentação para este dispositivo deve ser realizada com o cuidado de aplicar a correcta conexão de polaridade. A Figura 5-22 apresenta a correcta conexão dos cabos.

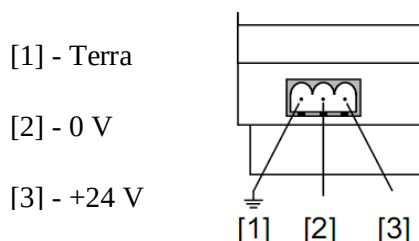


Figura 5-22 - Ligação de alimentação [37]

5.6.1 Programação da consola

A programação da HMI é efectuada através do *software HMI-Builder* cujo ambiente de programação é apresentado na Figura 5-23. Este software é de fácil utilização, disponibilizando janelas normalizadas, bem como tópicos de ajuda com o objectivo de criar ambientes para HMI com grande facilidade e rapidez. Este software é caracterizado também por proporcionar, durante a criação das interfaces, o aspecto real com que aparece na HMI, sendo perceptível o correcto grafismo durante a programação.

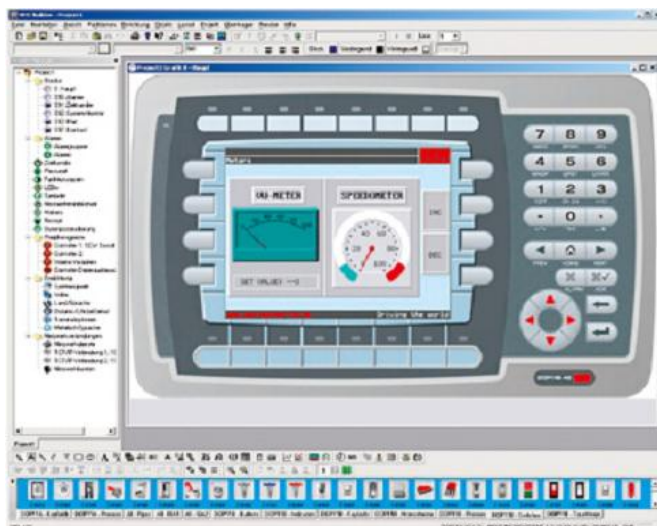


Figura 5-23 - Exemplo da interface sobre o software *HMI-Builder* [37]

O projecto pode conter blocos gráficos e blocos de texto, embora a estrutura applicativa deve ser organizada de forma hierárquica (Figura 5-24), simplificando os procedimentos de trabalho para o operador.

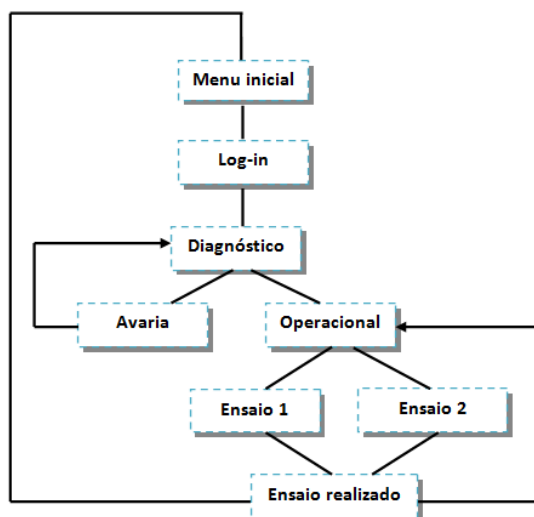


Figura 5-24 - Estrutura em blocos

A comutação de blocos é otimizada através da função *Jump to block*, das teclas de função, ou através dos objecto de salto. Só é possível utilizar o *display signal* no bloco quando se quer provocar a chamada do bloco via drive.

A possibilidade de utilização da consola foi referenciada como sendo possível para visualizar e influenciar informações do sistema. As informações podem estar relacionadas com o funcionamento do motor e também com variáveis binárias, resultantes do estado dos dispositivos inseridos no banco de potência, tais como sensores e barreiras. Assim, quando os sensores mudam de estado existe uma informação no painel da HMI como se pode visualizar na Figura 5-25 que possibilita a fácil interpretação do utilizador aos sensores actuados.

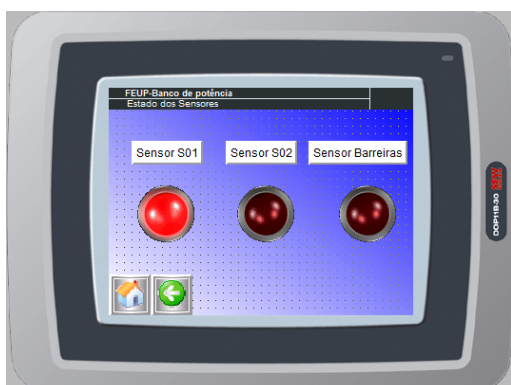


Figura 5-25 - Aviso de sensores activos



Figura 5-26 - Painel com informação do motor

Os elementos sensores tais como barreiras são contactos normalmente fechados que, em caso de perda de alimentação, deverão dar informação “0”. Estes sensores terão que ser conectadas às portas de entrada adequadas, isto é, aos terminais das entradas binárias do drive (conforme Figura 5-5 terminal-X13).

Só é possível aceder à informação dos sensores através da consola recorrendo à programação em C. Para isso é utilizado o *software* IPOSplus[®] COMPILER MOVITOOLS[®]. Assim, a título de exemplo, a Figura 5-27 indica o estado dos sensores *S01*, *S02* e *S03* enquanto que a Figura 5-28 caracteriza o espelhamento do estado dos sensores em forma de variáveis *H6*, *H7* e *H8* respectivamente. A Figura 5-29 ilustra a maneira de associar o sensor virtual *S01* à posição *H6*. A repartição *Task2* encarrega-se da actualização do estado das entradas/saídas no variador de frequência, assim como da actualização das características do estado de ensaio em curso. No caso do painel da Figura 5-26 este actualiza o binário gerado pelo veículo, bem como a velocidade e tempo de duração do ensaio.

```

/*=====
Task2
=====*/

Task2()
{
    if(S01)
    {
        EstadoS01=1;
    }
    else
    {
        EstadoS01=0;
    }

    if(S02)
    {
        EstadoS02=1;
    }
    else
    {
        EstadoS02=0;
    }

    if(S03)
    {
        EstadoS03=1;
    }
    else
    {
        EstadoS03=0;
    }
}

```

Figura 5-27 - Código de verificação dos sensores

```

/*=====
IPOS Source File
=====*/

#include <constb.h>
#include <iob.h>

//#define Velocidade      H0
#define Start             H1
#define TempoFiltragem1  H2//Tempo de filtragem 1
#define TempoFiltragem2  H3//Tempo de filtragem 2
#define TempoFiltragem3  H4//Tempo de filtragem 3

#define EstadoS01         H6//Espelho do sensor S01 IPOS-> Consola
#define EstadoS02         H7//Espelho do sensor S02 IPOS-> Consola
#define EstadoS03         H8//Espelho do sensor S03 IPOS-> Consola

#define Binario1           H9 //Binário 1
#define Binario2           H10//Binário 2
#define Binario3           H11//Binário 3

#define S01                DI01//Estado do sensor S01
#define S02                DI02//Estado do sensor S02
#define S03                DI03//Estado do sensor S03

```

Figura 5-28 - Código de espelhamento dos sensores para as variáveis da consola

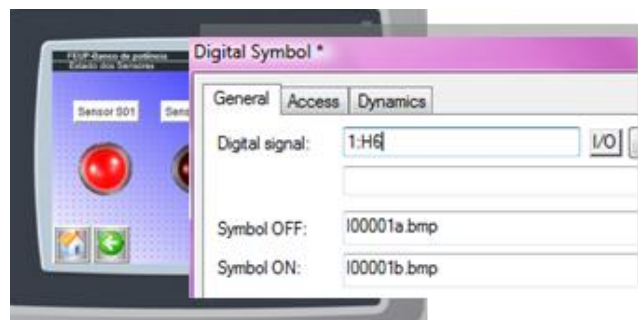
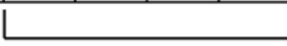


Figura 5-29 - Atribuição da posição H6 para sensor S01

Os sinais transferidos entre a HMI e o controlador não se realizam simultaneamente. As informações são divididas em pacotes que contém diversos sinais. A quantidade de sinais em cada pacote depende do driver utilizado. Para possibilitar uma comunicação mais rápida é necessário minimizar a quantidade de pacotes. Sinais agrupados necessitam de uma quantidade mínima de pacotes. Todavia nem sempre é possível efectuar uma tal programação. Nestes casos, surgem espaços intermédios entre dois sinais. Um espaço intermédio representa a distância máxima entre dois sinais que pertencem ao mesmo pacote. O tamanho do espaço intermédio também depende do drive utilizado. Na Figura 5-30 é apresentado um pacote de informação trocada entre a HMI e o drive.

Sinal	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Utilização	X	X					X	X	X	



Espaço intermédio

Figura 5-30 - Esquema típico de um “pacote” de informação entre a HMI e o drive

Os elementos periféricos à HMI para o caso presente são o PC para a programação através do software *HMI-Builder* e o drive MOVIDRIVE®. As conexões de comunicação são descritas na Figura 5-31.



Figura 5-31 - Ligações da consola ao drive e PC

Para realizar a programação através do *HMI-Builder* é necessário estabelecer uma conexão, entre o PC e a respectiva HMI, através do cabo de comunicação PCS11B, que permite realizar a troca de dados pela interface RS-232 como exemplifica a Figura 5-32. Quando se realiza a programação da HMI a alimentação da HMI deve ser desligada para evitar danos no material.

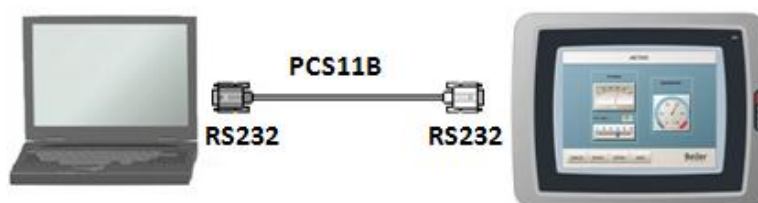


Figura 5-32 - Conexão com o PC

A ligação entre o conversor de frequência MOVIDRIVE® e a HMI é realizado através da porta RS-485 utilizando o cabo de comunicação PCS22A como mostra a Figura 5-33. O *pin-out* deste cabo é apresentado na Figura 5-34.

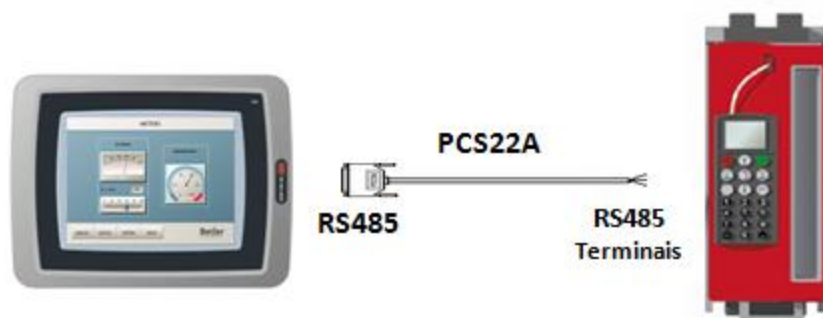


Figura 5-33 - Conexão RS-485

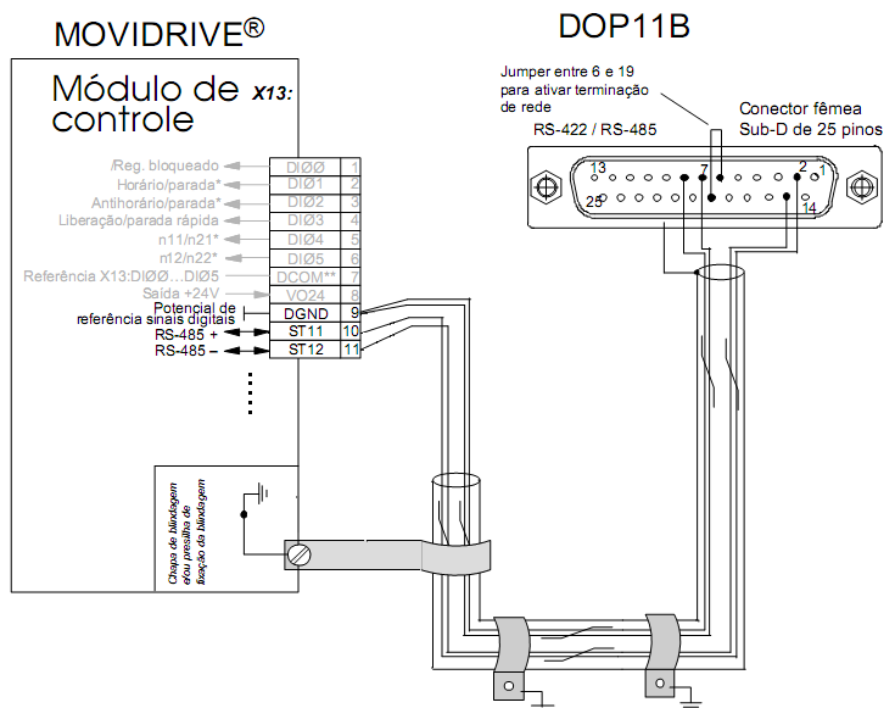


Figura 5-34 - Atribuição dos pinos DOP11B

5.7 Dispositivos de paragem

• Dispositivos paragem controlada

A paragem controlada é assumida quando é premido o botão *Stop*. Através deste é possível parar o decorrer de um processo sem qualquer necessidade de ir para uma posição de segurança. Esta opção de paragem está prevista acontecer quando decorre o ensaio e no processo de preparação do ensaio, retornando para uma posição de repouso com possibilidade de recomeçar um novo processo de ensaio.

- **Dispositivo de paragem por interrupção**

É um aspecto que se deve ter em consideração quando se projecta uma máquina/automatismo, sendo sempre o projectista a prever os possíveis acontecimentos (previstos ou imprevistos); é necessário garantir que quando existem acontecimentos imprevistos ao funcionamento do sistema este possa reagir e evitar acontecimentos graves, levando o sistema até uma situação de segurança. Existem normas/directivas que estipulam o processo de paragem de emergência: “...*Este dispositivo deve:*

- *conter órgãos de comando claramente identificáveis, bem visíveis e rapidamente acessíveis,*
- *provocar a paragem do processo perigoso num período de tempo tão reduzido quanto possível, sem provocar riscos suplementares,*
- *eventualmente desencadear, ou permitir desencadear determinados movimentos de protecção.*

Quando se deixa de accionar o comando de paragem de emergência depois de ter disparado uma ordem de paragem de emergência até ao respectivo desbloqueamento; não deve ser possível obter o bloqueamento do dispositivo sem que este provoque uma ordem de paragem; o desbloqueamento do dispositivo apenas pode ser obtido através de uma manobra apropriada e não deve repor a máquina em marcha, mas somente autorizar um novo arranque.” [38].

Tendo em conta estas recomendações é necessário colocar dispositivos de actuação de emergência nos seguintes locais: botoneiras de emergência colocados nas proximidades do aparelho e junto à consola (Figura 5-35); um interruptor geral da instalação instalado no quadro eléctrico (Figura 5-36).



Figura 5-35 - Botoneira de emergência [39]



Figura 5-36 - Interruptor geral [40]

Outro dispositivo que funciona como actuação de emergência é o sistema de barreiras ópticas. O conjunto de barreiras ópticas permite criar um perímetro de trabalho com vista a operar a máquina em segurança, evitando algum acto mais distraído das pessoas (Figura 5-37). Intervindo sobre o feixe de luz emitido pelas barreiras deve ser actuado a paragem de emergência.



Figura 5-37 - Ilustração para as barreiras de perímetro de segurança [39]

Para estas situações de actuação de paragem de emergência deve-se garantir que é apenas desactivada quando a respectiva causa de paragem for resolvida e for premido o botão *Reset*.

Durante o decorrer dos ensaios é necessário garantir que o veículo se encontra imobilizado, ou praticamente imobilizado. Isto pode ser garantido aplicando um sensor fotoelétrico numa posição central entre rolos de maneira a possibilitar a detecção da presença do pneu. A interrupção do feixe de luz deve significar que está algum obstáculo entre os sensores (pneu) indicando que o ensaio decorre como previsto.

5.8 Grafcet e interfaces da consola

O *Grafcet* é uma metodologia que surge com a necessidade do desenvolvimento de programas para controlo de processos sequenciais. O diagrama funcional *Grafcet* permite descrever os comportamentos de um automatismo em função das informações que recebe. O potencial do *Grafcet* reside na imposição de um funcionamento rigoroso, evitando desta forma incoerências, bloqueios ou conflitos durante o funcionamento do mesmo.

A sua aplicação tem como principais características a clareza, legibilidade e simples apresentação, oferecendo uma metodologia de programação estruturada de forma hierarquizada.

A elaboração do *Grafcet* tem como base o processo de ensaio descrito no subcapítulo 5.2. Uma breve descrição do *Grafcet* é realizada de seguida e apresentada na Figura 5-38, Figura 5-39 e Figura 5-40. Os menus das etapas mais importantes estão ilustrados na Figura 5-41.

- A Etapa 0 é o estado inicial, ao utilizador é possível visualizar na consola HMI o menu de apresentação, onde é exibido o tema da Dissertação como ilustra a Figura 5-41. No menu encontra-se o botão “Iniciar” que realiza o reset às variáveis;

- A Etapa 1 permite a visualização de um menu onde é necessário realizar o *Login*², pois o banco poderá estar numa área de fácil acesso e ser motivo de curiosidade alheia. É necessário garantir que apenas os utilizadores autorizados têm acesso ao comando do banco de ensaio;

- A Etapa 2 permite aceder ao menu de *obrigação de realizar diagnóstico*, onde é exigido que o utilizador realize um diagnóstico aos sensores fotoeléctricos bem como às barreiras de perímetro de segurança;

- Na Etapa 3 o variador de frequência avalia o sinal de entrada dos sensores e das barreiras;

- A Etapa 10 indica que existe um sensor ou barreira que está activo ou avariado, é dado indicação na consola qual ou quais os elementos activos;

- A Etapa 20 indica que o diagnóstico foi realizado com sucesso, os sensores e as barreiras encontram-se operacionais;

- A Etapa 21 apresenta na consola a mensagem de que é permitido a colocação do veículo na plataforma;

- A Etapa 22 indica na consola que o veículo foi detectado pelos sensores e que este deve ser correctamente amarrado a pontos fixos;

- A Etapa 23 indica que foi dada a indicação de que o veículo foi amarrado, sendo possível avançar para o menu de programas;

- A Etapa 24 permite ao utilizador aceder aos programas já pré-definidos³ no variador de frequência;

- A Etapa 40 apresenta o menu onde é necessário definir os valores dos patamares de binário bem como o seu tempo de aplicação;

- A Etapa 41 dá início ao ensaio, estando o variador de frequência a controlar o motor de carga;

² O Administrador do banco de potência pode criar várias contas de acesso.

³ Os programas pré definidos P1, P2, P3 (...) apresentam o mesmo processo de definição de parâmetros e procedimentos.

- A etapa 42 indica na consola que o ensaio foi realizado com sucesso;
- A Etapa 45 dá indicação que a progressão do ensaio foi cancelada;
- A Etapa 90 permite o funcionamento do *Grafcet* principal;
- A Etapa 91 inibe o *Grafcet* principal;

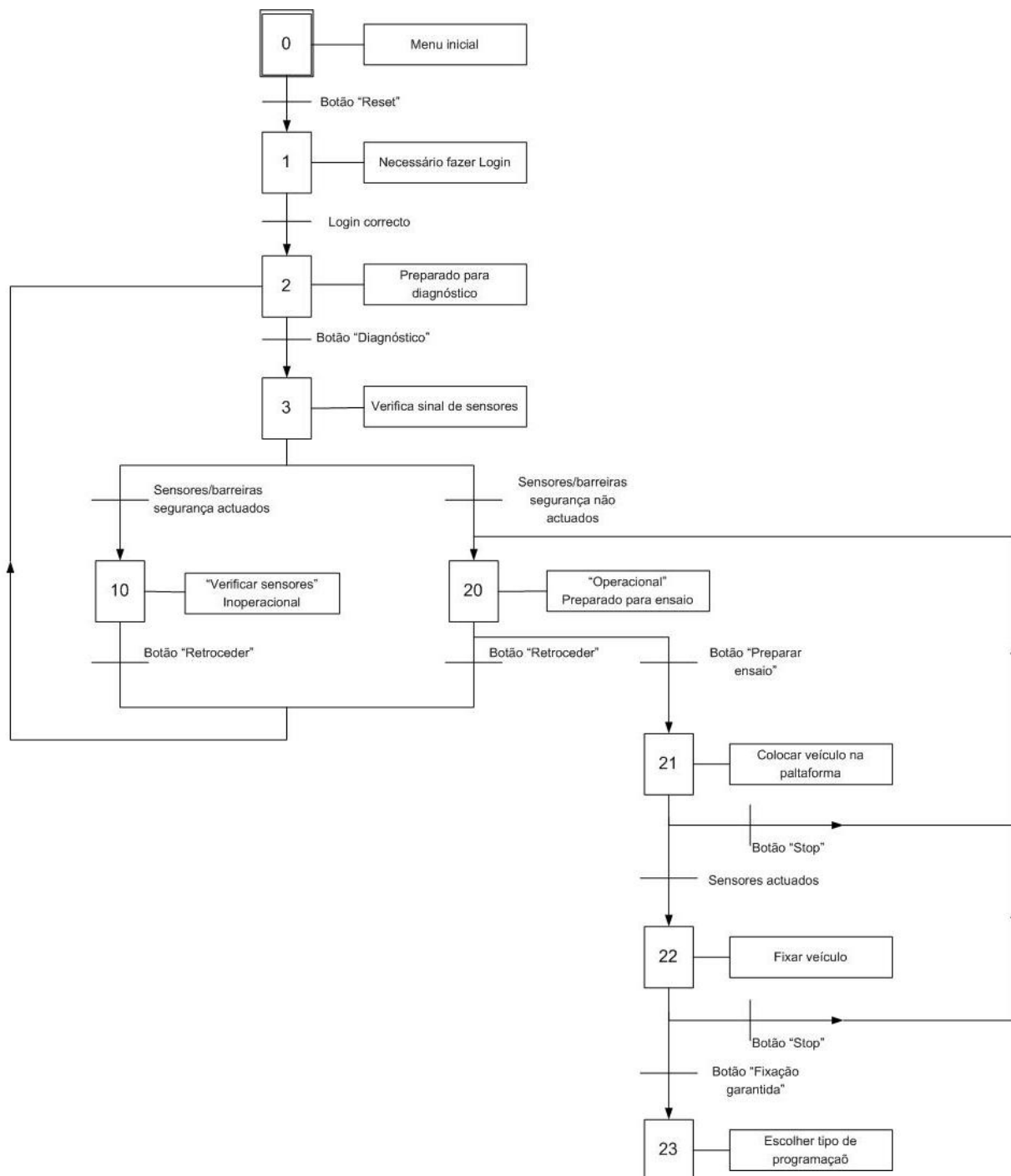


Figura 5-38 - *Grafcet* 1 (primeira parte)

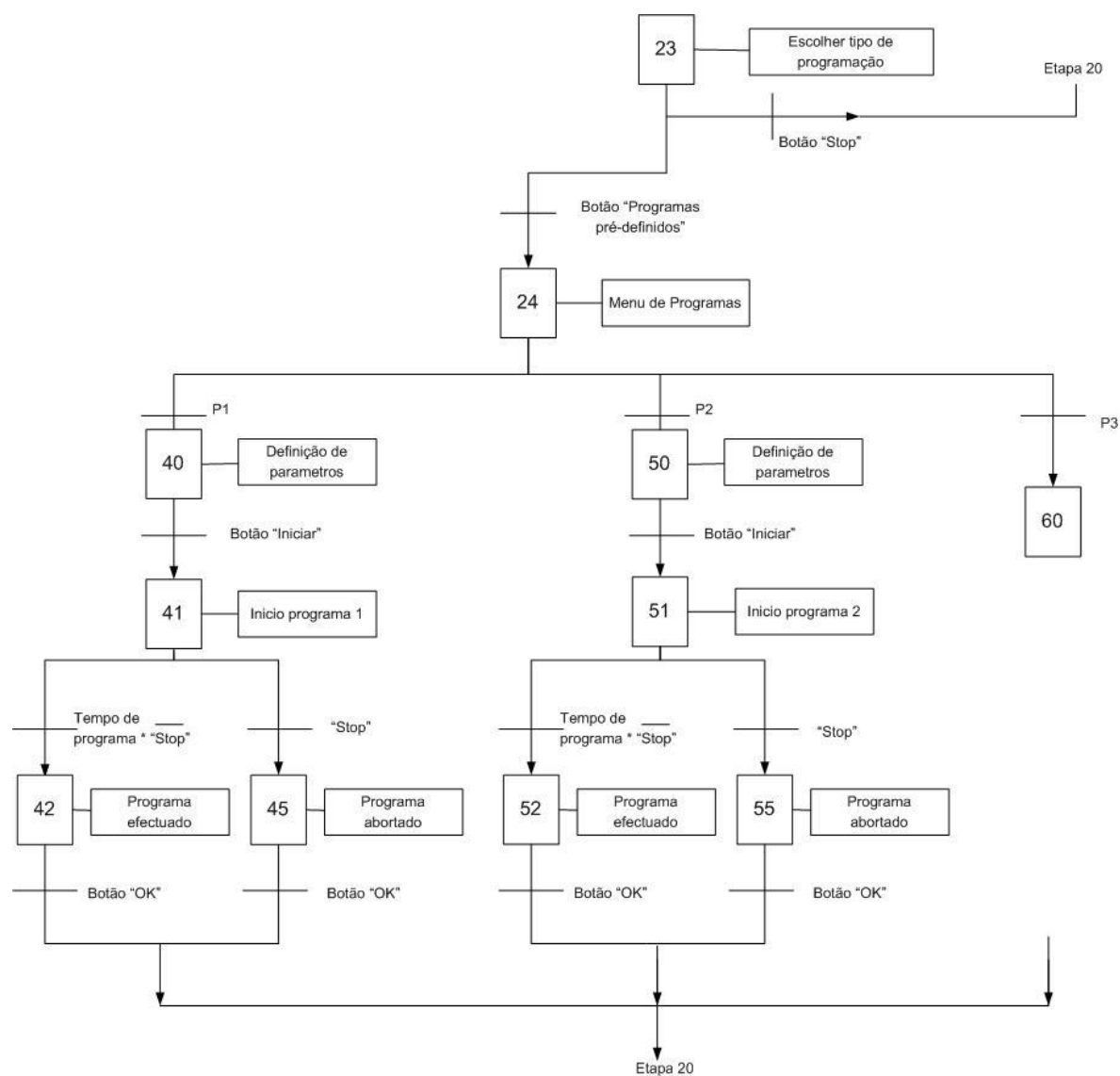


Figura 5-39 - Grafcet 1 (segunda parte)

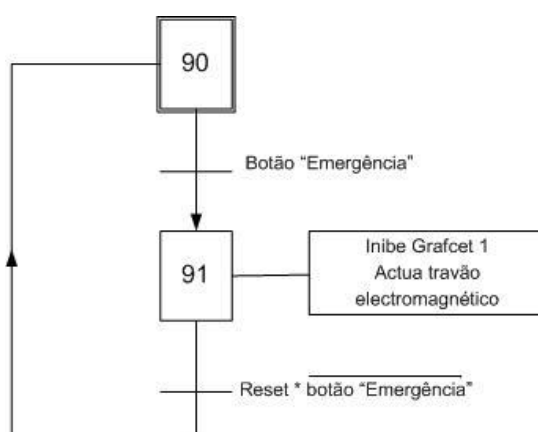


Figura 5-40 - Grafcet para paragem de emergência

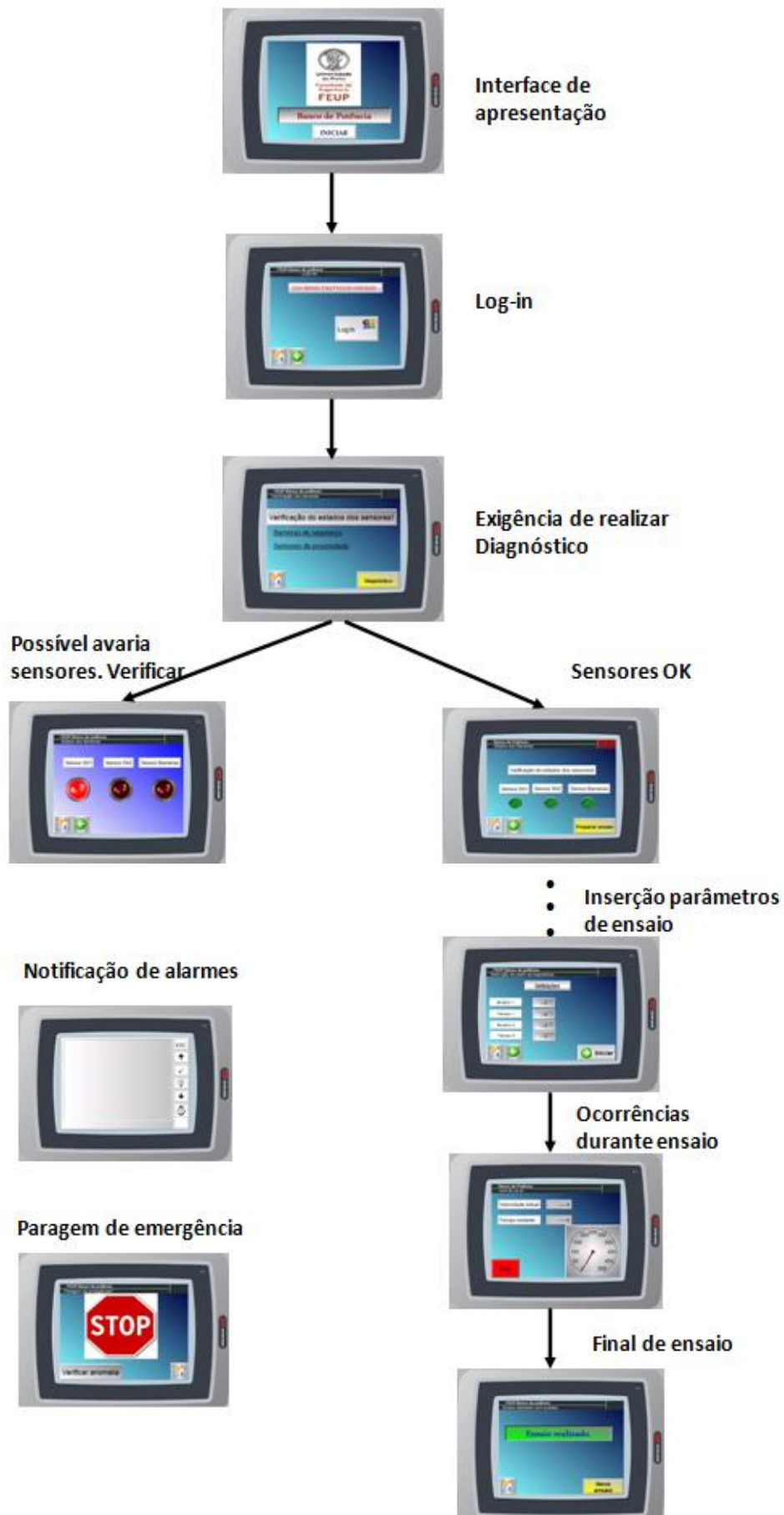


Figura 5-41 - Ilustração das principais interfaces da HMI

5.9 Esquema eléctrico

De seguida está representado os circuitos de potência correspondente a um módulo (c.f. Figura 5-42) e o circuito de comando do banco de ensaio de potência (c.f. Figura 5-43 e Figura 5-44).

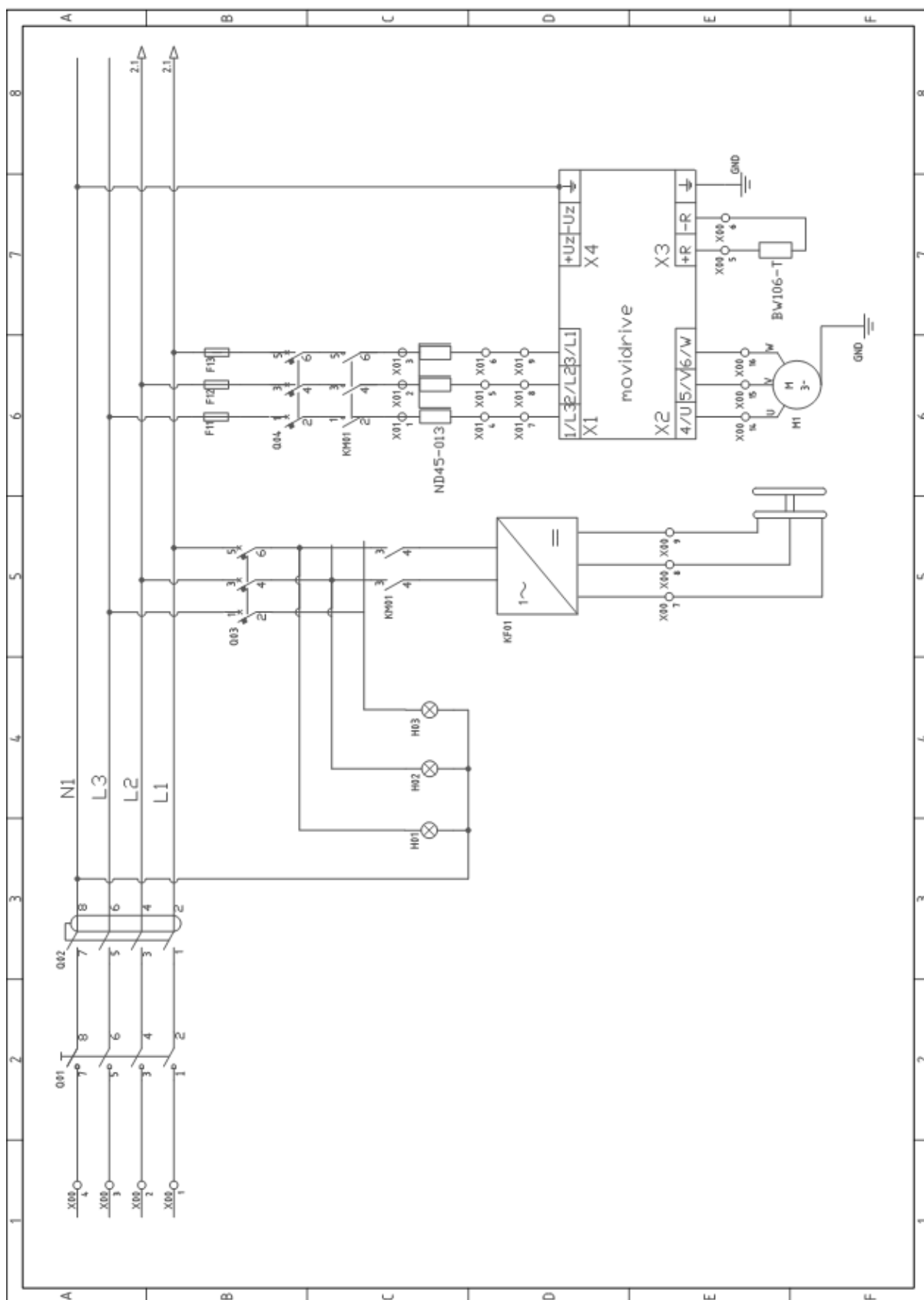


Figura 5-42 - Circuito de potência

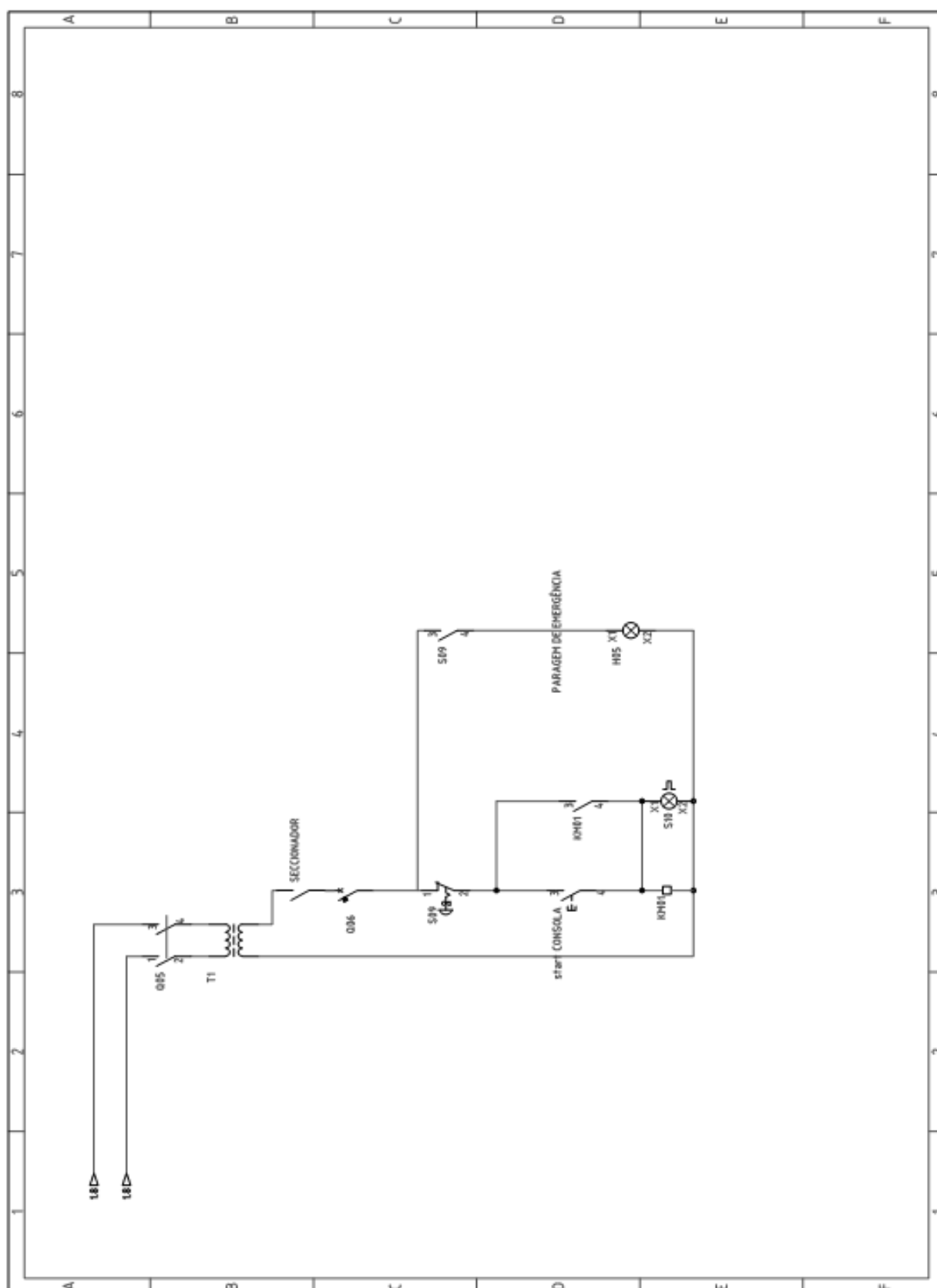


Figura 5-43 - Circuito de comando (1)

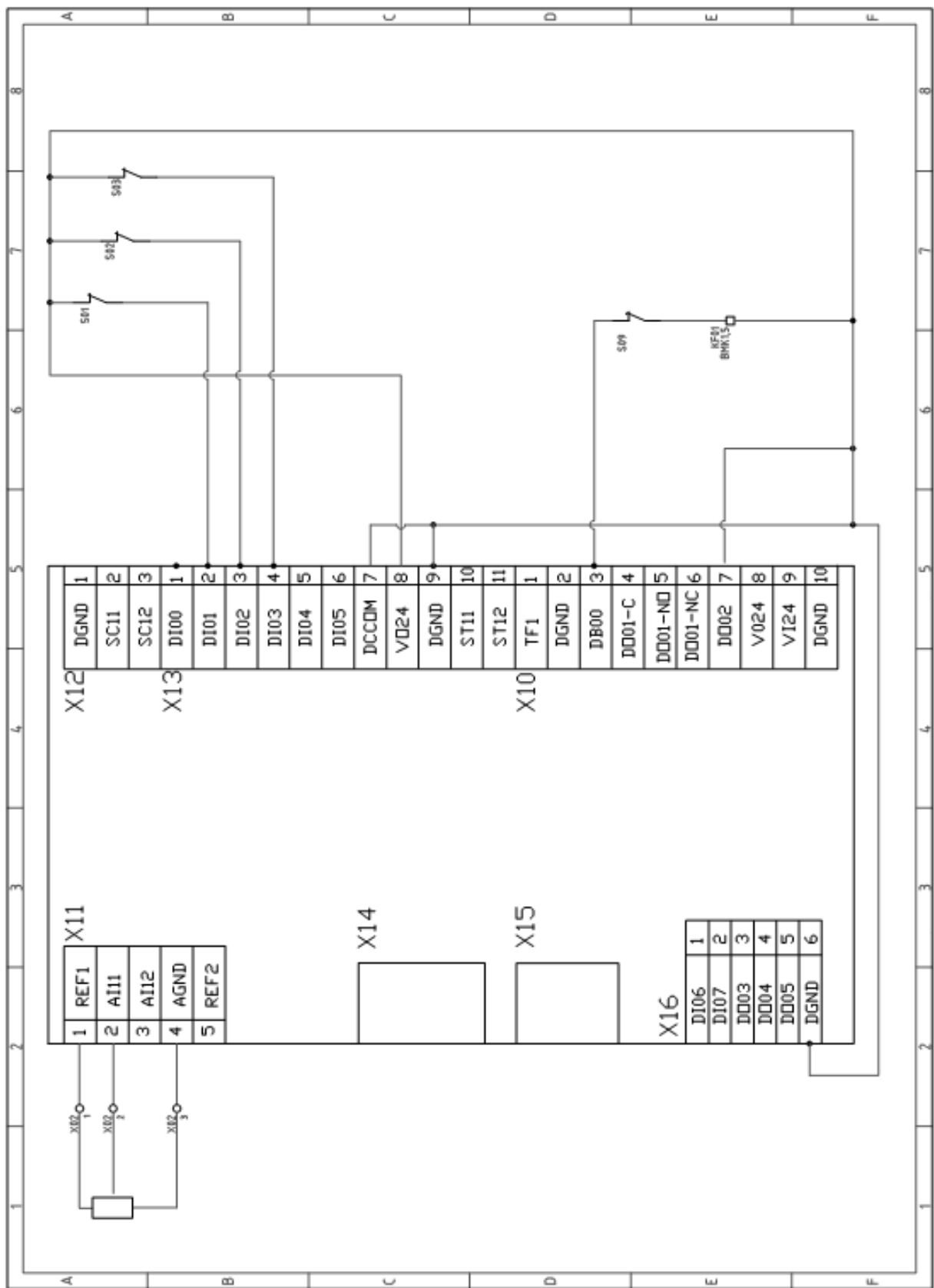


Figura 5-44 - Circuito de comando (2)

5.10 Material para quadro do variador

Na Tabela 5-3 está visível o material aplicado nos circuitos de potência e de comando presentes na Figura 5-42, Figura 5-43 e Figura 5-44.

Nome	Designação	Fabricante
F11	Fusível de protecção 25 A 3NA3810	Siemens
F12	Fusível de protecção 25 A 3NA3810	Siemens
F13	Fusível de protecção 25 A 3NA3810	Siemens
H01	Sinalizador completo XB4-BVM3	Telemecanique
H02	Sinalizador completo XB4-BVM3	Telemecanique
H03	Sinalizador completo XB4-BVM3	Telemecanique
H05	Sinalizador completo XB4-BVM5	Telemecanique
KM01	Contacto auxiliar 3RH19 21-1CA10	Siemens
KM01	Contacto auxiliar 3RH19 21-1CA10	Siemens
KM01	Contactor 3RT10 35-1AP00	Siemens
L01	Indutância ND045-013	SEW
Q01	Interruptor 3P 40A 789187	GE
Q01	Contacto para Neutro 789244	GE
Q02	Interruptor diferencial 4P 40A 0,3A 5SM3644-0	Siemens
Q03	Disjuntor 3P 1A 5SX2 301-7	Siemens
Q04	Disjuntor 3P 40A 5SY6 340-7	Siemens
Q05	Disjuntor 2P 1A 5SY6 201-7	Siemens
Q06	Disjuntor 1P 1A 5SY6 101-7	Siemens
R01	Resistência de frenagem BW 106-T	SEW
R02	Potenciómetro 10K com veio	
S01	Sensor fotoeléctrico EX	Sunx
S02	Sensor fotoeléctrico EX	Sunx
S03	Barreiras de luz	Sick
S09	Botoneira emergência ZB4-BS54	Telemecanique
S09	Elemento contacto ZBE-101	Telemecanique
TR01	Transformador tensão MST-T40 400/230VAC-40VA 86300	Murr Elektronik

Tabela 5-3 - Lista de material para o quadro do variador de 11 kW

5.11 Conclusão

Neste capítulo foi estabelecido o variador de frequência MDX 61B 0110-5A3-4-00, categoria 2, do fabricante SEW, para o banco de ensaio. A escolha do referido variador teve em consideração a potência nominal do motor de carga (11 kW), bem como o controlo em malha fechada das variáveis de velocidade e binário para a realização do ensaio.

Devido à inserção de uma consola HMI, foi realizado um programa tipo através de programação em “C”, que permite ao motor de carga estabelecer um comportamento de actuação com três patamares de binário.

A consola HMI foi seleccionada para inclusão no banco de ensaio devido à sua elevada flexibilidade de aplicação, permitindo abdicar de uma consola física onde a localização dos botões, sinalizadores e mostradores é fixa. A HMI escolhida foi uma DOP11B-30 do fabricante SEW que apresenta um ecrã *touch screen* a cores para uma maior percepção da informação.

Foram estabelecidas as ligações a realizar entre o variador de frequência e os elementos periféricos, nomeadamente elementos de accionamento, de comando, de segurança e de sensorização.

Foi indicada a resistência B106-T para aplicação no banco de ensaio, permitindo à energia gerada pela máquina eléctrica ser dissipada em forma de calor. Tendo também como opção possível a aplicação de um módulo regenerativo, admitindo a possibilidade de reenviar a energia para a rede de alimentação ou armazenando a mesma em componentes próprios para o efeito.

Mediante os aspectos referidos foi desenvolvido um circuito de potência do sistema, bem como o seu circuito de comando.

Elaborou-se também um *Grafcet* que visa elucidar as principais etapas pelo qual o ensaio decorrerá, estando ligado às mesmas ilustrações dos principais menus da consola HMI.

6 Conclusões e trabalhos futuros

Este trabalho consistiu no desenvolvimento de um banco de ensaio de potência para uma gama de pequenos veículos de propulsão eléctrica. Todos os objectivos propostos foram cumpridos, tendo sido dada resposta aos seguintes aspectos:

- Escolheu-se o tipo de tecnologia para o motor de carga do banco de potência mais adequado às características específicas dos veículos de tracção eléctrica, tendo-se optado por um motor de indução AC de 11 kW do fabricante SEW como motor de carga;

- Seleccionou-se um freio electromagnético para associar ao motor, de modo a que seja possível bloqueá-lo em caso de emergência, tendo também sido inserido no outro extremo do veio um *encoder* de modo a possibilitar a medição da velocidade;

- Determinou-se o género de interacção necessária a obter entre o banco de ensaio e a roda motriz do veículo, tendo os seus rolos sido dimensionados ponderando a perda de energia por resistência ao rolamento da interacção dos intervenientes;

- Realizou-se o dimensionamento dos constituintes do banco de ensaio para o caso mais gravoso (ensaio com travagem), tendo sido, conseqüentemente, desenvolvido uma arquitectura dos mesmos com a preocupação em obter um sistema de baixo atravancamento;

- Desenvolveu-se um sistema de plataforma móvel, possibilitando uma maior liberdade para inserção de novos constituintes ou alternativas de interacção com a roda motriz. A plataforma para além de sustentar um rolo, permite realizar o tensionamento da correia dentada de transmissão através do afastamento do entre-eixo. O deslocamento da plataforma possibilita realizar até 532 mm de entre-eixo, o que torna exequível a inserção de uma tela transportadora e dos sistemas necessários para o seu correcto funcionamento;

- Seleccionou-se um drive para o sistema, tendo em conta as características do motor de carga e o tipo de controlo a realizar, assim como os diferentes cabos mais apropriados para interligar os restantes elementos periféricos ao drive;

- Justificou-se a aplicação de uma consola HMI no banco de ensaio, que permite uma maior flexibilidade de aplicação quando comparado com uma consola tradicional com botões, sinalizadores e mostradores físicos. Possibilita também através dos vários menus a cores apresentar uma informação

mais legível e completa ao utilizador, assim como elaborar e permitir a consulta de relatórios relativos aos diferentes elementos que constituem os circuitos de comando e potência;

- Desenvolveu-se um programa tipo que tem associado variáveis de entrada definidas na HMI e variáveis de saída possíveis de visualizar na mesma. Foi possível definir estas variáveis devido à inserção da consola HMI no banco de ensaio possibilitando também a elaboração, através desta, de diferentes perfis de carga para o comportamento do motor do banco. No programa foi ainda possível espelhar entradas físicas do drive na consola HMI;

- Realizou-se também um esquema de *Grafcet* com as principais etapas do ensaio, apoiado com as ilustrações dos principais menus de interface já estabelecidos na consola HMI;

- Foram realizados todos os esquemas dos circuitos eléctricos a implementar no banco de ensaio, seleccionando também os diferentes elementos que os constituem.

Sugestão de trabalhos futuros

Determinar o tipo de acabamento a dar à superfície periférica dos rolos, a fim de apresentar um coeficiente de atrito adequado à sua interacção com o pneu. Este deve ter em conta uma alta transmissibilidade de movimento e uma baixa destruição do pneumático.

Pesquisar um tipo de material que possa tornar possível ao banco de ensaio funcionar através de uma tela transportadora, sendo para tal necessário desenvolver uma plataforma de insuflação de ar, para sustentação da mesma na zona de contacto do pneu.

Realizar um modelo na ferramenta *Simulink* que permita reproduzir o comportamento do veículo no banco de ensaio. A simulação deve permitir avaliar:

- A resposta do veículo às solicitações provocadas pelo motor de carga;
- O esforço longitudinal verificado entre o pneumático e os rolos;
- A duração das baterias mediante as solicitações desenvolvidas pelo motor de carga.

O *Simulink* possui alguns blocos na sua biblioteca que podem facilitar a realização do modelo de simulação, encontrando-se alguns blocos de ligação mecânica na secção *Simdriveline*. Um dos blocos trata do comportamento do elemento pneumático cujo modelo implementado é baseado no de Pacejka [26]. Se for intenção de utilizar este bloco, é aconselhável o estudo deste, visto que embora não tenha sido abordado este assunto neste documento, foram realizados simulações com o mesmo bloco e obtidos resultados muito criticáveis.

Desenvolver os programas necessários para realizar os vários ensaios.

Realizar todos os menus de interface do utilizador na consola, onde é necessário atribuir a todos os botões da consola HMI o endereço correcto, para o funcionamento coordenado com a programação estabelecido no variador de frequência.

Efectuar um estudo crítico para o tipo de sensores a usar para detecção do pneu. O estudo deve ter em consideração a possível ocorrência de vibrações. Tendo ainda em conta os sensores, é necessário estipular o local de fixação dos mesmos.

Realizar o planeamento para a localização do quadro eléctrico, tendo em atenção que o mesmo pode incluir as ligações para os dois módulos do banco de ensaio. Devendo-se também estabelecer a posição dos componentes no quadro eléctrico.

Estudar um sistema anti-vibratório, com o intuito de reduzir o efeito vibratório do banco e evitar a repercussão de vibrações da estrutura para o pavimento e vice-versa.

Desenvolver um sistema para amarração do veículo para sua imobilização.

Realizar os desenhos de fabrico de todos os componentes do banco de ensaio.

Referências e bibliografia

- [1.] www.mustangae.com. *Transmission Dynamometer* 2010.
- [2.] Land & Sea's. *DYNomite Chassis Dynamometer*. 2010.
- [3.] Cepra, C.C.-. *Cálculos e Curvas Características do Motor*, CEPRA, Editor. 2000: Lisboa.
- [4.] Stahl, J.F., *Hydraulic Dynamometer*. 1989: U.S.A.
- [5.] DyneSystem, I., *Water Cooled Eddy Current Dynamometers*, in *DPD-002-01*. 2009: Wisconsin.
- [6.] Paiva, J.E.M.d.S., *Motores Sincronos*, FCTUC, Editor. 2009 (b).
- [7.] www.orientalmotor.com. *Basics of Motion Control*. 2010.
- [8.] Mazurkiewicz, J. (2010) *AC and DC Drive Schemes for Brushless Motors*.
- [9.] Paiva, J.E.M.d.S., *Motores Assincronos*, FCTUC, Editor. 2009 (a).
- [10.] Karakoc, K., *Design of a Magnetorheological Brake System Based on Magnetic Circuit Optimization*, in *Mechanical Engineering*. 2007, Bogazici University.
- [11.] Olabi, A.G.A.G., *Design of Magneto-Rheological Valve*. 2008, School of Mechanical and Manufacturing Engineering; Dublin.
- [12.] www.LORD.com. *LORD Magneto-Rheological*. 2010.
- [13.] Hudha, K., *Magnetorheological Brake System*. 2010.
- [14.] M. Benetti; E. Dragoni, *Nonlinear Magnetic Analysis of Multi-plate Magnetorheological Brakes and Clutches* in *Consol 2006 Milano*. 2006.
- [15.] Wieslaw Lyskawinski, W.S., Cezary Jedryczka, *Simulation and Investigation of Magnetorheological Fluid Brake*, in *2008 13th International Power Electronics and Motion Control Conference*. 2008.
- [16.] www.fordscorpio.co.uk. *Torque-power curves (2.9 EFI 12V)*. 2010.
- [17.] ABB (a), *ABB - Direct Torque Control*, ABB, Editor. 2009.
- [18.] ABB (b), *ABB - Industrial Drives for Test Bench*, ABB, Editor. 2009.
- [19.] SEW Europe (a), *AC Motors*, SEW, Editor. 2010.
- [20.] Transportation Research Board, *Tires and Passenger Vehicle Fuel Economy*, N.A.o. Sciences, Editor. 2006.
- [21.] www.hotrod.com. *Chassis Dyno Guide*. 2010.
- [22.] www.windshearinc.com. *180 mph Rolling Road Wind Tunnel*. 2010.

- [23.] Sandvik, *The Steel Belt Conveyor*. 2010.
- [24.] Ferdinand P. Beer, E.R.J., JR. , *Mechanics of Materials*. 3 ed. 1995.
- [25.] Pacejka, h.B., *Tire and Vehicle Dynamics*, ed. second. 2002.
- [26.] Pacejka, H.B., *Tyre and Vehicle Dynamics* 2002.
- [27.] Ribbens, W.B., *Understanding Automotive Electronics*, ed. S. Edition. 2003: Elsevier Science.
- [28.] SEW Europe (b), *Drive Engineering - Pratical Implementation*. 2010.
- [29.] F. Ramada, *Aços Especiais*, F. Ramada, Editor. 2009.
- [30.] Castro, P.M.T.d., *Apontamentos de Orgãos de Máquina*. 2009.
- [31.] Walter D. Pilkey, D.F.P., *Stress Concentracion Factors*, ed. 3. 2002.
- [32.] Silva, J.T.d., *Apontamentos de Iniciação ao Projecto*. 2010.
- [33.] www.skf.com, *Y- Bearing plummer block units*. 2010.
- [34.] Contitech, *Synchronous Drive Belts*. 2009.
- [35.] www.elesa.com, *Crank Handles*. 2009.
- [36.] C. Moura Branco, J.M.F., J. Domingos da Costa, A. Silva Ribeiro, *Projecto de Orgãos de Máquinas*. 2005: Fundação Calouste Gulbenkian.
- [37.] SEW Europe (c), *DOP11B Operator Terminals*. 2010.
- [38.] Directiva Máquina, *Directiva 98/37/CE*. 2006.
- [39.] www.siemens.com, *Light Curtains and Arrays, Emergency-Stop button*. 2010.
- [40.] www.moeller.net, *Emergency-Stop switch* 2010.
- [41.] Genta, G., *Motor Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation* 1997.
- [42.] U.S. Department of Transportation, *Evaluation of Laboratory Test Protocols*. 2009.

Anexos

Anexo A

A-1 Resistência ao rolamento

Num caso teórico onde uma roda e um piso/pavimento fossem perfeitamente indeformáveis, não existiria resistência ao rolamento e consequentemente a não necessidade de exercer uma força tractora. No entanto isto não se passa visto que não existem corpos totalmente rígidos, originando uma deformação na zona de contacto entre a roda e a estrada, onde se verifica uma entrada continua de material na zona dando origem a deformação, retornando á sua forma original depois da zona de contacto.

Esta deformação é idêntica a uma histerese de energia, visto que a energia aplicada não é totalmente recuperada devido ao amortecimento interno do material, esta dissipação de energia é conhecida como resistência ao rolamento. Este valor aumenta com o aumento da deformação e com a diminuição da capacidade de retorno elástica. Pode-se afirmar que uma roda de aço num pavimento de aço apresenta um valor de resistência ao rolamento inferior do que se passa na interacção entre um pneumático e a estrada, sendo que a situação mais gravosa é verificada na interacção entre um pneumático e um solo arenoso como mostra a Figura Anexos-1. Uma roda num terreno arenoso encontra-se numa situação frequente de ultrapassar um obstáculo.

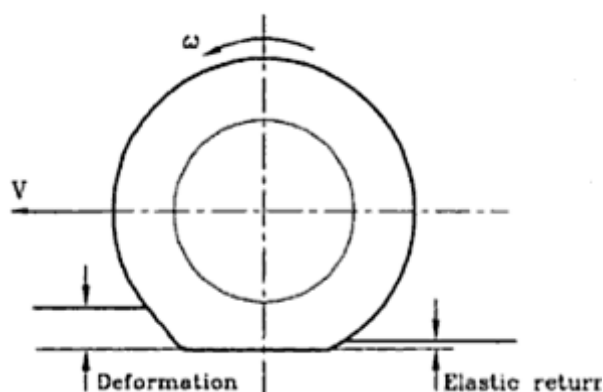


Figura Anexos-1 - Deformação do pneumático em solo arenoso [41]

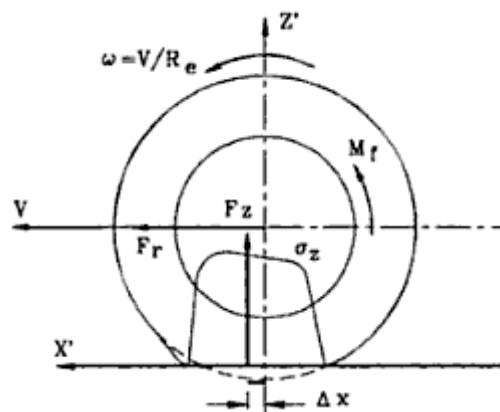


Figura Anexos-2 - Deformação do pneumático em solo rígido [41]

No caso em que um pneumático apresenta contacto com pavimento de alcatrão/cimento verifica-se que a deformação é maioritariamente localizada no pneumático. Na Figura Anexos-2 é possível visualizar a distribuição da pressão de contacto, que apresenta uma forma simétrica quando não existe movimento, e obtendo uma forma assimétrica quando a roda inicia a sua rotação resulta assim uma deslocação da força resultante no sentido do movimento, produzindo um binário $M_Y = F_Z \times \Delta x$. Este binário conjuntamente com resistências no eixo (transmissão) e o arrasto

aerodinâmico resultam na resistência ao rolamento, sendo que os últimos dois aspectos apresentam uma baixa contribuição.

A resistência ao rolamento é definida pelas normas ISO 28850, SAE J670 como a força que é aplicada à roda no centro da roda com uma linha paralela ao plano da estrada, de maneira que o momento com respeito a linha que passa pelo centro de contacto do pneu e paralelo ao eixo de rotação da roda, seja semelhante ao momento das forças verificadas na mesma linha.

Para a determinação da resistência ao rolamento é usada a Eq. Anexos.0.1:

$$F_R = C_R \times F_z \quad (\text{Eq. Anexos.0.1})$$

Onde o coeficiente C_R é determinado experiencialmente. O coeficiente depende de muitos parâmetros, como a velocidade V , a pressão de insuflação p , a força normal F_z , o tamanho do pneu, a temperatura de funcionamento, as condições da estrada, também as forças F_x e F_y exercidas pela roda.

• Efeito da velocidade

A resistência ao rolamento aumenta com a velocidade V do veículo, ao início suavemente e depois exponencialmente como mostra a Figura Anexos-3, a expressão que possibilita aproximar um valor teórico dos valores experimentais é:

$$C_R = f_0 + KV^2 \quad (\text{Eq. Anexos.0.2})$$

Onde f_0 e K são valores retirados através de ensaios para cada pneumático respectivamente.

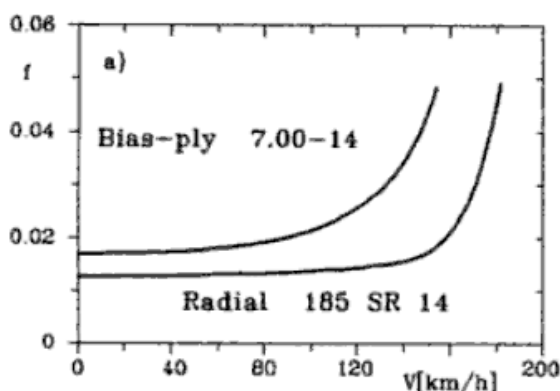


Figura Anexos-3 - Comportamento teórico da resistência ao rolamento com a velocidade [41]

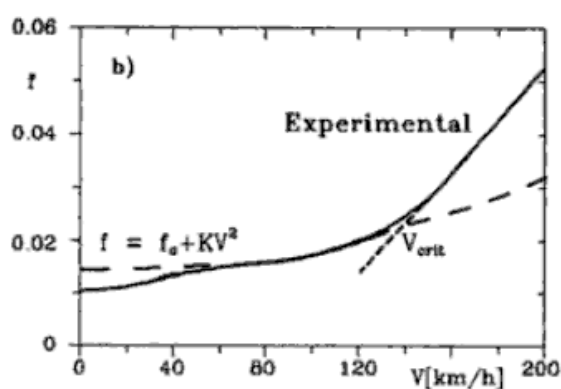


Figura Anexos-4 - Comportamento experimental da resistência ao rolamento com a velocidade [41]

No gráfico da Figura Anexos-4 é possível verificar que existe um ponto onde se verifica uma variação muito acentuada na curvatura, este ponto indica-nos a velocidade crítica. Este fenómeno pode ser descrito pelo fenómeno vibratório que tem lugar a altas velocidades, verifica-se um

efeito vibratório na camada circunferencial. Este efeito pode ser verificado pela representação da Figura Anexos-5.

O aumento de resistência ao rolamento está interligado com a ocorrência destas ondas e pode ser facilmente explicado pelo facto do comprimento de onda não ser muito diferente da zona de contacto. Na parte direita da zona de contacto verifica-se que no pneumático há uma tendência para se afastar do chão ou pelo menos diminuir a pressão exercida. A concentração de pressão consequentemente verifica-se no início da zona de contacto resultando num movimento linear com um incremento de momento $F_z \times \Delta x$.

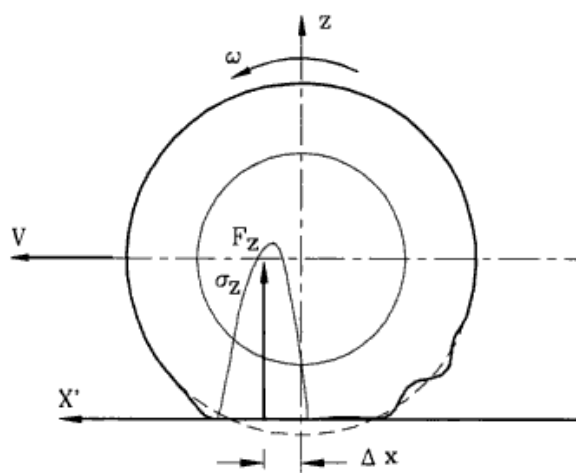


Figura Anexos-5 - Efeito vibratório no pneumático [41]

A velocidade crítica do pneu é velocidade em que as vibrações se tornam cruciais, considerada como a velocidade em que o pneu deixa de funcionar normalmente o que impossibilita o uso do veículo. Acima desta velocidade existe um aumento de temperatura no pneu o que origina a rotura do pneu.

- **Tipo de materiais e estrutura**

Os pneus radiais, os mais comuns hoje em dia verificam um bom desenvolvimento obtido ao longo dos anos, resultando deste desenvolvimento valores baixos de resistência ao rolamento e aumentar o valor para a velocidade crítica. O uso destes pneus verifica-se que são ideais para veículos sem fins industriais.

São caracterizados por possuírem valores de f_0 baixos entre 0,005 e 0,014 e um aumento limitado ou nulo da resistência com a velocidade ($K \approx 0$).

- **Efeito do uso**

Nos pneus radiais a resistência ao rolamento diminui com o desgaste mas o comportamento a alta velocidade pode piorar. No pneu radial a deformação é uniforme por toda a estrutura do pneu, como o flanco do mesmo apresenta uma rigidez baixa quando existe uma diminuição da massa na zona circunferencial do pneu resulta numa diminuição da rigidez do pneu e o fenómeno vibratório toma uma maior importância.

- **Efeito temperatura de trabalho**

O amortecimento interno diminui com o aumento de temperatura e consequentemente a resistência ao rolamento, que devido a perdas por histerese diminui. Também uma parte da resistência ao rolamento devido ao deslizamento localizado na zona de contacto, diminui com a diminuição do coeficiente de fricção.

A diminuição da resistência ao rolamento tende a estabilizar a temperatura do pneu como o aumento de temperatura causa uma diminuição na dissipação de potência e consequentemente a taxa a que o calor é gerado dentro do pneu.

- **Efeito da pressão de inflação e da carga**

Generalizando um aumento da pressão de inflação ou uma redução da força normal F_Z , que actua na roda causa uma diminuição na resistência ao rolamento e um aumento na velocidade crítica. Este efeito tende a estabilizar a temperatura, como o aumento da última causa um aumento da pressão que faz diminuir a dissipação de potência e a geração de calor.

De maneira a ter em conta ambos os parâmetros (carga e pressão de insuflação) no coeficiente da resistência ao rolamento é utilizada a seguinte fórmula sugerida pela SAE:

$$f = \frac{K'}{1000} \times \left(5,1 + \frac{5,5 * 10^5 + 90F_Z}{p} + \frac{1100 + 0,0388F_Z}{p} V^2 \right) \quad (\text{Eq. Anexos.0.3})$$

Onde o coeficiente K' apresenta um valor de 0,8 para pneus radiais. A força normal F_Z , a pressão p e a velocidade tem que ser expressos em N, N/m² (Pa) e m/s respectivamente.

- **Efeito de forças tractoras ou resistentes**

A resistência ao rolamento pode ser também definida quando forças tractoras ou resistentes são aplicadas à roda. O valor do coeficiente da resistência ao rolamento é em função da força longitudinal F_x (como mostra a Figura Anexos-6), sendo que a resistência ao rolamento não pode ser

negligenciada no caso de ocorrer uma força longitudinal elevada, particularmente no caso de travagem. Isto verifica-se devido ao facto de aparecer o fenómeno de escorregamento numa parte da zona de contacto quando há geração das forças longitudinais.

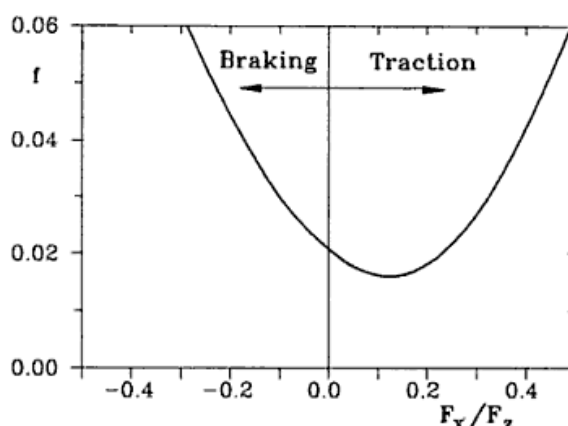


Figura Anexos-6 – Efeito de forças tractoras ou resistentes na resistência ao rolamento [41]

A-2 Normalização de ensaios para ensaios de resistência ao rolamento

A resistência ao rolamento é referenciada como a energia consumida na deformação que toma lugar no contacto do pneu com a estrada. Esta deformação e a quantidade de energia que é requerida pode ser regulada através de alterações no design do pneu, tais como a descoberta de novos materiais e melhoramento na estrutura do pneu.

Este é um factor a ter em conta por muitos fabricantes de automóveis para garantirem melhores consumos aos clientes e também por uma questão de exigências a nível de emissões poluentes estabelecidas por comités internacionais. São assim pressionados/interessados os fabricantes da indústria dos pneumáticos de maneira a criarem novos desenvolvimentos que possam alterar drasticamente o valor da resistência ao rolamento. Inclusivamente empresas afirmam que 40% da diferença em termos de resistência ao rolamento se torna num consumo de 6% superior de energia (afirmação ainda associada aos motores que se deslocam com combustíveis fósseis, mas o mesmo pode ser referenciado para veículos eléctricos).

Existem alguns métodos normalizados disponíveis que nos permitem medir ao rolamento de veículos de passageiros. Estes métodos podem seguir 4 normas possíveis SAE J1269, SAE J2452, ISO 18164, ISO 28580, dependendo do tipo de ensaio normalizado pode haver até 4 métodos de testes para estabelecer a resistência ao rolamento: força, binário, potência e desaceleração. Dos métodos referidos os mais utilizados são os dois primeiros.

Os laboratórios onde os pneumáticos são submetidos aos ensaios são característicos por possuírem um sistema que permita simular o funcionamento do pneumático sob pavimento, este

sistema pode ser constituído apenas por um rolo ou por uma tela suportado por um conjunto de rolos. Normalmente o mais encontrado pela sua simplicidade é o sistema de apenas um rolo, este deve possuir um valor de diâmetro elevado para se aproximar o mais possível do pavimento (raio infinito), as medidas mais frequentes para o diâmetro do rolo é de 2 m de superfície lisa e de 1.707 m (67.23 in) de superfície granulada para os Estados Unidos.

Algumas das normas podem ser realizadas mediante referências multi-ponto ou através de um único ponto, a diferença retrata que a versão multiponto pretende retratar a resistência ao rolamento para uma gama de cargas, pressões e/ou velocidades ou então através de um teste com apenas um conjunto de características específicas, que visam permitir um menor despesa monetária, o que não indica que os valores obtidos sejam menos concisos.

- **SAE J1269**

Um método muito usado nos Estados Unidos da América para determinar o valor de resistência ao rolamento é baseado na norma SAE J1269. A norma foi originalmente aprovada em 1979 como método de determinar a resistência ao rolamento para quatro diferentes condições cargas e pressões para veículos ligeiros.

Este ensaio usa um rolo com uma superfície arenosa e permite a medição da resistência ao rolamento através do método da força, binário e potência. O método da força mede a força de reacção gerada no eixo ou suporte rotativo do pneu. No caso do método do binário uma célula de binário está colocada entre o drive do motor e o tambor que mede o binário necessário para manter a mesma rotação do tambor. O método da potência mede a energia necessária para manter a velocidade de rotação do tambor.

Geralmente o processo de ensaio é caracterizado por apresentar uma carga elevada e pressão de insuflação baixa, depois baixa-se o valor da carga e aumenta-se a pressão de insuflação. Na Figura Anexos-7 faz-se referência ao valor da carga e a pressão de insuflação para os vários ensaios.

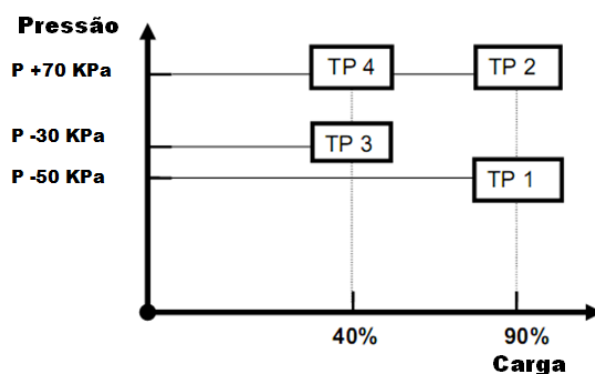


Figura Anexos-7 – Características do ensaio da norma SAE J1269 [42]

À data de 2006/09 a norma foi revista e aplicada também um ensaio com uma só combinação de carga e pressão, este ensaio permite assim uma comparação de valores para pneus. O ensaio como usa somente uma combinação de pressão e carga é por si só é um meio bastante eficiente para o decorrer do ensaio, na figura está denotado a vermelho o ensaio de uma só combinação.

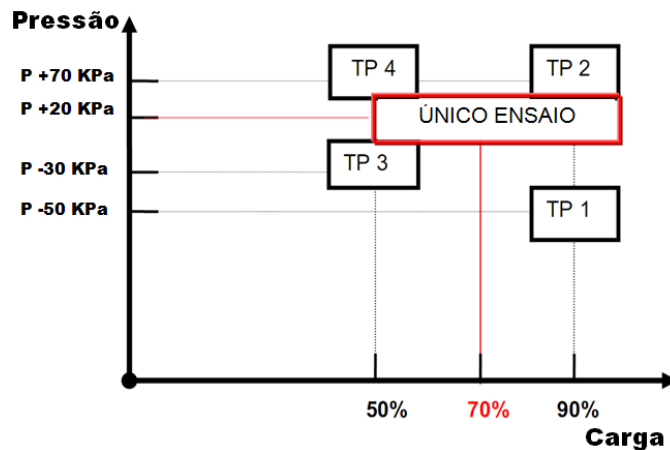


Figura Anexos-8 - Características do ensaio da norma SAE J1269 com uma só carga [42]

A norma descreve que o ensaio deve ser realizado sob múltiplas cargas e pressões de insuflação à mesma velocidade (80 Quilómetros por hora). Para a realização de cada etapa do ensaio o pneu é submetido à pressão de insuflação e sob a carga durante 10 minutos, posteriormente é submetido à rotação do tambor, onde no final da 4ª etapa verifica-se o mesmo processo mas rodando o tambor em sentido inverso.

- **SAE J2452**

Uma alternativa à norma anteriormente referida é seguir a norma SAE J2452, também conhecida como método de teste “*coastdown*” tendo sido desenvolvida por fabricantes ligados ao ramo automóvel, esta norma requer a envolvimento da variação dos seguintes parâmetros: carga, pressão de insuflação de ar e velocidade. O ensaio possui o nome característico devido à realização do ensaio, inicialmente o pneu é colocado a rodar à velocidade de operação sendo realizada a medição, depois observa-se uma diminuição da velocidade até ao patamar da segunda velocidade e respectiva medição, o mesmo processo é realizado para as restantes velocidades.

O ensaio é realizado para 4 etapas de pressão e 5 passos de carga, sendo a carga uma percentagem do valor da carga exibido na parte lateral do pneu.

Este é um ensaio que se verifica frequentemente realizado pelos fabricantes de automóveis para obter um modelo matemático para determinação de valores de resistência com objectivo de se obter uma economia de combustível.

- **ISO 1864**

A norma ISO 18164:2005 é semelhante à norma SAE J1269, sendo a diferença o procedimento de aumentar o valor da resistência ao rolamento, ou seja inicia-se com uma pressão elevada e baixa carga seguido de uma diminuição de pressão e um aumento de carga.

Além de ser possível avaliar a resistência ao rolamento através de ensaios através de força, binário e potência também inclui o método de desaceleração.

O procedimento é o mesmo usado noutros ensaios sendo opção de realizar um paragem de uma hora para arrefecimento. É requerido que para se iniciar o ensaio se proceda a 30 minutos de preparação sob a carga e 10 minutos entre etapas.

- **ISO 28580**

A norma pelo qual a Comissão das Comunidades Europeias se rege é a norma ISO 28580, sendo que a norma apresenta uma harmonização/aceitação a nível internacional. A norma avalia a resistência ao rolamento através de um ensaio somente com uma etapa. A norma especifica que o tambor de ensaio deve ter no mínimo 1,707 m com superfície rugosa ou macia, sendo possível determinar os valores de resistência ao rolamento através dos 4 métodos referidos na norma ISO 18164.

Para a determinação do valor da resistência ao rolamento a norma recorre a um ensaio realizado a 80km/h e com uma carga de 80% da carga máxima permitida pelo pneu.

O procedimento varia de entre os outros em não possuindo um intervalo de repouso, o pneu deve ser colocado no ambiente de ensaio durante 3 horas antes de começarem os ensaios. Deve haver uma preparação de 30 minutos, este tempo assegura um equilíbrio e estabilização do pneu sob ensaio antes da aquisição de dados.

A norma ISO 28580 DIS (*Draft International Standard*) apresenta um método de medição para a resistência ao rolamento de um pneu para veículo de passageiros, este é baseado no ensaio com características específicas, existindo uma equação correlação de raios dos tambores que permite uma cooperação internacional e regulação estrutural.

A maior vantagem da norma ISO é possibilitar uma comparação entre os dados obtidos em diferentes laboratórios. Isto visa garantir que para comparação de resultados em laboratórios diferentes não seja necessário usar outro método de avaliação ou definição de um método com preços elevados.

A-3 Determinação da inércia da roda

A norma ISO 28580 disponibiliza informação do método de ensaio que permite estabelecer o valor para a inércia para uma roda (conjunto de jante e pneu), evitando estudos complexos para a determinação da inércia de objectos de forma não simétrica como a jante.

O ensaio consiste na suspensão do “conjunto” roda por fios com uma rigidez mínima possível para evitar erros de maior, a Figura Anexos-9 representa o esquema seguido para a suspensão da roda. Ao conjunto roda é imposto um movimento de rotação através de binário de rotação puro, sendo este binário sentido aplicado apenas instantaneamente para a rotação livre da roda segundo o eixo que passa pelo centro da roda.

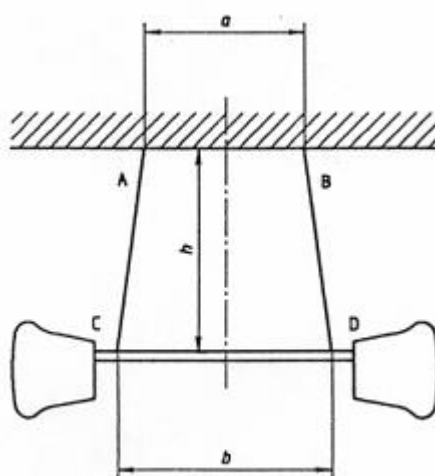


Figura Anexos-9 – Esquema guia para suspensão da roda

Recorrendo à Eq. Anexos.0.4 é possível determinar a inércia da roda.

$$I_{\text{roda}} = \tau^2 \times \frac{P_{\text{roda}} ab}{4\pi^2 h} \quad (\text{Eq. Anexos.0.4})$$

Sendo τ a oscilação periódica, P_{roda} o peso da roda, a , b , h dimensões como mostra a Figura Anexos-9.

Assim, para a determinação da inércia da roda do veículo eléctrico, foi montada uma estrutura com intenção de suportar uma trave que suportaria a roda através de dois fios de Nylon (Figura Anexos-10). Toda a suspensão foi cuidadosamente estabelecida de maneira a nivelar correctamente a roda e permitir a rotação rigorosa segundo o eixo que passa pelo centro da roda.



Figura Anexos-10 - Suspensão da roda



Figura Anexos-11 - Referência para verificação da frequência de rotação da roda

Na Figura Anexos-11 é possível verificar que foi posicionado um apontador de maneira a possibilitar visualização das vezes com que uma posição de referência (marca realizada na área branca colada ao pneu) passa no apontador apresentando este uma posição fixa. Com a ajuda de um cronômetro digital e visualizando a rotação do pneu foi possível verificar a frequência com que a marca móvel passava em relação ao apontador. O ensaio baseou-se em 20 provas onde cada ensaio era constituído por 20 ciclos, tendo sido registado a frequência de oscilação e consequentemente a determinação da oscilação periódica τ .

Anexo B

B-1 Variador de frequência

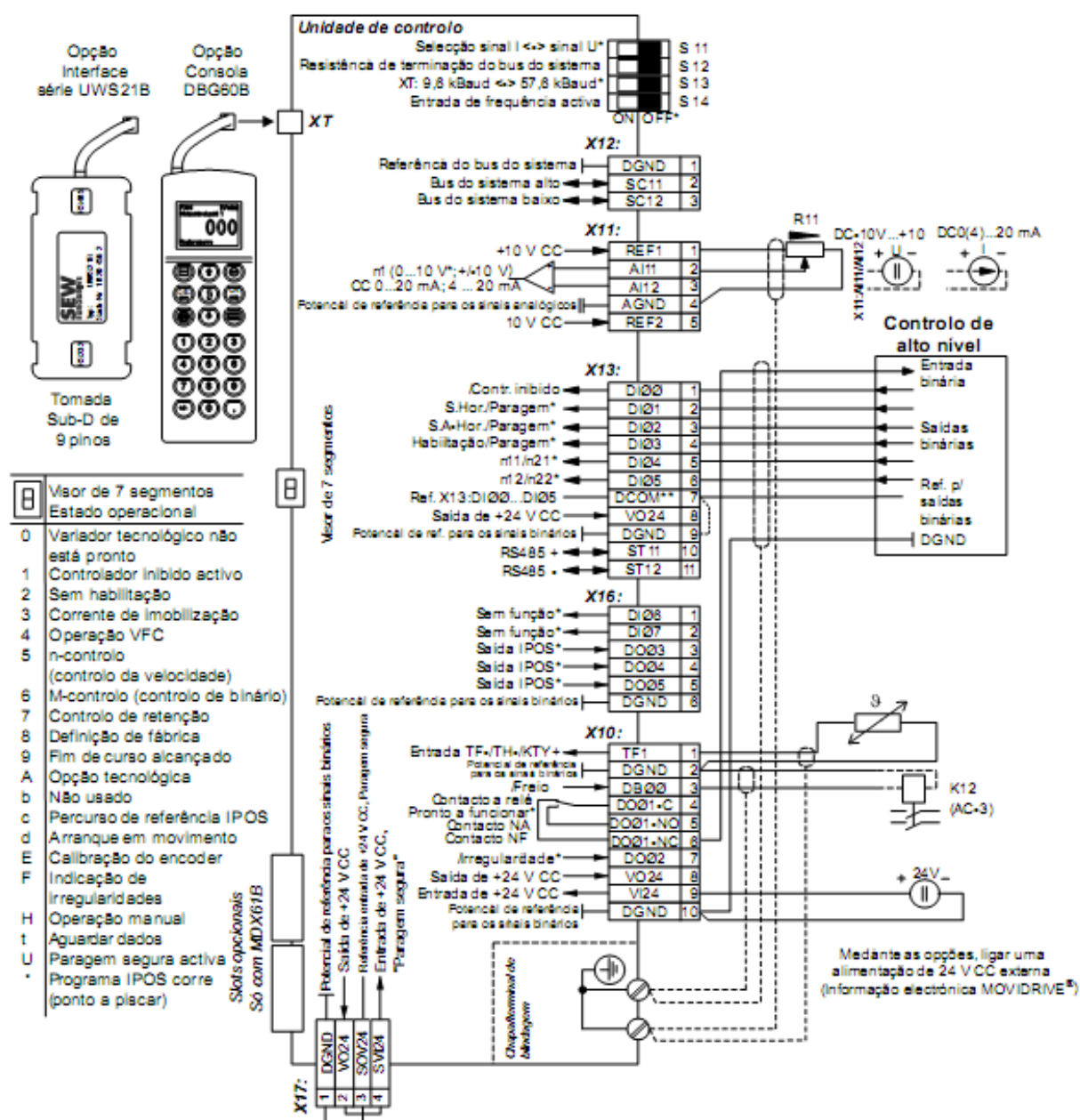


Figura Anexos-12 - Principais portas do variador de frequência

B-2 Programa P100

Função	X13:1 (DI00) /Contr. inibido	X13:2 (DI01) S.Hor./ Paragem	X13:3 (DI02) S.A-Hor./ Paragem	X13:4 (DI03) Habilitação/ Paragem	X13:5 (DI04) n11/n21	X13:6 (DI05) n12/n22
Controlador inibido	"0"	X	X	X	X	X
Paragem	"1"	X	X	"0"	X	X
Habilitação e paragem	"1"	"0"	"0"	"1"	X	X
S. Horário com n11	"1"	"1"	"0"	"1"	"1"	"0"
S. Horário com n12	"1"	"1"	"0"	"1"	"0"	"1"
S. Horário com n13	"1"	"1"	"0"	"1"	"1"	"1"
S. Anti-Horário com n11	"1"	"0"	"1"	"1"	"1"	"0"

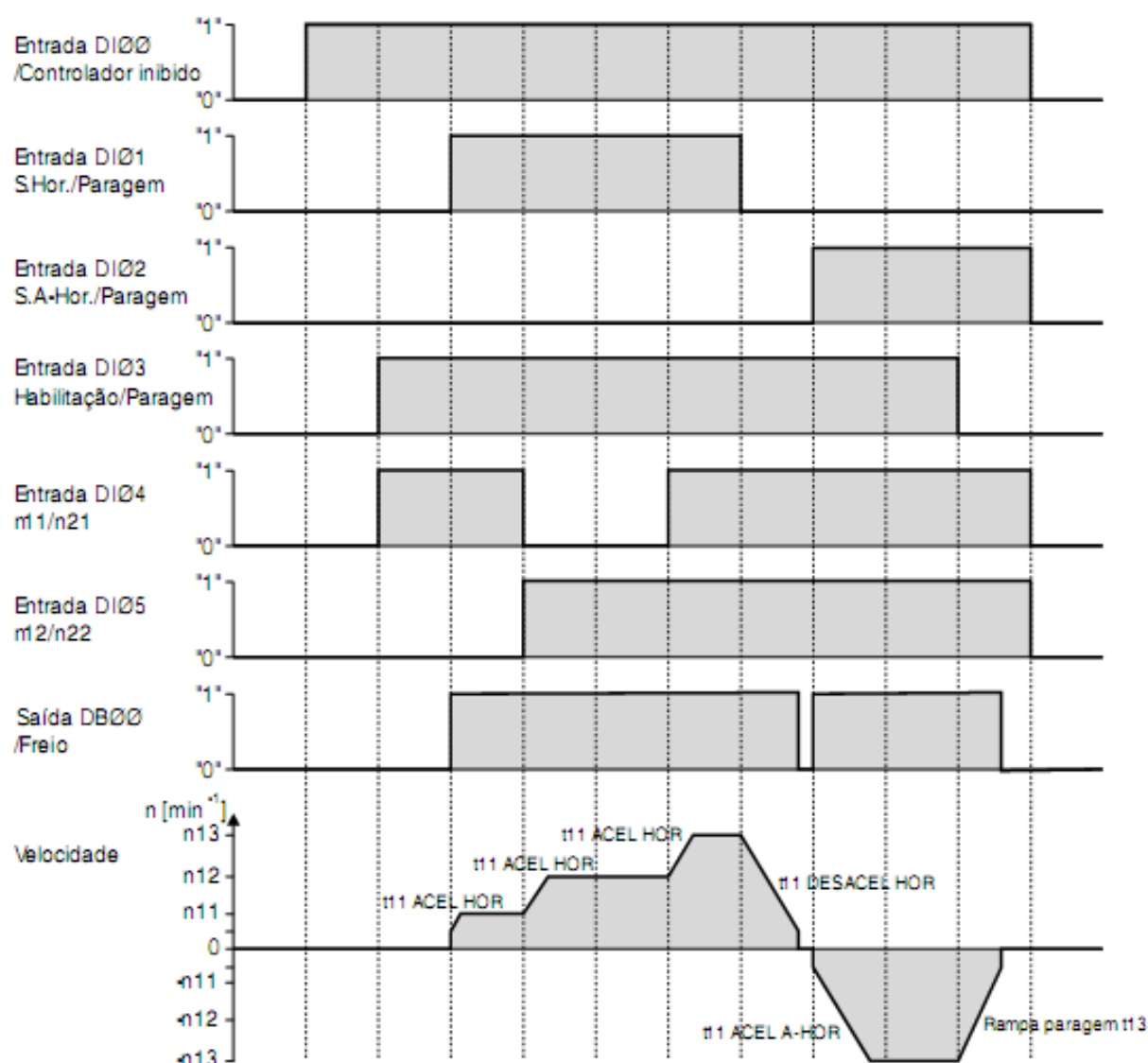


Figura Anexos-13 - Programa P100 do Movilink®

B-3 Programa para ensaio

```
IPOS Source File
=====*/
#include <constb.h>
#include <iob.h>

#define Start      H1
#define TempoFiltragem1  H2//Tempo de filtragem 1
#define TempoFiltragem2  H3//Tempo de filtragem 2
#define TempoFiltragem3  H4//Tempo de filtragem 3

#define EstadoS01  H6//Espelho do sensor S01 IPOS-> Consola
#define EstadoS02  H7//Espelho do sensor S02 IPOS-> Consola
#define EstadoS03  H8//Espelho do sensor S03 IPOS-> Consola

#define Binario1   H9 //Binário 1
#define Binario2   H10//Binário 2
#define Binario3   H11//Binário 3

#define S01        DI01//Estado do sensor S01
#define S02        DI02//Estado do sensor S02
#define S03        DI03//Estado do sensor S03

MOVLNK M1;
MLDATA M1D;

SSPOSSPEED Speed;

ModoJogCW()
{
    if(Start && !EstadoS01 && !EstadoS02 && EstadoS03)
    {
        _AxisStop( AS_ENABLE );
        _SetSys( SS_N11,H9 );
        _SetSys( SS_POSSPEED,Speed );
        _BitClear( ControlWord, 1 );
        _BitSet( ControlWord, 2 );
        _BitSet(ControlWord, 4);

        if(Start)
        {
            if(Start && !EstadoS01 && !EstadoS02 && EstadoS03)
            {
                _AxisStop( AS_ENABLE );
                _SetSys( SS_N11,H9 );
                _SetSys( SS_POSSPEED,Speed );
                _BitClear( ControlWord, 1 );
                _BitSet( ControlWord, 2 );
                _BitSet(ControlWord, 4);

                if(Start)
                {
                    {
                        Timer_0 = TempoFiltragem1;
                        while((Timer_0)>0);

                        Mld.WritePar=H9;
                        _MoviLink(M1);

                        Timer_1 = Tempo Filtragem2;
                        While((Timer_1)>0);

                        Mld.WritePar=H10;
                        _MoviLink(M1);

                        Timer_0 = TempoFiltragem3;
                        while((Timer_0) >0);

                        Mld.WritePar=H10;
                        _MoviLink(M1);
                    }
                }

                while(Timer_0!=0);
                _BitSet( ControlWord, 1 );
                _BitClear( ControlWord, 2 );
            }
        }
    }
}
```

```

        _BitClear(ControlWord, 4);
        _AxisStop( AS_PSTOP );
        _AxisStop( AS_RSTOP );
        Start=0;
    }
}
//Note:
//Movidrive inverters with activated technology function "ISYNCH" or "Cam"
//do not support variables H360 an higher.

/*=====
Task2
=====
*/ Task2()
{
    if(S01)
    {
        EstadoS01=1;
    }
    else
        EstadoS01=0;
    if(S02)
    {
        EstadoS02=1;
    }
    else
        EstadoS02=0;
    if(S03)
    {
        EstadoS03=1;
    }
    else
        EstadoS03=0;

    _GetSys ( H8,GS_ACTSPEED );
}

/*=====
Main function (IPOS-Entry-Function)
=====*/
main()
{
    /*-----
    Initialisation
    -----
    */

    // activate task 2
    _SetTask(ST2_START, Task2);

    //Estrutura do MOVILINK
    M1.BusType = ML_BT_SBUS;
    M1.Adresse = 0;
    M1.Format = ML_FT_PAR1;
    M1.Service = ML_S_WR;
    M1.Index = 8489;
    M1.Result = 0;

    /*-----
    Main Loop
    -----*/
    While(1)
    {
        ModoJogCW();
    }
}

```

Nota: Nesta programação a função “*Inhbit*” foi activada por um botão físico, sendo possível activar esta mesma função através de um botão virtual.