



Instituto Politécnico de Tomar

Escola Superior de Tecnologia de Abrantes

Modificação do Sistema de Freio

Pneumático do

Locotrator Sentinel

Relatório de Estágio

Carlos Miguel Figueiredo Lopes

Mestrado Engenharia Mecânica

Projeto e Produção Mecânica

Abrantes, julho de 2022



Instituto Politécnico de Tomar

Escola Superior de Tecnologia de Abrantes

Carlos Miguel Figueiredo Lopes

Modificação do Sistema de Freio
Pneumático do
Locotrator Sentinel

Coordenado por:

Doutor Jorge Manuel Afonso Antunes

Engenheiro Cristóvão Francisco Leal

Relatório de Estágio

Apresentado ao Instituto Politécnico de Tomar
para cumprimento dos requisitos necessários
à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica
Abrantes, julho de 2022

À minha família...

RESUMO

Este trabalho tem por objeto a atualização do sistema de freio de um veículo de tração ferroviária, designado locotrator Sentinel nº1169. Nesse sentido, foi adaptado e implementado um sistema de freio pneumático automático, com condutas geral e principal. Com tal modificação é pretendido possibilitar uma frenagem do locotrator apoiada pelos restantes elementos da composição. O sistema desenvolvido é um protótipo que, posteriormente, poderá ser implementado na restante série de locotratores.

O locotrator Sentinel é um veículo com motorização Diesel, ao serviço da empresa CP - Comboios de Portugal. Atualmente, apenas encontra uso em parques oficiais para efetuar a movimentação de composições. Contudo, no passado foi utilizado com veículo de tração de composições de passageiros nos ramais do Seixal e do Montijo.

Originalmente a série 1150 era composta por 36 locotratores (1151-1186), estando estes equipados com um sistema de freio pneumático direto para a sua frenagem e, por um sistema a vácuo para a composição. Contudo, o fraco desempenho do sistema a vácuo promoveu o seu desuso. É neste contexto que surge a necessidade de encontrar uma alternativa fiável e segura para o sistema de frenagem. A solução apresentada passa pela implementação de um freio pneumático automático como complemento do direto.

Palavras-chave: *Locotrator Sentinel, freio pneumático, freio direto, frenagem automática.*

ABSTRACT

The aim of this work is the brake system update of a railway traction vehicle, designated locotractor Sentinel nº1169. In this sense, an automatic pneumatic brake system with general duct, CG, and main duct, CP, was adapted and implemented. This modification is intended to enable joint braking with other vehicles. The implemented system will be a prototype that, later, can be applied in the remaining series of locotracors.

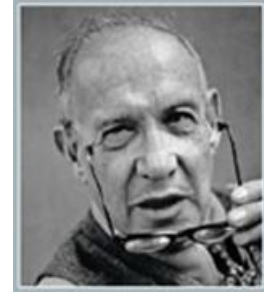
The Locotrator Sentinel is a vehicle with a Diesel engine, at the service of the company CP - Comboios de Portugal. Essentially, it finds use in workshop parks to move trains, although it has also carried out passenger train traction services on the Seixal and Montijo branches.

Originally, the 1150 series consisted of 36 locotracors (1151-1186), which are equipped with a direct pneumatic brake system for braking and a vacuum system for the composition. However, the poor performance of the vacuum system promoted its disuse. It is in this context that the need to find a reliable and safe alternative to the braking system arises.

Keywords: *Locotractor Sentinel, pneumatic brake, direct brake, automatic braking*

What's measured improves...

[O que é medido melhora...]



Peter Drucker

AGRADECIMENTOS

Tal como em qualquer trabalho ou tarefa, assim como na própria vida, existem dificuldades que têm de ser superadas, este projeto, também não fugiu à regra e é nesse sentido que gostaria de prestar agradecimento a algumas pessoas que contribuíram positivamente para a sua realização.

Em primeiro lugar gostaria de agradecer à empresa CP – Comboios de Portugal E. P. E. [Entidade Pública Empresarial], pela oportunidade que me deram de poder realizar o estágio na empresa, com a certeza de ser uma mais-valia, dado a minha grande experiência profissional, podendo continuar a desenvolver um trabalho objetivo e gerar bons resultados, contribuindo para o crescimento da própria empresa.

Aos Engenheiros Pedro Rita, Pedro Guedes e Dias Alves, pela celeridade, disponibilidade e prontidão em relação à documentação necessária e toda a confiança que depositaram em mim.

Ao Engenheiro Cristóvão Leal, pela motivação, orientação e a forma como disponibilizou os meios necessários para a elaboração do estágio.

Ao meu orientador, Professor Doutor Jorge Antunes pelo empenho, dedicação, acompanhamento técnico e metodológico no âmbito dos trabalhos desenvolvidos.

Aos colegas de trabalho que estiveram diretamente envolvidos neste projeto, não faço referência a nomes, pois corro o risco de me esquecer de algum, no entanto, gostaria de efetuar um agradecimento especial aos Técnicos Oficiais Fernando Pereira, António Garcia, Vitorino Carvalho e Vasco Rodrigues pela colaboração, disponibilidade e prontidão.

Aos centros de trabalho F250, T120, T180, T330, pela disponibilidade demonstrada.

Aos meus colegas de turma e de trabalho, pelo companheirismo e incentivo.

A todos os meus Docentes ao longo deste trajeto, pelos conhecimentos que me transmitiram e por contribuírem para a minha formação académica e humana.

Por último, um agradecimento muito especial à minha família, por todo o tempo que estive ausente e por todos os sacrifícios que passaram por mim.

Sem a colaboração de todos, este trabalho nunca teria sido possível.

Obrigado a todos!

Índice

RESUMO	V
ABSTRACT	VI
AGRADECIMENTOS	VIII
Índice	IX
Lista de anexos	XIV
Índice de figuras	XVI
Índice de tabelas	XVIII
Lista de abreviaturas e siglas	XIX
Lista de Simbologia	XX
1. Introdução	1
1.1. Objetivos do estágio	2
1.2. Estrutura do relatório	2
2. Identificação da empresa	3
2.1. História da empresa	3
2.2. Organograma da empresa CP	5
3. Sistemas de freio em veículos ferroviários	6
3.1. Freios contravapor	6
3.2. Vagão de frenagem	6
3.3. Sistema de freio a vácuo	7
3.4. Freio a ar comprimido	8
3.4.1. Freio direto	8
3.4.2. Freio a ar automático	9
3.4.3. Freio dual	10
3.4.4. Freio de emergência	10
3.4.5. Freio pneumático automático de duas condutas	11
3.4.6. Freio electropneumático	12
3.5. Frenagem dinâmica	13
3.6. Frenagem por corrente parasita rotativa	13
3.7. Frenagem eletrodinâmica	14
3.8. Frenagem hidrodinâmica	14
3.9. Frenagem aerodinâmica	14
4. Modificação do sistema de freio Locotrator Sentinel	15
4.1. Enquadramento	15

4.2.	Sistemas de freio pneumático direto e a vácuo.....	16
4.3.	Modificação do sistema de freio.....	17
5.	Especificação do cálculo de freio do locotrator Sentinel	31
5.1.	Introdução.....	31
5.2.	Documentação	31
5.3.	Caraterísticas do locotrator Sentinel.....	31
5.3.1.	Cilindro de freio	32
5.3.2.	Superfície do êmbolo do cilindro de freio:.....	32
5.3.3.	Pressão de avizinhamento das guarnições:.....	33
5.3.4.	Pressão efetiva do cilindro de freio:	33
5.3.4.1.	Pressão efetiva do cilindro de freio no caso de freio automático.....	33
5.3.4.2.	Pressão efetiva do cilindro de freio no caso de freio direto	33
5.3.5.	Força máxima de frenagem por cilindro de freio:	34
5.3.5.1.	Força máxima de frenagem por CF no caso de Freio automático.....	34
5.3.5.2.	Força máxima de frenagem por CF no caso de Freio Direto	35
5.3.6.	Timoneria de freio	36
5.3.6.1.	Desmultiplicação da timoneria de freio	36
5.3.6.2.	Rendimento da timoneria:	44
5.3.7.	Cálculo das desacelerações.....	44
5.3.7.1.	Cálculo das desacelerações no caso de freio automático	45
5.3.7.2.	Cálculo das desacelerações no caso de freio direto.....	45
5.3.9.	Cálculo das distâncias de frenagem.....	46
5.3.9.1.	Cálculo das distâncias de frenagem no freio automático	46
5.3.9.2.	Cálculo das distâncias de frenagem no freio direto.....	47
5.3.10.	Freio manual.....	48
5.3.10.1.	Desmultiplicação da timonaria de freio manual	49
5.3.10.2.	Força contrária ao cilindro de freio.....	50
5.3.10.3.	Força no cepo de freio	51
6.	Protocolo de ensaio de freio locotrator Sentinel após modificação.....	53
6.1.	Introdução.....	53
6.2.	Documentação	53
6.3.	Procedimento de ensaio de freio estático	54
6.3.1.	Recursos de medição e monitorização utilizados	54
6.3.2.	Enchimento da conduta principal	54

6.3.3.	Funcionamento do pressostato posição 51	55
6.3.4.	Funcionamento da válvula de segurança posição 53.....	55
6.3.5.	Pressão da conduta geral.....	55
6.3.6.	Estanquicidade da conduta geral com freio aliviado	55
6.3.7.	Estanquicidade da conduta geral com freio apertado	56
6.3.8.	Estanquicidade da conduta principal	56
6.3.9.	Estanquicidade dos cilindros de freio (com freio direto)	56
6.3.10.	Estanquicidade dos cilindros de freio (com freio automático).....	56
6.3.11.	Corte de tração colocando o motor Diesel ao <i>relanti</i>	57
6.3.12.	Sensibilidade do freio	57
6.3.13.	Funcionamento dos areiros	57
6.3.14.	Funcionamento das buzinas.....	57
6.3.15.	Controlo do freio automático.....	57
6.3.16.	Aperto do freio automático por patamares	58
6.3.17.	Desaperto do freio automático por patamares	58
6.3.18.	Ativação da Sobrecarga	59
6.3.19.	Desativação da Sobrecarga.....	59
6.3.20.	Purga do distribuidor de freio KE1cSL	59
6.3.21.	Controlo do freio direto	59
6.3.22.	Aperto do freio direto por patamares.....	59
6.3.23.	Desaperto do freio direto por patamares.....	60
6.3.24.	Conjugação entre o freio automático e o freio direto	60
6.3.25.	Curso do cilindro do freio.....	61
6.3.26.	Freio de estacionamento	61
6.3.27.	Freio de Emergência através da válvula de maquinista FHD4-3	61
6.3.28.	Freio de Emergência através da “válvula de murro”	61
6.3.29.	Freio de emergência pela Quebra de engates	61
6.3.30.	Freio de emergência através do HM.....	61
6.4.	Procedimento de ensaio de freio dinâmico.....	62
6.4.1.	Ensaio da distância de frenagem para o freio automático	62
6.4.2.	Ensaio da distância de frenagem para o freio direto.....	63
6.4.3.	Complemento ao ensaio de freio dinâmico	64
6.4.3.1.	Procedimento acoplamento UTE pelo Locotrator Sentinel 1169.....	64
7.	Oportunidades de melhoria.....	66

7.1. Fator Segurança	66
7.2. Fator conforto	68
7.2.1. Teto do locotrator	68
7.2.2. Chão da cabine de condução do locotrator Sentinel.....	69
7.2.3. Bancos de condução	70
7.2.4. Lâmpada de iluminação da cabine de condução	71
8. Mapa de Gantt projeto modificação sistema de freio do locotrator Sentinel	73
Conclusões.....	74
Recomendações	75
Referências	76
Anexos.....	79
Anexo I.....	80
Anexo II.....	83
Anexo III	86
Anexo IV	87
Anexo V.....	91
Anexo VI	93
Anexo VII.....	95
Anexo VIII.....	115
Anexo IX	118
Anexo X.....	120
Anexo XI	121
Anexo XII.....	122
Anexo XIII.....	123
Anexo XIV	124
Anexo XV.....	125
Anexo XVI	126
Anexo XVII.....	127
Anexo XVIII.....	128
Anexo XIX	129
Anexo XX.....	130
Anexo XXI	131
Anexo XXII	132
Anexo XXIII.....	133

Anexo XXIV	134
Anexo XXV	135
Anexo XXVI	136
Anexo XXVII	137
Anexo XXVIII.....	138
Anexo XXIX	139
Anexo XXX.....	145

Lista de anexos

Anexo I - Esquema pneumático dos sistemas HM, aceleração do motor e circuito de freio do Locomotivo Sentinel 1169 antes da modificação.

Anexo II - Esquema pneumático dos sistemas HM, aceleração do motor e circuito de freio do Locomotivo Sentinel 1169, do circuito de frenagem com a alteração proposta para o sistema de freio pneumático automático.

Anexo III - Esquema Elétrico para freio pneumático automático, com alteração do circuito do HM e corte da tração

Anexo IV - Funcionamento válvula da maquinista FHD4 e válvula relé RH3-EP.

Anexo V - Esquema pneumático da válvula de Murro.

Anexo VI - Funcionamento do sistema Homem Morto.

Anexo VII - Cálculo da polia e da correia trapezoidal para compressor A800.

Anexo VIII - Ordem cronológica para a realização das diferentes tarefas.

Anexo IX - Aprovisionamento equipamentos de acordo com a lista de materiais.

Anexo X - Ficha Técnica de Locomotivas Diesel – Locomotivo Sentinel.

Anexo XI - Coeficiente de atrito dinâmico dos cecos de freio sintético do Locomotivo Sentinel - Excerto do processo de Homologação dos cecos de freio sintético tipo 18U ICER903/62.

Anexo XII - Excerto do Cálculo de freio Bogie: M/UTE+M/UQE-Cascais.

Anexo XIII - Desenho da base da válvula de Emergência “válvula de murro”.

Anexo XIV - Desenho de conjunto da abraçadeira do reservatório auxiliar.

Anexo XV - Desenho de conjunto da abraçadeira do reservatório de sobrecarga.

Anexo XVI - Desenho de conjunto de conjunto do suporte do HM.

Anexo XVII - Desenho da base do compressor A800.

Anexo XVIII - Desenho da base da válvula relé RH3-EP esquerda.

Anexo XIX - Desenho da base da válvula relé RH3-EP direita.

Anexo XX - Desenho conjunto da cantoneira fixação da tubagem das torneiras de intercomunicação.

Anexo XXI - Desenho do suporte das tomadas de prova.

Anexo XXII - Desenho do suporte da base do distribuidor de freio KE1cSL.

Anexo XXIII - Desenho do suporte de apoio dos bocais das torneiras de intercomunicação.

Anexo XXIV - Desenho do suporte da válvula de retenção dupla AE 4103.

Anexo XXV - Desenho do veio da válvula de maquinista FHD4-3 direita.
Desenho já aprovado.

Anexo XXVI - Desenho do veio da válvula de maquinista FHD4-3 esquerda.
Desenho já aprovado.

Anexo XXVII - Desenho do casquilho da válvula de maquinista FHD4-3 esquerda. Desenho já aprovado.

Anexo XXVIII - Desenho do casquilho da válvula de maquinista FHD4-3 direita.
Desenho já aprovado.

Anexo XXIX - Desenho do esticador da correia trapezoidal do compressor A800

Anexo XXX - Excerto do ensaio de freio em banco de ensaio ao DTB122888
(tempos de aperto e desaperto do freio).

Índice de figuras

Figura 1 - Organograma da empresa CP (14-06-2022). Adaptada de [2]	5
Figura 2 - Vagão de frenagem com guarda freio. Adaptada de [8]	7
Figura 3 - Diagrama de blocos do sistema de freio a vácuo. Adaptada de [10]	7
Figura 4 - Diagrama de blocos do freio a ar direto. Adaptada de [11]	9
Figura 5 - Esquema pneumático do freio dual. Adaptada de [19]	10
Figura 6 - Diagrama de blocos freio pneumático de duas condutas. Adaptado de [7] ..	12
Figura 7 - Diagrama de blocos do freio E. P. Adaptado de [24]	13
Figura 8 - Locotrator Sentinel nº1169.	15
Figura 9 - Cabina de condução do locotrator Sentinel, antes da modificação.....	16
Figura 10 - Válvula de emergência do Tipo SBV1 (válvula de murro).	18
Figura 11 - Válvula de maquinista M8D.	19
Figura 12 - Bloco pneumático automático – PBA.....	20
Figura 13 - Válvula de maquinista FHD4-3 (B1) e válvula relé RH3-EP (B2).	20
Figura 14 - Válvula de maquinista FHD4-3 na posição de emergência	21
Figura 15 - Cabina de condução do locotrator Sentinel, após modificação.	22
Figura 16 - Distribuidor de freio do tipo KE1cSL e reservatório auxiliar.	23
Figura 17 - Válvula de comando dupla G 1/2 AE 4103.	24
Figura 18 - Compressor do tipo P180.....	24
Figura 19 - Compressor do tipo A800.	25
Figura 20 - Torneiras de intercomunicação, (CG e CP) do locotrator Sentinel 1169	25
Figura 21 - Layout dos novos equipamentos.....	26
Figura 22 - Cilindro de freio DL519 do locotrator Sentinel.....	27
Figura 23 - Timoneria de freio locotrator Sentinel.....	27
Figura 24 - Guarnições (Cepo) locotrator Sentinel.	28
Figura 25 - Perfil da roda. Adaptado de [9].....	29
Figura 26 - Cotas nominais da relação entre rodado-via. Adaptado de [9].	29
Figura 27 - Rodados motor do locotrator Sentinel	30
Figura 28 - Motor Diesel Rolls-Royce do locotrator Sentinel, [9].....	31
Figura 29 - Desenho com dimensões do locotrator Sentinel nº1169, adaptado de [41].	36
Figura 30 - Corte longitudinal do locotrator Sentinel. Adaptado de [38].....	37
Figura 31 - Desmultiplicação da Timoneria de freio. Adaptado de [37].....	38
Figura 32 - Dimensões das alavancas da timoneria de freio. Adaptado de [38]	41
Figura 33 - Aplicação das forças na timoneria de freio.....	42
Figura 34 - Volante do freio manual do locotrator Sentinel.....	48
Figura 35 - Dimensões das alavancas da Timoneria do freio manual do locotrator	49
Figura 36 - Rampa com inclinação máxima de 4%	52
Figura 37 - “Mala” de ensaios e computador portátil para registo de ensaios de freio ..	54
Figura 38 - Ensaios dinâmicos ao Locotrator sentinel 1169	62
Figura 39 - Engate de transição com os acoplamentos da CG e CP.....	65
Figura 40 - Locotrator Sentinel à velocidade de 10 Km/h com a UTE 2277 a reboque	66
Figura 41 - Bloco de amortecimento do conjunto de engate.....	67
Figura 42 - Gancho e tensor de engate.	67
Figura 43 - Sistema GPS – Velocímetro.	68
Figura 44 - Isolamento da cabine.	68

Figura 45 - Teto do locotrator.	69
Figura 46 - Chão da cabine de condução antes da substituição.....	69
Figura 47 - Chão da cabina de condução após substituição.	70
Figura 48 - Bancos de condução antes de serem recuperados.....	70
Figura 49 - Banco de condução após recuperação.	71
Figura 50 - Lâmpada incandescente de 24V.	71
Figura 51 - Lâmpada da cabina de condução atualmente.....	72
Figura 52 - Mapa de Gantt projeto modificação sistema freio locotrator Sentinel.	73

Índice de tabelas

Tabela 1 - Comparação freio a vácuo e ar comprimido. Adaptada de [7].....	8
Tabela 2 - Relações de transmissão braços e forças aplicadas na timoneria de freio.....	43
Tabela 3 - Resumo das distâncias de frenagem para o freio automático.....	47
Tabela 4 - Resumo das distâncias de frenagem para o freio direto	47
Tabela 5 - Distâncias de frenagem no ensaio dinâmico do freio automático	63
Tabela 6 - Distâncias de frenagem no ensaio dinâmico do freio direto	63
Tabela VII.7 - HI-POWER® SIZE LISTING (Tabela 2 pág. 14 catálogo Gates).....	106
Tabela VII.8 - Centre distance factor “h” (tabela 9 pág. 29 catálogo Gates)	107
Tabela VII.9 - Power ratings hi-power® (tabela pág. 70 catálogo Gates)	108
Tabela VII.10 - Power ratings hi-power® (tabela pág. 71 catálogo Gates)	109
Tabela VII.11 - Additional kW per belt for belt life - (tabela pág. 70 catálogo Gates)	110
Tabela VII.12 - Arc of contact correction factor G - (tabela pág. 71 catálogo Gates) .	110
Tabela VII.13 - Belt length correction factor CL - (tabela pág. 71 catálogo Gates)	111
Tabela VII.14 - Minimum installation and takeup allowances (tabela 11 pág. 32 catálogo Gates)	112
Tabela VII.15 - Factor M and factor Y (Tabela 13 pág. 34 catálogo Gates).....	113

Lista de abreviaturas e siglas

Empresa CP - Comboios de Portugal E.P.E.

E.P.E. - Entidade Pública Empresarial

CG - Conduta Geral

CP - Conduta Principal

CI - Conduta Igualizadora

CF - Cilindros de freio

TF - Timoneria de freio

UIC - *International Union of Railways*

ME - Manutenção e Engenharia

ME - Entroncamento - Manutenção e Engenharia Entroncamento.

LD - Locomotivas Diesel

B1 - Válvula maquinista FHD4-3

B2 - Válvula relé RH3-EP

M8D - Válvula de maquinista M8D

PBA - Bloco Pneumático Automático

Freio EP - Freio Electropneumático

LD - Locomotivas Diesel

Allan - Automotora Diesel-Elétrica utilizada pela empresa CP E.P.E.

UQE's 2300/2400 – Automotora (Unidade Quadrupla Elétrica da série 2300/2400)

Frenagem - Termo empregue na terminologia ferroviária, utilizado quando se pretende diminuir a velocidade do veículo ferroviário ou simplesmente pará-lo.

Aperto do freio - Termo empregue na terminologia ferroviária, usado quando se pretende efetuar uma frenagem.

Desaperto do freio - Termo empregue na terminologia ferroviária, empregado quando se pretende libertar o freio.

RGE - Reparação Geral de Equipamento

ERM - *Environmental Resources Management*

UTE - Unidade Tripla Elétrica

Lista de Simbologia

- μ_{ad} - Coeficiente de atrito dinâmico do cepo sintético tipo 18U ICER903/62
- A_c - Superfície do êmbolo do cilindro de freio [cm²]
- d - Diâmetro do cilindro de freio [polegadas]
- P_e - Pressão efetiva do cilindro de freio [bar]
- P_{ms} - Pressão máxima de serviço do cilindro de freio [bar]
- P_a - Pressão de avizinhamento do cilindro de freio [bar]
- F_{maxf} - Força máxima de frenagem [kgf]
- i - Relação de transmissão da timoneria de freio
- η_T - Rendimento da timoneria de freio
- a - Aceleração/desaceleração instantânea [m/s²]
- F - Força de frenagem ou esforço de frenagem [Kgf]
- m - Massa do Locotrator Sentinel [Kg]
- g - Aceleração gravítica à superfície da Terra [m/s²]
- n - Número de cilindros de freio
- d_p - Distancia percorrida, desde o momento da aplicação do freio até à imobilização integral do Locotrator [m]
- V_0 - Velocidade inicial atingida no período de frenagem [km/h]
- t_0 - Tempo decorrido, desde o momento de aplicação do freio até atingir 95% da pressão máxima nos cilindros de freio [s]
- t - Tempo decorrido, desde o momento da aplicação do freio até à imobilização integral do Locotrator [s]
- i_{fm} - Relação de transmissão freio manual
- d_v - Diâmetro do volante do freio manual [mm]
- p - Passo de rosca do freio manual [mm]
- F_{CCF} - Força contrária ao cilindro de freio [Kgf]
- F_{cepo} - Força no cepo de freio [Kgf]
- F_{mv} - Força para movimentar o volante do freio de estacionamento [Kgf]
- C_{aest} - Coeficiente atrito estático entre o cepo e a roda
- F_{fr} - Esforço de frenagem por roda [Kgf]

F_s - Fator de segurança

θ - Ângulo de inclinação máxima que o locotrator pode estar imobilizado

P_{fm} - Peso de Freio manual

i_1 - Relação de transmissão do braço 1

i_2 - Relação de transmissão do braço 2

i_3 - Relação de transmissão do braço 3

i_4 - Relação de transmissão do braço 4

i_5 - Relação de transmissão do braço 5

i_6 - Relação de transmissão do braço 6

F_2 - Força 2 [Kgf]

F_3 - Força aplicada pelo cepo de freio no rodado 1 [Kgf]

F_4 - Força 4 [Kgf]

F_5 - Força aplicada pelo cepo de freio no rodado 2 [Kgf]

F_6 - Força 6 [Kgf]

F_7 - Força aplicada pelo cepo de freio no rodado 3 [Kgf]

$F_{TC}F_A$ - Força total aplicada pelos calços de freio automático [Kgf]

$F_{TC}F_D$ - Força total aplicada pelos calços de freio direto [Kgf]

a_{fa} - Aceleração freio automático [m/s^2];

a_{fd} - Aceleração freio direto [m/s^2];

1. Introdução

O assunto tratado neste documento diz respeito às atividades desenvolvidas no âmbito da unidade curricular de Estágio, do curso de Mestrado em Engenharia Mecânica – Projeto e Produção Mecânica, ministrado pela Escola Superior de Tecnologia de Abrantes, do Instituto Politécnico de Tomar. O estágio, com a duração de 1200 horas, foi realizado na empresa CP – Comboios de Portugal E.P.E., mais precisamente ME - Entroncamento – Manutenção e Engenharia localizado no Entroncamento.

O objeto principal de estudo foi o sistema de freio de uma unidade de tração ferroviária, Locotrator Sentinel (nº 1169). Este equipamento é utilizado para a movimentação em parque de composições ferroviárias. As ações realizadas centraram-se na renovação e atualização do mencionado sistema, visando com isso alcançar padrões de funcionalidade e segurança compatíveis com o equipamento.

Neste contexto, foi desenvolvido e implementado um freio pneumático automático, com condutas geral, CG, e principal, CP), respetivamente. O sistema implementado permite a frenagem conjunta de todos os elementos da composição, contrariando a situação inicial, onde tal ação apenas ficava a cargo do Locotrator.

Para a materialização do novo sistema de freio foram utilizados componentes comuns a outros veículos ferroviários. Deste modo, além de sair potenciado o sucesso do sistema é também garantido o cumprimento dos requisitos legais estabelecidos para veículos ferroviários como, por exemplo, pela *International Union of Railways* (UIC 540).

Para a realização deste projeto foi essencial o acesso ao conhecimento acumulado acerca dos sistemas de freio e seus aspetos funcionais, resultado da partilha do saber entre diversas gerações de colaboradores da CP, nomeadamente das áreas da manutenção, reabilitação e fabrico de veículos ferroviários.

1.1. Objetivos do estágio

À tarefa de adequação do sistema de freio do locotrator Sentinel às exigências impostas pela sua função, somaram-se outras atividades com os seguintes objetivos:

- Aumentar a eficiência e a redução de custos;
- Melhorar a fiabilidade dos equipamentos;

1.2. Estrutura do relatório

O relatório deste projeto é constituído por nove capítulos.

O capítulo um, consiste num conjunto de considerações com o propósito de enquadrar o trabalho, através de uma breve introdução, explicitando os seus objetivos e apresentar a forma como está organizado.

No capítulo dois é realizado uma identificação da empresa onde foi realizado este estágio curricular, abordando um pouco da sua história e também é dado a conhecer o seu Organograma.

O terceiro capítulo retrata os sistemas de freio em veículos ferroviários, onde será efetuada uma pequena revisão bibliográfica sobre este assunto.

No capítulo quatro é esplanada a modificação do sistema de freio do locotrator Sentinel onde, após enquadramento do assunto, são abordados os sistemas de freio direto e a vácuo.

No quinto capítulo é feita a especificação e o cálculo relacionado com o sistema de freio a implementar.

No capítulo seis é descrito o protocolo de ensaio de freio. É retratado o procedimento de ensaio estático e dinâmico do freio do locotrator Sentinel após modificação.

O sétimo capítulo trata as oportunidades de melhoria que foram implementadas, contribuindo positivamente para a melhoria do fator de segurança e comodidade.

O oitavo capítulo apresenta o mapa de Gantt do projeto de modificação do sistema de freio.

No nono e último capítulo apresentam-se as principais conclusões e, sugerem-se algumas recomendações.

2. Identificação da empresa

A empresa CP – Comboios de Portugal EPE é uma entidade pública empresarial que tem como único acionista o Estado Português e está sujeita à tutela do Ministério das Infraestruturas e Habitação e do Ministério das Finanças [1]. Como agente ativo da sociedade, a CP assume a responsabilidade de contribuir para o desenvolvimento económico e para a coesão social do país, isto através da sua atividade comercial. Com uma média acima dos 100 milhões de passageiros transportados por ano, a CP é a maior empresa no ramo dos transportes terrestres a operar em Portugal [1].

2.1. História da empresa

A inauguração do primeiro troço dos caminhos de ferro portugueses ocorreu no dia 28 de outubro de 1856, com a realização da viagem de comboio entre Lisboa e o Carregado [2]. A este seguiu-se um longo período de expansão da rede ferroviária até à década de quarenta do séc. XX. Em Portugal, o transporte ferroviário nasceu como sinónimo do consenso alargado sobre o modelo de desenvolvimento a adotar, sendo a construção financiada por capitais privados e públicos. A CP é a empresa herdeira da Companhia Real dos Caminhos de Ferro Portugueses, constituída em 20 de junho de 1860. Era uma das companhias de caminho-de-ferro que atuavam em Portugal, visto existirem outras responsáveis pela construção e exploração de linhas férreas, em diferentes pontos do país. Com a instauração da República, a denominação social da empresa, deixa de ser “Real” e passa a denominar-se “Companhia dos Caminhos de Ferro Portugueses”. Em 1927, aumenta a sua rede ao arrendar a exploração das Linhas do Estado: as redes do Minho e Douro e Sul e Sueste. Em 1947, em consequência da pressão efetuada pela rodovia e pela situação financeira difícil das companhias ferroviárias, é aplicada a Lei da Coordenação dos Transportes Terrestres [2].

Em 1951, é assinado o contrato de Concessão Única entre a CP e o Estado para a exploração de toda a rede ferroviária nacional com exceção da linha de Cascais, esta arrendada à Sociedade Estoril desde 1918 e apenas integrada na CP em 1976. O contrato de Concessão Única implicou a extinção da Companhia dos Caminhos de Ferro Portugueses da Beira Alta, da Companhia Nacional dos Caminhos de Ferro, da Companhia dos Caminhos de Ferro do Norte de Portugal e da Companhia dos Caminhos de Ferro do Vale do Vouga, bem como a aprovação de novos estatutos. Com a Revolução

de 25 de Abril de 1974, a Companhia dos Caminhos de Ferro Portugueses passa a empresa nacionalizada e altera a sua designação social para “Companhia dos Caminhos de Ferro Portugueses, E.P”., passando o Estado a deter 100% do seu capital. Em 1991, foram estabelecidas linhas de orientação no sentido da reestruturação do setor ferroviário, assente num modelo baseado em três entidades: Operadores de Transporte, Gestor da Infraestrutura e Organismo Regulador. Em 1993, é criada a EMEF – Empresa de Manutenção de Equipamento Ferroviário, no âmbito da autonomização das áreas de reparação, manutenção e reabilitação do material circulante da CP. Em 1997, foi criada a Rede Ferroviária Nacional - REFER, a qual ficou responsável pela gestão das infraestruturas ferroviárias, funções atualmente integradas nas Infraestruturas de Portugal. A CP, por sua vez, ficou responsável pela atividade de exploração do transporte ferroviário. Em 1998, é criado o Instituto Nacional de Transporte Ferroviário – INTF, com funções de regulação, supervisão e desenvolvimento do setor, que atualmente se encontram no âmbito das competências do IMT. Refira-se também que na CP se encontra implementado um Sistema de Gestão Integrado da Qualidade e Ambiente, tendo sido, em 2008, obtida a certificação global da Organização no âmbito da Qualidade, à qual ainda se mantém. A CP encontra-se também certificada ao nível do Sistema de Gestão Segurança, conforme Certificado de Segurança, dando cumprimento ao disposto na legislação nacional e comunitária no âmbito da certificação de empresas ferroviárias e gestores de infraestruturas [2].

Em 2009, a CP transforma-se numa entidade pública empresarial, passando a denominar-se CP - Comboios de Portugal, E.P.E. Ainda em 2009, com a criação da CP Carga, SA, foi autonomizado o transporte de mercadorias, tendo em vista responder aos desafios lançados pela União Europeia com a liberalização do transporte ferroviário de mercadorias.

Em dezembro de 2019 a CP contava com 2.635 trabalhadores ao serviço (dos quais 14% mulheres) e transportou cerca de 145 milhões de passageiros, sendo assim uma das mais representativas empresas portuguesas sendo mesmo a maior empresa de transportes terrestres a operar em Portugal.

Em 1 de janeiro de 2020 efetuou-se a fusão, por incorporação, da EMEF na CP, resultando numa reorganização das áreas da empresa com o objetivo de reforçar a capacidade operacional e funcional com ganhos de qualidade, eficiência e racionalidade,

melhor afetação de recursos e competências, numa estrutura simultaneamente mais ágil e robusta.

Após a incorporação da EMEF na CP, o número de trabalhadores passou a ser de 3.643 (dos quais 11% são mulheres) [2].

2.2. Organograma da empresa CP

De acordo com a Deliberação n.º 1/2020, de 17 de janeiro de 2020, a estrutura da CP - Comboios de Portugal E.P.E. e respetivos processos são enquadrados pela descrição das missões e principais atribuições/atividades de cada uma das unidades organizacionais. O objetivo é que cada um dos(as) colaboradores(as) da organização tenha acesso facilitado, não só às principais atividades da sua Unidade Orgânica, mas também de todas as outras, com o intuito de alcançar o conhecimento e entendimento global das atividades que permitem à CP cumprir diariamente a sua missão [2]. A Figura 1, mostra o organograma da CP.

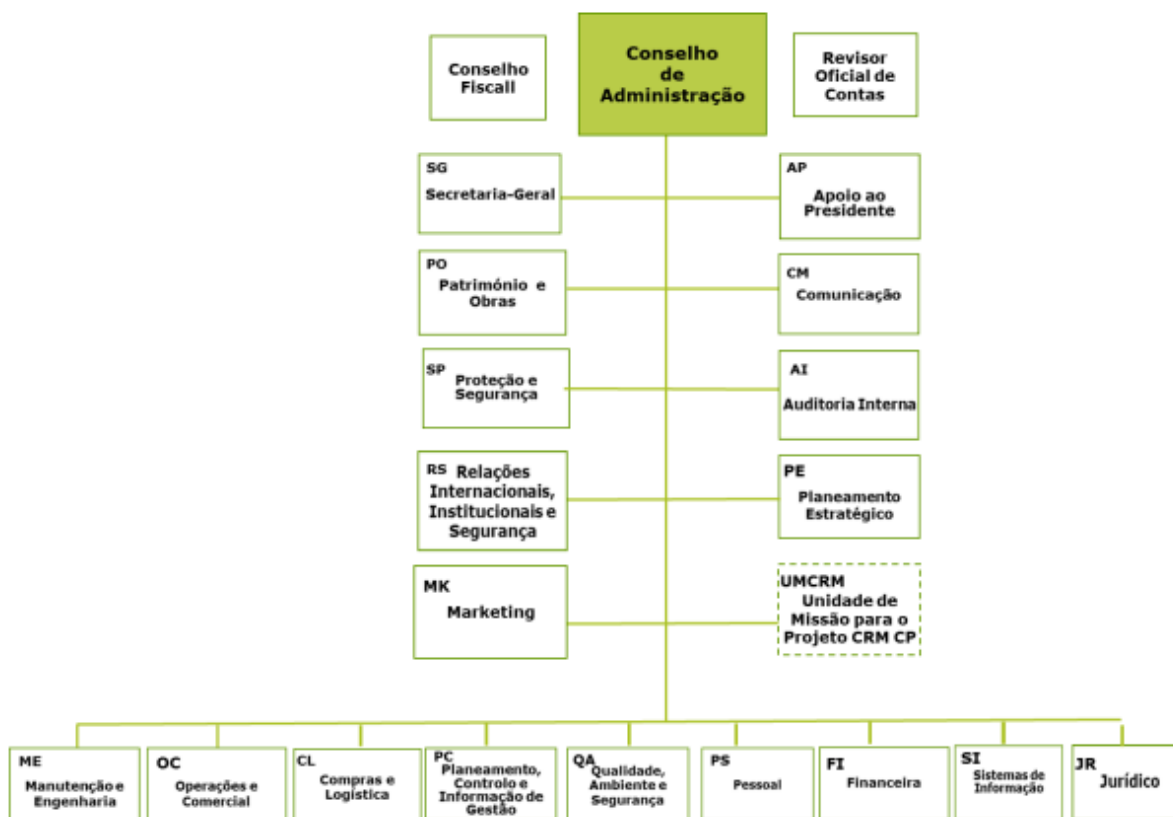


Figura 1 - Organograma da empresa CP (14-06-2022). Adaptada de [2]

3. Sistemas de freio em veículos ferroviários

Os veículos ferroviários permitem hoje velocidades que nos seus primórdios eram impossíveis de imaginar. Isto, consequência da evolução sofrida pelos diferentes sistemas integrantes de um veículo ferroviário, sendo um deles o de frenagem.

A frenagem é na verdade um evento de equilíbrio de energia, em que o sistema deverá ter a capacidade de reduzir a velocidade do veículo ou provocar a sua imobilização em segurança. A energia mecânica na frenagem é principalmente transformada em energia térmica enviada para o meio ambiente [3], ou convertida em energia elétrica por meio de frenagem regenerativa [4] e [5]. Além disso, as forças de resistência durante o percurso, nomeadamente a do ar e a de rolamento, também influenciam a frenagem e devem ser levadas em consideração nos projetos do freio [6].

No seguinte são, de forma breve, apresentados os diferentes sistemas de freio utilizados em veículos ferroviários.

3.1. Freios contravapor

Na sua génese, os comboios eram tracionados por locomotivas a vapor. Em tais equipamentos, a frenagem da composição ficava apenas a cargo da locomotiva, uma vez que o material rebocado não dispunha de freio. Neste caso, a imobilização dependia fortemente do peso aderente da locomotiva. A frenagem resultava da aplicação de “contravapor” e de um freio mecânico manual. Este tipo de sistema era muito pouco eficiente, principalmente a baixas temperaturas [7].

3.2. Vagão de frenagem

Consequência da baixa eficiência do freio de “contravapor”, optou-se por integrar à retaguarda das composições um veículo, vagão de frenagem, que possuía um freio manual, sendo este acionado por um guarda-freios, Figura 2. Com o aumento das composições, optou-se por intercalar outros vagões de frenagem, isto no sentido de incrementar a capacidade de frenagem. A ordem de aplicação deste freio mecânico era dada a partir da locomotiva pelo maquinista [7].



Figura 2 - Vagão de frenagem com guarda freio. Adaptada de [8]

3.3. Sistema de freio a vácuo

Em consequência de as locomotivas disporem de vapor em abundância, possibilitava a criação de vácuo com recurso a um dispositivo simples e sem peças móveis, denominado ejetor [9]. Assim, surgiu o primeiro sistema de freio contínuo, desenvolvido para composições ferroviárias. Designado de sistema de freio a vácuo, foi patenteado em 1860 por Nehemiah Hodge. O seu princípio de funcionamento é mostrado na Figura 3.

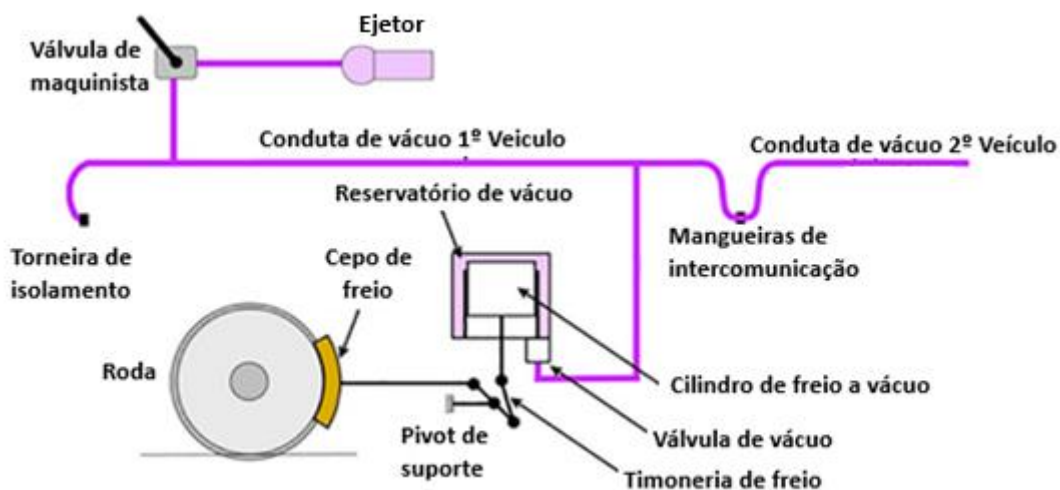


Figura 3 - Diagrama de blocos do sistema de freio a vácuo. Adaptada de [10]

Contudo, a necessidade de aumentar a velocidade e reduzir as distâncias de frenagem depressa revelou as limitações do freio a vácuo.

3.4. Freio a ar comprimido

O freio a ar comprimido foi proposto por George Westinghouse em 1869. Este sistema oferece maior segurança e permite aumentar a extensão da composição. Além disso, melhora a velocidade de operação da frota, permitindo simultaneamente aumentar as potências de frenagem e diminuir a dimensão dos cilindros de freio.

A Tabela 1 apresenta a comparação entre alguns componentes e parâmetros operativos dos sistemas de freio a vácuo e a ar comprimido [7].

Tabela 1 - Comparação freio a vácuo e ar comprimido. Adaptada de [7].

Tabela de comparação entre os freios a vácuo e a ar comprimido		
	Vácuo	Ar comprimido
Órgão de produção	Ejetor de vácuo ou bomba de vácuo	Compressor
Valor na conduta geral na posição de desaperto (Pressão de regime)	Depressão = 45 a 50 cm Hg	Pressão = 5 bar
Diâmetro conduta geral	2" (Via larga)	1" ou 3/4"
Exemplo de diâmetro dos cilindros de freio (mesmo veículo)	21" (Esforço de frenagem correspondente: 34000 kgf)	12" (Esforço de frenagem correspondente: 44400 kgf)

3.4.1. Freio direto

O primeiro sistema de freio a ar comprimido foi o direto, usualmente conhecido por freio direto. Este sistema, inicialmente era composto pelo compressor, reservatório principal, válvula de controlo, conduta geral, CG, cilindro de freio, CF, regulador de freio (SAB), timoneria de freio, calços, cepos ou pastilhas de freio, também conhecidos por guarnições e rodados [7].

Neste sistema, o compressor principal da locomotiva envia o ar comprimido para o reservatório principal, onde é armazenado. Esse reservatório está ligado à válvula de controlo, que comanda a saída do ar comprimido para a conduta geral através do manipulador de freio. A CG está interligada às várias derivações e destina-se exclusivamente ao funcionamento do freio pneumático, sendo ela que comanda o sistema através das ordens de “aperto” ou “desaperto” do freio [7] e [10].

A Figura 4 mostra esquematicamente o funcionamento do sistema de freio direto.

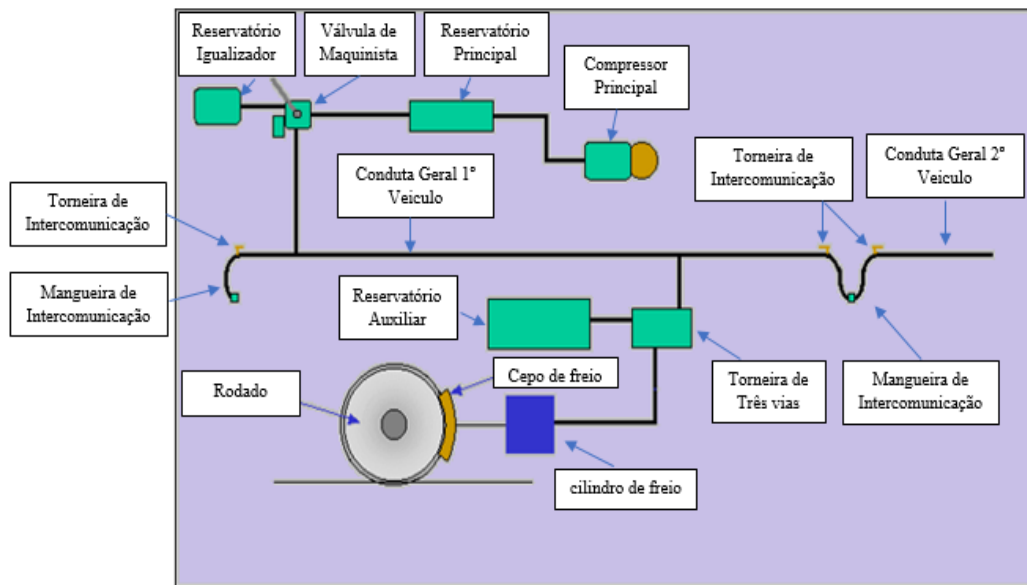


Figura 4 - Diagrama de blocos do freio a ar direto. Adaptada de [11]

O alívio do freio é feito retirando o ar comprimido que se encontra na conduta geral e nos cilindros de freio, isto através do escape para a atmosfera. A mola de recuperação do cilindro de freio faz com que o êmbolo regresse à sua posição inicial [12] e [13].

Este freio é algo inseguro e não é automático, isto porque a carga de frenagem não é simultânea em todos os veículos. Além disso, a composição fica sem freio no caso de quebra de engates ou rutura de alguma mangueira da CG [7]. Este sistema foi rapidamente abandonado na composição, sendo apenas usado nas locomotivas como é o caso do locotrator Sentinel.

3.4.2. Freio a ar automático

Para suprir os inconvenientes do freio direto, principalmente o de não ser automático, foi desenvolvido outro sistema denominado de freio a ar automático. O termo automático emprega-se porque, caso exista uma separação ou rutura de alguma tubagem da CG, o sistema desencadeia um processo de frenagem de forma automática e precisa, em toda a composição, isto sem qualquer tipo de intervenção humana [13], [14].

Este sistema é composto pelos equipamentos do sistema de freio a ar direto, incluindo agora uma válvula de comando e reservatório auxiliar. A válvula de comando é o componente que deteta e interpreta as variações de pressão entre a conduta geral e o reservatório auxiliar, desencadeando localmente o aperto ou desaperto do freio [15], [16]

e [17]. Essa válvula, ficou conhecida por válvula tripla e mais tarde por distribuidor de freio [7]. O reservatório auxiliar contém a reserva de ar comprimido, que os distribuidores utilizam para enviar aos cilindros de freio durante o aperto.

3.4.3. Freio dual

O freio dual é composto pelo sistema a vácuo e a ar comprimido. No entanto, a composição só utiliza um deles, não sendo exequível a sua atuação simultânea. A sua aplicação representa um período de transição entre o sistema o vácuo e o a ar comprimido, pois o freio dual servia para que a locomotiva pudesse efetuar serviço tanto em veículos mais antigos equipados com freio a vácuo como mais modernos equipados com freio a ar comprimido [18]. O funcionamento deste sistema pode ser observado na Figura 5.

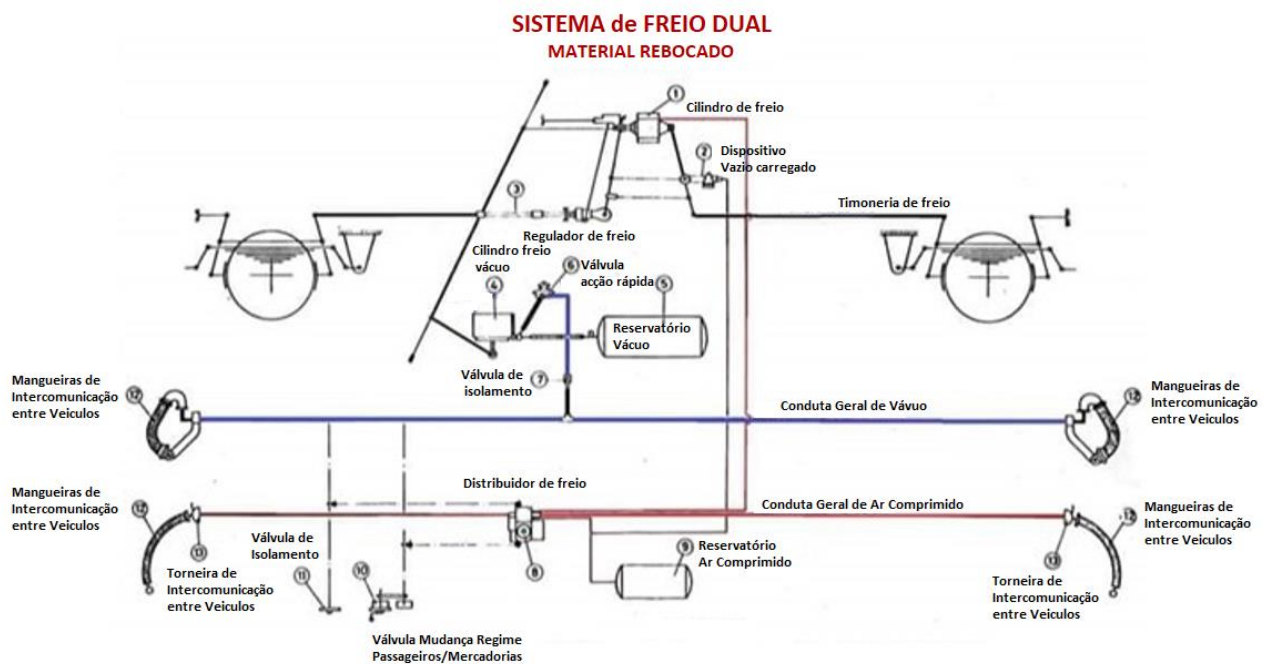


Figura 5 - Esquema pneumático do freio dual. Adaptada de [19]

3.4.4. Freio de emergência

Neste sistema, mesmo sem atuação da válvula de controlo, qualquer desequilíbrio que provoque descarga de ar da conduta geral é compreendido pelo distribuidor como uma ordem de frenagem no máximo das suas potencialidades. A atuação deste sistema, ocorre numa das seguintes situações:

- Sinal de alarme;

- Sistema de Homem Morto;
- Sistema Convel;
- Rotura das tubagens;
- Acionamento da válvula de emergência de freio;
- Acionamento da válvula de maquinista FHD4-3

3.4.5. Freio pneumático automático de duas condutas

Uma evolução do sistema de freio automático é o composto por duas condutas. A Figura 6 mostra o diagrama de blocos deste sistema de freio. A vermelho a conduta geral, CG, e a amarelo a conduta principal, CP. Neste sistema, em relação ao anterior, apenas foi adicionada a conduta principal e a sua interligação com a conduta geral [20].

O compressor principal da locomotiva envia o ar comprimido para o reservatório principal, onde é armazenado. Este está ligado à válvula de maquinista FHD4-3, que alimenta e comanda a entrada e a saída do ar comprimido da conduta geral. A CG está interligada às várias derivações e destina-se exclusivamente ao funcionamento do freio pneumático automático, estando a seu cargo o comando do sistema através das ordens de aperto ou desaperto do freio, variando entre 0 e 5 bar. Trata-se de uma tubagem contínua que percorre todo o comboio, à qual estão conectados todos os órgãos responsáveis pela frenagem pneumática dos veículos. Os componentes do freio de emergência também estão ligados à CG, nomeadamente, Convel, Homem Morto, válvula de murro e sinal de alarme.

Uma queda de pressão na CG, desencadeia uma ordem de frenagem de emergência sobrepondo-se às ordens do maquinista. Nestas condições, o distribuidor de freio deteta e interpreta as variações de pressão na CG e, desencadeia um processo automático de frenagem da composição através dos cilindros de freio. No processo de alívio do freio, o distribuidor retira o ar dos CF, enviando-o para a atmosfera. O reservatório auxiliar contém a reserva de ar necessária para enviar aos CF durante a frenagem. Os CF transformam a pressão de frenagem em força, que através da timoneria de freio é aplicada às guarnições. As guarnições proporcionam o atrito necessário à frenagem [7].

A CP é uma conduta contínua de ar comprimido que percorre todo o comboio, desde a cabeça até à cauda da composição. Trata-se de uma conduta que é continuamente carregada pelo compressor principal à pressão do reservatório principal. A sua principal

função é alimentar os reservatórios auxiliares existentes em cada veículo, contribuindo para uma maior rapidez no desaperto do freio [7]. Esta conduta alimenta quase todos os circuitos pneumáticos, nomeadamente os auxiliares, como é o caso das buzinas, dispositivos pneumáticos de comando de abertura e fecho das portas, etc.

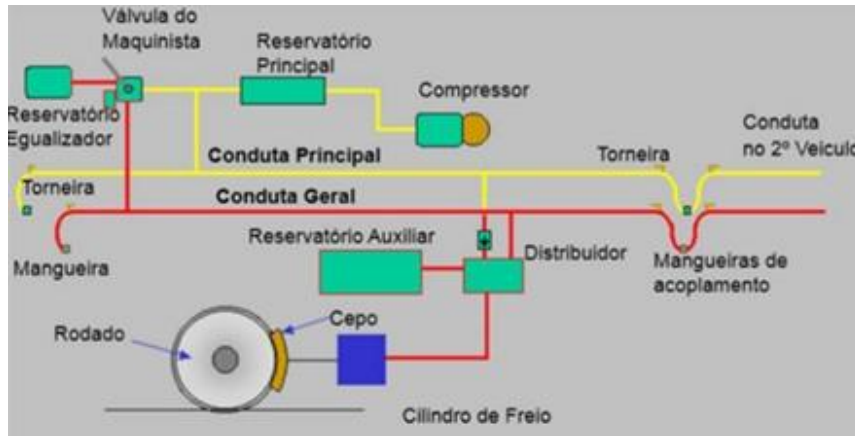


Figura 6 - Diagrama de blocos freio pneumático de duas condutas. Adaptado de [7].

3.4.6. Freio electropneumático

No freio electropneumático, também conhecido por freio E.P., Figura 7, os seus componentes mantêm as mesmas funcionalidades do sistema pneumático. Contudo, a velocidade de resposta deste sistema de frenagem é muito superior à do pneumático, isto especialmente no caso de comboios compridos. Neste sistema a ordem de frenagem chega quase instantaneamente a todos os veículos da composição. No entanto, o sistema de comando pneumático do freio continua em funcionamento e é nele que se baseia a segurança do comboio [21]. Na frenagem electropneumática, o microprocessador monitoriza continuamente a pressão do cilindro de freio, preservando a pressão adequada [22]. Por outro lado, fornece as condições desejadas pelos operadores ferroviários, no sentido de reduzir a distância de frenagem e manter num nível baixo as reações decorrentes da desaceleração na frenagem de emergência, assim como na frenagem e no desaperto do freio de forma gradual [23].

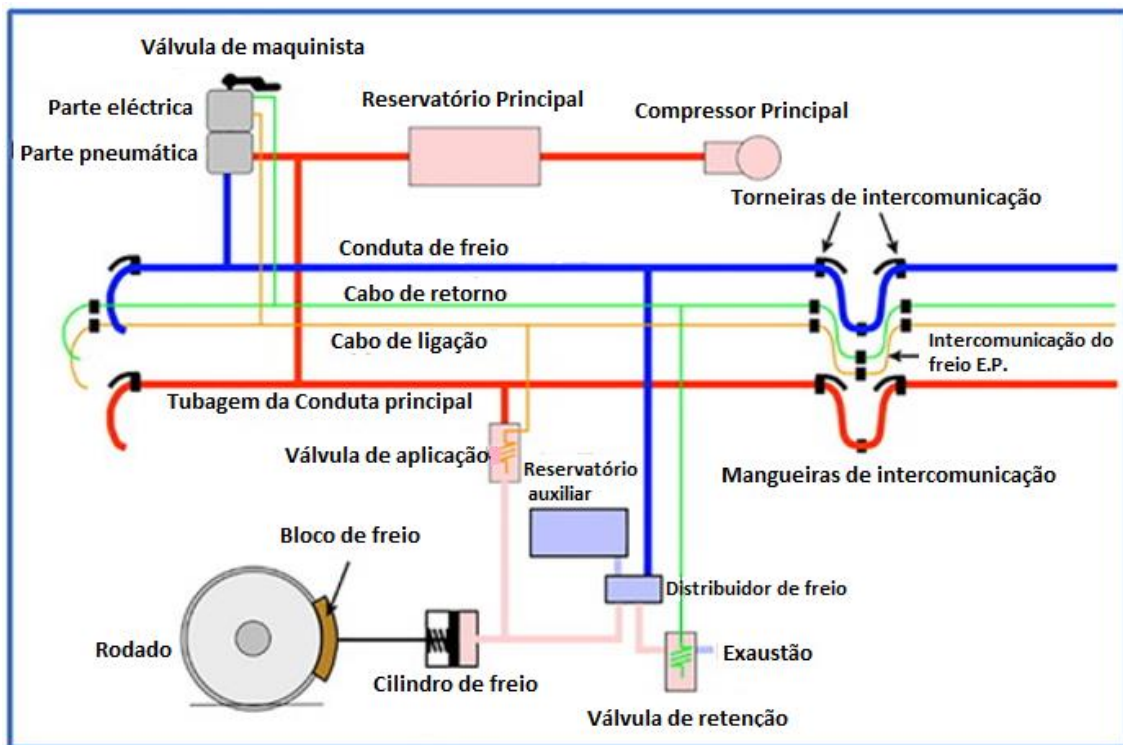


Figura 7 - Diagrama de blocos do freio E. P. Adaptado de [24]

3.5. Frenagem dinâmica

Na frenagem dinâmica a energia empregue é obtida a partir da cinética do próprio sistema. A força de frenagem assim criada é aplicada no sentido oposto à rotação das rodas, criando uma outra força de frenagem diferente da frenagem pneumática. Além disso, existe uma conjugação de freio entre os dois sistemas. Dependendo do peso do comboio e da inclinação da via-férrea, a frenagem pneumática pode não ser necessária até uma determinada velocidade, reduzindo assim o desgaste do cepo de freio [25]. No caso do sistema de tração elétrica, a transformação da energia cinética em elétrica através da frenagem regenerativa, representa uma vantagem económica [26]. A percentagem de contribuição de energia da frenagem regenerativa é de cerca de 15–20%.

3.6. Frenagem por corrente parasita rotativa

Um outro sistema dinâmico é a frenagem por corrente parasita. Este sistema é criado por campos magnéticos, operando através de um conjunto de eletroímãs, focados em polos NS consecutivos contra uma massa metálica. É um sistema silencioso e, por não estar sujeito a desgaste, requer pouca manutenção. As correntes parasitas são

geradas através do movimento num campo magnético e, as energias cinética e potencial do comboio são absorvidas pela massa metálica, sendo convertidas em calor e dissipadas para o meio ambiente [27].

3.7. Frenagem eletrodinâmica

No freio eletrodinâmico também não ocorre desgaste nos veículos de tração. Contudo, o surgimento de desgaste está dependente da aderência entre a roda e o cepo de freio, podendo existir o risco de frenagem excessiva no freio combinado, especialmente em condições de desaceleração, pois o sistema converte o binário motor do veículo em energia [28].

A energia cinética do comboio é dissipada na forma de calor, através de um gerador de frenagem, sendo que, a eletricidade gerada é utilizada pela frenagem regenerativa para economizar energia. A aceleração e a tração do comboio são fornecidas pelo motor de tração que atua como um gerador elétrico durante a frenagem. No modo reostático a energia cinética do comboio é convertida em calor e, a eletricidade é consumida atuando o resistor principal como um freio. Durante o modo de frenagem regenerativa, a eletricidade gerada em vez de ser consumida é enviada para a cablagem de alta potência, onde se encontra um controlador localizado sob o pantógrafo, abrindo e fechando num determinado gradiente temporal. Desta forma é controlado o fluxo dessa energia para a catenária [29].

3.8. Frenagem hidrodinâmica

Na frenagem hidrodinâmica a passagem de um fluido é usada para funcionar como embraiagem de freio adicional, para uma frenagem sem atrito, isto no caso de veículos com transmissão hidráulica. O efeito da frenagem é causado pelo atrito no fluxo de óleo circulante entre as engrenagens giratórias da turbina no redutor. A energia necessária consumida está associada ao desempenho da frenagem. O calor gerado no óleo devido ao atrito é removido através de permutadores de calor [30].

3.9. Frenagem aerodinâmica

Neste sistema a superfície da placa de freio é aumentada para melhorar a resistência operacional do comboio de alta velocidade durante a frenagem [31]. A

operação de frenagem é realizada bloqueando a deslocação do ar na frente do comboio, usando para isso uns painéis próprios e, criando uma zona de descompressão atrás desses painéis. Neste contexto, a eficiência da frenagem aumenta com a velocidade de operação do comboio [32].

4. Modificação do sistema de freio Locotrator Sentinel

4.1. Enquadramento

A segurança na circulação de qualquer veículo ferroviário depende do sistema de frenagem. O desempenho desse sistema é função da força de frenagem, da massa e velocidade dos veículos, da distância de frenagem, das condições da ferrovia e dos fatores ambientais [21] e [33].

Alguns dos veículos mais antigos ainda ao serviço, apresentam debilidades no sistema de frenagem, isto geralmente fruto das soluções técnicas instaladas. A Figura 8, mostra um desses casos, nomeadamente uma unidade de tração ferroviária, o locotrator Sentinel, utilizada para a movimentação em parque de composições ferroviárias. O seu sistema de frenagem é composto por um freio direto pneumático, que atua apenas sobre o locotrator e, outro, a vácuo que promove a frenagem da composição.



Figura 8 - Locotrator Sentinel nº1169.

O objeto principal deste trabalho passa pela renovação e atualização do sistema de frenagem de um desses veículos, neste caso o identificado com o nº 1169. As ações realizadas centraram-se na substituição do freio a vácuo por um pneumático automático.

Para isso, foi adaptado num circuito paralelo, um sistema de freio pneumático automático que funciona com as condutas geral e principal, respetivamente.

4.2. Sistemas de freio pneumático direto e a vácuo

A Figura 9, mostra a cabina de condução do locotrator Sentinel, onde estão localizados, entre outros, os comandos do freio pneumático direto e a vácuo.



Figura 9 - Cabina de condução do locotrator Sentinel, antes da modificação.

No freio pneumático direto o ar comprimido proveniente do compressor é filtrado e regulado para uma pressão de $3,15 \pm 0,1$ bar, que corresponde à pressão máxima de frenagem. Depois é conduzido até à válvula de comando de freio DL 8853, situada na cabina do locomotor. Esta válvula comanda a admissão e a descarga dos dois cilindros de freio do locotrator, isto em função da sua posição: aperto, neutro e desaperto. Na posição neutro, a pressão do freio mantém-se constante. Na posição de aperto ocorre a passagem de ar para os cilindros de freio, efetuando a frenagem apenas do locotrator. Na posição de desaperto, o ar contido nos CF é expelido para a atmosfera, através do orifício localizado na válvula de comando. A pressão nos cilindros de freio é indicada por um manómetro no painel de instrumentos. A principal limitação deste sistema reside no facto de atuar em modo tudo-ou-nada.

O circuito pneumático correspondente aos sistemas de freio anteriores é apresentado no Anexo I.

4.3. Modificação do sistema de freio

Como referido atrás, no sistema de freio pneumático automático caso exista uma descarga ou fuga na tubagem da CG, é desencadeada a frenagem automática de toda a composição, isto sem qualquer tipo de intervenção humana. A intensidade da frenagem é proporcional à queda de pressão ocorrida na CG. Este tipo de sistema utilizado na totalidade do material circulante é também responsável pela segurança do comboio, uma vez que também gere a frenagem de emergência.

O Anexo II apresenta o esquema do circuito de frenagem do locotrator Sentinel, integrando a alteração para freio pneumático automático. A solução proposta procura garantir o eficiente e seguro desempenho do equipamento.

O Anexo III inclui o esquema eléctrico do circuito de frenagem do locotrator Sentinel, com destaque para a alteração do sistema HM e do corte de tração, colocando o motor diesel no menor regime de rotação possível (*relanti*).

Foi pretendido manter em funcionamento o sistema de freio direto já existente, incluindo num circuito paralelo, um freio pneumático automático que funcionará com CG e CP. Este permitirá a frenagem conjunta com outros veículos durante a sua movimentação.

O sistema inicial do locotrator não dispõe de frenagem de emergência. No sentido de colmatar essa lacuna, foi introduzida uma válvula de emergência do tipo SBV1, também conhecida por “válvula de murro”, Figura 10. O seu esquema pneumático pode ser observado em detalhe no anexo V.

Do Anexo XIII ao XXIX apresentam-se desenhos de componentes que foram necessários elaborar e fabricar.



Figura 10 - Válvula de emergência do Tipo SBV1 (válvula de murro).

Este tipo de válvula, bastante fiável e segura, faz parte do sistema de freio de diversos veículos ferroviários como, por exemplo, os LE5600, UQE 2300/2400, UQE3500 e CPA 4000.

Para a leitura das pressões serão utilizados manómetros duplos nas condutas geral e principal e um manómetro simples na conduta dos cilindros de freio. Nas condutas geral, principal e dos cilindros de freio serão também introduzidas tomadas de prova, indispensáveis para o registo dos ensaios pneumáticos do freio.

A modificação implementada inclui três sistemas de freio de emergência:

- a) Atuação pela válvula maquinista FHD4-3;
- b) Atuação pela válvula de emergência SBV1 ou válvula de murro;
- c) Atuação pelo sistema Homem Morto.

Inicialmente, surgiram três opções para alimentar a CG e comandar o novo sistema de freio pneumático automático.

- Válvula de maquinista M8D;
- Bloco pneumático automático – PBA;
- Conjunto de válvula de maquinista FHD4-3 (B1) e válvula relé RH3-EP (B2).

- a) A válvula de maquinista M8D, Figura 11, é uma válvula de freio presente em várias locomotivas como, por exemplo, as diesel LD1400.



Figura 11 - Válvula de maquinista M8D.

Estas válvulas proporcionam ao maquinista um meio preciso de controlar o aperto ou desaperto dos freios da locomotiva e da composição. O seu uso adequa-se a locomotivas com duas cabines de condução, aspeto que seria o ideal para o locotrator Sentinel, pois este, embora possua apenas uma cabine de condução, tem dois postos de comando para facilitar as manobras. Neste caso seriam necessárias duas válvulas, constituindo um sistema simples e versátil para comandar a CG. Estas válvulas dispõem também de um sistema simples de isolamento, pois enquanto uma está ao serviço a outra tem que estar isolada, neste caso através de um encravamento mecânico (manípulo de comando). Em caso de avaria é possível efetuar o isolamento de uma delas, podendo o maquinista manobrar os comandos no outro posto, evitando desta forma que o locotrator fique imobilizado na linha.

Contudo, por serem já obsoletas, é difícil a aquisição de peças sobressalentes. Além disso, as válvulas existentes são necessárias para garantir a rotatividade nas locomotivas LD1400.

Neste contexto, uma alternativa à anterior é o bloco pneumático automático designado por PBA, mostrado na Figura 12.



Figura 12 - Bloco pneumático automático – PBA.

À semelhança da anterior, também esta permite um controlo preciso do aperto ou desaperto dos freios da locomotiva e da composição e, adequa-se a equipamentos com duas cabines de condução. Igualmente, prevalece a falta de sobressalentes e de unidades disponíveis. Além disso, esta válvula não está preparada para efetuar uma sobrecarga na conduta geral.

Nestas condições, o conjunto formado pela válvula de maquinista FHD4-3 (B1) e válvula relé RH3-EP (B2) apresenta-se como a melhor solução. Mostrado na Figura 13, este conjunto de válvulas encontra aplicação nas automotoras 2300/2400 e 3150/3250.

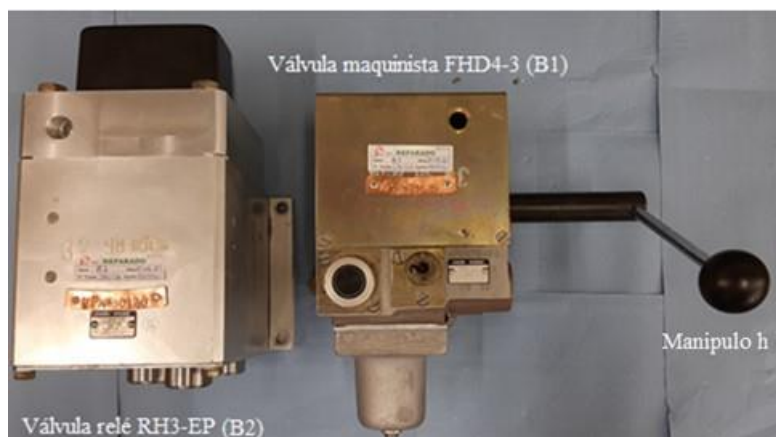


Figura 13 - Válvula de maquinista FHD4-3 (B1) e válvula relé RH3-EP (B2).

Esta solução, bastante recente, é fiável e de fácil manutenção, uma vez que existem todos os sobressalentes. Além disso, possibilita efetuar a sobrecarga da CG, facto

que permite um alívio mais rápido do freio, isto quando comparado com os sistemas anteriores.

A válvula pneumática FHD4-3 (B1) tem a função de alimentar a CG e comandar o freio pneumático automático, é uma válvula de ação indireta que quando acionada pelo maquinista atua a válvula relé RH3-EP (B2). Esta tem a capacidade de operar com um elevado grau de sensibilidade através do diafragma do seu redutor de pressão. A atuação da válvula B1 cria variações na conduta Igualizadora e, conseqüentemente, desequilíbrios na válvula B2. Em consequência disso, surge uma variação da pressão na CG, conforme o pretendido pelo maquinista, isto é, aliviar ou apertar o freio.

O seu funcionamento está representado ao detalhe no esquema pneumático do anexo IV.

Numa emergência, o maquinista ao movimentar o manipululo no sentido de aperto, (Figura 14), desencadeia um processo automático de frenagem de emergência e corte de tração, colocando o motor diesel ao *relanti*, para isso, foi colocada uma electroválvula 21C direta, no circuito de alimentação do acelerador. Este equipamento, está ligado aos *microswitch* de ambas as válvulas de maquinista e também da válvula de emergência (válvula de murro), que a serem acionados, cortam a alimentação da electroválvula 21C, que por sua vez corta a alimentação do ar ao acelerador, efetuando desta forma o corte da tração, colocando o motor diesel ao *relanti*.

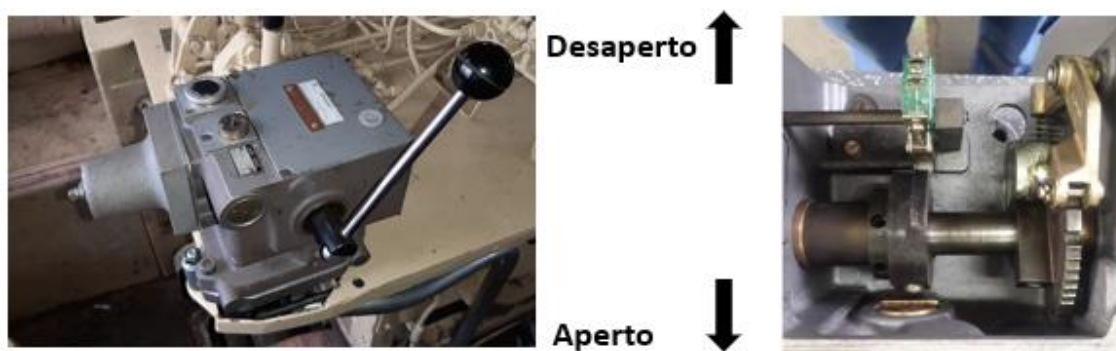


Figura 14 - Válvula de maquinista FHD4-3 na posição de emergência

No entanto, este sistema tem a desvantagem de necessitar de duas válvulas de maquinista B1, duas válvulas relé B2 e dois reservatórios de sobrecarga.

b) O maquinista numa emergência poderá igualmente atuar a válvula SBV1, também conhecida por válvula de “murro”, obrigando a haste a deslocar-se para baixo (figura 16). O êmbolo desce, abre a sede da válvula, provocando uma descarga franca da CG para a

atmosfera. É desencadeado um processo automático de frenagem de emergência e corte de tração e, ao mesmo tempo permite que o maquinista possa resguardar-se num local mais seguro.

c) Outra forma de comando do freio automático é através do sistema Homem-Morto, HM. Este é um sistema de controlo e vigilância que tem por finalidade, em caso de o maquinista ficar incapacitado, desencadear um processo automático de frenagem de emergência da composição, provocando ao mesmo tempo, o corte de tração na unidade motora. Notar que o mesmo sucede quando o sistema do HM não é operado convenientemente pelo maquinista. Nos sistemas mais antigos é do tipo mecânico e atua em função da distância percorrida. Nos sistemas mais recentes a atuação é função do espaço de tempo decorrido.

O funcionamento do sistema Homem-morto, é retratado em esquema pneumático no anexo VI.

A Figura 15, mostra os equipamentos de comando mencionados, já instalados na cabina de condução.



Figura 15 - Cabina de condução do locotrator Sentinel, após modificação.

Após comando, a frenagem será assegurada por um distribuidor de freio Knorr do tipo KE1cSL, alimentado por um reservatório auxiliar. A Figura 16, mostra o referido distribuidor e reservatório auxiliar. Estes componentes são utilizados em diversos veículos ferroviários.

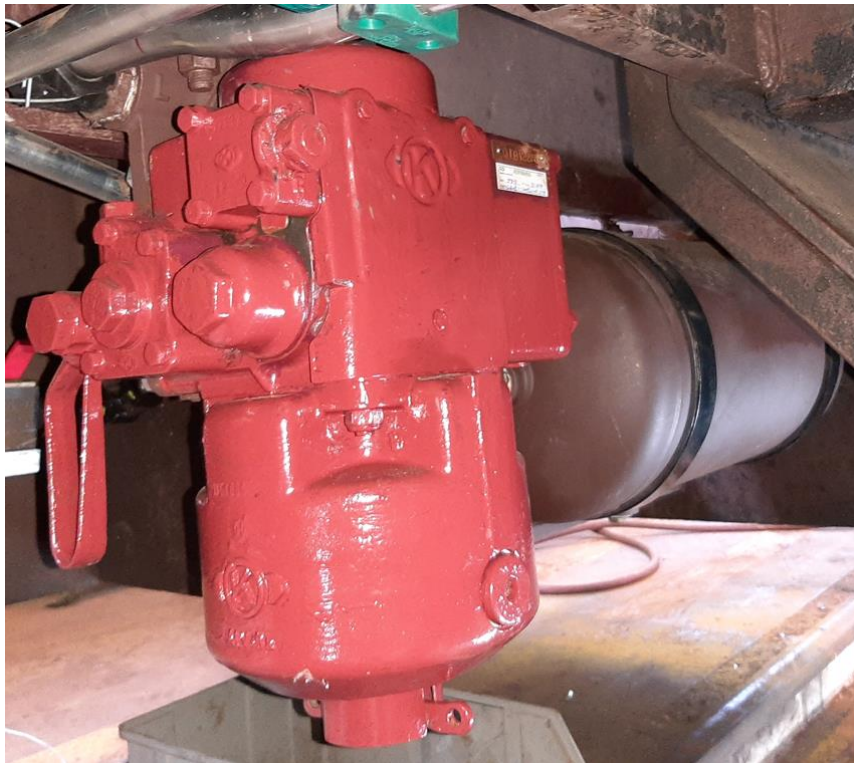


Figura 16 - Distribuidor de freio do tipo KE1cSL e reservatório auxiliar.

Este elemento deteta e interpreta as variações de pressão na conduta geral, desencadeando localmente o aperto ou desaperto do freio, isto através do controlo da pressão nos cilindros de freio [7].

Tratando-se de um equipamento de segurança, a sua manutenção segue uma detalhada instrução de trabalho, onde são descritas todas as operações de manutenção. É necessário também uma instrução de ensaio, que descreve o ensaio a distribuidores de freio no banco de ensaios.

A alternância entre a frenagem efetuada pelo distribuidor e a efetuada pelo freio direto será assegurada por uma válvula de retenção dupla G 1/2 AE 4103, mostrada na Figura 17. Este tipo de válvula além de ser já utilizada no locotrator está também presente nas unidades ferroviárias UQE's 2300/2400.

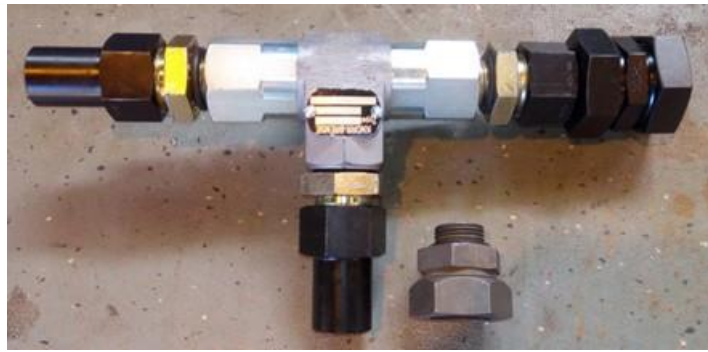


Figura 17 - Válvula de comando dupla G 1/2 AE 4103.

Para alimentar o sistema pneumático, o locotrator Sentinel vem equipado de série com um compressor do tipo P180, o qual é mostrado na Figura 18. No entanto, para a alteração em causa não dispõe do débito adequado, uma vez que o freio original da composição depende de uma bomba de vácuo e a reserva de ar era apenas necessária para circuitos auxiliares.



Figura 18 - Compressor do tipo P180.

Neste contexto, o compressor selecionado foi um do tipo A800, Figura 19, utilizado na Automotora Diesel-Elétrica Allan 350. Este equipamento irá trabalhar juntamente com o compressor P180, garantindo o débito de ar comprimido necessário para alimentar o sistema já existente no locotrator, assim como o novo sistema de freio.

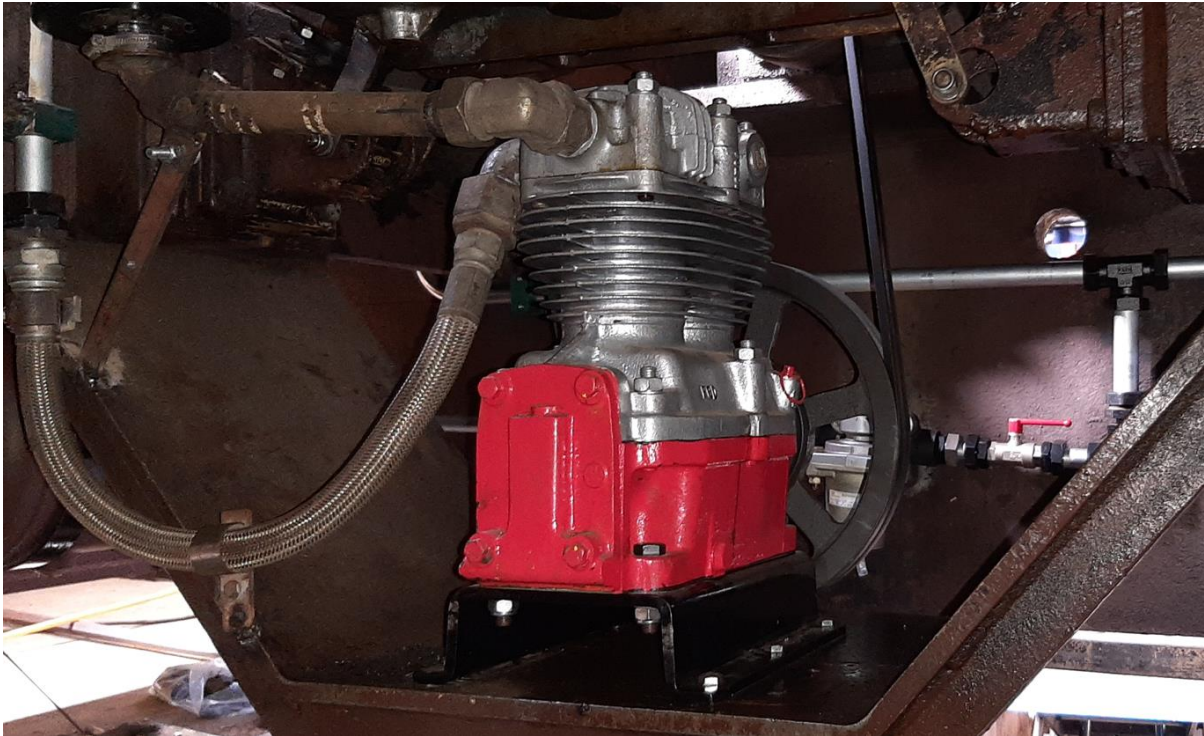


Figura 19 - Compressor do tipo A800.

Consequência das diferentes características funcionais e dimensionais dos compressores foi necessário adequar o seu sistema de transmissão ao motor do locotrator.

O anexo VII inclui o dimensionamento da polia e da correia trapezoidal utilizada na nova transmissão.

Em ambos os cabeçotes do locotrator foram incluídas duas válvulas, uma para a CP e outra para a CG, de forma a estabelecer a continuidade ou interrupção das condutas.



Figura 20 - Torneiras de intercomunicação, (CG e CP) do locotrator Sentinel 1169

A Figura 21, resume o posicionamento dos componentes instalados no locotrator.

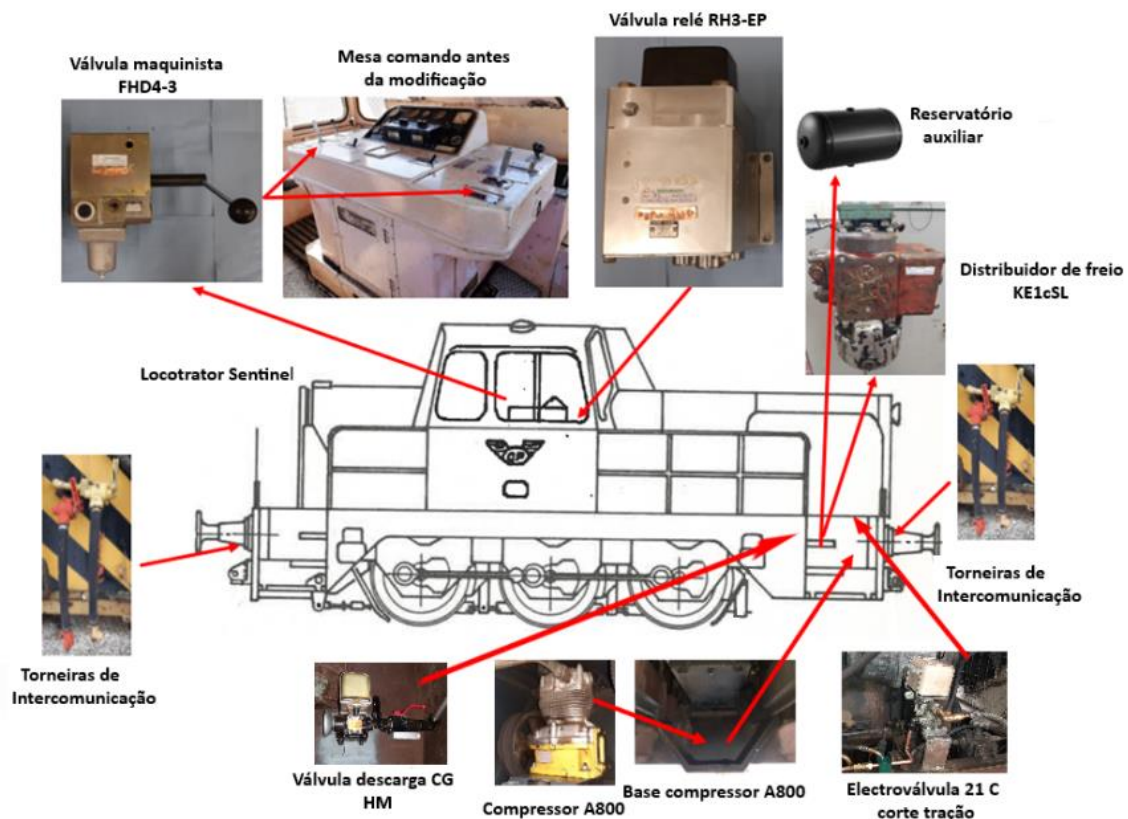


Figura 21 - Layout dos novos equipamentos

Os cilindros, a timoneria, as guarnições de freio e os rodados utilizados, foram os já existentes no locotrator. Estes componentes foram alvo de cuidada manutenção e ensaio, isto quando aplicável.

O cilindro de freio DL519, Figura 22, é o órgão que transforma a pressão de frenagem em força, que através da Timoneria de freio é aplicada às guarnições. Este tipo de CF é de simples efeito com retorno por mola, cujo êmbolo com haste é deslocado devido à pressão do ar comprimido, vencendo a força da mola, obrigando o êmbolo a deslocar-se e, conseqüentemente, transmitindo uma força à TF.

No desaperto acontece o inverso, ou seja, quando é provocado o desaperto, o ar comprimido vai ser retirado do CF e a força da mola obriga o êmbolo a movimentar-se para a sua posição de repouso, desta forma a haste recolhe e a TF regressa à posição inicial.



Figura 22 - Cilindro de freio DL519 do locotrator Sentinel.

A timoneria de freio, Figura 23, é um conjunto de componentes mecânicos, composto por alavancas, tirantes, olhais, pendurais, regulador de freio, entre outros, solidárias à haste do CF, cuja função é transmitir a força desde o CF até às guarnições.



Figura 23 - Timoneria de freio locotrator Sentinel.

As guarnições são superfícies de desgaste capazes de proporcionar o atrito necessário à frenagem. Estes componentes, podem atuar na mesa de rolamento do rodado, designando-se por cecos, Figura 24, ou nos discos, caso se trate de pastilhas.

Os elementos de desgaste podem ser em ferro fundido ou sintéticos.



Figura 24 - Guarnições (Cepo) locomotora Sentinel.

Os rodados são os órgãos que contactam diretamente com a via-férrea, vulgarmente conhecida por carril. Além de permitirem o deslocamento do veículo ao longo desta, garantem a função de guiamento.

O perfil da superfície de contacto com o carril é designado por verdugo. Este é determinado com rigor e requer que seja assegurado que os limites de variação dos seus parâmetros não sejam ultrapassados (manutenção preditiva), isto para evitar o descarrilamento, Figura 25 [9].

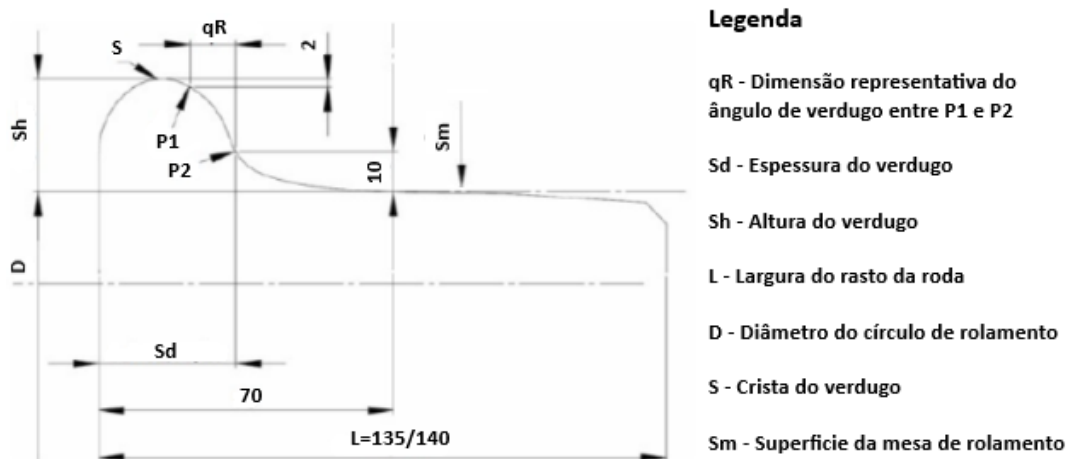


Figura 25 - Perfil da roda. Adaptado de [9].

A Figura 26 mostra as cotas nominais da relação entre o rodado e a via, fatores também importantes nesta matéria.

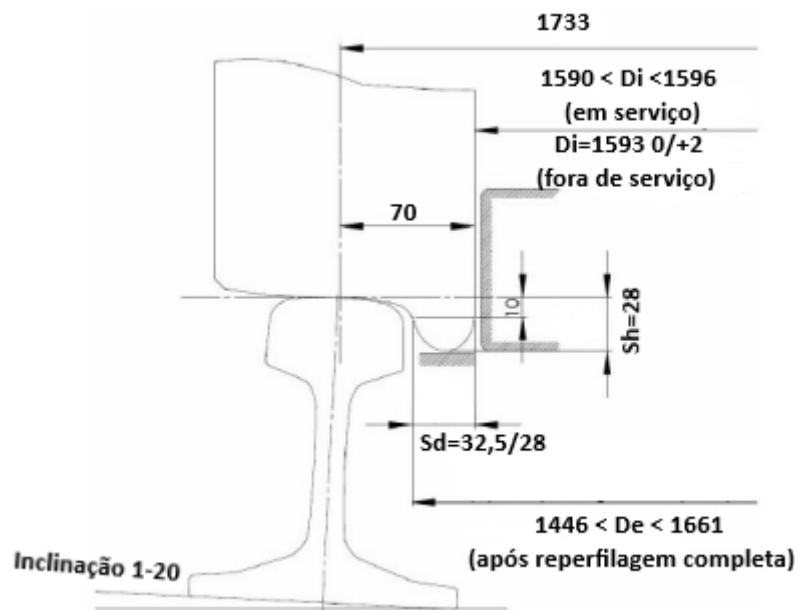


Figura 26 - Cotas nominais da relação entre rodado-via. Adaptado de [9].

Um rodado é composto fundamentalmente por um eixo, duas rodas, duas caixas de eixo de rolamentos e, conforme a situação, por outras peças nomeadamente: rodas dentadas de transmissão, discos de freio, caixas de transmissão de sinal para velocímetro, sistemas de controlo de velocidade e antipatinagem, acoplamentos elásticos, sistema de retorno de corrente, mangas ocas de apoio dos motores de tração [9].

Inicialmente os veículos ferroviários possuíam apenas um rodado próximo de cada extremidade que se mantinha sempre alinhado com a caixa. Deste modo tornava-se difícil a inscrição em curva, o que tinha como consequência que a via não podia ter curvas apertadas e os veículos não podiam ser muito longos.

Para responder a essas condicionantes surgiu inicialmente um “pequeno veículo de dois eixos” com embasamento (distância entre eixos) reduzido, com inscrição em curva sem qualquer dificuldade. Isto, por estar ligado à caixa do veículo através de um pivot aplicado na travessa dançante, que lhe permitia movimentos de rotação, e sendo assim utilizado para suportar veículos de caixa comprida [9].

A este pequeno veículo deu-se o nome:

- TRUCK em inglês ▪
- BOGIE em francês ▪
- CARRELOS em italiano.

Em Portugal a expressão mais vulgarizada é a francesa BOGIE [9].

Dependendo dos *Bogies* onde forem aplicados, os rodados podem classificar-se em dois grupos:

Rodado Motor – Recebe o binário motor a partir dos motores de tração, ou outro elemento, e transmite-o ao eixo deste às rodas.

Rodado Livre – Rodam livremente sem interferência na transmissão do esforço de tração, tendo usualmente apenas interferência no esforço de frenagem [9].

No caso do locotrator, os rodados têm a disposição C, Figura 27, pois existe apenas um *Bogie*, dispondo unicamente de um motor para acionar três rodados [9].



Figura 27 - Rodados motor do locotrator Sentinel

O anexo VIII apresenta por ordem cronológica a realização das diferentes tarefas para implementar a alteração do sistema de freio do locotrator Sentinel. O Anexo IX mostra a listagem dos materiais e componentes necessários para as alterações propostas

5. Especificação do cálculo de freio do locotrator Sentinel

5.1. Introdução

A avaliação analítica do novo sistema de freio do locotrator Sentinel permite a comparação dos resultados com os obtidos nos ensaios estáticos e dinâmicos realizados após a modificação ao sistema de freio.

Pretende-se assim mostrar a equivalência dos resultados e, que estes estão dentro do mesmo padrão, comprovando assim que a modificação efetuada está de acordo com o pretendido e, que pode ser implementado neste tipo de veículos.

5.2. Documentação

Normas UIC 540 [34], 541 [35] , 543 [36].

Esquema pneumático dos sistemas HM, aceleração do motor e circuito de freio do locotrator Sentinel 1169, do circuito de frenagem com a alteração proposta para o sistema de freio pneumático automático.

5.3. Características do locotrator Sentinel

As características técnicas do locotrator Sentinel, podem ser observadas na ficha técnica de locomotivas Diesel – locotrator Sentinel, anexo X. No entanto, mostram-se de seguida alguns desses dados:

Motor Diesel com 8 cilindros em linha vertical da marca Rolls-Royce, Figura 28;



Figura 28 - Motor Diesel Rolls-Royce do locotrator Sentinel, [9].

Velocidade nominal: 1800 rpm;

Potência nominal: 348CV;
 Potência nominal (Rodas): 250CV (184KW);
 Fabricado em Portugal, pela SOREFAME, sob licença da Sentinel Works;
 Disposição dos rodados: C; (tem apenas um *Bogie*, dispondo unicamente de um motor para acionar os três rodados.
 Peso aderente: 42000 kg, ou seja, 14000Kg por rodado.

5.3.1. Cilindro de freio

- Diâmetro dos cilindros de freio: 12 polegadas
- Quantidade de cilindros de freio: 2 unidades.

Pressão máxima obtida nos cilindros de freio:

- Freio automático: 3.8 bar
- Freio direto: 3.15 bar
- Coeficiente de atrito dinâmico do cepo sintético tipo 18U ICER903/62: 0.15 - 0.17, para efeitos de cálculo: 0.16 (anexo XI):

$$\mu_{ad} = 0.16 \quad (5.1)$$

5.3.2. Superfície do êmbolo do cilindro de freio:

$$A_c = \frac{\pi d^2}{4} \quad (5.2)$$

onde:

A_c – Superfície do êmbolo do cilindro de freio [cm^2];

d – Diâmetro do cilindro de freio :12 [polegadas].

$$A_c = \frac{\pi(12 * 25.4)^2}{4} \quad (5.3)$$

$$A_c = 72965.9 \text{ mm}^2 = 729.7 \text{ cm}^2 \quad (5.4)$$

5.3.3. Pressão de avizinhamento das guarnições:

No que diz respeito à pressão de avizinhamento das guarnições ou cepos, também entendida como a pressão mínima necessária para que o cepo pressione a roda até efetuar a frenagem, tendo em conta a timoneria de freio do locotrator, capítulo 4.1 deste relatório (Figura 23) e, segundo a UIC540, capítulo 1.17 [34], não deve exceder 0.4 bar.

5.3.4. Pressão efetiva do cilindro de freio:

A pressão efetiva do cilindro de freio, refere-se à pressão que é transformada em esforço de frenagem.

5.3.4.1. Pressão efetiva do cilindro de freio no caso de freio automático

$$P_e = P_{ms} - P_a \quad (5.5)$$

onde:

P_e – Pressão efetiva do cilindro de freio [bar];

P_{ms} – Pressão máxima de serviço do cilindro de freio [bar];

P_a – Pressão de avizinhamento do cilindro de freio [bar].

$$P_e = 3.8 - 0.4 \quad (5.6)$$

$$P_e = 3.4 \text{ bar} \quad (5.7)$$

5.3.4.2. Pressão efetiva do cilindro de freio no caso de freio direto

$$P_e = P_{ms} - P_a \quad (5.8)$$

Onde:

P_e – Pressão efetiva do cilindro de freio [bar];

P_{ms} – Pressão máxima de serviço do cilindro de freio [bar];

P_a – Pressão de avizinhamento do cilindro de freio [bar].

$$P_e = 3.15 - 0.4 \quad (5.9)$$

$$P_e = 2.75 \text{ bar} \quad (5.10)$$

5.3.5. Força máxima de frenagem por cilindro de freio:

A força máxima de frenagem por cilindro de freio, é obtida através da multiplicação da pressão efetiva do cilindro de freio pela superfície do êmbolo do cilindro de freio, assim sendo:

5.3.5.1. Força máxima de frenagem por CF no caso de Freio automático

$$F_{maxf} = P_e * A_c \quad (5.11)$$

onde:

F_{maxf} – Força máxima de frenagem [kgf];

P_e – Pressão efetiva do cilindro de freio [bar];

A_c – Superfície do êmbolo do cilindro de freio [cm²].

$$F_{maxf} = 3.4 * 729.7 \quad (5.12)$$

$$F_{maxf} = 2481 \text{ Kgf} \quad (5.13)$$

A F_{maxf} é multiplicada pelo número de cilindros de freio, dois no caso do locotrator Sentinel:

$$F_{maxf} = 2481 * n \quad (5.14)$$

onde:

n - Número de cilindros de freio.

$$F_{maxf} = 2481 * 2 \quad (5.15)$$

$$F_{maxf} = 4962 \text{ Kgf} \quad (5.16)$$

5.3.5.2. Força máxima de frenagem por CF no caso de Freio Direto

$$F_{maxf} = P_e * A_c \quad (5.17)$$

onde:

P_e – Pressão efetiva do cilindro de freio [bar];

A_c – Superfície do êmbolo do cilindro de freio [cm²].

$$F_{maxf} = 2.75 * 729.7 \quad (5.18)$$

$$F_{maxf} = 2007 \text{ kgf} \quad (5.19)$$

$$F_{maxf} = 2007 * 2 \quad (5.20)$$

$$F_{maxf} = 4014 \text{ Kgf} \quad (5.21)$$

5.3.6. Timoneria de freio

A relação entre o esforço desenvolvido pelo cilindro de freio e a força total realizada pelos cepos, denomina-se desmultiplicação da timoneria. Esta é a principal característica de cada timoneria.

5.3.6.1. Desmultiplicação da timoneria de freio

A desmultiplicação da timoneria de freio é determinada através do cálculo da relação de transmissão que existe entre as suas alavancas. Para melhor enquadramento do estudo que se pretende efetuar é mostrado na Figura 29 o desenho do locotrator.

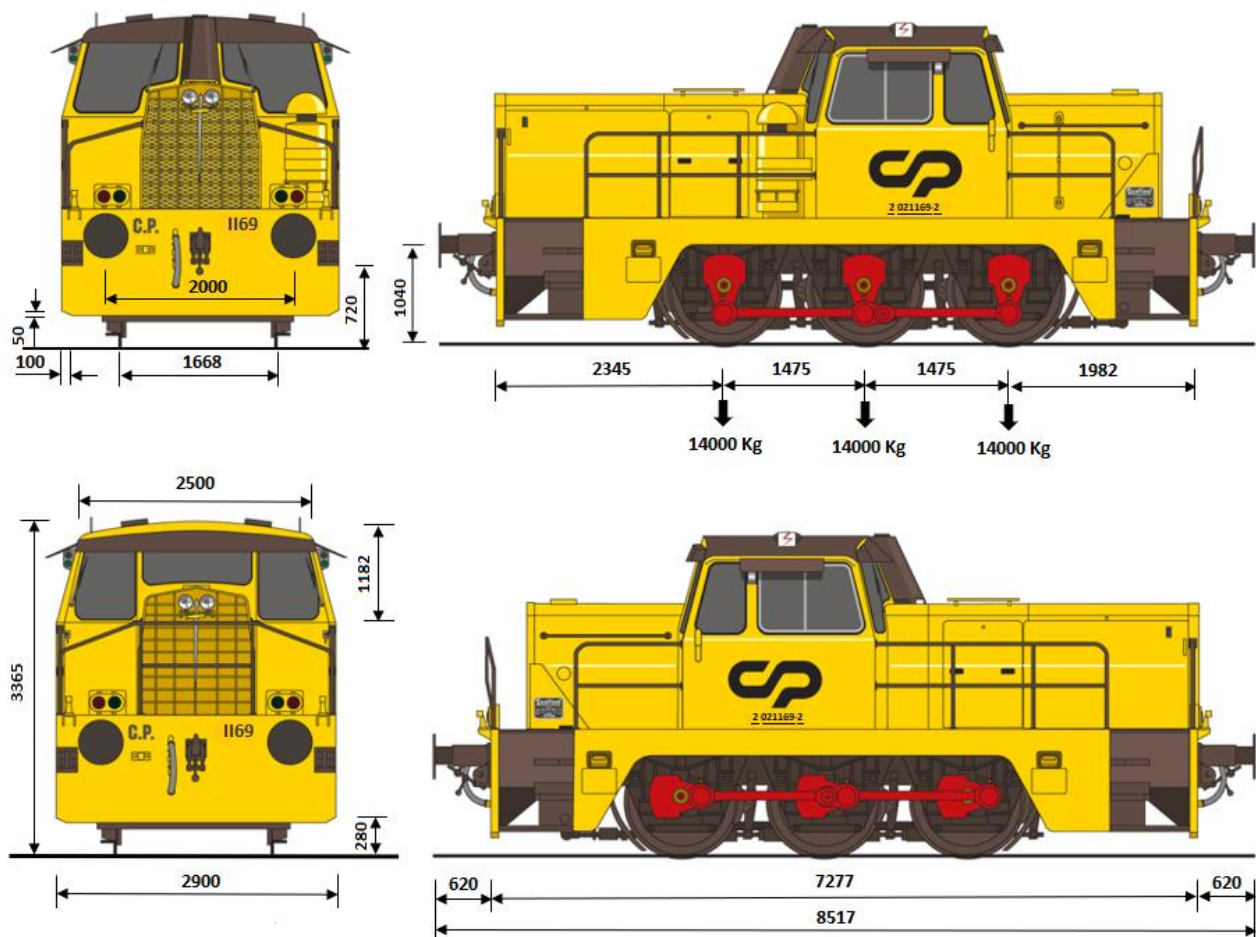


Figura 29 - Desenho com dimensões do locotrator Sentinel n°1169, adaptado de [41]

A Figura 30 mostra o corte longitudinal do locotrator Sentinel, onde se destaca a timoneria de freio.

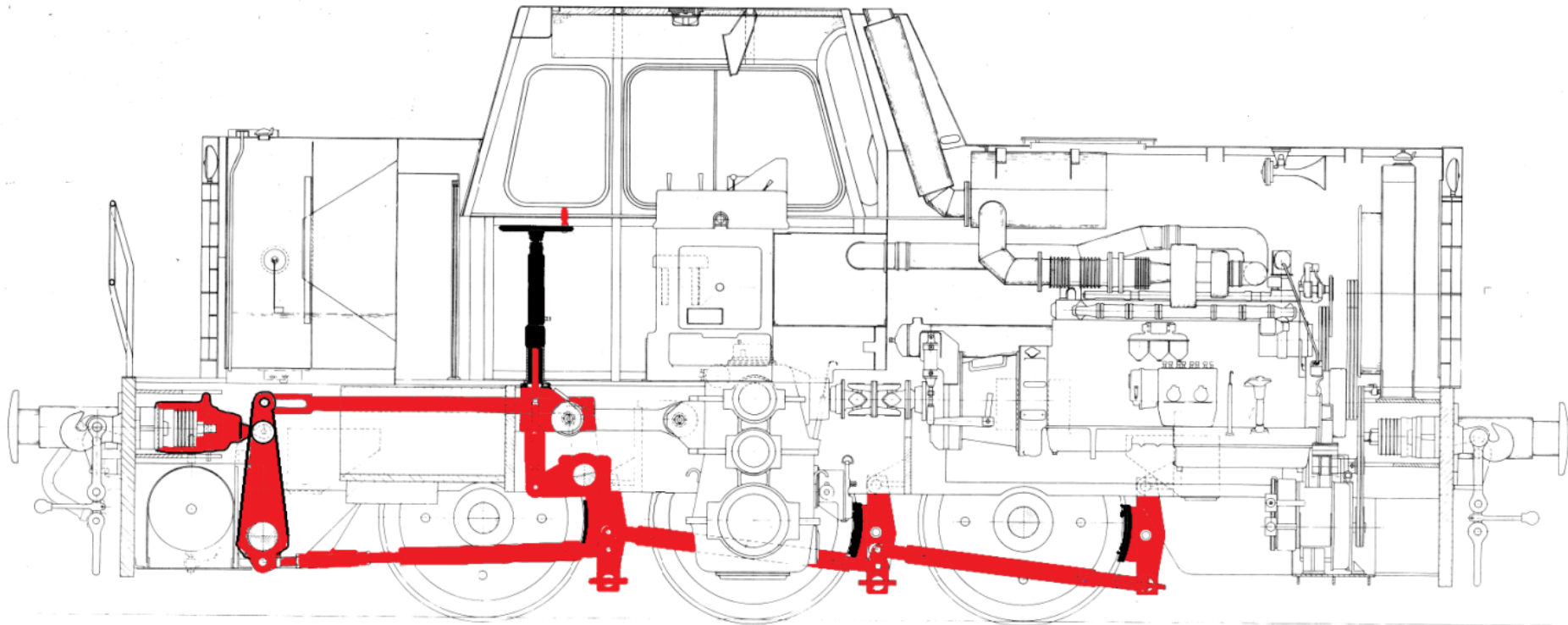


Figura 30 - Corte longitudinal do locotrator Sentinel. Adaptado de [38]

A Figura 31 apresenta a desmultiplicação da timoneria de freio.

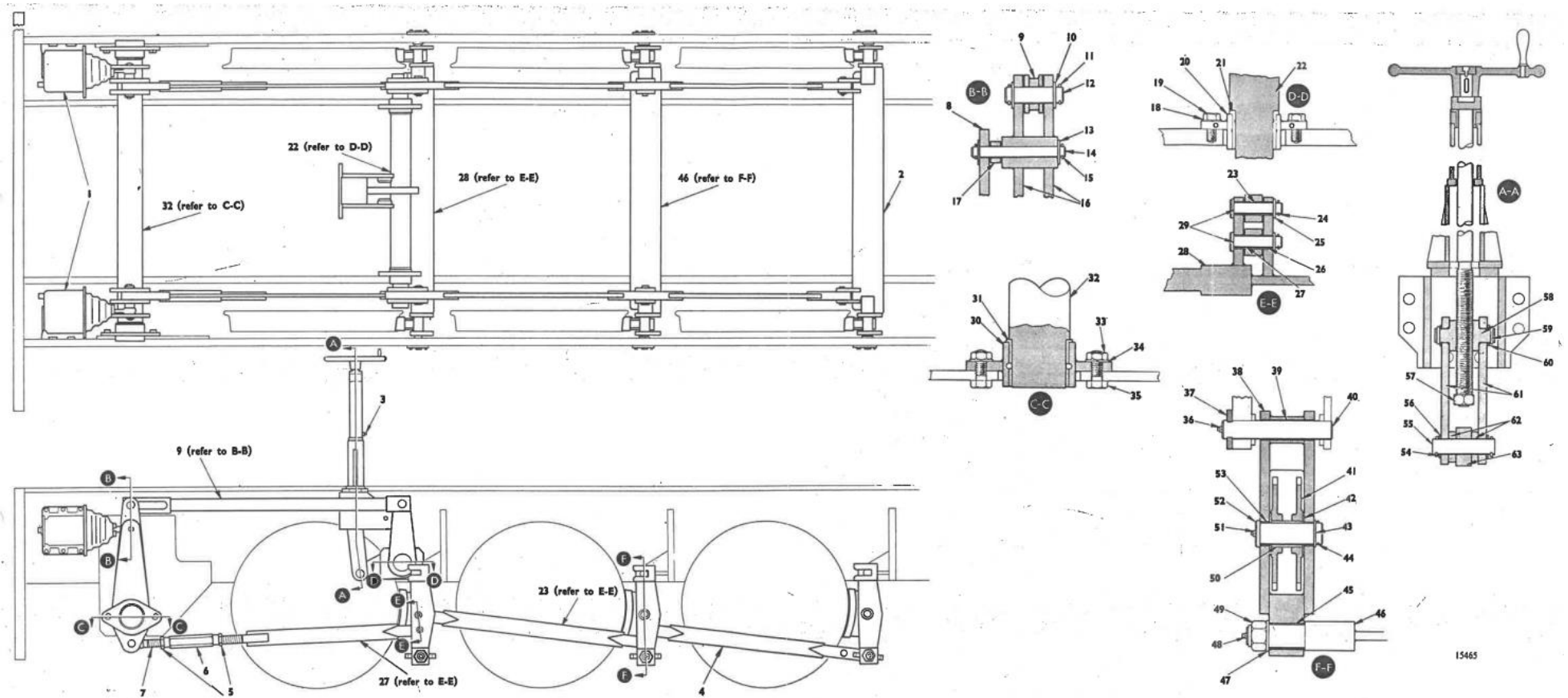


Figura 31 - Desmultiplicação da Timoneria de freio. Adaptado de [37]

Legenda da Figura 31

1	Cilindro de freio
2	Travessa transversal da frente
3	Copo de lubrificação
4	Tirante frontal
5	Porcas de segurança
6	Esticador
7	Espiga de regulação
8	Alavanca de freio
9	Tirante do freio manual
10	Anilhas simples
11	Troços
12	Cavilha
13	Anilhas simples
14	Cavilha
15	Troços
16	Alavanca do freio manual
17	Haste do êmbolo do cilindro de freio
18	Anilha de mola
19	Parafuso
20	Caixa da chumaceira
21	Casquilho da chumaceira
22	Veio do freio manual
23	Casquilho e tirante central
24	Troço
25	Anilha simples
26	Casquilho – alavanca – travessa transversal posterior do freio
27	Casquilho e tirante regulável
28	Travessa transversal posterior
29	Cavilha dos tirantes
30	Caixa da chumaceira
31	Casquilho da chumaceira

32	Veio principal
33	Porca
34	Anilha de mola
35	Parafuso
36	Copo de lubrificação
37	Freios, parafusos e anilhas de mola
38	Conjunto de suporte do porta-cepos
39	Casquilho superior do suporte do porta cepos
40	Cavilha do suporte do porta cepos
41	Porta cepos
42	Anilha espaçadora do porta cepos
43	Anilha simples
44	Troço
45	Casquilho inferior do porta cepos
46	Travessa central do freio
47	Anilha simples
48	Copo de lubrificação
49	Porca “Parlox”
50	Casquilho do porta cepos
51	Copo de lubrificação
52	Cavilha do Cepo
53	Casquilho central do suporte do porta cepos
54	Troços
55	Cavilha
56	Anilha simples
57	Porca e cavilha de fixação
58	Cruzeta roscada do freio manual
59	Troços
60	Anilha simples
61	Barras de ligação à Cruzeta roscada do freio manual
62	Espaçadores
63	Volante do freio manual

Para determinar as relações de transmissão da timoneria de freio é necessário considerar as dimensões das suas alavancas, Figura 32.

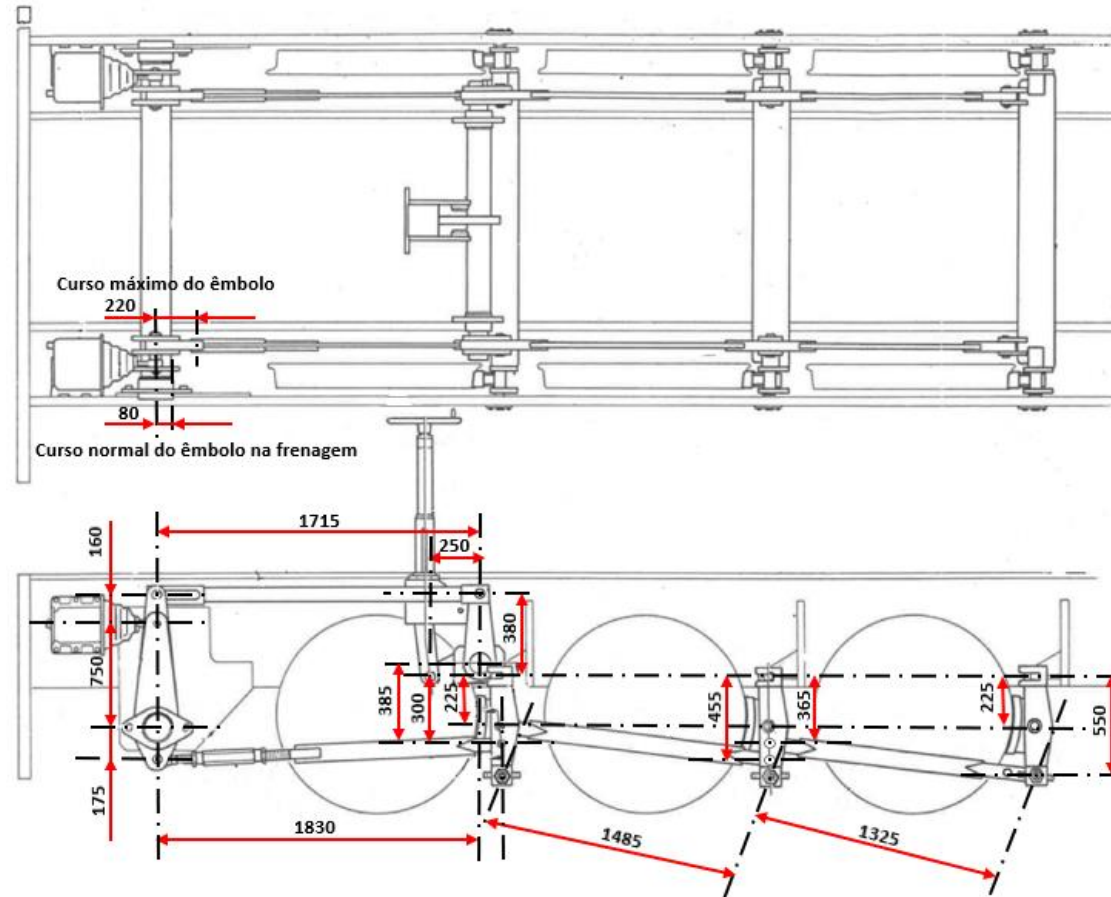


Figura 32 - Dimensões das alavancas da timoneria de freio. Adaptado de [38]

A Figura 33 mostra as forças F_3 , F_5 e F_7 , correspondentes às aplicadas nos cepos de freio, ou seja, sobre as rodas. As forças F_1 , F_2 , F_4 e F_6 são as aplicadas nas alavancas.

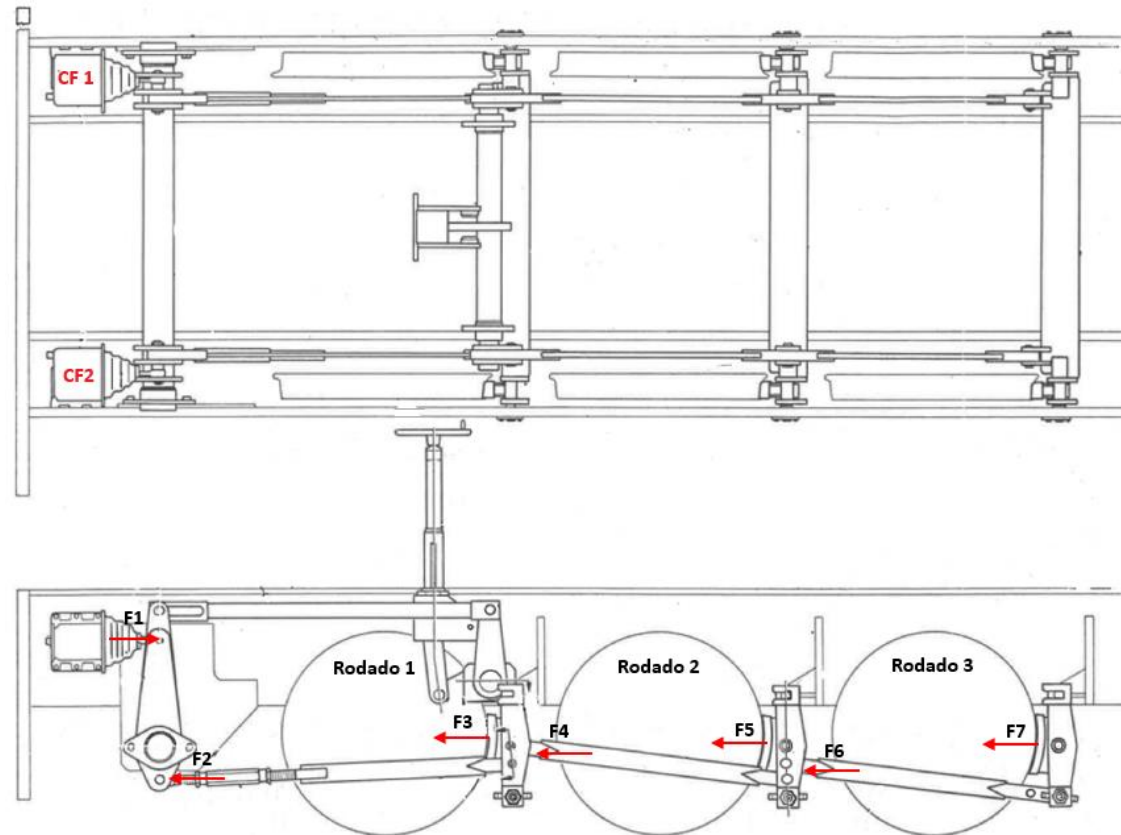


Figura 33 - Aplicação das forças na timoneria de freio

Tendo em consideração as características da timonaria de freio do locotrator Sentinel e as dimensões das suas alavancas, consegue-se obter as relações de transmissão dos vários braços da timoneria e as forças aplicadas Tabela 2.

Tabela 2 - Relações de transmissão braços e forças aplicadas na timoneria de freio

	Relação transmissão	Forças freio automático [Kgf]	Forças freio direto [Kgf]
Braço 1	$i_1 = 4.28$	$F_{maxf} = F_1 = 4962$	$A F_{maxf} = F_1 = 4014$
Braço 2	$i_2 = 1.35$	$F_2 = 21237.4$	$F_2 = 17179.9$
Braço 3	$i_3 = 1.28$	$F_3 = 28670.4$	$F_3 = 23192.9$
Braço 4	$i_4 = 2.00$	$F_4 = 27183.8$	$F_4 = 21990.3$
Braço 5	$i_5 = 0.80$	$F_5 = 54367.6$	$F_5 = 43980.5$
Braço 6	$i_6 = 2.44$	$F_6 = 33979.8$	$F_6 = 28147.5$
		$F_7 = 82910.7$	$F_7 = 68679.9$

Onde:

i_1 - Relação de transmissão do braço 1

i_2 - Relação de transmissão do braço 1

i_3 - Relação de transmissão do braço 1

i_4 - Relação de transmissão do braço 1

i_5 - Relação de transmissão do braço 1

i_6 - Relação de transmissão do braço 1

$F_{maxf} = F_1$ [Kgf] calculado na eq. 5.16 (Freio automático)

F_2 - Força 2 [Kgf]

F_3 - Força aplicada pelo cepo de freio no rodado 1 [Kgf]

F_4 - Força 4 [Kgf]

F_5 - Força aplicada pelo cepo de freio no rodado 2 [Kgf]

F_6 - Força 6 [Kgf]

F_7 - Força aplicada pelo cepo de freio no rodado 3 [Kgf]

$F_{maxf} = F_1$ [Kgf] calculado na eq. 5.21 (Freio Direto)

$$F_{TC} = F_3 + F_5 + F_6 \quad (5.22)$$

$$F_{TC}F_A = 165949 \text{ Kgf} \quad (5.23)$$

Onde:

$F_{TC}F_A$ – Força total aplicada pelos calços no freio automático [Kgf]

$$F_{TC}F_D = F_3 + F_5 + F_6 \quad (5.24)$$

$$F_{TC}F_D = 135853 \text{ Kgf} \quad (5.25)$$

Onde:

$F_{TC}F_D$ – Força total aplicada pelos calços no freio direto [Kgf]

5.3.6.2. Rendimento da timoneria:

Para avaliar o rendimento da timoneria de freio do locotrator Sentinel deve ser tido em consideração determinada morfologia e a, elevada relação de transmissão ($i = 5.79$). Em casos análogos, outros autores estabeleceram um rendimento de 85% [38] (Anexo XII). Não vendo razão para utilizar outro valor, será também aplicado um rendimento de 85%:

$$\eta_T = 0.85 \quad (5.26)$$

5.3.7. Cálculo das desacelerações

A desaceleração instantânea do locotrator Sentinel é obtida pelo coeficiente entre a força de frenagem ou esforço de frenagem e a respetiva massa do veículo:

$$a = \frac{F}{m} \quad (5.27)$$

onde:

a - Aceleração / desaceleração instantânea [m/s^2];

F - Força de frenagem ou esforço de frenagem [Kgf];

m - Massa do locotrator Sentinel [Kg].

Assim sendo:

$$a = \frac{g \cdot F_{TC} * \mu_{ad} * i * \eta_T}{m} \quad (5.28)$$

onde:

g - Aceleração gravítica à superfície da Terra [m/s^2];

$F_{\max f}$ - Força máxima de frenagem [Kgf];

μ_{ad} - Coeficiente de atrito dinâmico do cepo sintético tipo 18U ICER903/62;

η_T - Rendimento da timoneria de freio do locotrator Sentinel;

5.3.7.1. Cálculo das desacelerações no caso de freio automático

$$a_{fa} = \frac{g \cdot F_{TC} F_{FA} * \mu_{ad} * i * \eta_T}{m} \quad (5.29)$$

$$a_{fa} = \frac{9.81 * 165949 * 0.16 * 1 * 0.85}{42000} \quad (5.30)$$

$$a_{fa} = 5.271 \text{ m/s}^2 \quad (5.31)$$

onde:

a_{fa} - Aceleração freio automático [m/s^2];

5.3.7.2. Cálculo das desacelerações no caso de freio direto

$$a_{fd} = \frac{g \cdot F_{TC} F_{FD} * \mu_{ad} * i * \eta_T}{m} \quad (5.32)$$

$$a_{fd} = \frac{9.81 * 135853 * 0.16 * 1 * 0.85}{42000} \quad (5.33)$$

$$a_{fd} = 4.315 \text{ m/s}^2 \quad (5.34)$$

onde:

a_{fd} – Aceleração freio automático [m/s^2];

5.3.9. Cálculo das distâncias de frenagem

5.3.9.1. Cálculo das distâncias de frenagem no freio automático

No cálculo das distâncias de frenagem no freio automático, deve ser tido em consideração que o distribuidor tem a mudança de regime bloqueado para passageiros, neste caso e segundo a UIC540 [37], o tempo de aperto em passageiros, é entre 3 a 5 segundo, em banco de ensaio (**Anexo XXX**) o tempo de aperto foi de 4.6 s, será este o valor de referência para os cálculos.

$$d_p = \frac{1}{2} * V_o * t_o + \frac{1}{2} * a * t^2 \quad (5.35)$$

onde:

d_p - Distancia percorrida, desde o momento da aplicação do freio até à imobilização integral do locotrator [m];

V_o - Velocidade instantânea atingida, no início do período de frenagem [km/h];

t_o - Tempo decorrido, desde o momento da aplicação do freio até atingir os 95%, da pressão máxima nos cilindros de freio [s], segundo a UIC540 [37].

t - Tempo decorrido, desde o momento da aplicação do freio até à imobilização integral do locotrator [s];

$$d_p = \frac{1}{2} * V_o * t_o + \frac{1}{2} * a * t^2 \quad (5.36)$$

Dado que:

$$t = \frac{V_o}{a} \quad (5.37)$$

obtem-se:

$$d_p = \frac{1}{2} * V_o * t_o + \frac{1}{2} * \frac{V_o^2}{a} \quad (5.38)$$

A Tabela 3, resume as distâncias de frenagem do freio automático, para $t_o = 4.6s$ (Anexo XXX).

Tabela 3 - Resumo das distâncias de frenagem para o freio automático

V_o [Km/h]	d [m] para $t_o = 4.6$ s
10	7.1
20	15.7
30	25.8
35	31.3
40	37.3
50	50.2
58	61.7

5.3.9.2. Cálculo das distâncias de frenagem no freio direto

No freio direto o tempo de aperto é de aproximadamente 2.5 s. A Tabela 4 apresenta as distâncias de frenagem do freio direto para $t_o = 2.5s$.

Tabela 4 - Resumo das distâncias de frenagem para o freio direto

V_o [Km/h]	d_p [m] para $t_o = 2.5$ s
10	7.3
20	16.4
30	27.2
35	33.3
40	39.9
50	54.3
58	67.1

5.3.10. Freio manual

O freio manual, também conhecido por freio de estacionamento, é um sistema de freio utilizado nos locotratores Sentinel para efetuar a sua imobilização em parque. É constituído por uma timoneria de freio com determinada desmultiplicação (Figura 35), acionada a partir da cabine de condução através de um volante, Figura 34.

O volante do freio manual deve rodar no sentido de aperto, entre 8 e 8.5 voltas até arrochar.



Figura 34 - Volante do freio manual do locotrator Sentinel

5.3.10.1. Desmultiplicação da timonaria de freio manual

Para determinar a relação de transmissão da timoneria de freio manual é necessário conhecer as dimensões das suas alavancas, Figura 35.

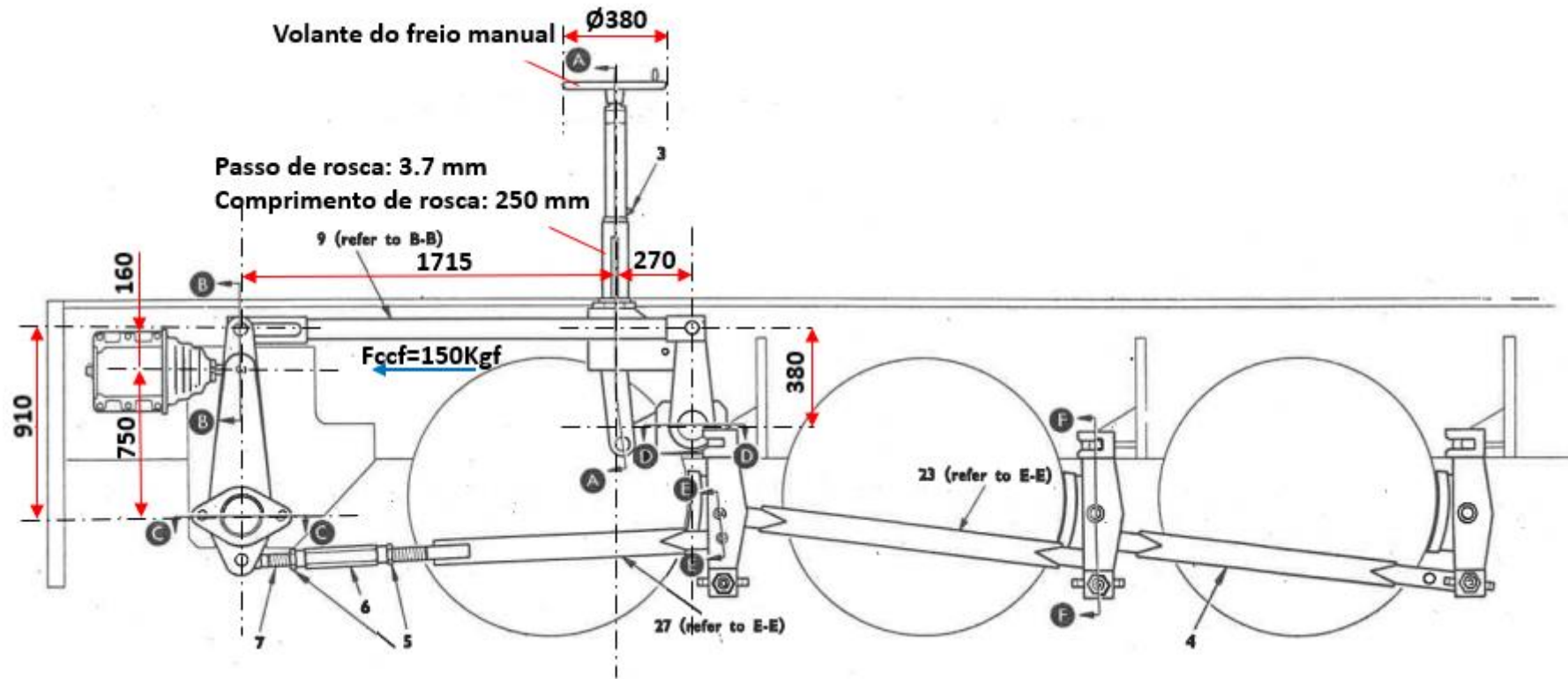


Figura 35 - Dimensões das alavancas da Timoneria do freio manual do locotrator

As características da timonaria do freio manual do locotrator Sentinel são, Figura 35:

Passo da rosca = 3,7 mm;

Diâmetro do volante do freio manual = 380 mm;

Força contrária ao cilindro de freio = 150 kgf por cilindro.

Obtém-se a seguinte equação para calcular a relação de transmissão do freio manual:

$$i_{fm} = \frac{\pi * d_v}{p} * \frac{910}{750} * \frac{270}{380} \quad (5.39)$$

onde:

i_{fm} - Relação de transmissão freio manual;

d_v - Diâmetro do volante do freio manual [mm];

p - Passo de rosca do freio manual [mm].

$$i_{fm} = \frac{\pi * 380}{3.7} * \frac{910}{750} * \frac{270}{380} \quad (5.40)$$

$$i_{fm} = 278.2 \quad (5.41)$$

5.3.10.2. Força contrária ao cilindro de freio

$$F_{CCF} = 150 \text{ Kgf} \quad (5.42)$$

A Força contrária ao cilindro de freio, tem que ser multiplicada pelo número de cilindros, assim resulta:

$$F_{CCF} = 300 \text{ Kgf} \quad (5.43)$$

5.3.10.3. Força no cepo de freio

A força no cepo de freio pode ser obtida considerando a força necessária para vencer os cilindros de freio e o rendimento da timoneria de freio.

$$F_{cepo} = (F_{mv} * i_f - F_{CCF}) * i * \eta_T \quad (5.44)$$

onde:

F_{cepo} – Força no cepo de freio [Kgf];

F_{mv} – Força para movimentar o volante do freio manual [Kgf];

$$F_{cepo} = (F_{mv} * 278.2 - 300) * 5.79 * 0.85 \quad (5.45)$$

$$F_{cepo} = g (F_{mv} * 1369.2 - 1476.5) \quad (5.46)$$

Como não se sabe o valor do coeficiente atrito estático entre o cepo e a roda, C_{aest} , estima-se para efeitos de cálculo um valor de 0.3.

Com o coeficiente atrito estático pode ser avaliado a inclinação máxima que o locotrator pode estar imobilizado:

$$F_{cepo} * 0.3 = g * 42000. F_s * \text{sen}(\theta) \quad (5.47)$$

onde:

F_s – Fator de segurança;

θ – Ângulo de inclinação máxima que o locotrator pode estar imobilizado.

Considerando que o locotrator Sentinel, pode ficar imobilizado numa rampa com inclinação máxima de 4% Figura 36, obtém-se o ângulo θ .

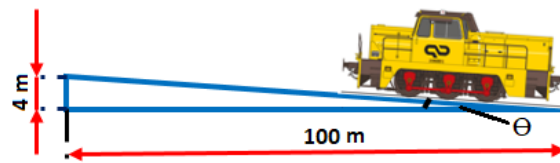


Figura 36 - Rampa com inclinação máxima de 4%

$$\text{tang}\theta = \frac{4}{100} = 0.04 \quad (5.48)$$

$$\theta = 2.29^\circ \quad (5.49)$$

Considerando um fator de segurança de 1.5 e igualando as equações (5.46) e (5.47), obtém-se:

$$[g(F_{mv} * 1369.2 - 1476.5)] * 0.3 = g * 42000 * F_s * \text{sen}(\theta) \quad (5.50)$$

$$[g(F_{mv} * 1369.2 - 1476.5)] * 0.3 = g * 42000 * 1.5 * \text{sen}(2.29) \quad (5.51)$$

Finalmente, consegue-se obter a força que é necessário exercer para se movimentar o volante do freio manual:

$$F_{mv} = 7.2 \text{ Kgf} \quad (5.52)$$

Por sua vez, o peso de freio manual, P_{fm} , pode ser obtido através de:

$$P_{fm} = \frac{F_{cepo} * 0.3}{42000} * 100 \quad (5.53)$$

como:

$$F_{cepo} = g (F_{mv} * 1369.2 - 1476.5) \quad (5.54)$$

Substituindo a anterior na equação (5.59), resulta:

$$P_{fm} = \frac{g (F_{mv} * 1369.2 - 1476.5) * 0.3}{42000} \quad (5.55)$$

Obtém-se o peso de freio manual em [%];

$$P_{fm} = 58.7 \% \quad (5.56)$$

O peso de freio manual é de 0.587, multiplicando por 42 T:

$$P_{fm} = 0.587 * 42 \quad (5.57)$$

ou seja:

$$P_{fm} = 24.67 \quad (5.58)$$

6. Protocolo de ensaio de freio locotrator Sentinel após modificação

6.1. Introdução

Este tipo de protocolo tem o objetivo de descrever em detalhe a forma como os ensaios de freio estáticos e dinâmicos do locotrator Sentinel 1169 foram realizados após a modificação ao sistema de freio.

Pretende-se comparar os valores obtidos nos ensaios com os determinados nos cálculos efetuados no capítulo 5. A sua correspondência é um indicador do sucesso da modificação do novo sistema de freio.

6.2. Documentação

Normas UIC 540 [34], 541 [35] , 543 [36].

Esquema pneumático dos sistemas HM, aceleração do motor e circuito de freio do locotrator Sentinel 1169, do circuito de frenagem com a alteração proposta para o sistema de freio pneumático automático (anexo II).

Especificação do cálculo de freio do locotrator Sentinel, capítulo 5 deste relatório.

6.3. Procedimento de ensaio de freio estático

O ensaio estático é feito com o locotrator Sentinel imobilizado em parque, cumprindo determinados procedimentos.

6.3.1. Recursos de medição e monitorização utilizados

“Mala” de ensaios onde estão instalados os transdutores de pressão com as pormenorizações e adaptações necessárias para que se possa captar as pressões nas diferentes tomadas de prova fazendo a interligação ao computador portátil Figura 37;



Figura 37 - “Mala” de ensaios e computador portátil para registo de ensaios de freio

Cronómetro.

Fita Métrica

Deve ser referido que estes equipamentos estão devidamente aferidos pelo Laboratório de Ensaios e Metrologia da CP.

6.3.2. Enchimento da conduta principal

Verificar se as torneiras de intercomunicação, 81A, 81B, 82A e 82B, se encontram fechadas;

Abrir a torneira de isolamento 88.

Colocar em funcionamento o motor Diesel.

Medir o tempo de subida da CP desde 0 bar até à abertura da válvula de descompressão (7.5 ± 0.2 bar).

6.3.3. Funcionamento do pressostato posição 51

Comprovar que o pressostato do grupo de produção e controlo de ar comprimido, posição 51, comanda a electroválvula de descarga posição 52, abrindo o circuito quando atinge uma pressão de 7.5 ± 0.2 bar, interrompendo o fornecimento do fluxo de ar comprimido, colocando os compressores P180 e A800 a trabalhar em vazio. De igual modo, fecha o circuito quando a pressão desce e atinge 6.5 ± 0.2 bar, restabelecendo desta forma o fornecimento do fluxo de ar comprimido ao circuito.

6.3.4. Funcionamento da válvula de segurança posição 53

A válvula de segurança do grupo de produção e controlo de ar comprimido, posição 53, deve ser testada em banco de ensaio, onde será regulada para abrir aos 8.7 ± 0.1 bar, efetuando assim a descarga do ar comprimido para a atmosfera.

No entanto, deve também ser verificado o seu funcionamento no locotrator, da seguinte forma: provocar uma descarga na CP, de forma que os compressores entrem em funcionamento, colocar a electroválvula de descarga (52) sem pressão para desta forma criar uma sobrepressão no circuito e ao mesmo tempo verificar o funcionamento da válvula de segurança, posição 53, pois esta deve abrir aos 8.7 ± 0.1 bar, efetuando a descarga do ar comprimido para a atmosfera.

6.3.5. Pressão da conduta geral

Estando a pressão da CP dentro de valores pré-estabelecidos ($7.5/6.5 \pm 0.2$ bar), colocar a chave 51 (consultar anexo IV) numa das válvulas de maquinista FHD4-3 e rodá-la colocando a válvula ao serviço. De seguida movimentar totalmente o manipulo no sentido de desaperto.

Após decorridos 2 minutos, verificar se a pressão na CG é de 5.0 ± 0.05 bar, caso não seja, regular o parafuso no redutor de pressão da própria válvula.

Deve também ser verificada que a pressão nos cilindros de freio é de 0 bar.

Repetir o mesmo processo para a outra válvula de maquinista FHD4-3.

6.3.6. Estanquicidade da conduta geral com freio aliviado

Verificar se a pressão na CG é de 5 ± 0.05 bar e a pressão nos CF é de 0 bar.

Através da chave 51 (consultar anexo IV), colocar a válvula de maquinista FHD4-3 em isolamento, verificar após 300 segundos se a queda de pressão na CG não é superior a 0.2 bar.

6.3.7. Estanquicidade da conduta geral com freio apertado

Movimentar o manipulo de uma das válvulas de maquinista FHD4-3 para o 1º ponto de freio e verificar se a pressão na CG é de 4.5 ± 0.1 bar.

Verificar após 300 segundos se a queda de pressão na CG não é superior a 0.2 bar.

6.3.8. Estanquicidade da conduta principal

Verificar se a pressão na CP é de 7.5 ± 0.2 bar, parar o motor Diesel e comprovar que ao fim de 300 segundos a queda de pressão na CP não é superior a 0.5 bar.

6.3.9. Estanquicidade dos cilindros de freio (com freio direto)

Com os cilindros de freio completamente aliviados, averiguar se a pressão nos CF é de 0 bar, através do manipulo de freio direto, aplicar uma frenagem máxima verificando-se uma pressão nos CF de 3.15 ± 0.1 bar, em seguida manobrar o manípulo para a posição neutro e esperar 60 segundos para normalizar a pressão.

Comprovar que ao fim de 180 segundos a queda de pressão nos CF não é superior a 0.2 bar.

6.3.10. Estanquicidade dos cilindros de freio (com freio automático)

Verificar se a pressão na CP está entre $(7.5/6.5 \pm 0.2)$ bar).

Com o motor Diesel parado, comprovar que a pressão nos CF é de $0 + 0.05$ bar.

Efetuar uma frenagem máxima de emergência através de uma das válvulas de maquinista FHD4-3, movimentando o manipulo para a posição de emergência (9º ponto) ou através da atuação da “válvula de murro”. No caso das válvulas de maquinista a pressão na CG cai para $0 + 0.05$ bar, através da válvula de murro cai para 0.3 ± 0.1 bar, observar se os cilindros de freio ficam com uma pressão máxima de 3.8 ± 0.1 bar).

Esperar 60 segundos para normalizar a pressão, de seguida comprovar que a queda de pressão ao fim de 300 segundos não é superior a 0.2 bar.

6.3.11. Corte de tração colocando o motor Diesel ao *relanti*

Comprovar que sempre que seja efetuada uma frenagem de emergência, através das válvulas de maquinista FHD4-3 ou pela “válvula de murro”, ocorre o corte de tração, através da electroválvula (66), colocando o motor Diesel ao *relanti*, não permitindo assim retomar a marcha do locotrator.

Comprovar que ocorre o corte da tração sempre que a pressão no cilindro de freio é superior a 0.8 ± 0.1 bar.

Verificar que o locotrator volta a ter tração sempre que a pressão nos cilindros de freio é 0 ± 0.05 bar.

Comprovar que o locotrator não permite embraiar quando a pressão na CP é inferior a 4.5 ± 0.5 bar.

6.3.12. Sensibilidade do freio

Verificar se a pressão na CG é de 5 ± 0.05 bar e a pressão nos CF é de 0 bar.

Movimentar o manipulador da válvula de maquinista FHD4-3 no sentido aperto, até ao primeiro ponto, a pressão na CG baixou $0.4 + 0.1$ bar, passando de 5 ± 0.05 bar para 4.6 ± 0.1 bar, comprovar que os CF se encontram frenados.

6.3.13. Funcionamento dos areeiros

Pressionando momentaneamente as válvulas 44A e 44B, uma de cada vez, verificar se os areeiros trabalham corretamente observando que a areia é projetada sobre o carril, consoante o sentido da marcha.

6.3.14. Funcionamento das buzinas.

Pressionando momentaneamente as válvulas 46A e 46B, uma de cada vez, comprovar o funcionamento das buzinas.

6.3.15. Controlo do freio automático

Verificar se a pressão na CG é de 5 ± 0.05 bar, efetuar uma frenagem de emergência colocando o manipulador de uma das válvulas de maquinista FHD4-3 no 9º ponto ou através da “válvula de murro” e verificar os tempos de aperto e desaperto dos cilindros de freio.

Dado que a mudança de regime está bloqueada na posição de passageiros e de acordo com a UIC 540 [34]:

Tempo de aperto dos CF:

- De 3 a 5 segundos

O Tempo de aperto dos CF é medido desde 0 ± 0.05 bar até se obter 95% da pressão máxima dos CF (3.6 ± 0.1 bar).

Neste ensaio, deve ser comprovado que a pressão máxima dos CF deve de ser 3.8 ± 0.1 bar e a pressão na CG deve ser $0 + 0.05$ bar.

Tempo de desaperto dos CF

- De 15 a 20 segundos.

O Tempo de desaperto dos CF é medido desde a pressão máxima até se obter a pressão de 0.4 bar nos CF.

No fim deste ensaio, esperar 60 segundos para estabilização das pressões e verificar que a CG regista a pressão de 5 ± 0.05 bar.

6.3.16. Aperto do freio automático por patamares

Verificar se a pressão na CG é de 5 ± 0.05 bar e nos CF de $0 + 0.05$ bar, efetuar os 8 pontos de aperto através do manipulador da válvula de maquinista FHD4-3 até a CG atingir os 3.2 ± 0.1 bar. No primeiro ponto a CG baixa 0.4 bar, do segundo até ao 8º ponto a CG baixa 0.2 bar por ponto. Comprovar que cada ponto irá corresponder um aumento da pressão nos CF até aos 3.8 ± 0.1 bar registados no 8º ponto.

6.3.17. Desaperto do freio automático por patamares

Verificar se a pressão na CG é de 3.2 ± 0.1 bar e a pressão nos CF vai até aos 3.8 ± 0.1 bar correspondendo ao 8º ponto de aperto. Efetuar os 8 pontos de desaperto através do manipulador da válvula de maquinista FHD4-3 até a CG atingir os 5 ± 0.05 bar. Comprovar que cada ponto de desaperto irá corresponder uma diminuição da pressão nos CF até atingir a pressão de $0 + 0.05$ bar.

Repetir o ensaio para a outra válvula de maquinista FHD4-3.

6.3.18. Ativação da Sobrecarga

Verificar se a pressão na CG é de 5 ± 0.05 bar e nos CF. é de $0 + 0.05$ bar, pressionar momentaneamente o botão de sobrecarga de uma das válvulas de maquinista FHD4-3 e comprovar que a pressão na CG é de 5.7 ± 0.1 bar, num intervalo de 30 segundos.

Repetir este ensaio para a outra válvula de maquinista FHD4-3.

6.3.19. Desativação da Sobrecarga

Verificar se a pressão na CG é de 5.7 ± 0.1 bar, desativar a sobrecarga, dentro de 180 segundos para estabilização da pressão deve-se comprovar que a CG regista 5 ± 0.05 bar.

Repetir o ensaio para a outra válvula de maquinista FHD4-3.

6.3.20. Purga do distribuidor de freio KE1cSL

Aplicar uma frenagem de emergência, comprovar que a pressão na CG é de $0 + 0.05$ bar e nos CF .de 3.8 ± 0.1 bar, puxar a alavanca de purga do distribuidor de freio KE1cSL, no espaço de 45 segundos efetua-se a purga da câmara A do distribuidor e a pressão dos CF cai para 0 ± 0.05 bar.

6.3.21. Controlo do freio direto

Verificar se a pressão na CG é de 5 ± 0.05 bar e nos CF de $0 + 0.05$ bar, movimentar o manípulo do freio direto para a posição de aperto de freio.

Tempo de aperto dos CF

- Inferior a 10 segundos

O Tempo de aperto dos CF é medido desde $0 + 0.05$ bar até se obter 95% da pressão máxima dos CF (3.15 ± 0.1 bar).

Neste ensaio deve ser comprovado que a pressão máxima dos CF é de 3.15 ± 0.1 bar e na CG de 5 ± 0.05 bar.

Movimentar o manípulo do freio direto para a posição de desaperto do freio.

6.3.22. Aperto do freio direto por patamares

Verificar se a pressão na CG é de 5 ± 0.05 bar e nos CF .de $0 + 0.05$ bar, movimentar o manípulo do freio direto de forma gradual para a posição de aperto de freio. Deverão

de ser realizados pelo menos 8 pontos de frenagem até que a pressão nos CF seja de 3.15 ± 0.1 bar.

6.3.23. Desaperto do freio direto por patamares

Verificar se a pressão na CG é de 5 ± 0.05 bar e nos CF de 3.15 ± 0.1 bar, movimentar o manípulo do freio direto de forma gradual para a posição de desaperto de freio. Deverão de ser realizados pelo menos 8 pontos de desaperto até que a pressão nos CF seja $0 + 0.05$ bar.

6.3.24. Conjugação entre o freio automático e o freio direto

Verificar se a pressão na CG é de 5 ± 0.05 bar e nos CF de $0 + 0.05$ bar.

Movimentar o manípulo do freio direto para a posição de aperto até atingir a pressão nos CF de 3.15 ± 0.1 bar, verificar que a pressão na CG se mantém nos 5 ± 0.05 bar.

Manobrar o manípulo de uma das válvulas de maquinista FHD4-3, no sentido de aperto para o 8º ponto e verificar que a pressão nos CF sofre um incremento até estabilizar nos 3.8 ± 0.1 bar, a pressão na CG é de 3.2 ± 0.1 bar.

Manobrar novamente o manípulo da válvula de maquinista FHD4-3, desta vez, no sentido de desaperto até atingir uma pressão de 5 ± 0.05 bar na CG e verificar que a pressão nos CF retoma o valor de 3.15 ± 0.1 bar.

Aliviar o freio direto.

Verificar que a pressão na CG é 5 ± 0.05 bar e nos CF de $0 + 0.05$ bar.

Manobrar o manípulo de uma das válvulas de maquinista FHD4-3, no sentido de aperto, até se verificar uma pressão de aproximadamente 1 bar nos CF.

Movimentar o manípulo do freio direto para a posição de aperto até atingir a pressão máxima nos CF, observando um incremento na pressão dos CF até atingir 3.15 ± 0.1 bar.

Movimentar o manípulo do freio direto para a posição de desaperto e verificar que a pressão nos CF retoma o valor de aproximadamente 1 bar.

Repetir o mesmo ensaio com a outra válvula de maquinista FHD4-3.

Pretende-se com este ensaio verificar a conjugação do freio automático com o freio direto através da comutação da válvula de comando duplo (85).

6.3.25. Curso do cilindro do freio

Efetuar uma frenagem até atingir a pressão de 0.5 ± 0.1 bar e verificar que todas os cepos de freio estão frenados.

6.3.26. Freio de estacionamento

Rodar o volante do freio manual no sentido de aperto de freio. Deve dar entre 8 e 8.5 voltas até arrochar.

6.3.27. Freio de Emergência através da válvula de maquinista FHD4-3

Verificar se a pressão na CG é de 5 ± 0.05 bar e nos CF de $0 + 0.05$ bar.

Movimentar o manipulo de uma das válvulas de maquinista FHD4-3 para o 9º ponto e verificar que é desencadeado um processo automático de frenagem da composição em condições de segurança, através da subida de pressão nos CF para 3.8 ± 0.1 bar.

A pressão na CG cai para 0 ± 0.05 bar.

Repetir o processo para a outra válvula de maquinista FHD4-3.

6.3.28. Freio de Emergência através da “válvula de murro”

Verificar se a pressão na CG é de 5 ± 0.05 bar e nos CF de $0 + 0.05$ bar.

Dar um “murro” na campânula da haste da “válvula de murro”, obrigando esta a deslocar-se para baixo e verificar que é desencadeado um processo automático de frenagem da composição em condições de segurança, através da subida de pressão nos CF para 3.8 ± 0.1 bar.

6.3.29. Freio de emergência pela Quebra de engates

Verificar se a pressão na CG é de 5 ± 0.05 bar e nos CF de $0 + 0.05$ bar.

Abrir uma das torneiras de intercomunicação da CG, de forma a obter uma descarga franca, verificar que a pressão nos CF sofre um incremento para 3.8 ± 0.1 bar.

Com este ensaio, procura-se comprovar que, caso ocorro uma quebra de engates, é desencadeado um processo automático de frenagem da composição em condições de segurança.

6.3.30. Freio de emergência através do HM

Verificar se a pressão na CG é de 5 ± 0.05 bar e nos CF de $0 + 0.05$ bar.

Deixar atuar o HM do Locotrator (sistema já existente) e verificar que o pressostato posição 87, corta a alimentação à electroválvula posição 79 e esta por sua vez provoca a abertura da válvula de descarga colocando a CG à atmosfera com uma descarga franca, desta forma a pressão nos CF sobe para 3.8 ± 0.1 bar.

Os ensaios estáticos foram registados em formato digital, para garantir que os parâmetros estão dentro dos valores especificados.

6.4. Procedimento de ensaio de freio dinâmico

6.4.1. Ensaio da distância de frenagem para o freio automático

Verificar se a pressão na CG é de 5 ± 0.05 bar e nos CF de $0 + 0.05$ bar.

Efetuar uma marcação de modo a criar um ponto de referência para o início da frenagem.

Colocar o locotrator Sentinel à velocidade instantânea de 10 km/h, assim que atingir o ponto de referência, aplicar o freio de emergência através da “válvula de murro” e, comprovar que as distâncias de frenagem têm correspondência com as determinadas no capítulo 5, isto considerando um erro admissível de 15%.



Figura 38 - Ensaio dinâmico ao Locotrator sentinel 1169

Repetir o ensaio para as velocidades de 20 e 30 Km/h.

Por questões de segurança e pela legislação imposta, não serão efetuados ensaios dinâmicos às velocidades de 35, 40, 50 e 58 Km/h,

A Tabela 5, mostra as distâncias de frenagem obtidas no ensaio dinâmico do freio automático.

Tabela 5 - Distâncias de frenagem no ensaio dinâmico do freio automático

Distâncias de frenagem no ensaio dinâmico do freio automático							
Velocidade Instantânea (v0 [km/h])	Distância frenagem (d[m])	Distância teórica obtida (d[m])	Valor mínimo (d[m])	Valor máximo (d[m])	Tolerância (d[m])	Tolerância (d[%])	Resultado
10	7.65	7.1	6.035	8.165	2.13	7.19	Dentro tolerância
20	16.95	15.7	13.345	18.055	4.71	7.37	Dentro tolerância
30	27.55	25.8	21.93	29.67	7.74	6.35	Dentro tolerância
35		33.3					
40		37.3					
50		50.2					
58		61.7					

Os resultados obtidos nas distâncias de frenagem, estão dentro da tolerância dos 15% dos cálculos teóricos, isto é, do que era inicialmente espectável, existindo uma correspondência entre os cálculos efetuados e os resultados alcançados nos ensaios dinâmicos realizados para o freio automático. Este é, sem dúvida, um indicador do sucesso do novo sistema de freio.

6.4.2. Ensaio da distância de frenagem para o freio direto

Este ensaio foi realizado nas mesmas condições anteriores. O freio direto é aplicado no máximo das suas possibilidades através do manípulo do freio direto. A Tabela 6, mostra as distâncias de frenagem obtidas no ensaio dinâmico do freio direto.

Tabela 6 - Distâncias de frenagem no ensaio dinâmico do freio direto

Distâncias de frenagem no ensaio dinâmico do freio direto							
Velocidade Instantânea (v0 [km/h])	Distância frenagem (d[m])	Distância teórica obtida (d[m])	Valor mínimo (d[m])	Valor máximo (d[m])	Tolerância (d[m])	Tolerância (d[%])	Resultado
10	6.15	7.3	6.205	8.395	2.19	15.75	Fora tolerância
20	15.5	16.4	13.94	18.86	4.92	5.49	Dentro tolerância
30	27.05	27.2	23.12	31.28	8.16	0.55	Dentro tolerância
35		33.3					
40		39.9					
50		54.3					
58		67.1					

A 10 Km/h foi o único resultado que ficou fora da tolerância de 15%, embora tenha uma diferença mínima de 0.055 m ou seja 5.5 cm, correspondendo a 0.75%.

A 20 Km/h e a 30 Km/h, os resultados obtidos foram dentro do que era inicialmente espectável, existindo uma correspondência entre os cálculos efetuados e os resultados alcançados nos ensaios estáticos realizados para o freio direto.

Os resultados obtidos carecem de repetição dos ensaios dinâmicos, para confirmação das distâncias de frenagem e para despistagem de algum erro que possa ter ocorrido, o que não foi possível devido a avaria do conversor de binário do Locotrator.

Deve ainda ser dito, que este sistema de freio, não sofreu qualquer tipo de alteração ao que existia inicialmente.

6.4.3. Complemento ao ensaio de freio dinâmico

Aproveitando a necessidade de movimentação da UTE2277 (Unidade Tripla Elétrica) para o torno de fosso, procedeu-se ao reboque da referida unidade por forma a complementar o ensaio do freio dinâmico.

6.4.3.1. Procedimento acoplamento UTE pelo Locotrator Sentinel 1169

Verificar se:

- o freio manual do locotrator está aplicado.
- a pressão na CP do locotrator é de $7.5 + 0.2$ bar.
- a pressão na CG do locotrator é de 5 ± 0.05 bar e nos CF é de $0 + 0.05$ bar.
- a pressão na CP da UTE2277 é $0 + 0.05$ bar.
- a pressão na CG da UTE2277 é de $0 + 0.05$ bar e nos CF é de $0 + 0.05$ bar.

Colocar os sistemas Convel e HM da UTE2277 fora de serviço.

Montar o engate de transição com os acoplamentos da CG e CP, Figura 39.



Figura 39 - Engate de transição com os acoplamentos da CG e CP.

Abrir as torneiras de intercomunicação da CG e CP, esperar 10 minutos para enchimento e estabilização das pressões em ambos os veículos.

Movimentar o manipulador da válvula de maquinista FHD4-3 que está ao serviço, para o 8º ponto.

Verificar se a pressão na CG do locotrator é de 3.2 ± 0.1 bar e nos CF é de 3.8 ± 0.1 bar.

Aliviar o freio manual do locotrator.

Aliviar o freio de estacionamento da UTE2240.

Efetuar vários apertos e desapertos consecutivos para ver o comportamento do freio em ambos os veículos.

Estabilizar o locotrator à velocidade de 10 Km/h com a UTE 2277 a reboque e aplicar uma frenagem de emergência e, verificar se a imobilização ocorre até aos 7.1 m.



Figura 40 - Locotrator Sentinel à velocidade de 10 Km/h com a UTE 2277 a reboque

7. Oportunidades de melhoria

Embora o foco do trabalho realizado fosse a modificação do sistema de freio do locotrator Sentinel, surgiu a necessidade de efetuar algumas melhorias, nomeadamente a nível da segurança e conforto.

7.1. Fator Segurança

Além das válvulas de emergência implementadas na modificação do sistema de freio, existiu a necessidade de desmontar o conjunto de engate, para se proceder à inspeção dos ganchos de engate. Foi efetuada a verificação das cotas e o ensaio não destrutivo de magnetoscópica, isto para verificar a ausência de fendas internas.

Existiu também a necessidade de substituir os blocos de amortecimento, cujos elementos elásticos estavam muito degradados e dos tensores de engate que apresentavam elevado desgaste. A Figura 41 mostra a situação inicial e a atual do bloco de amortecimento.

Situação anterior



Situação atual



Figura 41 - Bloco de amortecimento do conjunto de engate

A Figura 42 mostra o gancho e o tensor de tração.

Situação anterior



Situação atual



Figura 42 - Gancho e tensor de engate.

Outro dos aspetos sujeitos a melhoria foi a instalação do sistema GPS – velocímetro, para indicar a velocidade instantânea do locotrator.



Figura 43 - Sistema GPS – Velocímetro.

7.2. Fator conforto

Em termos de conforto procedeu-se à substituição de vários equipamentos na cabina de condução, nomeadamente, o teto, o chão, os bancos e a lâmpada de iluminação.

7.2.1. Teto do locotrator

O teto do locotrator foi alvo de intervenção profunda. Foi aplicado isolamento e chapa perforada para uma melhor comodidade, Figura 45.



Figura 44 - Isolamento da cabine.



Figura 45 - Teto do locotrator.

7.2.2. Chão da cabine de condução do locotrator Sentinel

O chão da cabina de condução do locotrator encontrava-se degradado, motivo pelo qual se procedeu à sua substituição. As Figura 46 e 47 mostram a intervenção efetuada.



Figura 46 - Chão da cabine de condução antes da substituição.



Figura 47 - Chão da cabina de condução após substituição.

7.2.3. Bancos de condução

À semelhança do anterior, os bancos também estavam muito degradados, o que dificultava e muito a condução. As Figura 48 e 49 mostram o banco antes e depois de recuperado.



Figura 48 - Bancos de condução antes de serem recuperados.



Figura 49 - Banco de condução após recuperação.

7.2.4. Lâmpada de iluminação da cabine de condução

A lâmpada da cabine de condução foi outro dos aspetos a melhorar. Nos serviços de turno e mesmo nos normais durante o inverno, a iluminação da cabine era francamente insuficiente, uma vez que era assegurada por apenas uma lâmpada incandescente de 24V, Figura 50.



Figura 50 - Lâmpada incandescente de 24V.

A Figura 51 mostra a Lâmpada atual.



Figura 51 - Lâmpada da cabina de condução atualmente.

8. Mapa de Gantt projeto modificação sistema de freio do locotrator Sentinel

A Figura 52 apresenta o mapa de Gantt da cronologia do projeto de modificação do sistema de freio pneumático do locotrator Sentinel, resumido em cinco pontos chave, que são os determinantes para um melhor enquadramento do projeto.

- Análise de necessidades;
- Aquisição de materiais;
- Alocação de recursos;
- Desenvolvimento do projeto;
- Ensaios finais.



Figura 52 - Mapa de Gantt projeto modificação sistema freio locomotora Sentinel.

Conclusões

O principal objetivo deste trabalho foi a modificação do sistema de freio pneumático no locotrator Sentinel 1169. Antes desta modificação, o veículo dispunha apenas de um freio direto, fazendo com que ele tivesse de suportar sozinho o esforço de frenagem de toda a composição.

Neste projeto foram tidas em consideração as exigências impostas pela função do sistema de freio, nomeadamente as normativas técnicas e de segurança. Com esta implementação foi garantida uma melhoria substancial da fiabilidade dos equipamentos e, conseqüentemente, um aumento da eficiência com redução de custos.

Os resultados obtidos com a modificação foram os esperados, pois cumprem os critérios para os quais foi projetada, existindo uma correspondência entre os cálculos efetuados e os resultados alcançados nos ensaios estáticos e dinâmicos. Este é, sem dúvida, um indicador do sucesso do novo sistema de freio, antevendo a possibilidade de ser replicado na restante frota desta série de material circulante.

Para o sucesso alcançado neste projeto foi essencial o acesso ao conhecimento acumulado acerca dos sistemas de freio e seus aspetos funcionais, resultado da partilha do saber entre diversas gerações de colaboradores da CP. Além disso, contribuiu também o facto de serem utilizados componentes comuns a outros veículos ferroviários. Desta maneira, além de sair potenciado o sucesso do sistema é também garantido o cumprimento dos requisitos legais instituídos. Outro dos aspetos importantes a reter, foi a formação académica que foi transmitida ao longo deste percurso académico, e que em muito contribuiu para o desenvolvimento deste projeto. Mas nem tudo correu como previsto, pois tal como em todos os projetos, também neste houve situações inesperadas que tiveram que ser ultrapassadas. Aqui enquadra-se a demora na aquisição de materiais, levando a optar-se por outros alternativos que vieram a revelar-se muito eficazes.

Ao nível dos recursos humanos alocados também não correu como esperado. No entanto, esta situação também foi ultrapassada através da deslocação de outros recursos em diferentes etapas do projeto, aos quais foi dada formação adequada e metódica.

Apurados os custos e resultados, o protótipo desenvolvido, é um projeto técnica e economicamente viável, de fácil implementação, podendo ser utilizado em outras situações similares.

Recomendações

A interação entre as instituições académicas e as empresas, é extremamente importante para a realidade do nosso país, pois, estas instituições têm a capacidade de produzir e difundir o conhecimento científico e tecnológico, sobretudo no desenvolvimento de sistemas neste tipo de projetos, podendo ser o ponto de partida para outros, mais arrojados, nomeadamente no fabrico de materiais e componentes específicos de freio, próprios para veículos ferroviários. Dentro desse processo, sistemas e equipamentos de freio sustentáveis, podem ser produzidos para todos os veículos usados nos setores de transporte, de acordo com as normas e procedimentos nacionais e internacionais de organizações de pesquisa e desenvolvimento, numa altura em que estamos cada vez mais perto do fabrico do comboio português.

Referências

- [1] cp.pt/institucional/pt/empresa, “www.cp.pt/institucional/pt/empresa,” [Online]. Available: <https://www.cp.pt/institucional/pt/empresa>. [Acedido em 15 11 2021].
- [2] E.P.E., CP - Comboios de portugal, “Manual de Organização da CP,” junho 2022.
- [3] P.D. Milenkovic, S.J. Jovanovic, A.S. Jankovic, M.D. Milovanovic, N.D. Vitosevic M.V. Djordjevic, M.M. Raicevic, “Therm Sci,” 2010.
- [4] Ahmed K Aboubakr, Martino Volpi, Ahmed A Shabana, Federico Cheli, Stefano Melzi,, “Proc IMechE Part K: J Multi-body Dynamics,” 2016.
- [5] Dynamics, Proc IMechE Part K: J Multi-body, “Proc. Inst. Mech. Eng., Part F: J. Rail Rapid Transit,” 2019.
- [6] Bremse., Knorr, “Brake Discs and Pads,” 2014.
- [7] E.P.E., CP-Comboios de Portugal, Caderno de Formação 3 TO de sistemas Funcionais, Outubro 2020.
- [8] wikipedia.org/wiki/Guarda-freio, “pt.wikipedia.org/wiki/Guarda-freio,” [Online]. Available: <https://pt.wikipedia.org/wiki/Guarda-freio>. [Acedido em 15 11 2021].
- [9] Z. Jianyong, W. Mengling, T. Chun, X. Ying, L. Zhuojun, C. Zhongkai, “Proc. IMechE Part F: J. Rail Rapid Transit,” 2014.
- [10] Perpinya, C. Cruceanu and X., “Train braking, "Reability and safety in railway, in tech",” 2012.
- [11] Railway-Technical, “www.railway-technical.com/trains/rolling-stock-index-l/train-equipment/brakes/,” 16 11 2021. [Online]. Available: <http://www.railway-technical.com/trains/rolling-stock-index-l/train-equipment/brakes/>.
- [12] Qihang Wang, Tianci Gao, Haichuan Tang, Yifeng Wang, Zhengxing Chen, Jianhui Wang, Ping Wang, Qing He, “A feature engineering framework for online fault diagnosis of freight train air brakes.,” 2021.
- [13] J. Sang, J. Zhang, T. Guo, D. Zhou, M. Chen, X. Tai,, “Detection of incipient faults in EMU braking system based on data domain description and variable control limit, Neurocomputing,” 2020.

- [14] Sundar Shresth, Maksym Spiryagin, Qing Wu, “Friction condition characterization for rail vehicle advanced braking system,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, p. 134, 2019.
- [15] M. Zhang, Z. Liu, X. Dang, “Fault diagnosis on train brake system based on multi-dimensional feature fusion and GBDT enhanced classification,” em *International Conference on Intelligent Rail Transportation (ICIRT)*, 2018.
- [16] Jun-Hong, L.I. Fu, N.I. Wen-Bo, “Development of braking system on freight cars and the present condition of operation in China, Railway Locomotive & Car,” 2006.
- [17] D. Zhou, H. Ji, X. He, J. Shang,, “Fault detection and isolation of the brake cylinder system for electric multiple units,” 2017.
- [18] W. ". division", Automatic Air Brake Valve Type M8AS, vol. A576/25.
- [19] E.P.E., CP-Comboios de Portugal, Arquivos CP.
- [20] Alexander Buynosov, Alexander Alexandrov, Andrey Borodin, Evgeny Fedorov, “Automatic Control of Pneumatic Networks of Railway Train,” em *TransSiberia 2020 Conference*, 2021.
- [21] Mustafa Günay, Mehmet Erdi Korkmaz, Ramazan Özmen, “An investigation on braking systems used in railway vehicles,” *Engineering Science and Technology*, pp. 421-431, 2020.
- [22] M.S.Walia, “Towards enhanced mechanical braking systems for train,” em *Chalmers University of Technology*, Goteborg Sweden, 2017.
- [23] G Demiryolu Evren, Birsen Yayinevi,, Istanbul, 2002.
- [24] Dong H, Ning B, Cai B, Hou Z., “Automatic train control system development and simulation for high-speed railways.,” 2010.
- [25] A. González-Gil, R. Palacin, P. Batty,, “Energy Conver. Manage,” 2013.
- [26] Ahmed K Aboubakr, Martino Volpi, Ahmed A Shabana, Federico Cheli, Stefano Melzi,, “Ahmed K Aboubakr, Martino Volpi, Ahmed A Shabana, Federico Cheli, Stefano Melzi,,” 2016.
- [27] C. Cruceanu and X. Perpinya, “Train braking,” *Reliability and safety in railway, In tech*,” 2012.
- [28] G Demiryolu Evren, Birsen Yayinevi,, Istambul, 2002.

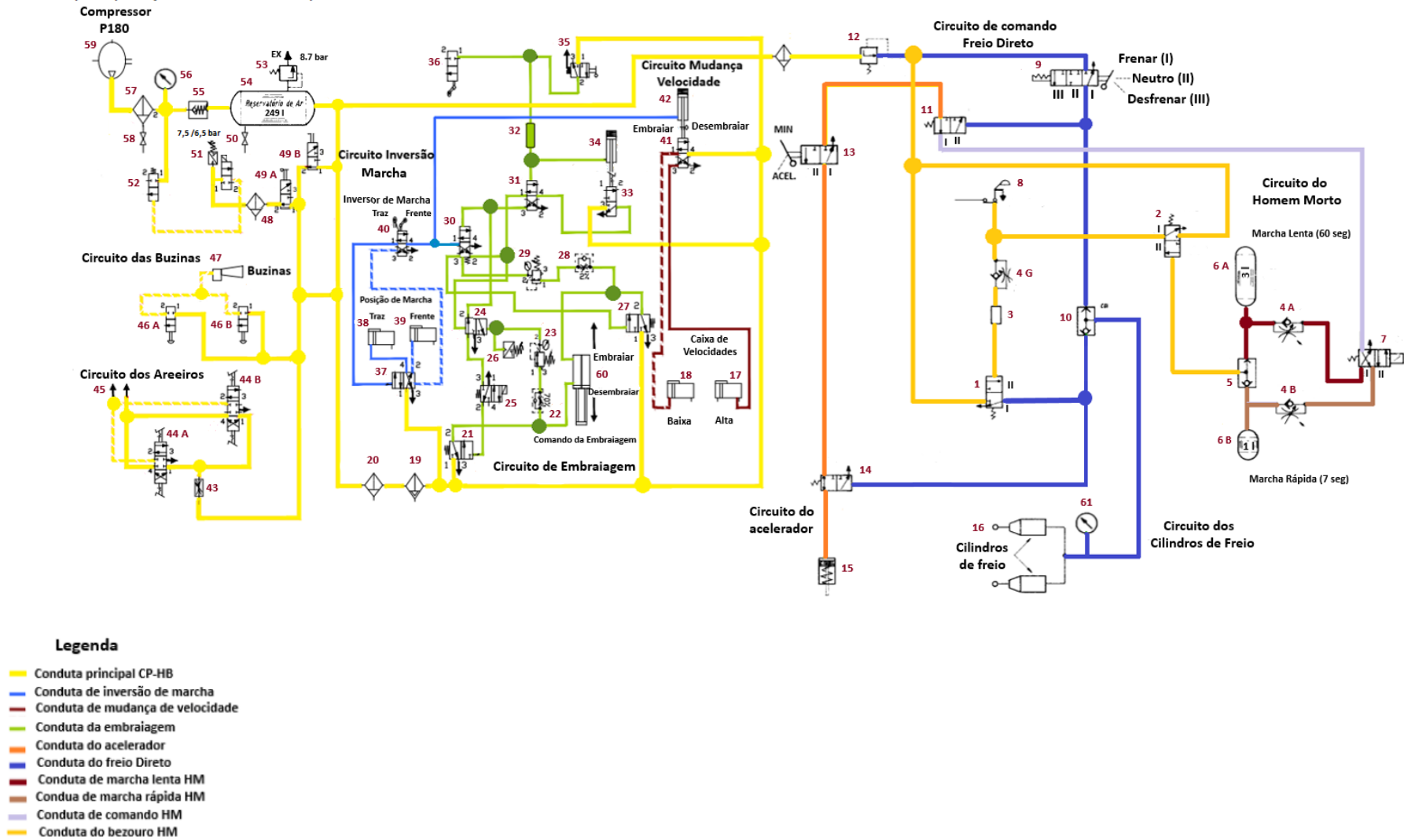
- [29] Y. Desplanques, O. Roussette, G. Degallaix, R. Copin, Y. Berthier, em *Wear* 262, 2007.
- [30] Sauthoff, ““Bremsen”, Railway Library of German Federal Railway,” German, 1962.
- [31] T. Chun, M.L. Wu, L.H. Ren., “Railway Veh. 27,” 2009.
- [32] Z. Jianyong, W. Mengling, T. Chun, X. Ying, L. Zhuojun, C. Zhongkai, “Proc. IMechE Part F: J. Rail Rapid Transit,” 2014.
- [33] Cruceanu, C., “Train Braking, Reliability and Safety in Railway, Dr. Xavier Perpinya,” 2012.
- [34] *UIC CODE 540 "Brakes-Air brakes for freight trains and passenger trains*, 5th edition, November 2006.
- [35] *UIC CODE 541-6 "Brakes-Electropneumatic brake (ep brake) and passenger alarm signal (PAS) for vehicles used in hauled consists"*, 1st edition, october 2010.
- [36] *UIC CODE 543-1 "Brakes-A study of minimum standards for maintenance of goods Wagon brakes"*, 2nd edition, March 2010.
- [37] CP - Comboios de Portugal E.P.E., Locotrator Sentinel "Manual de oficina de todo o Locotrator série 1151 a 1186" Caderno de encargos nº 124032, 2002.
- [38] Knorr-Brense, “Estudo de freio Bogie:M/UTE+M/UQE Cascais,” 1997.
- [39] P.D. Milenkovic, S.J. Jovanovic, A.S. Jankovic, M.D. Milovanovic, N.D. Vitosevic; M.V. Djordjevic, M.M. Raicevic, “Therm Sci,” 2010.
- [40] Santos, Eugénio, “Locotrator Sentinel,” *Revista, Bastão Piloto (da APAC)*, 2011.
- [41] CP - Comboios de portugal E.P.E., *Desenho 01-4052 CP pasta nº 3436*, 1965.

Anexos

Anexo I

Esquema pneumático dos sistemas HM, aceleração do motor e circuito de freio do Locomotivo Sentinel 1169, antes da modificação.

Grupo de produção e controlo de ar comprimido

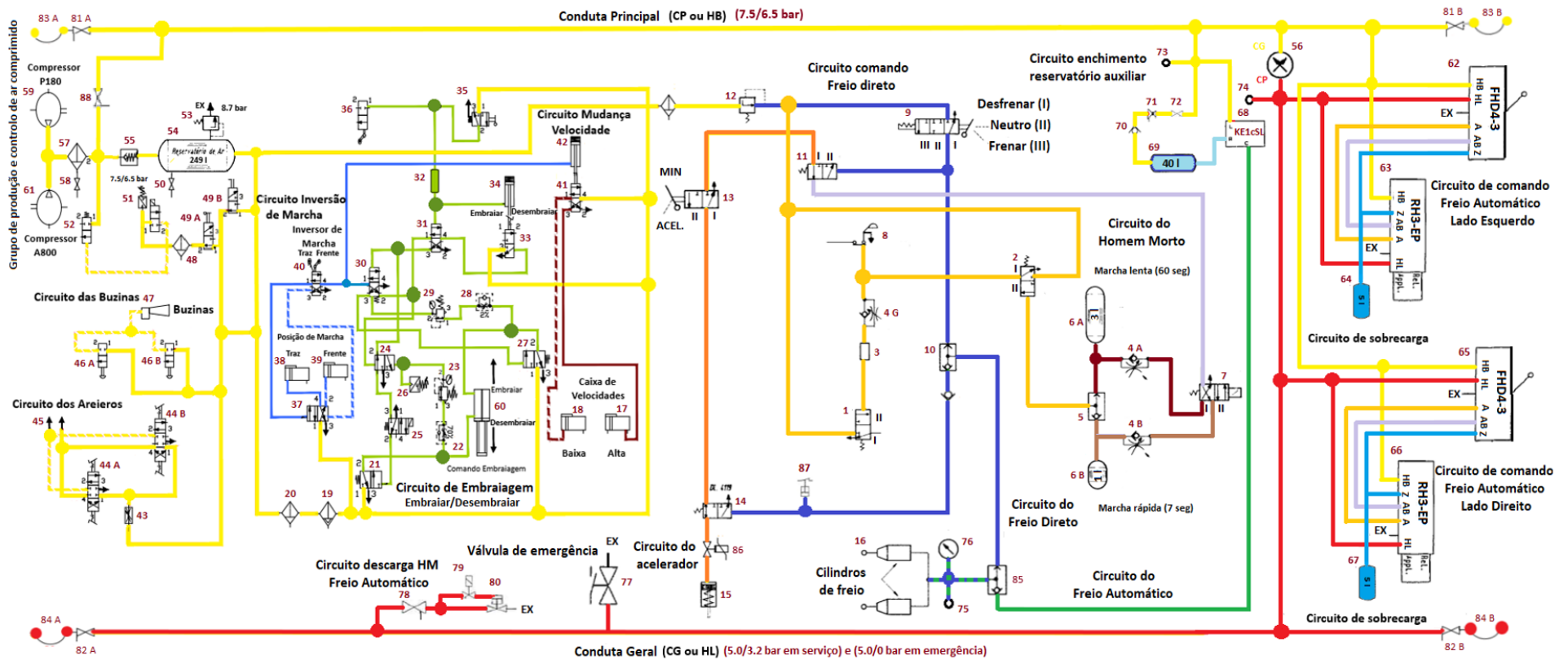


Legenda Anexo I					
Posição	Designação	Referência	Posição	Designação	Referência
1	Válvula de paragem automática	DL 16036	31	Válvula distribuidora	DL 5026
2	Válvula relé	DL 16037	32	Câmara de expansão do fluxo de ar comprimido	DL 10507
3	Cilindro de pressão		33	Válvula de alavanca comando manual da embraiagem	DL 4573 B
4 A	Regulador de fluxo de ar da marcha lenta do HM	DL 16039	34	Cilindro de encravamento do comando da embraiagem	DL 13344
4 B	Regulador de fluxo de ar da marcha lenta do HM	DL 16039	35	Válvula de rolete da alavanca de comando	DL 4122
4G	Regulador de fluxo de ar do acelerador	DL16039	36	Detetor de paragem	DL 897
5	Válvula de comando duplo	DL 16043	37	Válvula distribuidora de comando de duplo efeito	DL 4126
6 A	Reservatório de ar comprimido de 3 l		38	Válvula de posição de marcha traz	
6 B	Reservatório de ar comprimido de 1 l	DL 16641	39	Válvula de posição de marcha frente	
7	Electroválvula do HM	DL 16042	40	Válvula de rolete da alavanca de inversão de marcha	DL 4574
8	Besouro		41	Válvula da alavanca de comando da velocidade	DL 4573 A
9	Válvula de comando do Freio Direto	DL 8853	42	Cilindro de encravamento do comando da velocidade	DL 13344
10	Válvula de comando duplo	DL 16336	43	Regulador fluxo ar comprimido do circuito dos areeiros	
11	Válvula de paragem automática	DL 12491	44	Válvula de pedal de comando dos areeiros	
12	Redutor de pressão $3,15 \pm 0,1$ bar	DL 528	45	Areeiros	
13	Válvula de comando do acelerador	DL 10922	46 A	Válvula de comando da buzina - lado esquerdo	
14	Válvula distribuidora de 4 vias	DL 4119	46 B	Válvula de comando da buzina - lado direito	
15	Atuador pneumático do acelerador	OE 30750	47	Buzinas	
16	Cilindros de freio	DL 519	48	Filtro de ar comprimido	
17	Caixa de velocidades de alta		49 A	Válvula isolamento c/ orifício de purga - lado esquerdo	
18	Caixa de velocidades de baixa		49 B	Válvula isolamento c/ orifício de purga - lado direito	
19	Lubrificador automático	DL 4124	50	Torneira purga do reservatório de ar comprimido 249 l	
20	Filtro de ar comprimido	DL 4123	51	Regulador do compressor ($7,5/6,5 \pm 0,1$ bar)	

21	Válvula distribuidora comando manual embraiagem	DL 4127	52	Válvula de descarga	
22	Regulador de fluxo de ar comprimido	DL 4127	53	Válvula de segurança (8,7 ± 0,1 bar)	
23	Válvula de carga da embraiagem (3,8/4,2 bar)	DL 4121 B	54	Reservatório de ar comprimido de 249 l	
24	Válvula distribuidora de simples efeito	DL 4118	55	Válvula de retenção	
25	Electroválvula de comando da embraiagem	DL 16042	56	Manómetro da conduta Principal	
26	Pressostato da embraiagem		57	Separador de óleo (Desoleador)	NC 28
27	Válvula distribuidora comando da desembraiagem	DL4127	58	Torneira de purga do Separador de óleo (Desoleador)	
28	Regulador de fluxo de ar comprimido	DL 4120 A	59	Compressor P180	
29	Válvula de descarga da embraiagem (3,8/3,2 bar)	DL 4121 A	60	Cilindro pneumático de comando da embraiagem	DL5337
30	Válvula distribuidora de duplo efeito	DL 4125	61	Manómetro da conduta dos cilindros de freio	

Anexo II

Esquema pneumático dos sistemas HM, aceleração do motor e circuito de freio do Locotrator Sentinel 1169, do circuito de frenagem com a alteração proposta para o sistema de freio pneumático automático.



Legenda

- | | |
|--|---|
| — Conduta principal CP-HB | — Conduta do Reservatório auxiliar |
| — Conduta Geral CG - HL | — Conduta de inversão de marcha |
| — Conduta de comando AB | — Conduta de mudança de velocidade |
| — Conduta de sobrecarga | — Conduta da embraiagem |
| — Conduta Igualizadora CI | — Conduta do acelerador |
| — Conduta do freio automático | — Conduta de marcha lenta HM |
| | — Conduta de marcha rápida HM |

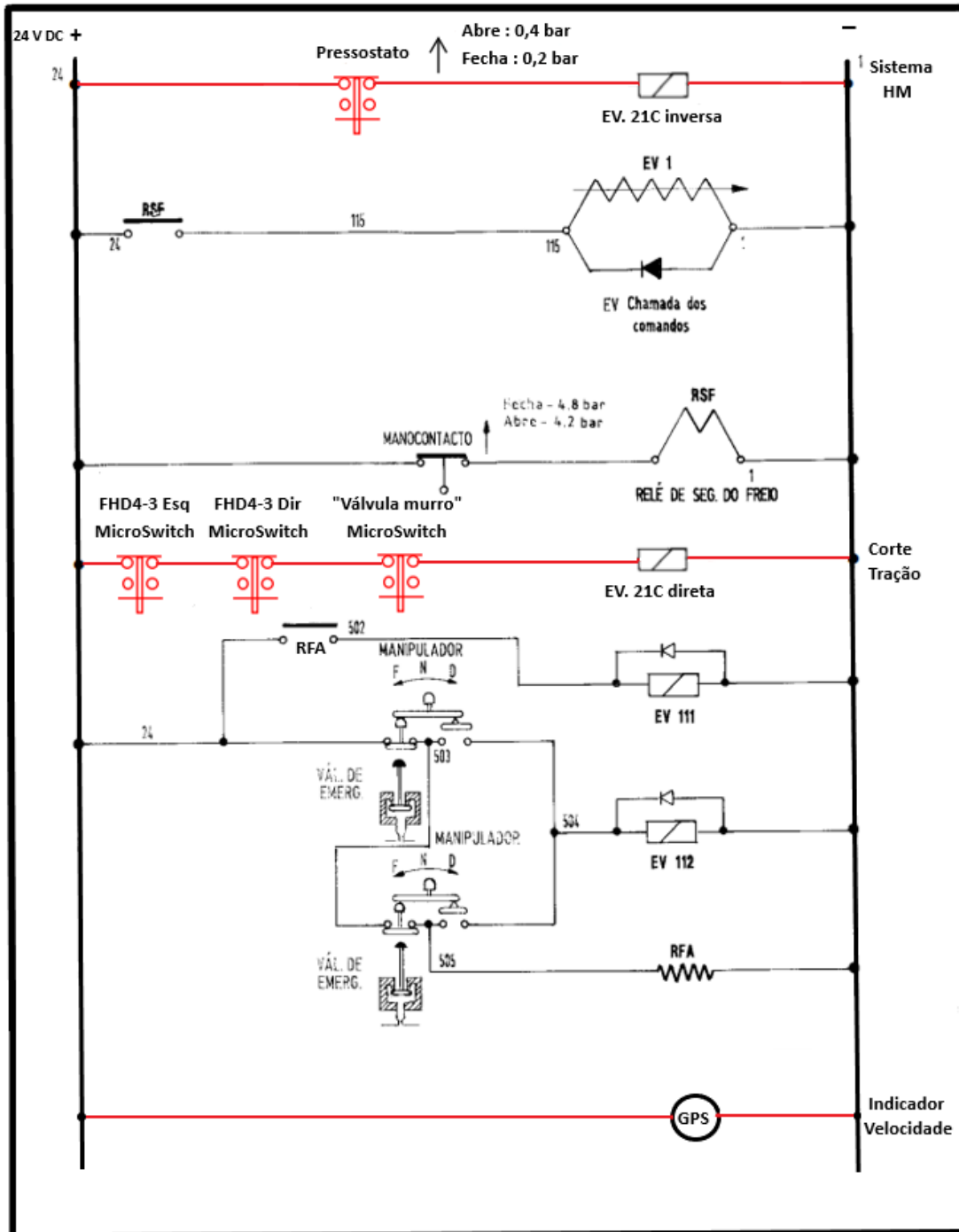


Legenda Anexo II					
Posição	Designação	Ref.	Posição	Designação	Ref.
1	Válvula de paragem automática	DL 16036	46 A	Válvula de comando da buzina - lado esquerdo	
2	Válvula relé	DL 16037	46 B	Válvula de comando da buzina - lado direito	
3	Cilindro de pressão		47	Buzinas	
4 A	Regulador de fluxo de ar da marcha lenta do HM	DL 16039	48	Filtro de ar comprimido	
4 B	Regulador de fluxo de ar da marcha lenta do HM	DL 16039	49 A	Válvula isolamento c/ orifício de purga - lado esquerdo	
4G	Regulador de fluxo de ar do acelerador	DL16039	49 B	Válvula isolamento c/ orifício de purga - lado direito	
5	Válvula de comando duplo	DL 16043	50	Torneira purga do reservatório de ar comprimido 249 I	
6 A	Reservatório de ar comprimido de 3 l		51	Regulador do compressor (7,5/6,5 ± 0,1 bar)	
6 B	Reservatório de ar comprimido de 1 l	DL 16641	52	Válvula de descarga	
7	Electroválvula do HM	DL 16042	53	Válvula de segurança 8,7 ± 0,1 bar)	
8	Besouro		54	Reservatório de ar comprimido de 249 l	
9	Válvula de comando do Freio Direto	DL 8853	55	Válvula de retenção	
10	Válvula de comando duplo	DL 16336	56	Manómetro Duplo da CP e CG	
11	Válvula de paragem automática	DL 12491	57	Separador de óleo (Desoleador)	NC 28
12	Redutor de pressão 3,15 bar	DL 528	58	Torneira de purga do Separador de óleo (Desoleador)	
13	Válvula de comando do acelerador	DL 10922	59	Compressor P180	
14	Válvula distribuidora de 4 vias	DL 4119	60	Cilindro pneumático de comando da embraiagem	DL5337
15	Atuador pneumático do acelerador	OE 30750	61	Compressor A800	
16	Cilindros de freio	DL 519	62	Válvula de maquinista FHD4-3 - Lado esquerdo	
17	Caixa de velocidades de alta		63	Válvula relé RH3-EP - Lado esquerdo	
18	Caixa de velocidades de baixa		64	Reservatório de Sobrecarga - Lado esquerdo	
19	Lubrificador automático	DL 4124	65	Válvula de maquinista FHD4-3 - Lado direito	
20	Filtro de ar comprimido	DL 4123	66	Válvula relé RH3-EP - Lado direito	
21	Válvula distribuidora comando manual embraiagem	DL 4127	67	Reservatório de Sobrecarga - Lado direito	
22	Regulador de fluxo de ar comprimido	DL 4127	68	Distribuidor de freio KE1cSL (3,8 ± 0,1 bar)	
23	Válvula de carga da embraiagem (3,8/4,2 bar)	DL 4121 B	69	Reservatório Auxiliar 40 l	

24	Válvula distribuidora de simples efeito	DL 4118	70	Válvula de retenção 1/2"	I12546
25	Electroválvula de comando da embraiagem	DL 16042	71	Redutor de pressão (5 bar)	
26	Pressostato da embraiagem		72	Torneira de Isolamento 1/2"	
27	Válvula distribuidora comando da desembraiagem	DL4127	73	Tomada de prova da CG	
28	Regulador de fluxo de ar comprimido	DL 4120 A	74	Tomada de prova da CP	
29	Válvula de descarga da embraiagem (3,8/3,2 bar)	DL 4121 A	75	Tomada de prova dos CF	
30	Válvula distribuidora de duplo efeito	DL 4125	76	Manómetro simples dos CF	
31	Válvula distribuidora	DL 5026	77	Válvula de emergência SBV1 "válvula de murro"	
32	Câmara de expansão do fluxo de ar comprimido	DL 10507	78	Torneira de isolamento de descarga CG do sistema HM	
33	Válvula de alavanca comando manual da embraiagem	DL 4573 B	79	Electroválvula 21 C Inversa comando descarga CG do HM	
34	Cilindro de encravamento do comando da embraiagem	DL 13344	80	Válvula de descarga CG do sistema HM	
35	Válvula de rolete da alavanca de comando	DL 4122	81 A	Torneira de intercomunicação da CP - Traz	
36	Detetor de paragem	DL 897	81 B	Torneira de intercomunicação da CP - Frente	
37	Válvula distribuidora de comando de duplo efeito	DL 4126	82 A	Torneira de intercomunicação da CG - Traz	
38	Válvula de posição de marcha-atrás		82 B	Torneira de intercomunicação da CG - Frente	
39	Válvula de posição de marcha Frente		83 A	Mangueira de intercomunicação da CP - Traz	
40	Válvula de rolete da alavanca de inversão de marcha	DL 4574	83 B	Mangueira de intercomunicação da CP - Frente	
41	Válvula da alavanca de comando da velocidade	DL 4573 A	84 A	Mangueira de intercomunicação da CG - Traz	
42	Cilindro de encravamento do comando da velocidade	DL 13344	84 B	Mangueira de intercomunicação da CG - Frente	
43	Regulador fluxo ar comprimido do circuito dos areeiros		85	Válvula de comando duplo	AE 4103
44	Válvula de pedal de comando dos areeiros		86	Electroválvula 21 C direta isolamento do acelerador	
45	Areeiros		87	Pressostato comando descarga do HM (0,4/0,2 bar)	

Anexo III

Esquema Elétrico para freio pneumático automático



Anexo IV

Funcionamento da válvula da maquinista FHD4 e válvula relé RH3-EP.

Ao manobrar o manípulo h da válvula da maquinista FHD4-3, no sentido **Aperto**, é provocada a descida do êmbolo K2. A válvula V2 abre, fazendo a exaustão do ar comprimido da CI, no orifício A para a atmosfera através do canal D1. Quando a força da mola F1 iguala a pressão, a válvula entra em equilíbrio novamente [7].

A chave 51 permite efetuar o isolamento da válvula. A sequência descrita é esquematizada na Figura IV.1.

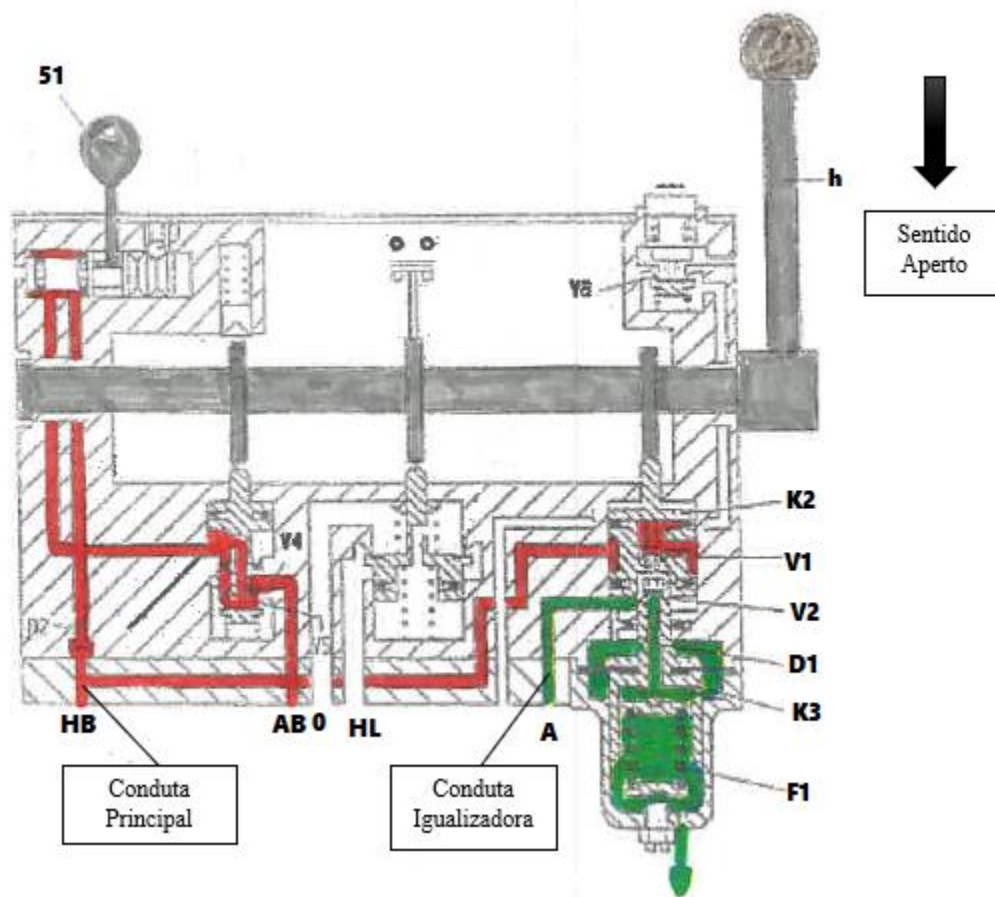


Figura IV.1 - Esquema funcionamento válvula FHD4-3 posição aperto do freio [7]

Manobrado o manípulo h no sentido de **Desaperto**, o ar comprimido em HB Conduta principal (CP), presente na câmara inferior do êmbolo K2 passa através de V1 para exaustão no orifício A. O ar comprimido chega à câmara superior do êmbolo K3. A força da mola F1 promove o equilíbrio. A pressão

máxima em A é de 5 bar (pressão de regime) [7]. O funcionamento da válvula B1, no sentido desaperto do freio, é mostrado na Figura IV.2.

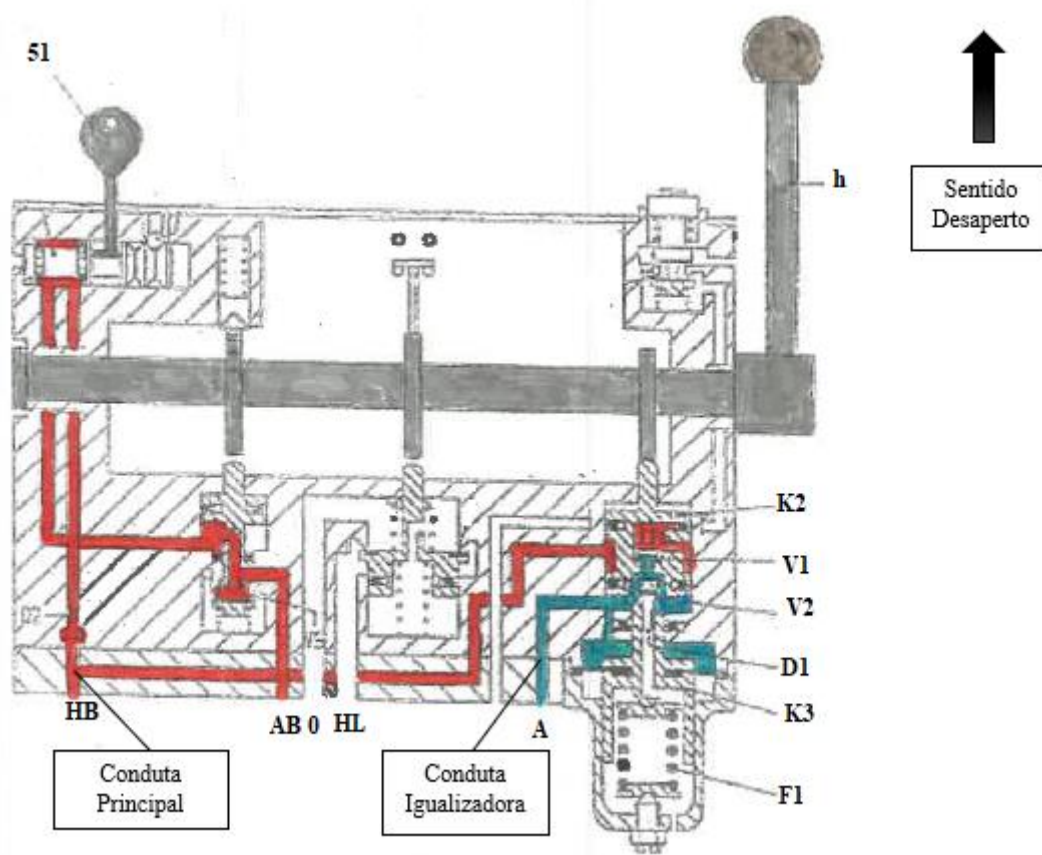


Figura IV.2 - Esquema funcionamento válvula FHD4-3 posição desaperto do freio [7]

A válvula relé RH3-EP (B2), mostrada na Figura IV.3, controla e comanda a CG, através dos seus diafragmas e êmbolos com elevado grau de sensibilidade.

Limita também, a pressão de carga automática e realiza as funções de aplicação de sobrecarga.

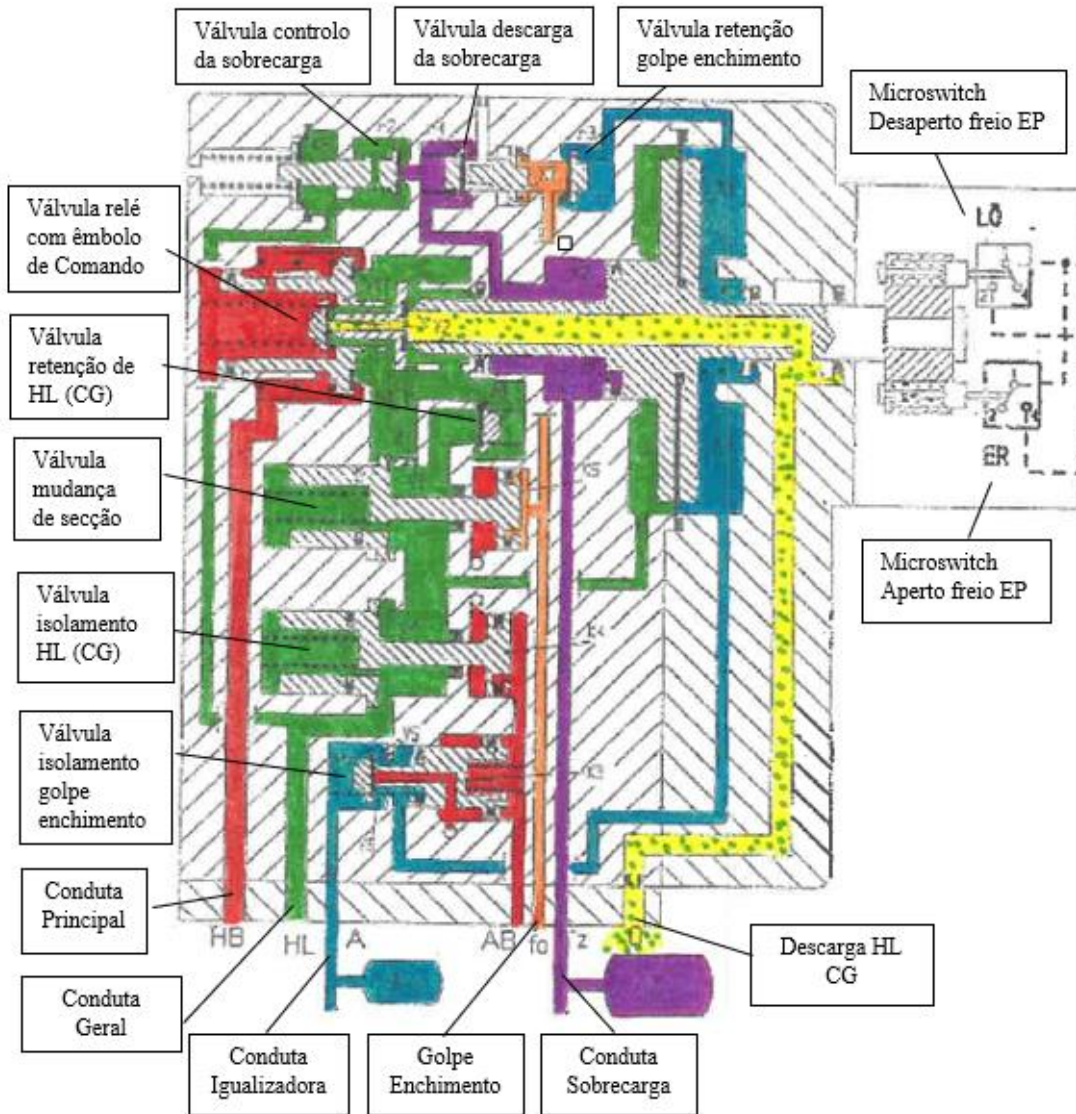


Figura IV.3 - Esquema de funcionamento válvula relé RH3-EP

Esquema pneumático da válvula de maquinista FHD4-3 (B1) e válvula relé RH3-EP (B2)

Na Figura IV.4, pode-se observar o esquema pneumático do conjunto, válvula de maquinista FHD4-3 (B1) e válvula relé RH3-EP (B2).

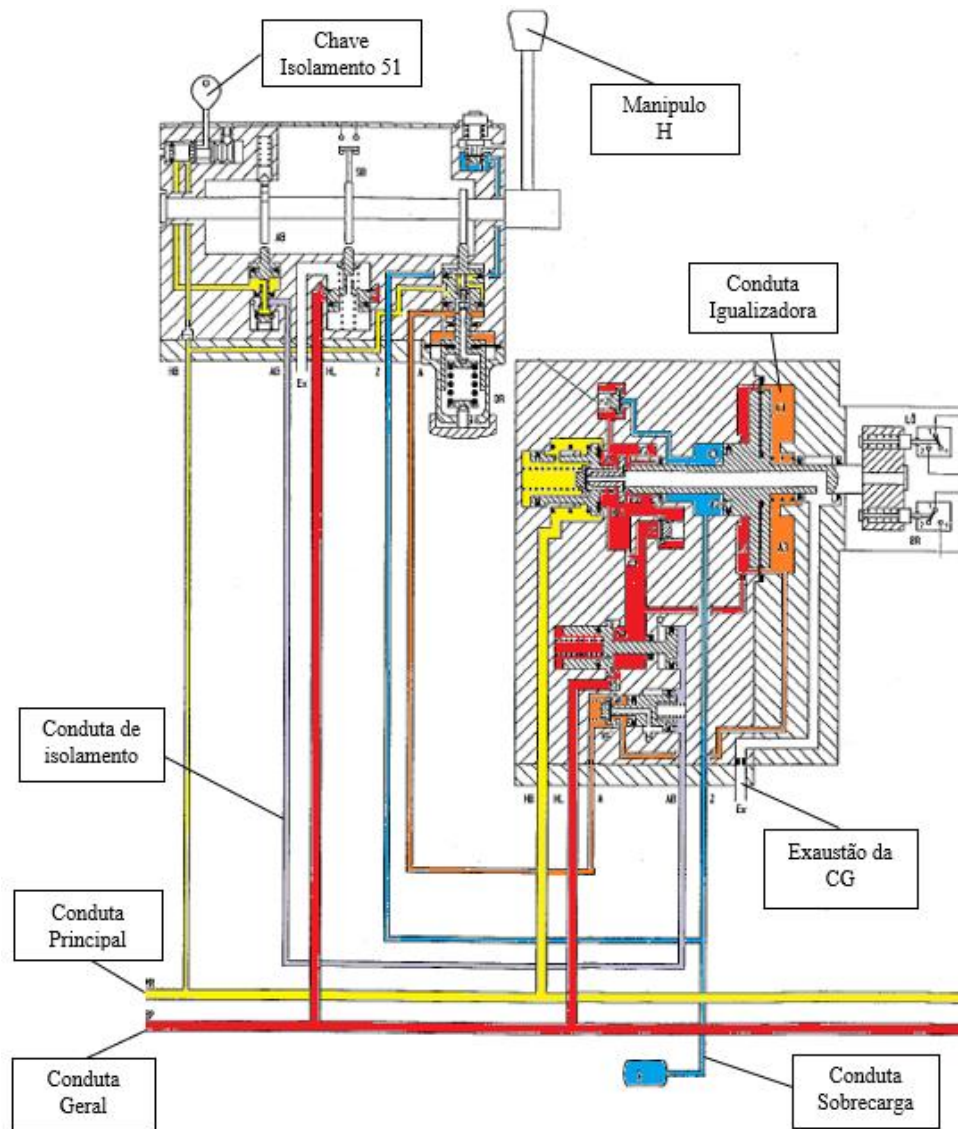


Figura IV.4 - Esquema pneumático da válvula FHD4-3 (B1) e RH3-EP (B2) [7]

Anexo V

Esquema pneumático válvula de Murro

Atuada a válvula, o êmbolo desce, abre a sede da válvula, provocando uma descarga franca da CG para a atmosfera. É desencadeado um processo automático de frenagem de emergência e, ao mesmo tempo permite que o maquinista possa resguardar-se num local mais seguro.

A haste tem cavidades e assim que for obrigada a deslocar-se para baixo, duas esferas de aço pressionadas por molas, são impulsionadas para as respetivas cavidades, evitando que a haste retorne à sua posição inicial, garantindo assim a atuação do sistema. Ao mesmo tempo, são atuados os 2 “*Microswitch*” que irão desencadear o processo de corte da tração.

O funcionamento da válvula de murro pode ser observado na Figura V.1 e V.2.

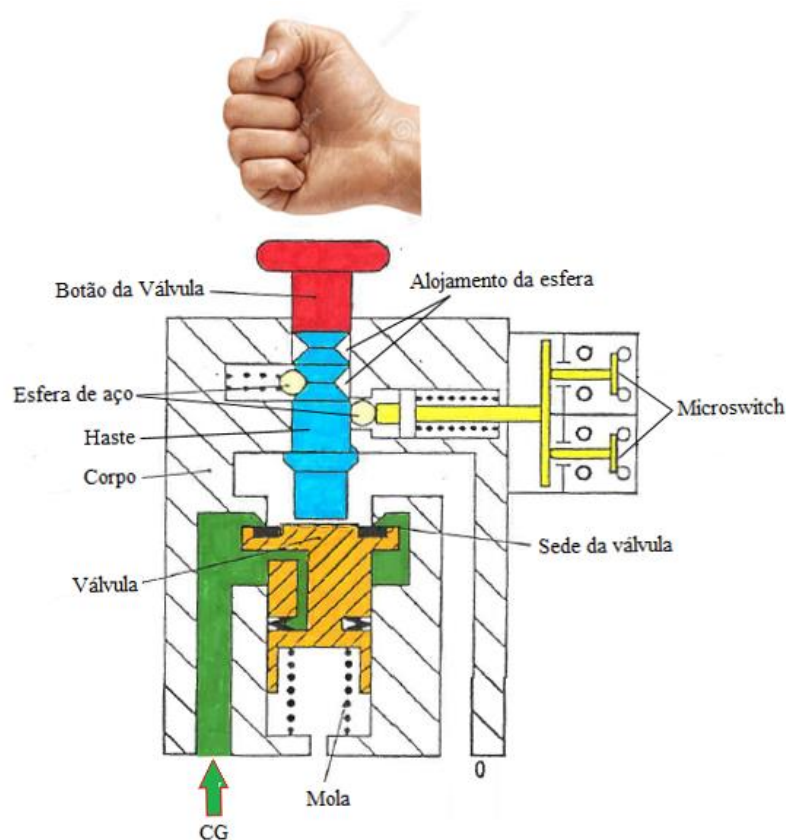


Figura V.1 - Esquema de funcionamento da válvula de murro.

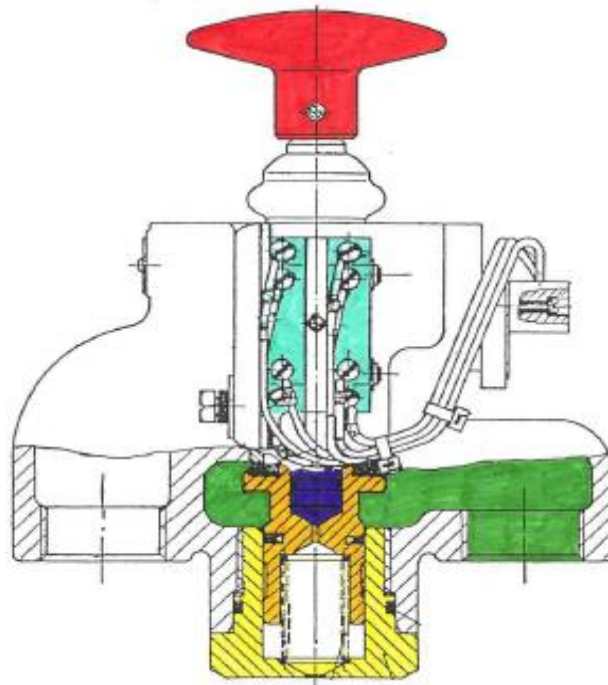


Figura V.2 - Desenho em corte da válvula SBV1 (válvula de murro)

Anexo VI

Funcionamento do sistema Homem Morto

O ar comprimido proveniente da CP é direcionado até à válvula de paragem automática (11). Esta válvula tem por função impedir a atuação do sistema quando o freio do Locotrator estiver aplicado, uma vez que o ar que vai atuar nos cilindros de freio DL511 (16), atua simultaneamente nesta válvula, provocando uma obstrução na saída do ar que vem da CP. Assim que seja aliviado o freio deixa de haver ar na conduta CP, libertando a válvula de paragem automática. Deste modo, o ar da CP segue através da referida válvula até ao corpo inferior da electroválvula do HM (7). Enquanto o pedal do H.M (9 do esquema elétrico), estiver premido, a referida electroválvula permanece excitada, permitindo desta forma a passagem do ar para a válvula de comando regulável (4A). Esta válvula, está ligada a outra conduta que tem por incumbência controlar o período de tempo necessário à formação gradual da pressão no reservatório de temporização de 3 litros (posição 6A), sendo este de aproximadamente 60 segundos. Ou seja, o maquinista deve aliviar o pedal do HM de 60 em 60 segundos para que a pressão no reservatório (posição 6A), seja libertada para a atmosfera através da electroválvula (posição 7).

O maquinista, ao carregar de novo no pedal, reinicia um novo ciclo. Se o pedal do HM não for aliviado no período de tempo estabelecido (60 segundos), o ar passa através da válvula de comando regulável (4B), provocando o aumento de pressão de forma gradual no reservatório (6B), passando depois através da válvula de comando duplo (5), e de seguida, pela parte inferior da válvula relé (2), obrigando esta a deslocar-se, permitindo desta forma, a passagem do ar com 3 bar de pressão, do regulador de pressão (3), fechando o circuito elétrico, provocando o soar do besouro (8), situado na cabina de condução. O besouro, é um sinal acústico de aviso, informando o maquinista, que deve libertar, momentaneamente o pedal, premindo-o logo de seguida, para reiniciar um novo ciclo.

Se tal não acontecer, o besouro continuará a tocar (sinal de que o maquinista pode estar incapacitado). O ar passa pela válvula de comando regulável do acelerador (4G), regulada de modo a provocar um ligeiro atraso na passagem do ar para a válvula de passagem automática (1), que abre a passagem do ar da conduta de 3 bar, para a válvula de comando duplo (10), chegando depois aos cilindros de freio DL511 (16), provocando a frenagem de emergência pelo HM. Simultaneamente, o ar passa por uma derivação para a válvula de 4 vias DL 4119 (14), a pressão do ar, atuando num dos lados desta válvula, provoca uma descarga do ar contido na conduta pneumática de aceleração, ficando o motor diesel do Locotrator ao “*ralenti*”. Além disso, atua também na válvula de relé (2). Após esta operação e, logo que a válvula relé (2) é deslocada, a sequência é idêntica à do circuito de controlo e vigilância,

começando pelo aviso do besouro, colocando de seguida, o motor diesel ao “*ralenti*” e aplicação de frenagem. O período de 7 segundos compreendido neste circuito é considerado suficiente, para permitir ao maquinista atravessar a cabina para controlar os comandos do lado oposto.

O funcionamento deste sistema pode ser observado na Figura VI.1.

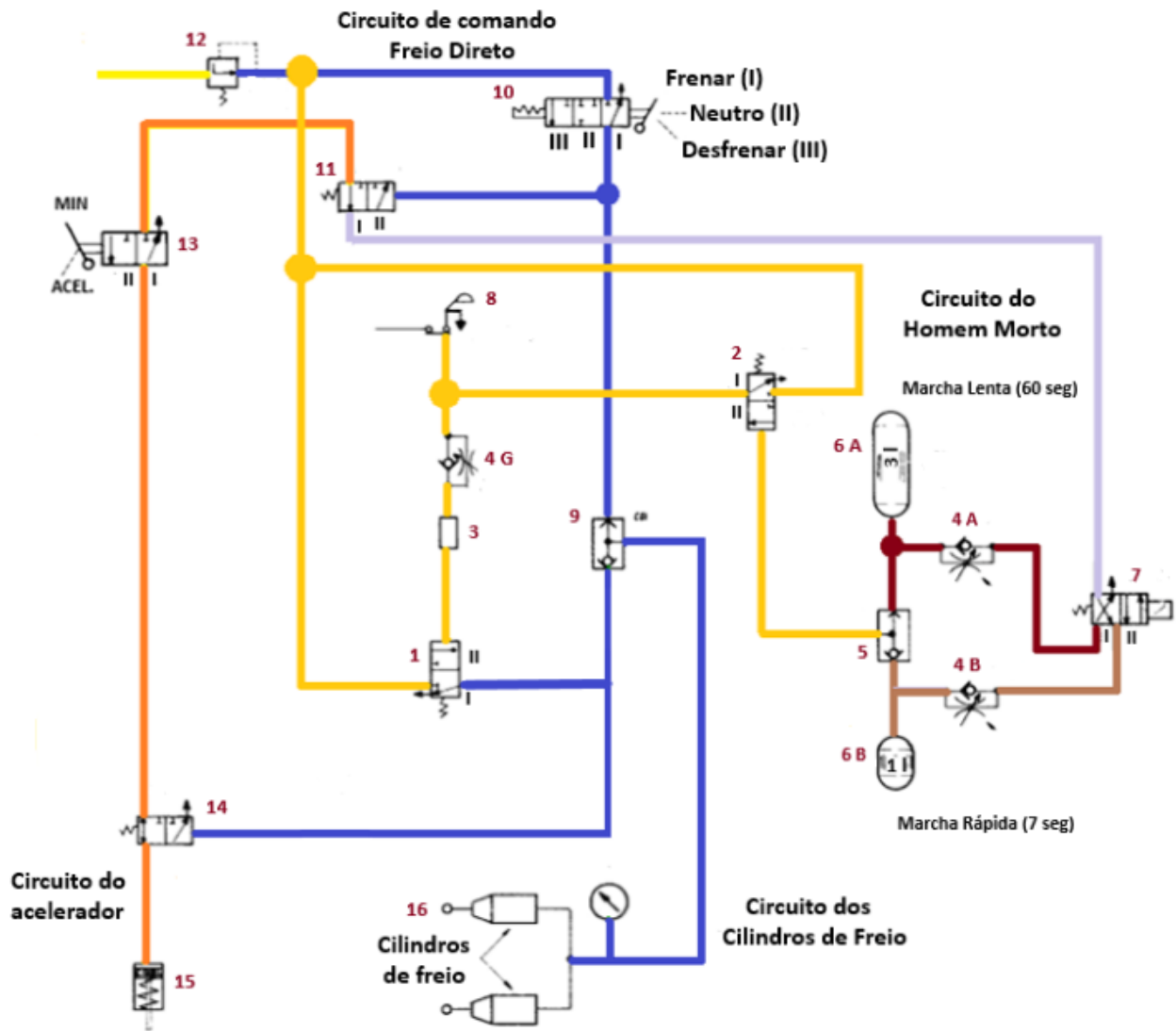


Figura VI.1 - Esquema pneumático Sistema HM Locomotivo Sentinel

Anexo VII

Cálculo da polia e da correia trapezoidal para compressor A800

Em termos de cálculo da polia, antes de mais, importa observar na Figura VII.1, as características do compressor A800, que vai ser instalado no Locotrator Sentinel, onde se pode salientar a velocidade normal de utilização de 1000 rpm.

Potência absorvida a quente	3,30 kw (4,5 cv)
Débito de ar (1000 rpm - 76 cm Hg 2 ^o)	420 L/min
Pressão do ar	8 bars
Refrigeração por ar	
Peso	60 Kg
Cilindrada	0,7634 L
Capacidade de óleo	0,98 Kg
Sentidos de rotação	2
Velocidade normal de utilização	1000 rpm
Número de cilindros	2
Curso	60 mm
Diâmetro	90 mm
Vues en coupe PLAN: 621095 pl. 1 et 3	
COMPRESSEUR D'AIR type A800	
FREINS JOURDAIN MONNERET	Date: 1-7-62
30, RUE CLAUDE DECAEN	621095
PARIS XII ^e	PLANCHE: 2/3

Figura VII.1 - Características do Compressor A800 [1]

Na Figura VII.2, observa-se as características do motor diesel do Locotrator Sentinel.

Uma das características importantes para o cálculo da polia, prende-se com o facto de ter uma velocidade de rotação máxima em carga de 1800 rpm.

CARACTERÍSTICAS DO MOTOR DIESEL (Fig. 2)

Ciclo -----	4 tempos
Tipo -----	C 8 FL - série 852 (sobrealimentado)
Peso aproximado (seco) -----	3 310 libras (1 500 Kg)
Potência total -----	348 CV a 1 800 R.P.M.
" para tração -----	252 CV
Número de cilindros -----	8 em linha
Diâmetro dos cilindros -----	5,125" (130,17 mm)
Curso dos êmbolos -----	6" (152,4 mm)
Cilindrada total -----	990,19 Polg ³ (16,2 litros)
Relação de de compressão -----	15/1
Ordem de inflamação -----	1 - 6 - 2 - 5 - 8 - 3 - 7 - 4
Avanço à injeção -----	28°
Pressão de injeção -----	240 Atms (248 Kg/cm ²)
Velocidade do motor -----	Máxima em carga 1 800 R.P.M. Ralenty 500 R.P.M.
Sentido da rotação -----	No sentido dos ponteiros de relógio, olhando o motor pela frente, (lado da ventoinha)
Válvulas de admissão por cilindro-2	
" " escape " " -2	

Figura VII.2 - Características do motor Diesel do Locotrator Sentinel

Seguidamente, através da Figura VII.3, dá-se a conhecer um esquema simples das polias, para melhor compreensão dos cálculos que se pretendem efetuar.

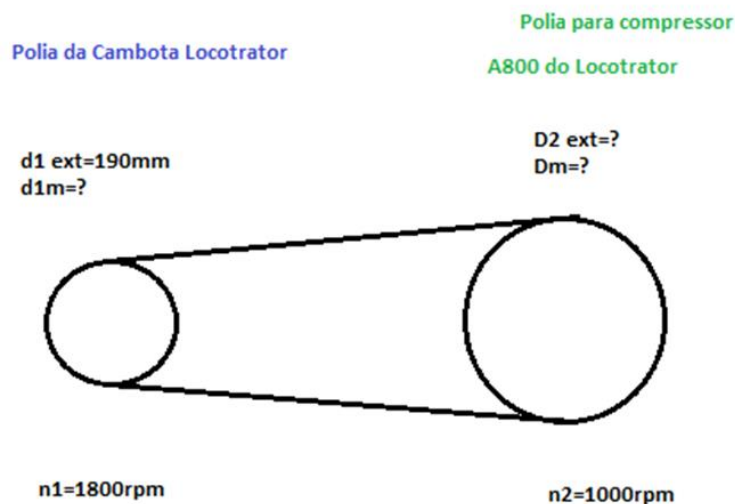


Figura VII.3 - Esquema das polias para o Locotrator

Para as correias do tipo V, deve-se efetuar os cálculos, considerando o diâmetro nominal médio (Dm), através da fórmula:

$$D_m = D_e - 2x \quad (\text{VII.1})$$

Onde:

D_m – Diâmetro médio da polia;

D_e – Diâmetro exterior da polia;

x – Altura efetiva da correia.

Em termos de altura efetiva da correia (x), consultar a Tabela VII.1.

Tabela VII.1 - Altura efetiva da correia (x)

Perfil padrão da correia	Diâmetro externo da polia (mm)	Ângulo do canal	Medidas em milímetros							
			T	S	W	Y	Z	H	K	X
A	75 a 170	34°	9,5	15	13	3	2	13	5	5
	acima de 170	38°								
B	130 a 240	34°	11,5	19	17	3	2	17	6,5	6,25
	acima de 240	38°								
C	200 a 350	34°	15,25	25,5	22,5	4	3	22	9,5	8,25
	acima de 350	38°								
D	300 a 450	34°	22	36,5	32	6	4,5	28	12,5	11
	acima de 450	38°								
E	485 a 630	34°	27,25	44,5	38,5	8	6	33	16	13
	acima de 630	38°								

Logo:

$$D_m = D_e - 2x = 190 - 2 \cdot 6,25 = 177,5 \text{ mm} \quad (\text{VII.2})$$

Por seu lado a relação de transmissão (i), pode ser obtida pela equação:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1800}{1000} = 1,8 \quad (\text{VII.3})$$

Onde:

i – Relação de transmissão

n_1 – Velocidade de rotação da polia no eixo da cambota em rpm;

n_2 – Velocidade de rotação da polia do compressor A800 em rpm.

Cálculo da correia trapezoidal e da polia para compressor A800

Para efetuar o cálculo da correia trapezoidal tomou-se como base o Catálogo:

“GATES INDUSTRIAL V-BELT DRIVE DESIGN MANUAL-2004”

➤ **Passo 1: Definição da vida de serviço pretendida**

Considera-se a Vida útil de 12000h.

➤ **Passo 2: Determinação da potência de cálculo P_D**

$$P_D = P * F_S \quad (\text{VII.4})$$

Onde:

P_D -Potência disponível

P - Potência Nominal

F_S -Fator de serviço

Tabela VII.2 - “Service factors” [1]

3	The machines listed below are representative examples only. Select the group of which the load characteristics most closely approximate those of the machine being considered.	AC Motors: Normal torque, squirrel cage, synchronous. DC Motors: Shunt wound. Engines: Multiple cylinder internal, combustion.			AC Motors: High torque, single phase, slip ring. DC Motors: Series wound, compound wound. Engines: Single cylinder internal combustion. Line shafts - clutches		
		Intermittent service Up to 8 hrs daily or seasonal	Normal service 8-16 hrs daily	Continuous service >16 hrs daily	Intermittent service Up to 8 hrs daily or seasonal	Normal service 8-16 hrs daily	Continuous service >16 hrs daily
	Agitators for liquids Blowers & exhausters Centrifugal pumps & compressors Fans up to 7.5 kW Light-duty conveyors	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
	Conveyor belts for sand, grain, etc. Dough mixers Fans over 7.5 kW Generators Line shafts Laundry machinery Machine tools Punches-presses-shears Printing machinery Positive displacement rotary pumps Revolving and vibrating screens	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
	Brick machinery Bucket elevators Exciters Piston compressors Conveyors (drag-pan-screw) Hammer mills Paper mill beaters Piston pumps Positive displacement blowers Pulverizers Saw mill and woodworking machinery Textile machinery	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6

Através da Tabela VII.2, obtém-se:

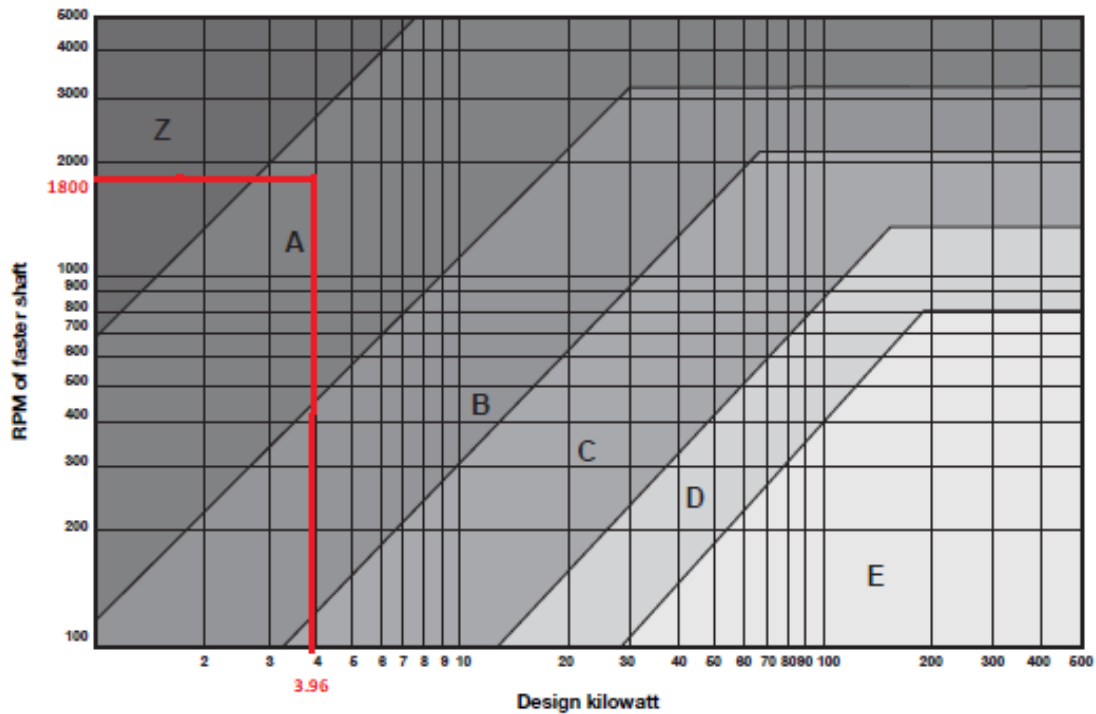
$$P_D = P * F_s = 3.3 * 1.2 = 3.96kW \quad (VII.5)$$

➤ **Passo 3: Seleção da secção da correia**

$$P_D = 3.96 Kw$$

$$n_1' = 1800 rpm$$

Tabela VII.3 - Cross-section selection chart - V-belts (Tabela 2 pág. 24 catálogo Gates)



Observando a Tabela VII.3, a correia é do tipo A, no entanto, por questões evidentes de segurança optou-se por utilizar a do tipo B92.

➤ **Passo 4: Determinar a razão de velocidades**

$$i = \frac{rpm\ n1'}{rpm\ n2'}$$

$$i = \frac{1800}{1000}$$

$$i = 1.8$$

(VII.6)

➤ **Passo 5: Seleção do diâmetro das polias**

Tabela VII.4 - Drive design Recommended pulley diameters (Tabela 5 pág. 26 catálogo Gates)

DRIVE DESIGN

Table No. 5 - Recommended pulley diameters

Section	20	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48	50	53	56	60	63	67	71	75	80	85	90	95	100	106	112	118	
PJ	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		X		X		X		X		X		
PL																					X	X		X		X		X		
PM																														
SPZ / 3V																M	M	M	M	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
SPA																						M	M	M	M	X	X	X	X	
SPB/ 5V																													M	M
SPC																														
8V / 25J																														
8VK																														
XPZ / 3VX																X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
XPA																						X	X	X	X	X	X	X	X	X
XPB / 5VX																													X	X
XPC																														
Z																X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
A																							X	X	X	X	X	X	X	X
B																													X	X
C																														
D																														
5M			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
7M											X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
11M																					X	X	X	X	X	X	X	X	X	X

M = Only for belts with moulded notch construction.

Para correias tipo B, existe polias com diâmetros normalizadas a partir de 112 mm.

Tabela VII.5 - Drive design Recommended pulley diameters (Tabela 5 pág. 27 catálogo Gates)

DRIVE DESIGN

125	132	140	150	160	170	180	190	200	212	224	236	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	Section	
X		X		X										X	X															PJ
X		X		X										X	X	X														PL
						X		X		X		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		PM
X	X	X	X	X		X		X		X		X	X	X	X	X	X													SPZ / 3V
X	X	X	X	X	X	X	X	X		X		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		SPA
M	M	M	M	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		SPB / 5V
						M	M	M	M	M	M	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		SPC
														X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		8V / 25J
														X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		8VK
X	X	X	X	X		X		X		X		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		XPZ / 3VX
X	X	X	X	X	X	X	X	X		X		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		XPA
X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		XPB / 5VX
						X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		XPC
X	X	X	X	X		X		X		X		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		Z
X	X	X	X	X	X	X	X	X		X		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		A
X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		B
						X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		C
														X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		D
X					X			X		X		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		5M
X					X			X		X		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		7M
X	X	X	X	X	X	X	X	X		X		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		11M

As polias com diâmetros normalizadas que existem mais próximas de 319.5 mm são:

- 315 mm
- 355 mm

Tabela VII.6 - Recommended pulley diameters (Tabela 5 pág. 27 catálogo Gates)

125	132	140	150	160	170	180	190	200	212	224	236	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	Pulley Ø mm						
6.25	6.60	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00	9.50	10.00	10.60	11.20	11.80	12.50	14.00	15.75	17.75	20.00	22.50	25.00	28.00											20					
5.21	5.50	5.83	6.25	6.67	7.08	7.50	7.92	8.33	8.83	9.33	9.83	10.42	11.67	13.13	14.79	16.67	18.75	20.83	23.33	26.25	29.58									24					
4.81	5.08	5.38	5.77	6.15	6.54	6.92	7.31	7.69	8.15	8.62	9.08	9.62	10.77	12.12	13.65	15.38	17.31	19.23	21.54	24.23	27.31									26					
4.46	4.71	5.00	5.36	5.71	6.07	6.43	6.79	7.14	7.57	8.00	8.43	8.93	10.00	11.25	12.68	14.29	16.07	17.86	20.00	22.50	25.36	28.57									28				
4.17	4.40	4.67	5.00	5.33	5.67	6.00	6.33	6.67	7.07	7.47	7.87	8.33	9.33	10.50	11.83	13.33	15.00	16.67	18.67	21.00	23.67	26.67									30				
3.91	4.13	4.38	4.69	5.00	5.31	5.63	5.94	6.25	6.63	7.00	7.38	7.81	8.75	9.84	11.09	12.50	14.06	15.63	17.50	19.69	22.19	25.00	28.13								32				
3.68	3.88	4.12	4.41	4.71	5.00	5.29	5.59	5.88	6.24	6.59	6.94	7.35	8.24	9.26	10.44	11.76	13.24	14.71	16.47	18.53	20.88	23.53	26.47	29.41								34			
3.47	3.67	3.89	4.17	4.44	4.72	5.00	5.28	5.56	5.89	6.22	6.56	6.94	7.78	8.75	9.86	11.11	12.50	13.89	15.56	17.50	19.72	22.22	25.00	27.78								36			
3.29	3.47	3.68	3.95	4.21	4.47	4.74	5.00	5.26	5.58	5.89	6.21	6.58	7.37	8.29	9.34	10.53	11.84	13.16	14.74	16.58	18.68	21.05	23.68	26.32	29.47							38			
3.13	3.30	3.50	3.75	4.00	4.25	4.50	4.75	5.00	5.30	5.60	5.90	6.25	7.00	7.88	8.88	10.00	11.25	12.50	14.00	15.75	17.75	20.00	22.50	25.00	28.00							40			
2.98	3.14	3.33	3.57	3.81	4.05	4.29	4.52	4.76	5.05	5.33	5.62	5.95	6.67	7.50	8.45	9.52	10.71	11.90	13.33	15.00	16.90	19.05	21.43	23.81	26.67	29.76						42			
2.78	2.93	3.11	3.33	3.56	3.78	4.00	4.22	4.44	4.71	4.98	5.24	5.56	6.22	7.00	7.89	8.89	10.00	11.11	12.44	14.00	15.78	17.78	20.00	22.22	24.89	27.78							45		
2.60	2.75	2.92	3.13	3.33	3.54	3.75	3.96	4.17	4.42	4.67	4.92	5.21	5.83	6.56	7.40	8.33	9.38	10.42	11.67	13.13	14.79	16.67	18.75	20.83	23.33	26.04	29.17						48		
2.50	2.64	2.80	3.00	3.20	3.40	3.60	3.80	4.00	4.24	4.48	4.72	5.00	5.60	6.30	7.10	8.00	9.00	10.00	11.20	12.60	14.20	16.00	18.00	20.00	22.40	25.00	28.00						50		
2.36	2.49	2.64	2.83	3.02	3.21	3.40	3.58	3.77	4.00	4.23	4.45	4.72	5.28	5.94	6.70	7.55	8.49	9.43	10.57	11.89	13.40	15.09	16.98	18.87	21.13	23.58	26.42						53		
2.23	2.36	2.50	2.68	2.86	3.04	3.21	3.39	3.57	3.79	4.00	4.21	4.46	5.00	5.63	6.34	7.14	8.04	8.93	10.00	11.25	12.68	14.29	16.07	17.86	20.00	22.32	25.00	28.57						56	
2.08	2.20	2.33	2.50	2.67	2.83	3.00	3.17	3.33	3.53	3.73	3.93	4.17	4.67	5.25	5.92	6.67	7.50	8.33	9.33	10.50	11.83	13.33	15.00	16.67	18.67	20.83	23.33	26.67						60	
1.98	2.10	2.22	2.38	2.54	2.70	2.86	3.02	3.17	3.37	3.56	3.75	3.97	4.44	5.00	5.63	6.35	7.14	7.94	8.89	10.00	11.27	12.70	14.29	15.87	17.78	19.84	22.22	25.40						63	
1.87	1.97	2.09	2.24	2.39	2.54	2.69	2.84	2.99	3.16	3.34	3.52	3.73	4.18	4.70	5.30	5.97	6.72	7.46	8.36	9.40	10.60	11.94	13.43	14.93	16.72	18.66	20.90	23.88						67	
1.76	1.86	1.97	2.11	2.25	2.39	2.54	2.68	2.82	2.99	3.15	3.32	3.52	3.94	4.44	5.00	5.63	6.34	7.04	7.89	8.87	10.00	11.27	12.68	14.08	15.77	17.61	19.72	22.54						71	
1.67	1.76	1.87	2.00	2.13	2.27	2.40	2.53	2.67	2.83	2.99	3.15	3.33	3.73	4.20	4.73	5.33	6.00	6.67	7.47	8.40	9.47	10.67	12.00	13.33	14.93	16.67	18.67	21.33						75	
1.56	1.65	1.75	1.88	2.00	2.13	2.25	2.38	2.50	2.65	2.80	2.95	3.13	3.50	3.94	4.44	5.00	5.63	6.25	7.00	7.88	8.88	10.00	11.25	12.50	14.00	15.63	17.50	20.00						80	
1.47	1.55	1.65	1.76	1.88	2.00	2.12	2.24	2.35	2.49	2.64	2.78	2.94	3.29	3.71	4.18	4.71	5.29	5.88	6.59	7.41	8.35	9.41	10.59	11.76	13.18	14.71	16.47	18.82						85	
1.39	1.47	1.56	1.67	1.78	1.89	2.00	2.11	2.22	2.36	2.49	2.62	2.78	3.11	3.50	3.94	4.44	5.00	5.56	6.22	7.00	7.89	8.89	10.00	11.11	12.44	13.89	15.56	17.78						90	
1.32	1.39	1.47	1.58	1.68	1.79	1.89	2.00	2.11	2.23	2.36	2.48	2.63	2.95	3.32	3.74	4.21	4.74	5.26	5.89	6.63	7.47	8.42	9.47	10.53	11.79	13.16	14.74	16.84						95	
1.25	1.32	1.40	1.50	1.60	1.70	1.80	1.90	2.00	2.12	2.24	2.36	2.50	2.80	3.15	3.55	4.00	4.50	5.00	5.60	6.30	7.10	8.00	9.00	10.00	11.20	12.50	14.00	16.00						100	
1.18	1.25	1.32	1.42	1.51	1.60	1.70	1.79	1.89	2.00	2.11	2.23	2.36	2.64	2.97	3.35	3.77	4.25	4.72	5.28	5.94	6.70	7.55	8.49	9.43	10.57	11.79	13.21	15.09						106	
1.12	1.18	1.25	1.34	1.43	1.52	1.61	1.70	1.79	1.89	2.00	2.11	2.23	2.50	2.81	3.17	3.57	4.02	4.46	5.00	5.63	6.34	7.14	8.04	8.93	10.00	11.16	12.50	14.29						112	
1.06	1.12	1.19	1.27	1.36	1.44	1.53	1.61	1.69	1.80	1.90	2.00	2.12	2.37	2.67	3.01	3.39	3.81	4.24	4.75	5.34	6.02	6.78	7.63	8.47	9.49	10.59	11.86	13.56						118	
1.00	1.06	1.12	1.20	1.28	1.36	1.44	1.52	1.60	1.70	1.79	1.89	2.00	2.24	2.52	2.84	3.20	3.60	4.00	4.48	5.04	5.68	6.40	7.20	8.00	8.96	10.00	11.20	12.8						125	
	1.00	1.06	1.14	1.21	1.29	1.36	1.44	1.52	1.61	1.70	1.79	1.89	2.12	2.39	2.69	3.03	3.41	3.79	4.24	4.77	5.38	6.06	6.82	7.58	8.48	9.47	10.61	12.12						132	
		1.00	1.07	1.14	1.21	1.29	1.36	1.43	1.51	1.60	1.69	1.79	2.00	2.25	2.54	2.86	3.21	3.57	4.00	4.50	5.07	5.71	6.43	7.14	8.00	8.93	10.00	11.43						140	
			1.00	1.07	1.13	1.20	1.27	1.33	1.41	1.49	1.57	1.67	1.87	2.10	2.37	2.67	3.00	3.33	3.73	4.20	4.73	5.33	6.00	6.67	7.47	8.33	9.33	10.67						150	
				1.00	1.06	1.13	1.19	1.25	1.33	1.40	1.48	1.56	1.75	1.97	2.22	2.50	2.81	3.13	3.50	3.94	4.44	5.00	5.63	6.25	7.00	7.81	8.75	10.00						160	
					1.00	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.39	1.47	1.65	1.85	2.09	2.35	2.65	2.94	3.29	3.71	4.18	4.71	5.29	5.88	6.59	7.35	8.24	9.41						170	
						1.00	1.06	1.11	1.18	1.24	1.31	1.39	1.56	1.75	1.97	2.22	2.50	2.78	3.11	3.50	3.94	4.44	5.00	5.56	6.22	6.94	7.78	8.89						180	
							1.00	1.05	1.12	1.18	1.24	1.32	1.47	1.66	1.87	2.11	2.37	2.63	2.95	3.32	3.74	4.21	4.74	5.26	5.89	6.58	7.37	8.42						190	
								1.00	1.06	1.12	1.18	1.25	1.40	1.58	1.78	2.00	2.25	2.50	2.80	3.15	3.55	4.00	4.50	5.00	5.60	6.25	7.00	8.00							200
									1.00	1.06	1.11	1.18	1.32	1.49	1.67	1.89	2.12	2.36	2.64	2.97	3.35	3.77	4.25	4.72	5.28	5.90	6.60	7.55							212
										1.00	1.05	1.12	1.25	1.41	1.58	1.79	2.01	2.23	2.50	2.81	3.17	3.57	4.02	4.46	5.00	5.58	6.25	7.14							224
											1.00	1.06	1.19	1.33	1.50	1.69	1.91	2.12	2.37	2.67	3.01	3.39	3.81	4.24	4.75	5.30	5.93	6.78							236
												1.00	1.12	1.26	1.42	1.60	1.80	2.00	2.24	2.52	2.84	3.20	3.60	4.00	4.48	5.00	5.60	6.40							250
													1.00	1.13	1.27	1.43	1.61	1.79	2.00	2.25															

v - Velocidade linear da correia

d - Diâmetro da polia em mm

n - Rotação em rpm

Passo 7: Determinação da distância entre eixo e do comprimento da correia

$$TCD = \frac{D + 3d}{2}$$

$$TCD = \frac{355 + 3 * 180}{2}$$

$$TCD = 447.5 \text{ mm} \quad (\text{VII.12})$$

Estimativa do comprimento da correia

$$TBL = 2TCD + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4.TCD}$$

$$TBL = 2 * 447.5 + 1.57(355 + 180) + \frac{(355 - 180)^2}{4 * 447.5} \quad (\text{VII.13})$$

$$TBL = 1752.06 \text{ mm}$$

O espaço para aplicação do compressor é limitado, permitindo apenas um entre eixo de 745 mm, como tal:

$$TBL = 2TCD + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4.TCD}$$

$$TBL = 2 * 745 + 1.57(355 + 180) + \frac{(355 - 180)^2}{4 * 745} \quad (\text{VII.14})$$

$$TBL = 2350,23 \text{ mm}$$

Através da VII.8, escolhe-se a correia em função do TBL. A correia deveria ser do **Tipo B-67** (seleccionada a Vermelho), para o TBL inicial de 1752.06 mm, mas em função do espaço físico, onde só é possível um entre eixo de 745mm, calculou-se um novo TBL de. Consultando de novo a Tabela VII.7 a correia deveria ser a Tipo B-91, tal não é possível, pois o esticador que já estava aplicado e que vai ser reutilizado neste projeto, não permite, obrigando a optar pela correia do **Tipo B-92**, (seleccionada a verde).

Tabela VII.7 - HI-POWER® SIZE LISTING (Tabela 2 pág. 14 catálogo Gates)

B		17 mm			
ISO belt ref.	Datum length mm ISO	ISO belt ref.	Datum length mm ISO	ISO belt ref.	Datum length mm ISO
B-25	695	B-71	1855	B-133	3430
B-26	710	B-72	1880	B-134	3455
B-27	735	B-73	1905	B-136	3505
B-27 ^{1/2}	745	B-74	1930	B-140	3610
B-28	770	B-75	1955	B-144	3710
B-29	795	B-76	1980	B-147	3785
B-30	815	B-77	2005	B-148	3810
B-31	845	B-78	2030	B-152	3910
B-32	870	B-79	2060	B-157	4040
B-33	895	B-80	2085	B-158	4065
B-34	920	B-81	2110	B-162	4165
B-35	940	B-82	2135	B-165	4240
B-36	965	B-83	2160	B-167	4295
B-37	990	B-84	2185	B-173	4445
B-38	1015	B-85	2210	B-175	4495
B-39	1040	B-86	2235	B-177	4545
B-40	1065	B-87	2260	B-180	4625
B-41	1095	B-88	2285	B-188	4775
B-42	1120	B-89	2310	B-195	5005
B-43	1145	B-90	2335	B-196	5030
B-44	1170	B-91	2365	B-204	5250
B-45	1195	B-92	2390	B-208	5335
B-46	1220	B-93	2415	B-210	5385
B-47	1245	B-94	2440	B-221	5625
B-48	1270	B-95	2465	B-225	5730
B-49	1295	B-96	2490	B-240	6110
B-50	1320	B-97	2515	B-249	6340
B-51	1345	B-98	2540	B-270	6870
B-52	1370	B-99	2565	B-300	7635
B-53	1395	B-100	2590		
B-54	1425	B-102	2640		
B-55	1450	B-103	2665		
B-56	1475	B-104	2695		
B-57	1500	B-105	2720		
B-58	1525	B-106	2745		
B-59	1550	B-108	2795		
B-60	1575	B-110	2845		
B-61	1600	B-112	2895		
B-62	1625	B-114	2945		
B-63	1650	B-116	3000		
B-64	1675	B-118	3050		
B-65	1700	B-120	3100		
B-66	1730	B-122	3150		
B-67	1755	B-124	3200		
B-68	1780	B-128	3300		
B-69	1805	B-130	3350		
B-70	1830	B-131	3380		

Dimensions in bold are available from stock.

Atualização do valor da distância entre eixo

➤ Correia Tipo B-92:

$$A = \frac{F - h(D - d)}{2}$$

$$A = \frac{1550.05 - 0.06(355 - 180)}{2}$$

$$A = 769.8 \text{ mm} *$$

(VII.15)

Onde:

$$F = PL - 1.57(D + d)$$

$$F = 2390 - 1.57(355 + 180)$$

$$F = 1550.05 \text{ mm}$$

Sendo:

PL – Comprimento da correia

h – Fator de entre eixo que depende de:

$$\frac{(D - d)}{F}$$

$$\frac{(D - d)}{F} = \frac{(355 - 180)}{1550.05} = 0.11$$

(VII.16)

Consultar fator h na Tabela VII.8:

Tabela VII.8 - Centre distance factor “h” (tabela 9 pág. 29 catálogo Gates)

Table No. 9 - Centre distance factor “h”

$\frac{D-d}{F}$	Factor h	$\frac{D-d}{F}$	Factor h	$\frac{D-d}{F}$	Factor h
0.00	0.00	0.21	0.11	0.40	0.22
0.02	0.01	0.23	0.12	0.41	0.23
0.04	0.02	0.25	0.13	0.43	0.24
0.06	0.03	0.27	0.14	0.44	0.25
0.08	0.04	0.29	0.15	0.46	0.26
0.10	0.05	0.30	0.16	0.47	0.27
0.12	0.06	0.32	0.17	0.48	0.28
0.14	0.07	0.34	0.18	0.50	0.29
0.16	0.08	0.35	0.19	0.51	0.30
0.18	0.09	0.37	0.20		
0.20	0.10	0.39	0.21		

Implica que h=0.06

A distância entre eixo para a correia B-91 é de 769.8 mm

➤ **Passo 8: Determinar o número de correias**

- a) **Definir a potência base, A, considerando o diâmetro da polia menor e a velocidade de rotação**

Consultar potência base, A na Tabela VII.9:

Tabela VII.9 - Power ratings hi-power® (tabela pág. 70 catálogo Gates)

POWER RATINGS HI-POWER®

Basic kW per belt

B

RPM of faster shaft	112	118	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212	224	236	250	280	315
585	1.61	1.82	2.07	2.31	2.59	2.93	3.27	3.61	3.94	4.28	4.61	5.00	5.39	5.78	6.23	7.18	8.27
700	1.85	2.10	2.38	2.67	2.99	3.39	3.79	4.19	4.58	4.97	5.35	5.81	6.27	6.72	7.24	7.55	8.70
725	1.90	2.15	2.45	2.74	3.08	3.49	3.90	4.31	4.71	5.12	5.51	5.99	6.46	6.92	7.46	7.77	8.95
870	2.17	2.47	2.82	3.17	3.56	4.04	4.52	5.00	5.47	5.94	6.40	6.96	7.50	8.04	8.66	8.98	10.32
950	2.32	2.64	3.02	3.39	3.81	4.34	4.85	5.37	5.87	6.38	6.88	7.47	8.05	8.63	9.29	9.60	11.03
1160	2.67	3.05	3.50	3.94	4.44	5.06	5.67	6.28	6.88	7.46	8.05	8.74	9.41	10.08	10.84	11.11	12.70
1450	3.10	3.57	4.10	4.64	5.24	5.98	6.70	7.42	8.13	8.82	9.50	10.30	11.09	11.85	12.72	12.85	14.54
1750	3.49	4.03	4.65	5.27	5.96	6.81	7.65	8.46	9.26	10.04	10.80	11.69	12.55	13.38	14.31	14.16	15.79
2850	4.36	5.12	5.98	6.81	7.74	8.84	9.89	10.87	11.80	12.66	13.45	14.30	15.05	15.69	16.28		
3450	4.46	5.28	6.21	7.09	8.05	9.16	10.18	11.10	11.91	12.61	13.19	13.73					
50	0.21	0.24	0.26	0.29	0.32	0.35	0.39	0.43	0.46	0.50	0.53	0.58	0.62	0.66	0.71	0.76	0.87
100	0.39	0.43	0.48	0.53	0.58	0.65	0.72	0.79	0.85	0.92	0.99	1.07	1.15	1.23	1.32	1.40	1.62
150	0.54	0.60	0.67	0.74	0.82	0.92	1.02	1.12	1.22	1.32	1.42	1.53	1.65	1.76	1.90	2.01	2.32
200	0.69	0.77	0.86	0.95	1.05	1.18	1.31	1.44	1.57	1.70	1.82	1.97	2.12	2.27	2.45	2.59	2.99
250	0.82	0.92	1.03	1.15	1.27	1.43	1.59	1.75	1.91	2.06	2.22	2.40	2.59	2.77	2.98	3.15	3.63
300	0.95	1.07	1.20	1.34	1.49	1.67	1.86	2.05	2.23	2.41	2.60	2.82	3.03	3.25	3.50	3.69	4.26
350	1.08	1.21	1.36	1.52	1.69	1.91	2.12	2.34	2.55	2.76	2.97	3.22	3.47	3.72	4.00	4.21	4.87
400	1.20	1.35	1.52	1.69	1.89	2.13	2.38	2.62	2.86	3.09	3.33	3.61	3.89	4.17	4.50	4.73	5.46
450	1.32	1.48	1.67	1.87	2.09	2.36	2.63	2.89	3.16	3.42	3.69	4.00	4.31	4.62	4.98	5.23	6.03
500	1.43	1.61	1.82	2.03	2.27	2.57	2.87	3.16	3.45	3.74	4.03	4.38	4.72	5.06	5.45	5.71	6.59
550	1.54	1.74	1.97	2.20	2.46	2.78	3.11	3.43	3.74	4.06	4.37	4.75	5.12	5.49	5.91	6.19	7.14
600	1.64	1.86	2.11	2.36	2.64	2.99	3.34	3.68	4.03	4.37	4.71	5.11	5.51	5.91	6.36	6.65	7.68
650	1.75	1.98	2.25	2.51	2.82	3.19	3.57	3.94	4.31	4.67	5.03	5.47	5.89	6.32	6.81	7.11	8.20
700	1.85	2.10	2.38	2.67	2.99	3.39	3.79	4.19	4.58	4.97	5.35	5.81	6.27	6.72	7.24	7.55	8.70
750	1.95	2.21	2.51	2.82	3.16	3.59	4.01	4.43	4.85	5.26	5.67	6.16	6.64	7.12	7.67	7.98	9.20
800	2.04	2.32	2.64	2.97	3.33	3.78	4.23	4.67	5.11	5.55	5.98	6.49	7.00	7.51	8.09	8.40	9.68
850	2.14	2.43	2.77	3.11	3.49	3.97	4.44	4.91	5.37	5.83	6.28	6.82	7.36	7.89	8.50	8.81	10.14
900	2.23	2.54	2.89	3.25	3.65	4.15	4.65	5.14	5.62	6.11	6.58	7.15	7.71	8.26	8.90	9.21	10.59
950	2.32	2.64	3.02	3.39	3.81	4.34	4.85	5.37	5.87	6.38	6.88	7.47	8.05	8.63	9.29	9.60	11.03
1000	2.40	2.74	3.14	3.52	3.97	4.51	5.05	5.59	6.12	6.64	7.16	7.78	8.39	8.99	9.68	9.98	11.45
1050	2.49	2.84	3.25	3.66	4.12	4.69	5.25	5.81	6.36	6.91	7.45	8.08	8.71	9.34	10.05	10.35	11.86
1100	2.57	2.94	3.37	3.79	4.27	4.86	5.45	6.02	6.60	7.16	7.72	8.38	9.04	9.68	10.42	10.70	12.25
1150	2.65	3.04	3.48	3.92	4.41	5.03	5.64	6.24	6.83	7.41	7.99	8.68	9.35	10.01	10.77	11.05	12.63
1200	2.73	3.13	3.59	4.04	4.56	5.19	5.82	6.44	7.06	7.66	8.26	8.96	9.66	10.34	11.12	11.38	12.99
1250	2.81	3.22	3.70	4.17	4.70	5.36	6.01	6.65	7.28	7.90	8.52	9.25	9.96	10.66	11.46	11.70	13.33
1300	2.89	3.31	3.80	4.29	4.84	5.52	6.19	6.85	7.50	8.14	8.77	9.52	10.25	10.97	11.79	12.00	13.66
1350	2.96	3.40	3.90	4.41	4.97	5.67	6.36	7.04	7.71	8.37	9.02	9.79	10.54	11.27	12.11	12.30	13.97
1400	3.03	3.48	4.00	4.52	5.11	5.83	6.54	7.23	7.92	8.60	9.27	10.05	10.82	11.57	12.42	12.58	14.27
1450	3.10	3.57	4.10	4.64	5.24	5.98	6.70	7.42	8.13	8.82	9.50	10.30	11.09	11.85	12.72	12.85	14.54
1500	3.17	3.65	4.20	4.75	5.36	6.12	6.87	7.61	8.33	9.04	9.73	10.55	11.35	12.13	13.01	13.10	14.80
1600	3.30	3.81	4.39	4.96	5.61	6.41	7.19	7.96	8.72	9.45	10.18	11.03	11.85	12.66	13.56	13.57	15.25
1700	3.43	3.96	4.57	5.17	5.85	6.68	7.50	8.30	9.08	9.85	10.60	11.48	12.32	13.15	14.07	13.98	15.63
1800	3.54	4.10	4.73	5.36	6.07	6.94	7.79	8.62	9.43	10.22	11.00	11.89	12.76	13.60	14.53	14.33	15.93
1900	3.65	4.23	4.88	5.53	6.25	7.15	8.01	8.85	9.70	10.58	11.37	12.28	13.17	14.01	14.95	14.62	16.14
2000	3.76	4.36	5.05	5.73	6.49	7.42	8.33	9.21	10.07	10.90	11.71	12.64	13.53	14.38	15.32	14.84	16.26
2100	3.86	4.48	5.19	5.89	6.68	7.64	8.57	9.48	10.36	11.21	12.03	12.97	13.86	14.71	15.64	15.00	16.28
2200	3.95	4.59	5.33	6.05	6.86	7.85	8.80	9.73	10.63	11.49	12.32	13.26	14.16	15.00	15.91	15.08	16.21
2300	4.03	4.69	5.45	6.20	7.03	8.04	9.02	9.96	10.87	11.74	12.57	13.52	14.41	15.24	16.12	15.10	16.04
2400	4.11	4.79	5.57	6.33	7.19	8.22	9.22	10.17	11.09	11.97	12.80	13.75	14.63	15.43	16.29	15.04	15.76

Fator A = 9.43

b) Definir a potência adicional considerando a razão de velocidades

Consultar fator B na Tabela VII.10:

Tabela VII.10 - Power ratings hi-power® (tabela pág. 71 catálogo Gates)

POWER RATINGS HI-POWER®

Additional kW per belt for speed ratio

RPM of faster shaft	1 to 1.01	1.02 to 1.03	1.04 to 1.06	1.07 to 1.08	1.09 to 1.12	1.13 to 1.16	1.17 to 1.22	1.23 to 1.32	1.33 to 1.5	>1.5
585	0.00	0.03	0.05	0.08	0.10	0.13	0.15	0.18	0.21	0.23
700	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.22	0.25	0.28
725	0.00	0.03	0.06	0.10	0.13	0.16	0.19	0.22	0.26	0.29
870	0.00	0.04	0.08	0.11	0.15	0.19	0.23	0.27	0.31	0.34
950	0.00	0.04	0.08	0.13	0.17	0.21	0.25	0.29	0.33	0.38
1160	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.26	0.31	0.36	0.41	0.46
1450	0.00	0.06	0.13	0.19	0.25	0.32	0.38	0.45	0.51	0.57
1750	0.00	0.08	0.15	0.23	0.31	0.38	0.46	0.54	0.62	0.69
2850	0.00	0.13	0.25	0.38	0.50	0.63	0.75	0.88	1.00	1.13
3450	0.00	0.15	0.30	0.46	0.61	0.76	0.91	1.06	1.21	1.36
50	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02
100	0.00	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.04
150	0.00	0.01	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.05	0.06
200	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08
250	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.07	0.08	0.09	0.10
300	0.00	0.01	0.03	0.04	0.05	0.07	0.08	0.09	0.11	0.12
350	0.00	0.02	0.03	0.05	0.06	0.08	0.09	0.11	0.12	0.14
400	0.00	0.02	0.04	0.05	0.07	0.09	0.11	0.12	0.14	0.16
450	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18
500	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.18	0.20
550	0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.15	0.17	0.19	0.22
600	0.00	0.03	0.05	0.08	0.11	0.13	0.16	0.18	0.21	0.24
650	0.00	0.03	0.06	0.09	0.11	0.14	0.17	0.20	0.23	0.26
700	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.22	0.25	0.28
750	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.20	0.23	0.26	0.30
800	0.00	0.04	0.07	0.11	0.14	0.18	0.21	0.25	0.28	0.32
850	0.00	0.04	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.26	0.30	0.34
900	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.24	0.28	0.32	0.36
950	0.00	0.04	0.08	0.13	0.17	0.21	0.25	0.29	0.33	0.38
1000	0.00	0.04	0.09	0.13	0.18	0.22	0.26	0.31	0.35	0.40
1050	0.00	0.05	0.09	0.14	0.18	0.23	0.28	0.32	0.37	0.42
1100	0.00	0.05	0.10	0.15	0.19	0.24	0.29	0.34	0.39	0.44
1150	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45
1200	0.00	0.05	0.11	0.16	0.21	0.26	0.32	0.37	0.42	0.47
1250	0.00	0.05	0.11	0.17	0.22	0.27	0.33	0.38	0.44	0.49
1300	0.00	0.06	0.11	0.17	0.23	0.29	0.34	0.40	0.46	0.51
1350	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.30	0.36	0.42	0.48	0.53
1400	0.00	0.06	0.12	0.19	0.25	0.31	0.37	0.43	0.49	0.55
1450	0.00	0.06	0.13	0.19	0.25	0.32	0.38	0.45	0.51	0.57
1500	0.00	0.07	0.13	0.20	0.26	0.33	0.40	0.46	0.53	0.59
1600	0.00	0.07	0.14	0.21	0.28	0.35	0.42	0.49	0.56	0.63
1700	0.00	0.07	0.15	0.22	0.30	0.37	0.45	0.52	0.60	0.67
1800	0.00	0.08	0.16	0.24	0.32	0.40	0.48	0.55	0.63	0.71
1900	0.00	0.08	0.17	0.25	0.33	0.42	0.50	0.58	0.67	0.75
2000	0.00	0.09	0.18	0.26	0.35	0.44	0.53	0.62	0.70	0.79
2100	0.00	0.09	0.18	0.28	0.37	0.46	0.55	0.65	0.74	0.83
2200	0.00	0.10	0.19	0.29	0.39	0.48	0.58	0.68	0.77	0.87
2300	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.51	0.61	0.71	0.81	0.91
2400	0.00	0.11	0.21	0.32	0.42	0.53	0.63	0.74	0.84	0.95
2500	0.00	0.11	0.22	0.33	0.44	0.55	0.66	0.77	0.88	0.99
2600	0.00	0.11	0.23	0.34	0.46	0.57	0.69	0.80	0.91	1.03
2700	0.00	0.12	0.24	0.36	0.47	0.59	0.71	0.83	0.95	1.07

Arc of contact correction factor G

D - d / A	Arc of contact on small pulley (degrees)	Factor G
0.00	180	1.00
0.10	174	0.99
0.20	169	0.97
0.30	163	0.96
0.40	157	0.94
0.50	151	0.93
0.60	145	0.91
0.70	139	0.89
0.80	133	0.87
0.90	127	0.85
1.00	120	0.82
1.10	113	0.80
1.20	106	0.77
1.30	99	0.73
1.40	91	0.70
1.50	83	0.65

Belt length correction factor C_L

Belt ref.	ISO datum length mm	Corr. factor C _L	Belt ref.	ISO datum length mm	Corr. factor C _L
B-25	605	0.70	B-84	2185	0.90
B-26	710	0.70	B-85	2210	0.90
B-27	735	0.71	B-86	2235	0.90
B-27 1/2	745	0.72	B-87	2260	1.00
B-28	770	0.72	B-88	2285	1.00
B-29	795	0.73	B-89	2310	1.00
B-30	815	0.74	B-90	2335	1.01
B-31	845	0.75	B-91	2365	1.01
B-32	870	0.76	B-92	2390	1.01
B-33	895	0.76	B-93	2415	1.01
B-34	920	0.77	B-94	2440	1.02
B-35	940	0.78	B-95	2465	1.02
B-36	965	0.78	B-96	2490	1.02
B-37	990	0.79	B-97	2515	1.02
B-38	1015	0.79	B-98	2540	1.03
B-39	1040	0.80	B-99	2565	1.03
B-40	1065	0.81	B-100	2590	1.03
B-41	1095	0.81	B-102	2640	1.04
B-42	1120	0.82	B-103	2665	1.04
B-43	1145	0.83	B-104	2690	1.04
B-44	1170	0.83	B-105	2720	1.04
B-45	1195	0.84	B-106	2745	1.05
B-46	1220	0.84	B-108	2795	1.05
B-47	1245	0.85	B-110	2845	1.06
B-48	1270	0.86	B-112	2895	1.06
B-49	1295	0.86	B-114	2945	1.06
B-50	1320	0.86	B-116	3000	1.07
B-51	1345	0.87	B-118	3050	1.07
B-52	1370	0.87	B-120	3100	1.08
B-53	1395	0.88	B-124	3200	1.09
B-54	1425	0.88	B-128	3300	1.09
B-55	1450	0.89	B-131	3380	1.10
B-56	1475	0.89	B-133	3430	1.10
B-57	1500	0.89	B-134	3455	1.10
B-58	1525	0.90	B-136	3505	1.11
B-59	1550	0.90	B-140	3610	1.12
B-60	1575	0.91	B-144	3710	1.12
B-61	1600	0.91	B-147	3785	1.13
B-62	1625	0.91	B-148	3810	1.13
B-63	1650	0.92	B-152	3910	1.14
B-64	1675	0.92	B-157	4040	1.14
B-65	1700	0.93	B-158	4065	1.15
B-66	1730	0.93	B-162	4165	1.15
B-67	1755	0.93	B-165	4240	1.16
B-68	1780	0.94	B-167	4295	1.16

Fator B = 0.71

c) Definir a potência adicional em função do tempo de serviço escolhido

Consultar fator C na Tabela VII.11:

Tabela VII.11 - Additional kW per belt for belt life - (tabela pág. 70 catálogo Gates)

Additional kW per belt for belt life

C	25000 Hrs	12000 Hrs	6000 Hrs
	$\frac{d \times \text{RPM}}{246609}$	0	$\frac{d \times \text{RPM}}{261096}$

Fator C = 0

d) Calcular $(D-d)/A$ e obter o fator de correção do arco G

$$\frac{(D - d)}{A}$$

$$\frac{(355 - 180)}{769.8}$$

$$= 0.227 \quad \text{(VII.17)}$$

Consultar fator G na **Erro! Autorreferência de marcador inválida.:**

Tabela VII.12 - Arc of contact correction factor G - (tabela pág. 71 catálogo Gates)

Arc of contact correction factor G

$\frac{D - d}{A}$	Arc of contact on small pulley (degrees)	Factor G
0.00	180	1.00
0.10	174	0.99
0.20	169	0.97
0.30	163	0.96
0.40	157	0.94
0.50	151	0.93
0.60	145	0.91
0.70	139	0.89
0.80	133	0.87
0.90	127	0.85
1.00	120	0.82
1.10	113	0.80
1.20	106	0.77
1.30	99	0.73
1.40	91	0.70
1.50	83	0.65

Fator G = 0.96

e) Calcular o fator de correção do comprimento da correia, CL

Consultar fator CL na Tabela VII.13:

Tabela VII.13 - Belt length correction factor CL - (tabela pág. 71 catálogo Gates)

Belt ref.	ISO datum length mm	Corr. factor C_L	Belt ref.	ISO datum length mm	Corr. factor C_L
B-25	695	0.70	B-84	2185	0.99
B-26	710	0.70	B-85	2210	0.99
B-27	735	0.71	B-86	2235	0.99
B-27 1/2	745	0.72	B-87	2260	1.00
B-28	770	0.72	B-88	2285	1.00
B-29	795	0.73	B-89	2310	1.00
B-30	815	0.74	B-90	2335	1.01
B-31	845	0.75	B-91	2365	1.01
B-32	870	0.76	B-92	2390	1.01
B-33	895	0.76	B-93	2415	1.01
B-34	920	0.77	B-94	2440	1.02
B-35	940	0.78	B-95	2465	1.02
B-36	965	0.78	B-96	2490	1.02
B-37	990	0.79	B-97	2515	1.02
B-38	1015	0.79	B-98	2540	1.03
B-39	1040	0.80	B-99	2565	1.03
B-40	1065	0.81	B-100	2590	1.03
B-41	1095	0.81	B-102	2640	1.04
B-42	1120	0.82	B-103	2665	1.04
B-43	1145	0.83	B-104	2695	1.04
B-44	1170	0.83	B-105	2720	1.04
B-45	1195	0.84	B-106	2745	1.05
B-46	1220	0.84	B-108	2795	1.05
B-47	1245	0.85	B-110	2845	1.06
B-48	1270	0.85	B-112	2895	1.06
B-49	1295	0.86	B-114	2945	1.06
B-50	1320	0.86	B-116	3000	1.07
B-51	1345	0.87	B-118	3050	1.07
B-52	1370	0.87	B-120	3100	1.08
B-53	1395	0.88	B-124	3200	1.09
B-54	1425	0.88	B-128	3300	1.09
B-55	1450	0.89	B-131	3380	1.10
B-56	1475	0.89	B-133	3430	1.10
B-57	1500	0.89	B-134	3455	1.10
B-58	1525	0.90	B-136	3505	1.11
B-59	1550	0.90	B-140	3610	1.12
B-60	1575	0.91	B-144	3710	1.12
B-61	1600	0.91	B-147	3785	1.13
B-62	1625	0.91	B-148	3810	1.13
B-63	1650	0.92	B-152	3910	1.14
B-64	1675	0.92	B-157	4040	1.14
B-65	1700	0.93	B-158	4065	1.15
B-66	1730	0.93	B-162	4165	1.15
B-67	1755	0.93	B-165	4240	1.16
B-68	1780	0.94	B-167	4295	1.16
B-69	1805	0.94	B-173	4445	1.17
B-70	1830	0.94	B-177	4545	1.17
B-71	1855	0.95	B-180	4625	1.18
B-72	1880	0.95	B-186	4775	1.19
B-73	1905	0.95	B-195	5005	1.20
B-74	1930	0.96	B-196	5030	1.20
B-75	1955	0.96	B-208	5335	1.21
B-76	1980	0.96	B-210	5385	1.22
B-77	2005	0.97	B-221	5625	1.23
B-78	2030	0.97	B-225	5730	1.23
B-79	2060	0.97	B-240	6110	1.25
B-80	2085	0.98	B-249	6340	1.26
B-81	2110	0.98	B-270	6870	1.28
B-82	2135	0.98	B-300	7635	1.31
B-83	2160	0.99			

Fator CL = 1.01

f) Calcular a potência da correia

$$P_{\text{Correia}} = (A + B + C) * G * CL$$

$$P_{\text{Correia}} = (9.43 + 0.71 + 0) * 0.96 * 1.01$$

$$P_{\text{Correia}} = 9.83 \text{ Kw} \tag{VII.18}$$

g) Determinar o número de correias

$$N = \frac{P_D}{(A + B + C) * G * CL}$$

$$N = \frac{3.96}{9.83}$$

$$N = 0.403 \tag{VII.19}$$

É necessário apenas utilizar uma correia, no entanto, por uma questão de segurança/redundância, irão ser utilizadas duas correias, pois, dado que o sistema de freio do Locotrator é pneumático, não se pode correr o risco de falha do sistema por quebra da correia.

➤ **Passo 9: Determinar a folga de instalação e de pré tensão**

Consultar folga de instalação e de pré tensão Tabela VII.14:

Tabela VII.14 - Minimum installation and takeup allowances (tabela 11 pág. 32 catálogo Gates)

DRIVE DESIGN

Table No. 11 - Minimum installation and takeup allowances

V-belts

Datum length mm	Minimum installation allowance - mm															Minimum takeup allowance mm	
	V-belt section																
	XPZ 3VX SPZ 3V	XPA SPA	XPB 5VX SPB 5V	XPC SPC	8V 8VK	9J PB	15J PB	8V PB* 25J PB*	Z	A	A PB	B	B PB SPB PB	C	C PB SPC PB		D
420 - 1199	15	20	-	-	-	30	-	-	15	20	30	25	35	40	50	-	25
1200 - 1999	20	25	25	-	-	35	55	-	20	20	30	30	40	40	50	50	35
2000 - 2749	20	25	25	35	40	35	55	85	20	25	35	30	40	40	50	50	40
2750 - 3499	20	25	25	35	40	35	55	85	-	25	35	30	40	40	50	50	45
3500 - 4499	20	25	25	35	40	35	55	85	-	25	35	30	40	50	60	55	55
4500 - 5499	-	25	25	35	45	-	55	90	-	25	35	40	50	50	60	60	65
5500 - 6499	-	-	35	40	45	-	60	90	-	25	35	40	50	50	60	60	85
6500 - 7999	-	-	35	40	45	-	60	90	-	-	-	40	50	50	60	65	95
8000 -	-	-	35	45	50	-	60	100	-	-	-	-	50	50	60	65	110

* PB = PowerBand*

A folga de instalação e de pré tensão é de 30mm.

➤ **Passo 10: Cálculo da força de pré tensionamento**

$$T_s = 475 * \frac{(R - G)}{G} * \frac{P}{N * v} + Mv^2$$

$$T_s = 475 * \frac{(2.5 - 0.96)}{0.96} * \frac{9.83}{2 * 16.95} + 0.14 * 16.95^2$$

$$T_s = 261.2 \text{ N} \tag{VII.20}$$

Sendo:

G – Fator de correção do arco G (G=0.96)

R – Fator de correção da tensão: Para correias V (R=2.5)

M – Constante retirada da tabela 13 pág. 34 do catálogo da Gates 2004

(M=0.14)

Consultar fator M na Tabela VII.15:

Tabela VII.15 - Factor M and factor Y (Tabela 13 pág. 34 catálogo Gates)

4

Table No. 13 - Factor M and factor Y

Individual V-belt and Micro-V® cross-section	M	Y	PowerBand® and Polyflex® JB™ cross-section	M
Z	0.05	9		
A	0.09	13	A	0.11
B	0.14	19	B	0.17
C	0.26	30	C	0.31
D	0.52	63	D	0.59
SPZ/3V	0.066	15	9J/3V	0.08
SPA	0.12	20		
SPB/5V	0.17	26	SPB	0.21
			15J/5V	0.21
SPC	0.32	41	SPC	0.36
8V	0.46	60	8V/25J	0.53
SPZ*	0.05	15		
SPA*	0.1	20		
SPB*	0.15	26		
SPC*	0.28	41		
XPZ/3VX	0.06	15	3VX	0.07
XPA	0.104	20		
XPB/5VX	0.13	26	5VX	0.16
XPC	0.30	41		
PJ	0.006	1		
PL	0.022	4.4		
PM	0.089	11		
5M	0.006	2.2	5M-JB	0.009
7M	0.019	8.4	7M-JB	0.025
11M	0.039	15.5	11M-JB	0.053

Na Figura VII.4, pode-se observar o compressor A800, a polia e as correias trapezoidais dimensionadas.



Figura VII.4 - Compressor A800 com a polia e as correias trapezoidais dimensionadas

Anexo VIII

Ordem cronológica para a realização das diferentes tarefas

- Lavagem exterior e leito do Locotrator;
- Limpeza da cabina de condução;
- Desmontagem das forras de proteção da mesa de comando;
- Desmontagem dos equipamentos de vácuo da mesa de comando;
- Desmontagem das forras de proteção do reservatório da CP;
- Desapertar o tubo da CP à entrada e saída do reservatório da CP;
- Desmontagem do reservatório da CP;
- Desmontagem da tubagem de vácuo;
- Definir o “*Layout*” dos novos equipamentos a Instalar;
- Fabrico de suportes para os diversos equipamentos a aplicar;
- Fabrico das abraçadeiras para tubagem de 25 e 30.
- Fabrico das abraçadeiras para os dois reservatórios de sobrecarga e para o reservatório auxiliar.
- Marcação e furação da área da mesa de comando destinada à aplicação das válvulas de maquinista FHD4-3;
- Montagem das bases das válvulas de maquinista FHD4-3;
- Montagem do suporte da válvula de emergência (válvula de murro) no local destinado à sua aplicação;
- Soldar o suporte da base do distribuidor no local destinado à sua aplicação;
- Soldar a base das abraçadeiras do reservatório auxiliar no local destinado à sua aplicação;
- Soldar o suporte da válvula de descarga do HM.
- Soldar a base das abraçadeiras dos reservatórios de sobrecarga no local destinado à sua aplicação;
- Soldar o suporte das bases das válvulas relés RH3-EP no local destinado à sua aplicação;
- Efetuar ensaios não destrutivos de líquidos penetrantes nas soldaduras, para verificar a sua conformidade;
- Montagem da base do distribuidor;
- Montagem do reservatório auxiliar;
- Montagem da válvula de descarga do HM;

- Montagem dos reservatórios de sobrecarga;
- Montagem das bases das válvulas relés RH3-EP;
- Furar o avental em ambos os lados do Locotrator com engenho magnético, com brocas de vários diâmetros até 32mm.
- Montagem da tubagem da CG no leito do Locotrator (tubo de 30mm) e respetivas abraçadeiras;
- Montagem da válvula de descarga do HM.
- Montagem da tubagem dos cilindros de freio automático, no leito do Locotrator (tubo de 25mm) respetivas abraçadeiras;
- Montagem do reservatório da CP (Tubo de 30mm);
- Montagem da tubagem da CP (tubo de 30mm) no leito do Locotrator;
- Montagem das forras de proteção do reservatório da CP;
- Pintura da cabina de condução;
- Montagem da tubagem da CP da cabina de condução até à torneira de Isolamento (tem que ser aplicada nesse momento);
- Montagem da tubagem da CP, desde a torneira de isolamento até às válvulas relé RH3-EP;
- Montagem da tubagem da CP, proveniente do leito, até às bases das válvulas relé RH3-EP e de seguida às bases das válvulas de maquinista FHD4-3;
- Montagem da tubagem dos reservatórios de sobrecarga até às válvulas relé RH3-EP;
- Desmontagem da válvula de comando duplo DL16336 (10), do sistema de freio direto já existente.
- Montagem da válvula de retenção SA 1362-0712 (S) e do Pressostato (L);
- Montagem da válvula de retenção dupla G 1/2 AE 4103;
- Montagem da tubagem do freio direto até à entrada da válvula de retenção dupla G 1/2 AE 4103;
- Montagem da ligação dos cilindros de freio automático até à entrada da válvula de retenção dupla G 1/2 AE 4103;
- Montagem da tubagem desde a saída da válvula de retenção dupla G 1/2 AE 4103 até aos dois cilindros de freio;
- Montagem da tubagem de 10 mm para os manómetros (tubos de cobre);

- Montagem da tubagem de 10mm de ligação entre cada uma das válvulas relé RH3-EP e as válvulas de maquinista FHD4-3;
- Desmontagem da válvula de descarga do HM e da válvula de retenção dupla G 1/2 AE 4103.
- Desmontar o tubo de entrada dos reservatórios.
- Ligar a CP, através do bocal da torneira de intercomunicação ou da torneira de descarga do reservatório principal, à rede de ar comprimido da oficina e soprar a tubagem de forma minuciosa.
- Montar torneira de Isolamento 1/2", redutor de pressão de 5 bar, válvula de retenção de 1/2" ref. I12546 Knorr, no circuito de alimentação do reservatório Auxiliar, montar a respetiva tubagem e as abraçadeiras de fixação.
- Alterar as forras de proteção da cabina de condução em função dos novos equipamentos;
- Pintar as forras;
- Montagem da polia no compressor A800;
- Montagem do compressor A800 no local destinado à sua aplicação;
- Montagem das correias trapezoidais do tipo B92;
- Montagem das diversas válvulas, tomadas de prova e Manómetros;
- Ligar as tubagens aos reservatórios;
- Fazer os ensaios de estanquidade e de freio de acordo com o protocolo de ensaios;
- Colocar chapa de alumínio no chão;
- Aplicar revestimento de Lã Rocha revestida a alumínio e chapa perfurada no teto.
- Pintar a tubagem;
- efetuar a manutenção tipo V1;
- Pintura Integral do Locotrator;
- Entrega para o serviço.

Anexo IX

Aprovisionamento de equipamentos de acordo com a lista de materiais

- ❖ Tubos calibrados e sem costura de 10, 25 e 30mm;
- ❖ Tubos de cobre de 10mm;
- ❖ Acessórios de ligação do fornecedor “ADES” para a tubagem;
- ❖ Acessórios de polegada para a tubagem;
- ❖ Válvula de retenção SA 1362-0712 (S);
- ❖ Pressostato 0,2/0,4 bar (L);
- ❖ Válvula de retenção dupla G 1/2 AE 4103;
- ❖ 2 Torneiras de intercomunicação para a CG;
- ❖ 2 Torneiras de intercomunicação para a CP;
- ❖ 2 Bocal acoplamento da CP;
- ❖ 2 Bocal acoplamento da CG;
- ❖ 4 mangueiras de intercomunicação;
- ❖ Torneira de isolamento de 1” da CP
- ❖ 3 tomadas de prova
- ❖ Polia de Ø 355mm. ref. PHP 2SPB355TB e casquilho cónico ref. PHF TB3020X25MM.
- ❖ Base da Válvula de maquinista FHD4-3 (B1);
- ❖ Base da Válvula Relé RH3-EP (B2);
- ❖ Reservatório de ar comprimido de 40 Lt (auxiliar);
- ❖ 2 Reservatório de ar comprimido de 5 Lt (sobrecarga),
- ❖ Manómetro simples com 80mm diâmetro 10 bar (CF);
- ❖ Manómetro duplo, c/ D=80mm 12 bar (CP e CG);
- ❖ Engate compatível com o novo sistema.
- ❖ Torneira de Isolamento ½”, redutor de pressão de 5 bar, válvula de retenção de ½” ref. I12546 Knorr
- ❖ 2 Electroválvulas 21C de 24 V Inversa.
- ❖ Válvula de Isolamento HM

A juntar aos anteriores, devem também ser aprovencionados os seguintes equipamentos, no caso de não serem novos, devem ser sujeitos a intervenção do tipo RGE, (Reparação Geral de Equipamento), de forma a reunir condições seguras para a sua recolocação em serviço, nomeadamente:

- ❖ Distribuidor de freio KE1cSL;
- ❖ Válvula de maquinista FHD4-3 Esquerda e Direita;
- ❖ Válvula relé RH3-EP;
- ❖ Válvula de emergência (válvula de murro);
- ❖ Válvula de descarga do HM com electroválvula 21C de 24V;
- ❖ Compressor A800.
- ❖ Electroválvula 21C de 24V
- ❖ Redutor de pressão de 5 bar
- ❖ Válvula de retenção de ½” ref. I12546 Knorr

Além disso, foi também necessário o fabrico dos seguintes componentes:

- ❖ Suporte para as válvulas relé RH3-EP;
- ❖ Suporte de apoio dos bocais das torneiras de intercomunicação;
- ❖ Abraçadeiras para os tubos de 10, 25 e 30mm e das torneiras de intercomunicação (tubo de 30mm);
- ❖ Base do compressor A800;
- ❖ Suporte para a válvula descarga HM;
- ❖ Casquilhos e manipulo para a válvulas de maquinista FHD4-3 (direita);
- ❖ Suporte base do distribuidor de freio;
- ❖ Abraçadeiras para os dois reservatórios de sobrecarga;
- ❖ Abraçadeiras para o reservatório de auxiliar;
- ❖ Suporte para as tomadas de prova;
- ❖ Suporte para a válvula de comando duplo AE 4103;
- ❖ Base para a válvula de emergência (válvula de murro);
- ❖ Chapas identificação dos manómetros;

Nota: Foram elaborados desenhos para estes fabricos.

Anexo X

Ficha Técnica de Locomotivas Diesel – Locotrator Sentinel

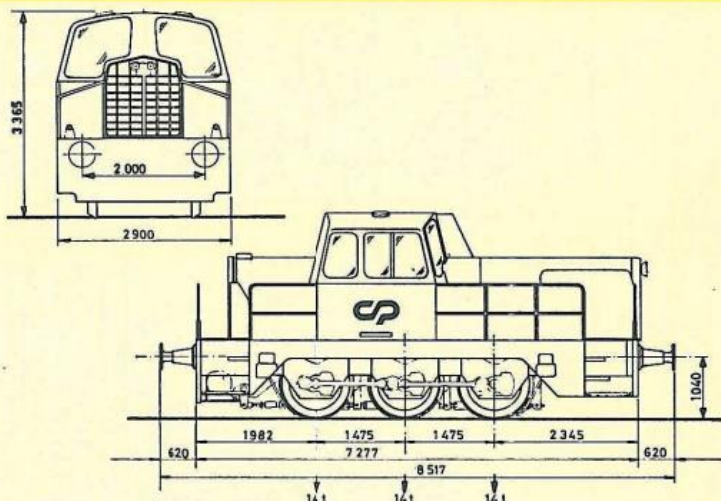
Ficha Técnica de Locomotivas Diesel

Número de Série: 1151/1186
Número de unidades: 36
Ano de entrada ao Serviço: 1966/67

Tipo da Transmissão: Hidráulica
Natureza do Serviço: Manobras
Bitola da Via: 1668

Ficha n.º 5
Edição 1987

CP Caminhos de Ferro
Portugueses
RELAÇÕES PÚBLICAS



Construtores

PARTES MECÂNICAS SOREFAME
MOTOR DIESEL ROLLS ROYCE
TRANSMISSÃO ROLLS ROYCE - ALFRED WISEMAN
FREIO LAYCOCK ENGINEERING

Licença SENTINEL

Características gerais

TIPO DA LOCOMOTIVA (Construtor) 421 - SR
POTÊNCIA NOMINAL DA LOCO. (Rodas) 250 CV (184 kw)
DISPOSIÇÃO DOS RODADOS C
DIÂMETRO DAS RODAS (Novas) 1090 mm
NÚMERO DE CABINAS DE CONDUÇÃO 1 - Comando Esq. Dir.
FREIO PNEUMÁTICO Ar-vácuo para a comp.
FREIO DINÂMICO Não tem
AREIROS (Número) 4
SISTEMA DE HOMEM-MORTO ROLLS ROYCE
COMANDO EM UNIDADES MÚLTIPLAS Não tem
LUBRIFICADORES DE VERDUGOS Não tem
REGISTADOR DE VELOCIDADE SENTINE. - Só indicador

Características de funcionamento

Tracção P. V. - G. V.
VELOCIDADE MÁXIMA 35 58 km/h
ESFORÇO DE TRACÇÃO NO AFRANQUE 1 400 6600 kg
ESFORÇO DE TRACÇÃO NO REG. CONT. -
VELOCIDADE CORRESPONDENTE AO REGIME CONTÍNUO Não tem
ESFORÇO DE TRACÇÃO A VELOC. MÁX. 1800 1000 kg

Freio dinâmico

ESFORÇO MÁXIMO DAS RODAS Não tem
VELOCIDADE CORRESPONDENTE Não tem

Pesos (t)	Em vaso	Aprovisionamentos
MOTOR DIESEL	1,540	COMBUSTÍVEL 1,180
CONV. HIDRÁULICO	0,609	OLEO DO DIESEL 0,045
PONTE INVERSORA	1,334	ÁGUA DE REFRIG. 0,085
		AREIA 0,270
		PESSOAL E FERRAM. 0,200
		Total 1,780

PESO EM TARA 40,20
PESO EM ORDEM DE MARCHA 42,00
PESO ADERENTE 42,00

Motor Diesel de Tracção

QUANTIDADE 1
CONSTRUTOR ROLLS ROYCE
TIPO C8 TFL MK IV
NÚMERO DE TEMPOS 4
DISPOSIÇÃO E NÚMERO DE CILINDROS 8 Lv
DIÂMETRO E CURSO 130,175x152,400 mm
CILINDRADA TOTAL 16,21
SOBREALIMENTAÇÃO Sim
POTÊNCIA NOMINAL (U. I. C.) 623) 348 CV
VELOCIDADE NOMINAL 1800 rpm
POTÊNCIA DE UTILIZAÇÃO 348 CV

Transmissão de movimento

CONSTRUTOR ROLLS ROYCE
TIPO 1 - Conversor hidráulico CF 11 500
1 - Ponte inversora A. WISEMAN
15 - DLGB/H
CARACTERÍSTICAS Rodados conjugados por bielhas
ESSENCIAIS Relação final da transmissão:
P. V. 10,33 - G. V. 6,33

Equipamento de aquecimento eléctrico

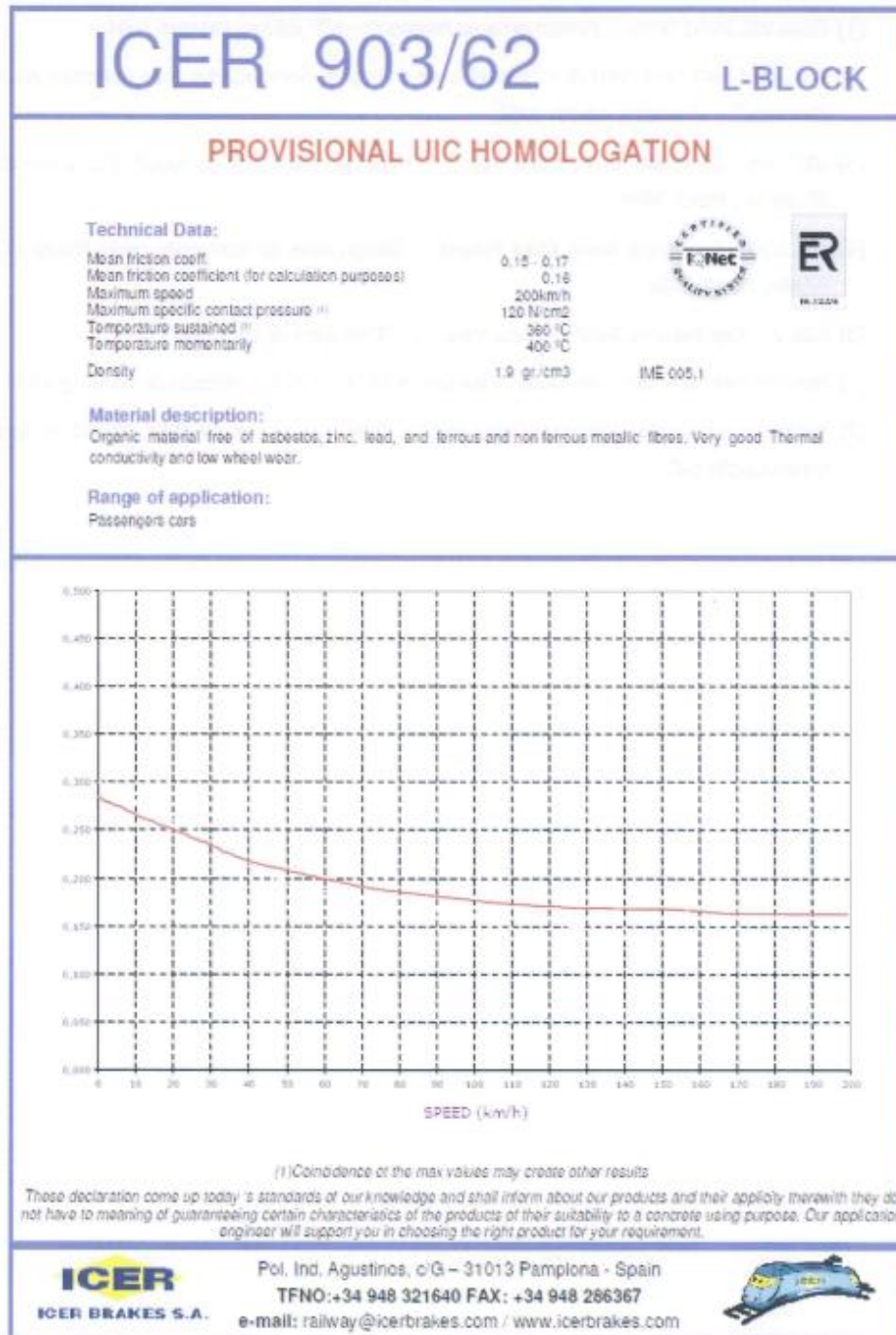
CONSTRUTOR Não tem
CARACTERÍSTICAS ESSENCIAIS Não tem

Anexo XI

Coeficiente de atrito dinâmico dos cepos de freio sintético do Locomotiva Sentinel

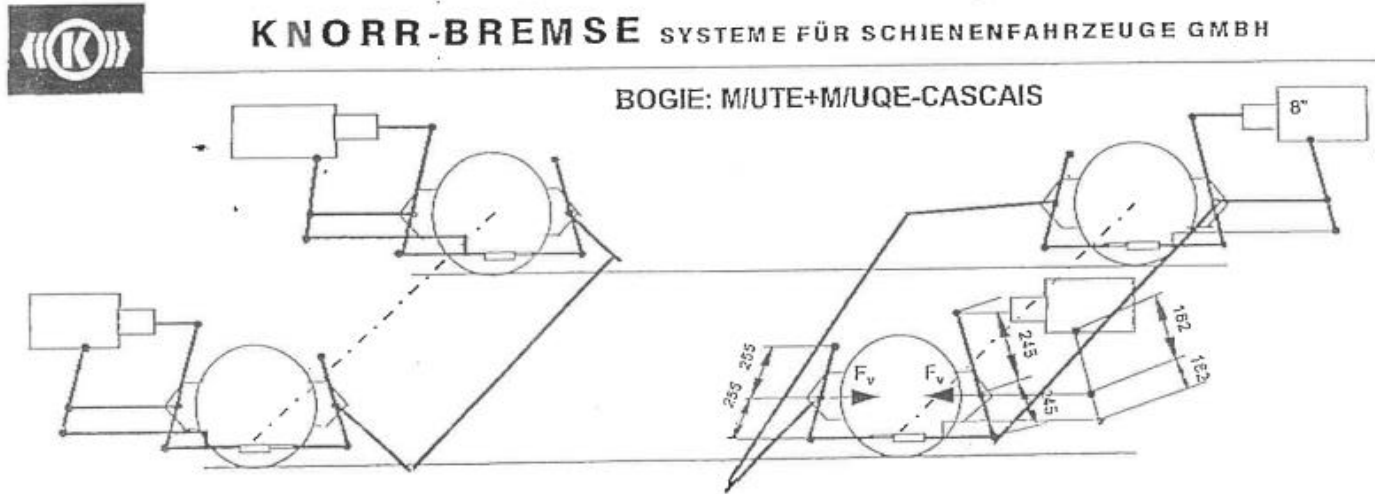
Excerto do processo de Homologação dos cepos de freio sintético tipo 18U

ICER903/62



Anexo XII

Excerto do Cálculo de freio Bogie: M/UTE+M/UQE-Cascais



• **Dados Técnicos:**

- Superfície de embôlo do cilindro de freio:
- Força contrária do cilindro:
- Força contrária do regulador de folga:
- Rendimento da timoneria:
- Massas giratórias: 2000kg por bogie
- Multiplicação da timoneria: por cilindro:

$$A_C = 323,7 \text{ cm}^2$$

$$F_{RC} = 750 \text{ N}$$

$$F_{FR} = 2000 \text{ N}$$

$$\eta_T = 0,85$$

$$i_T = \frac{490}{245} + \frac{245}{245} \cdot \frac{510}{255} = 4,0$$

- Coeficiente de atrito médio dos cepos:
- Pressão no cilindro de freio:
- Esforço de frenagem por roda

$$\mu = 0,17$$

$$p \text{ [bar]}$$

$$F_V = \left(A_C \cdot 10 \cdot p - F_{RC} - F_{FR} \cdot \frac{245}{245} \right) \cdot \frac{245}{245} \cdot i_T \cdot \eta_T \cdot \mu \text{ [N]}$$

$$F_V = (m + m_R \times 2) \times a_{max} : 8 \text{ (N)}$$

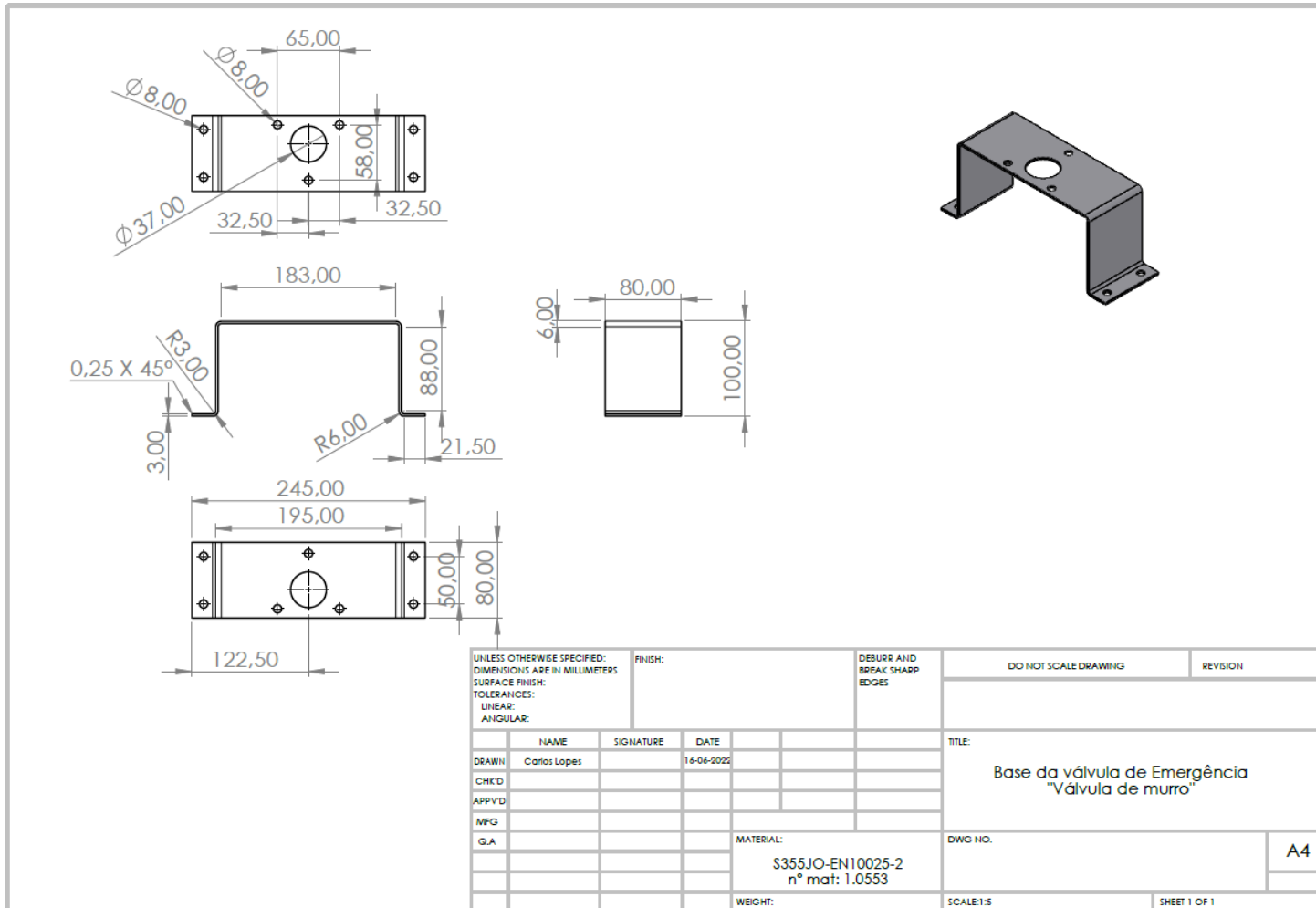
Pressão no cilindro de freio

$$p = \frac{F_V + 1589,5}{1871} \text{ [bar]}$$

25.03.1997

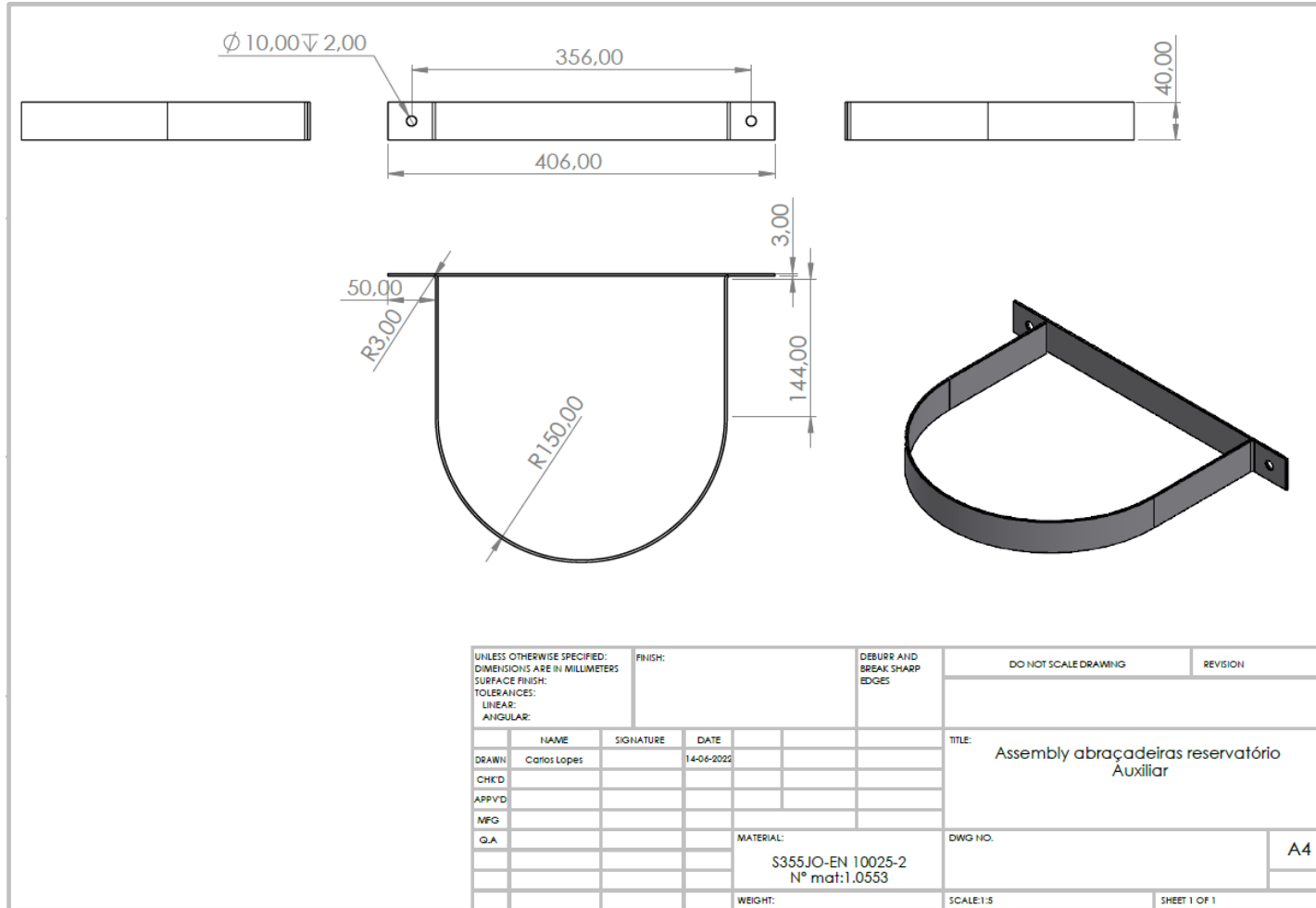
Anexo XIII

Desenho da base da válvula de Emergência “válvula de murro”



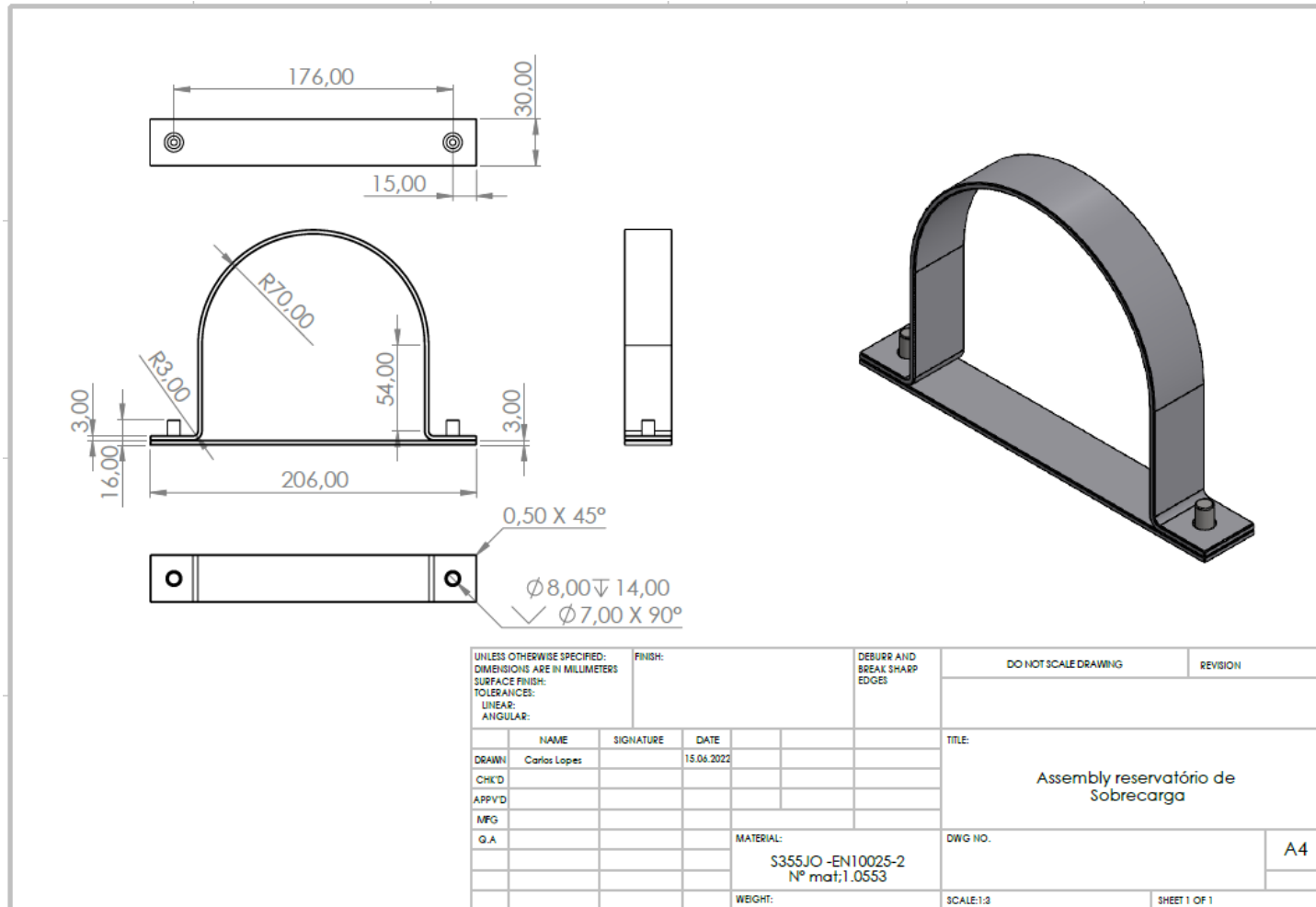
Anexo XIV

Desenho de conjunto da abraçadeira do reservatório auxiliar



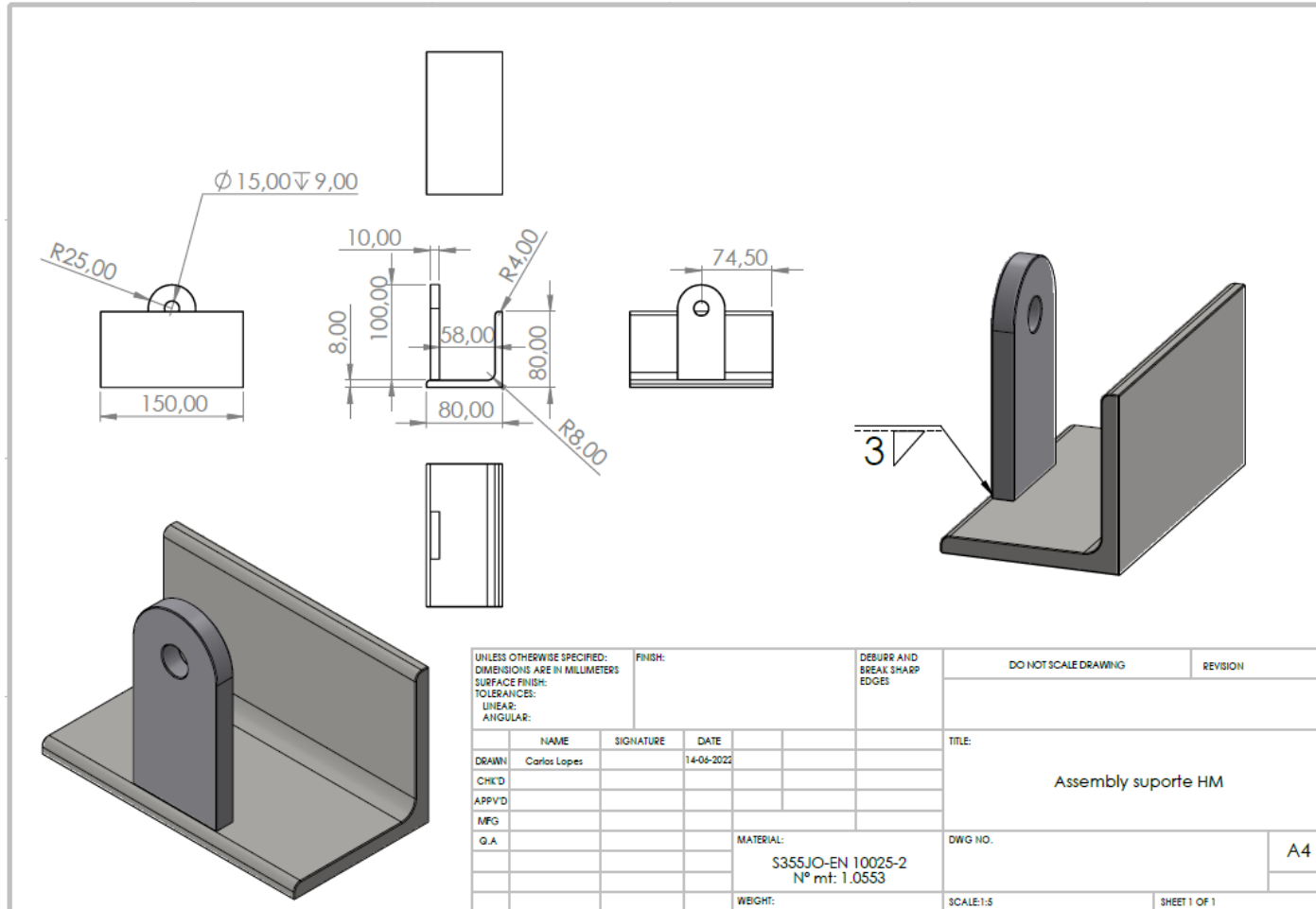
Anexo XV

Desenho de conjunto da abraçadeira do reservatório de sobrecarga



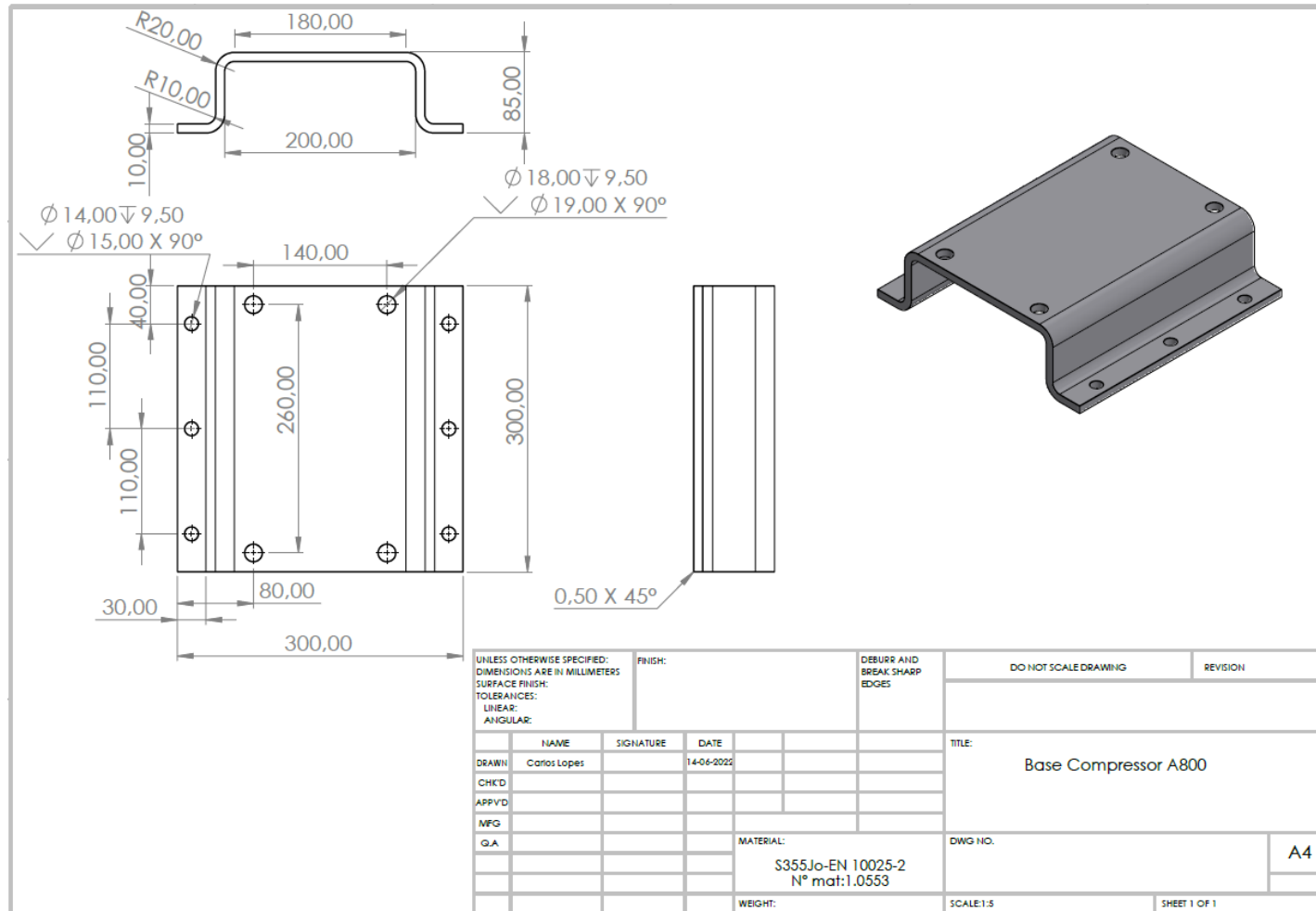
Anexo XVI

Desenho de conjunto de conjunto do suporte do HM



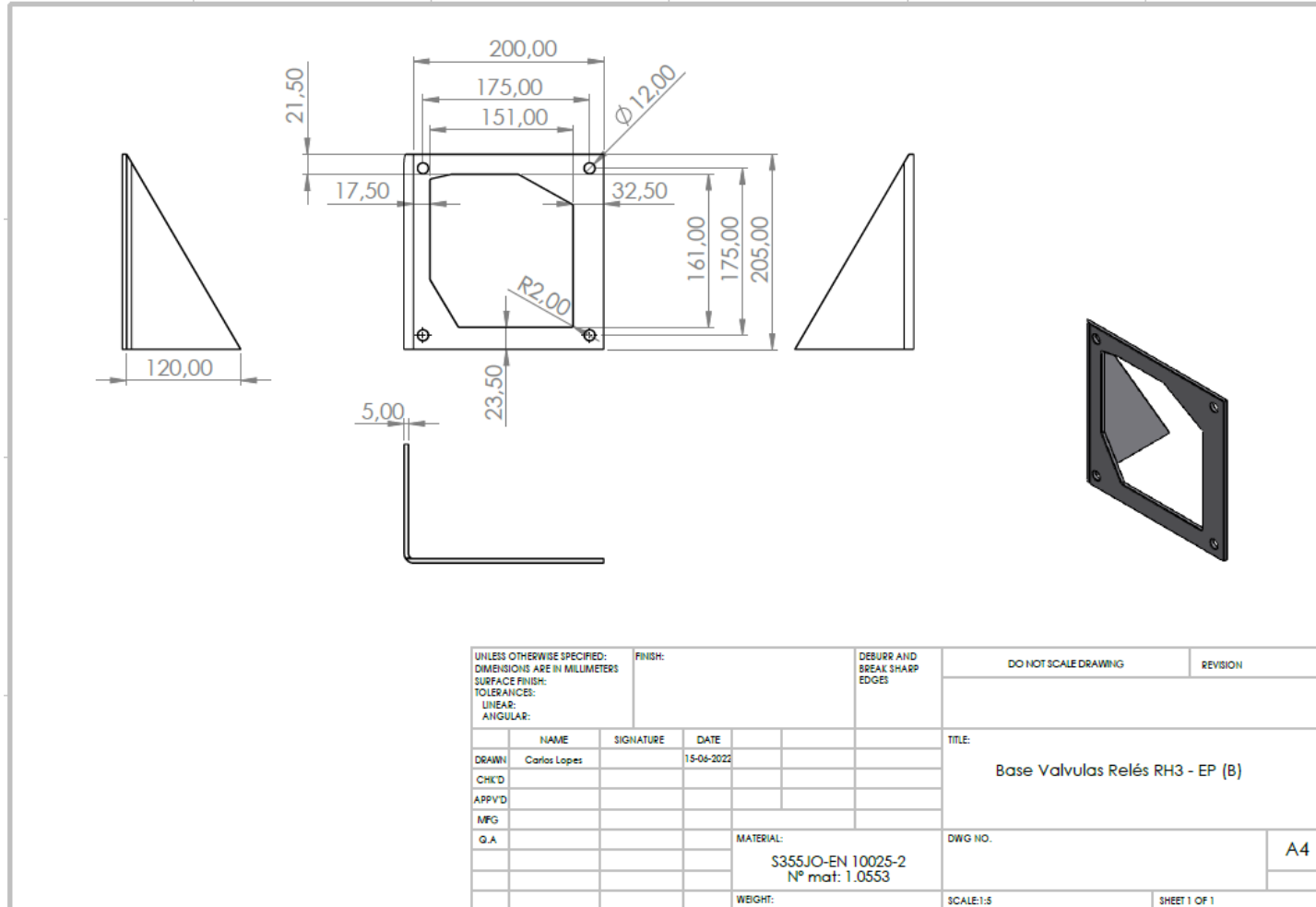
Anexo XVII

Desenho da base do compressor A800



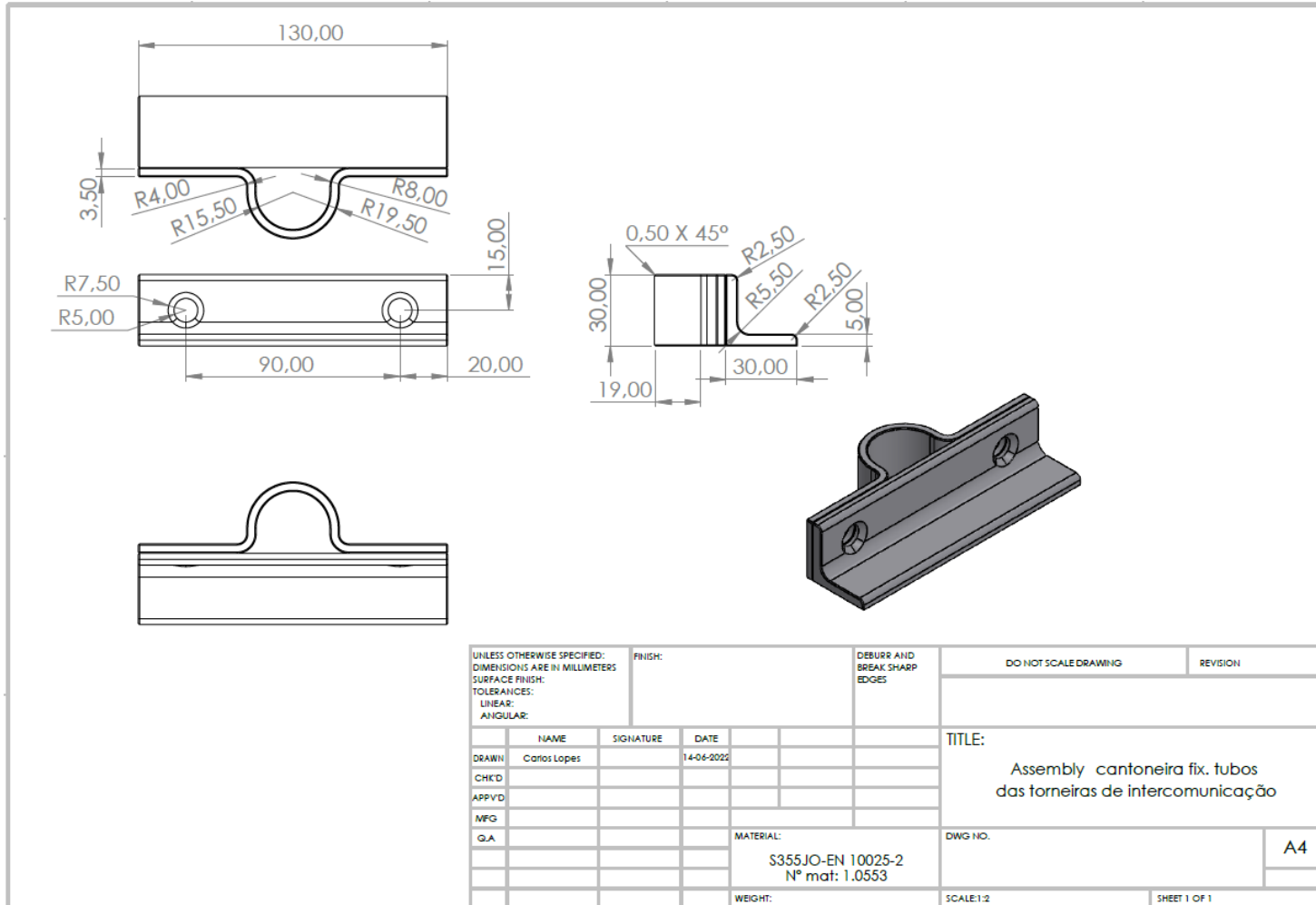
Anexo XIX

Desenho da base da válvula relé RH3-EP direita



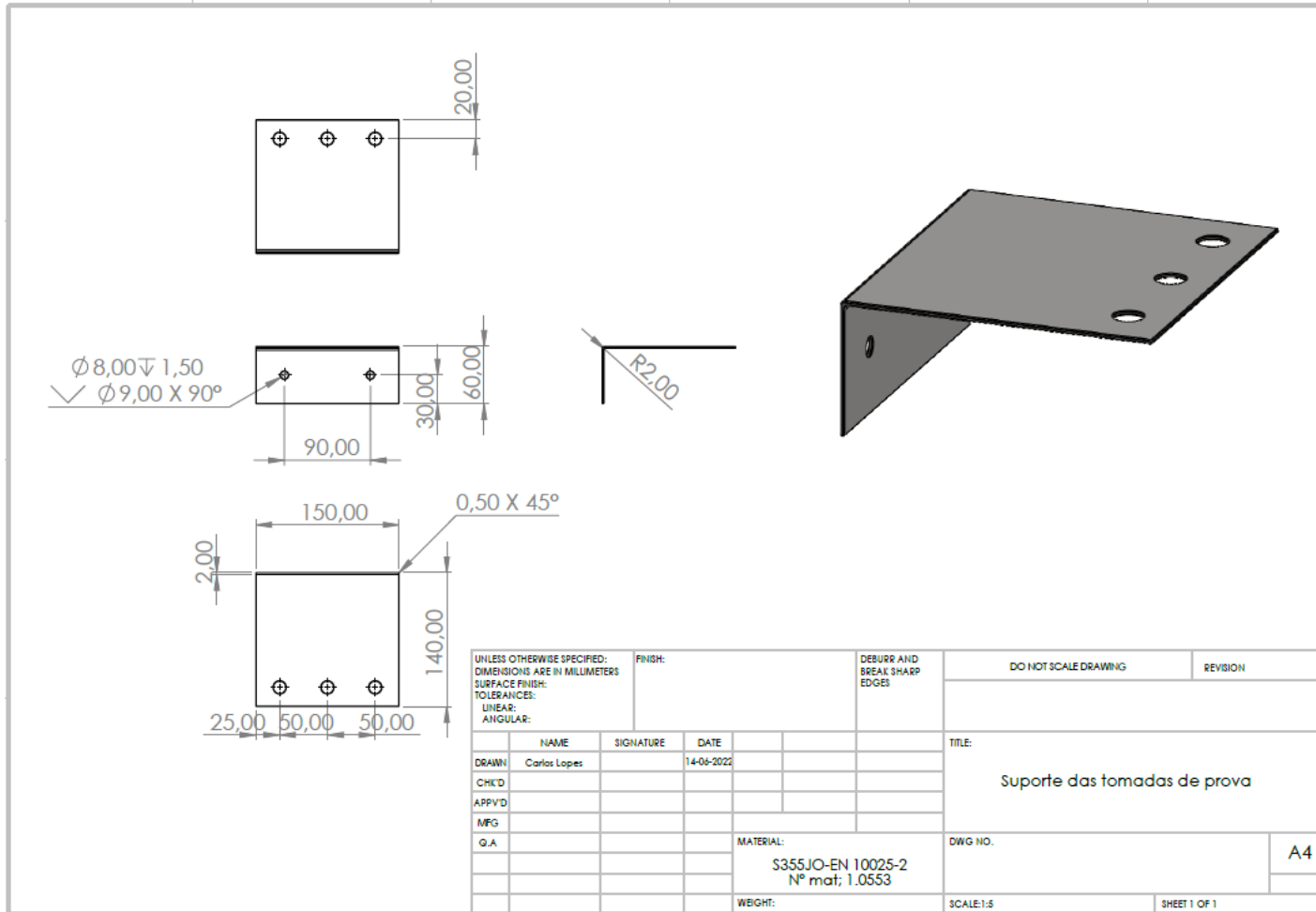
Anexo XX

Desenho conjunto da cantoneira fixação da tubagem das torneiras de intercomunicação



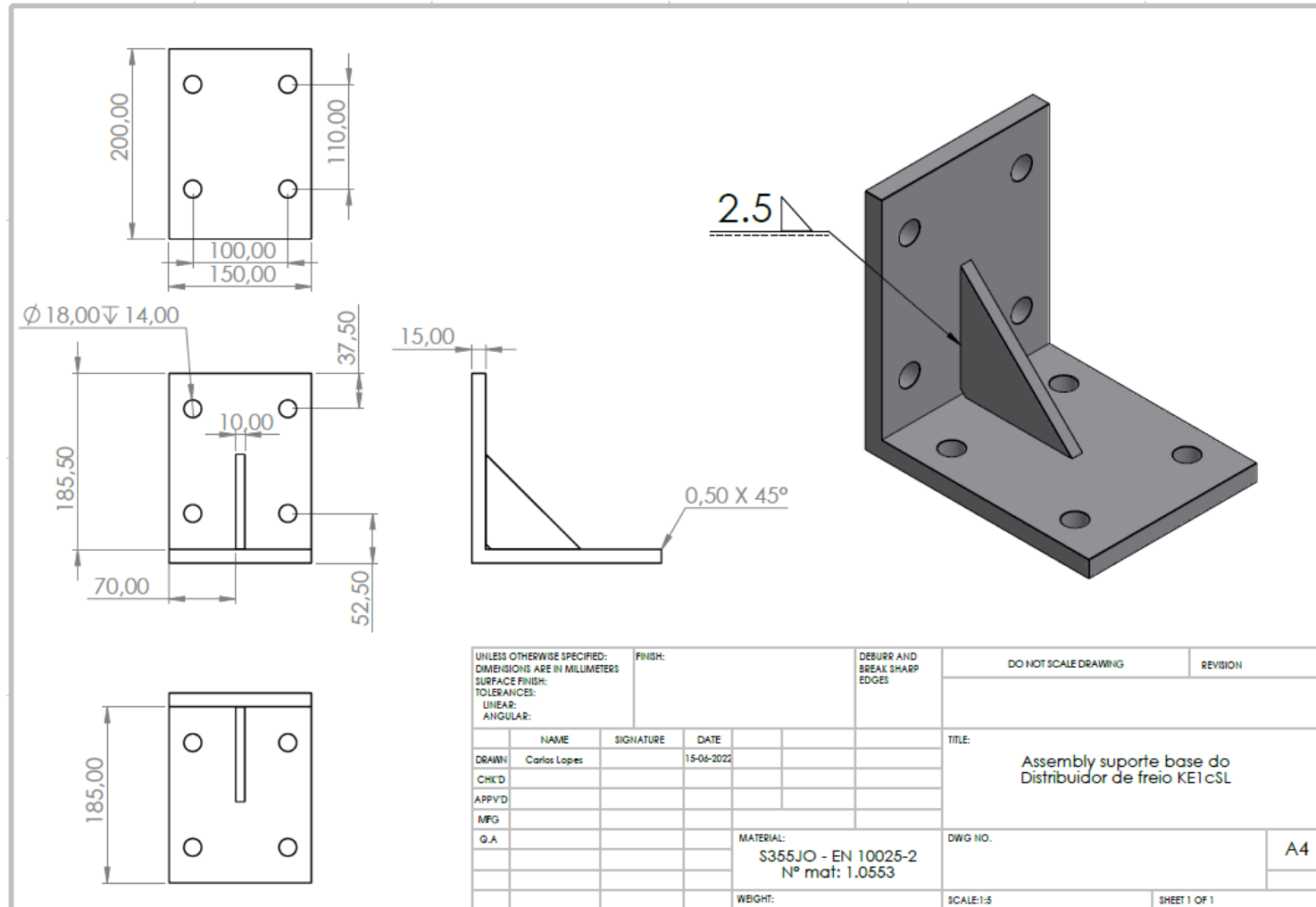
Anexo XXI

Desenho do suporte das tomadas de prova



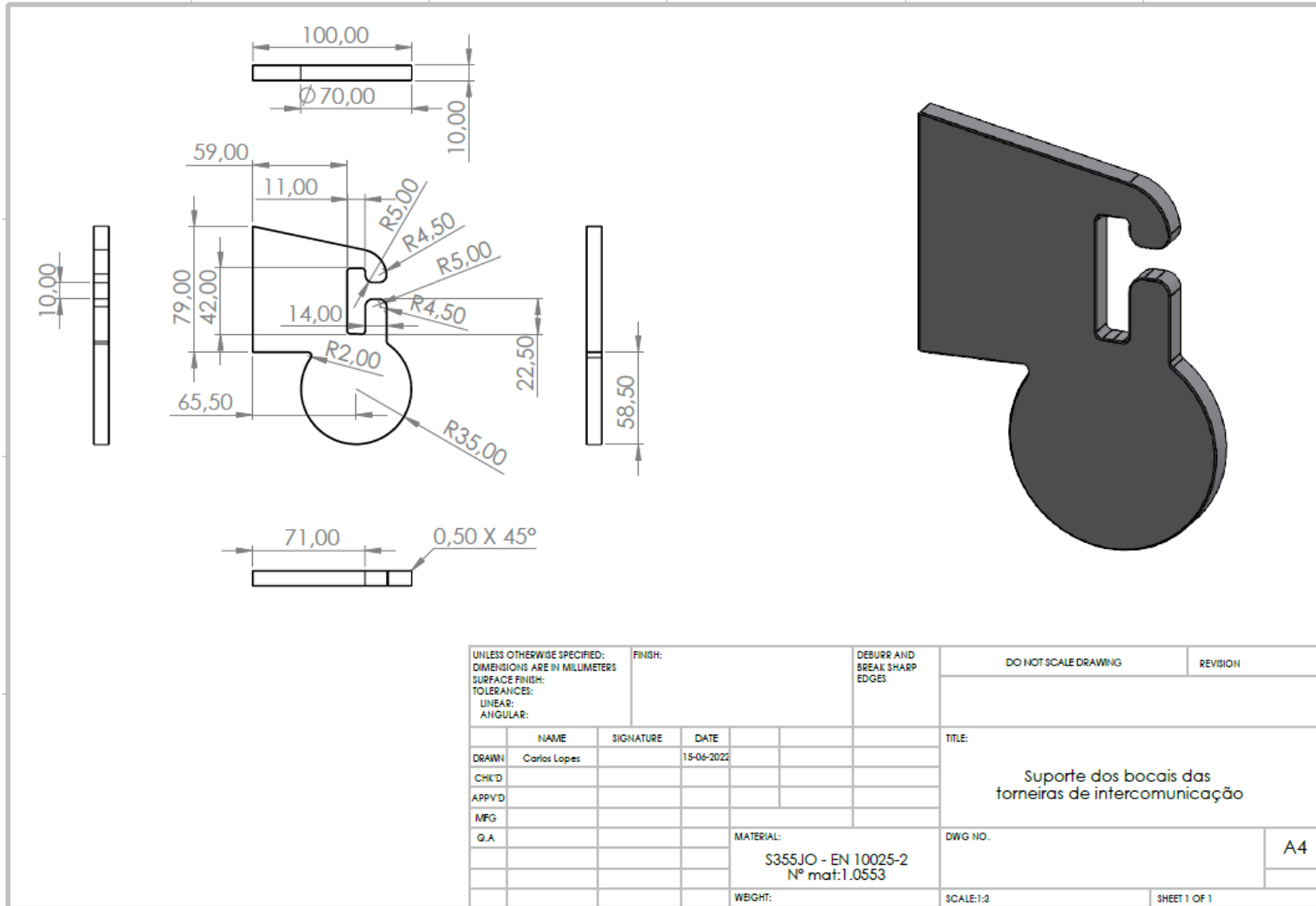
Anexo XXII

Desenho do suporte da base do distribuidor de freio KE1cSL



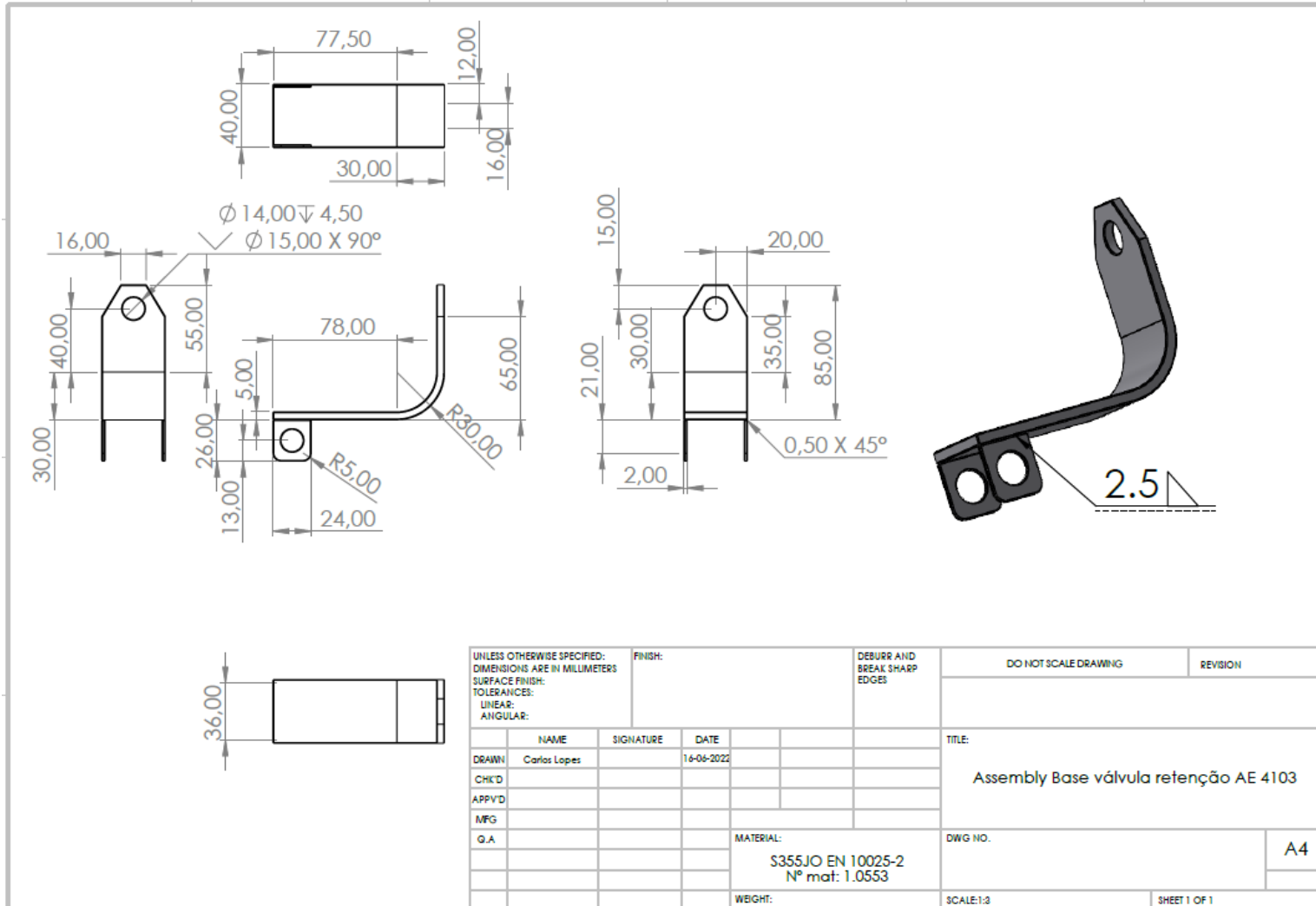
Anexo XXIII

Desenho do suporte de apoio dos bocais das torneiras de intercomunicação



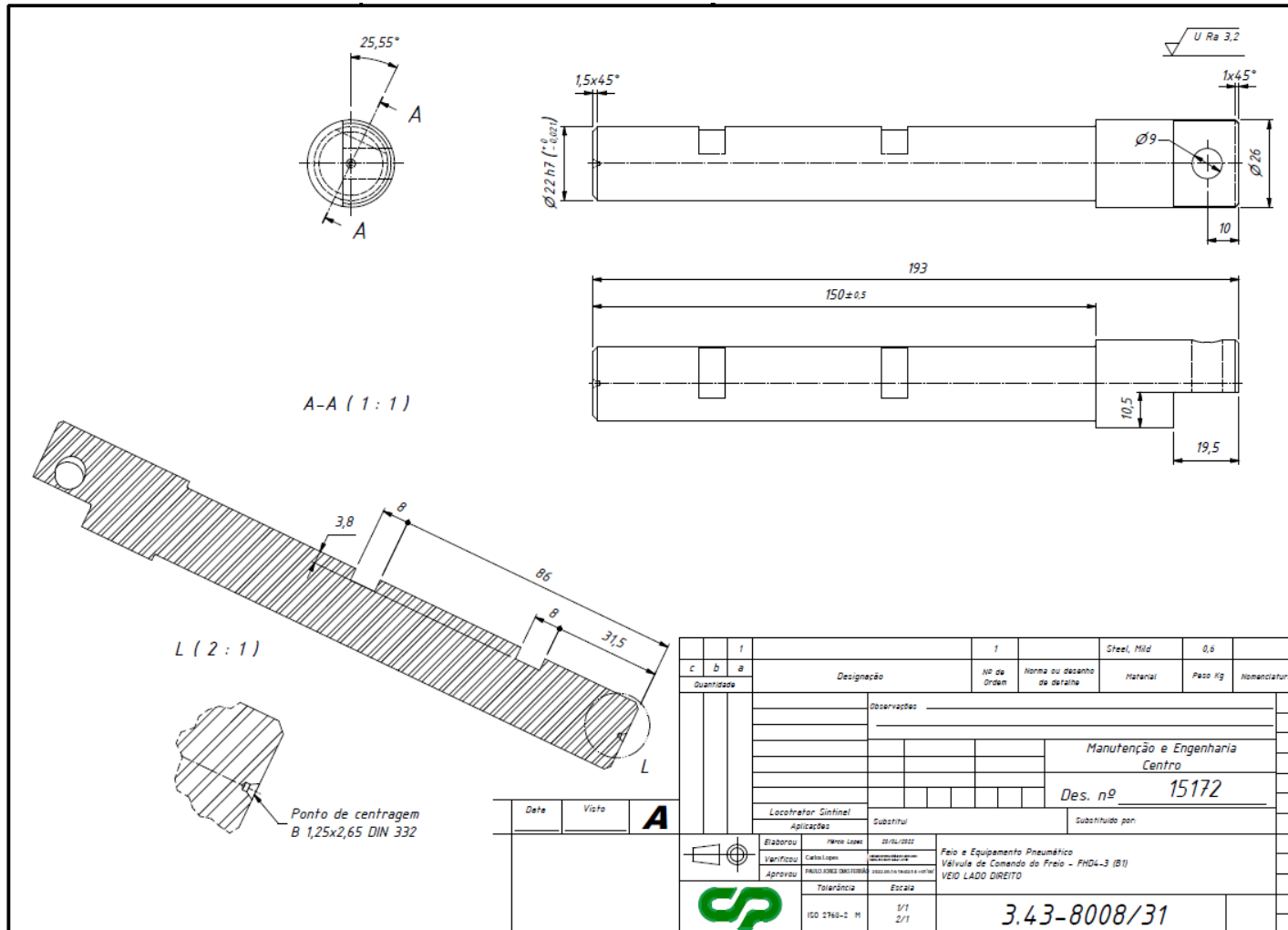
Anexo XXIV

Desenho do suporte da válvula de retenção dupla AE 4103



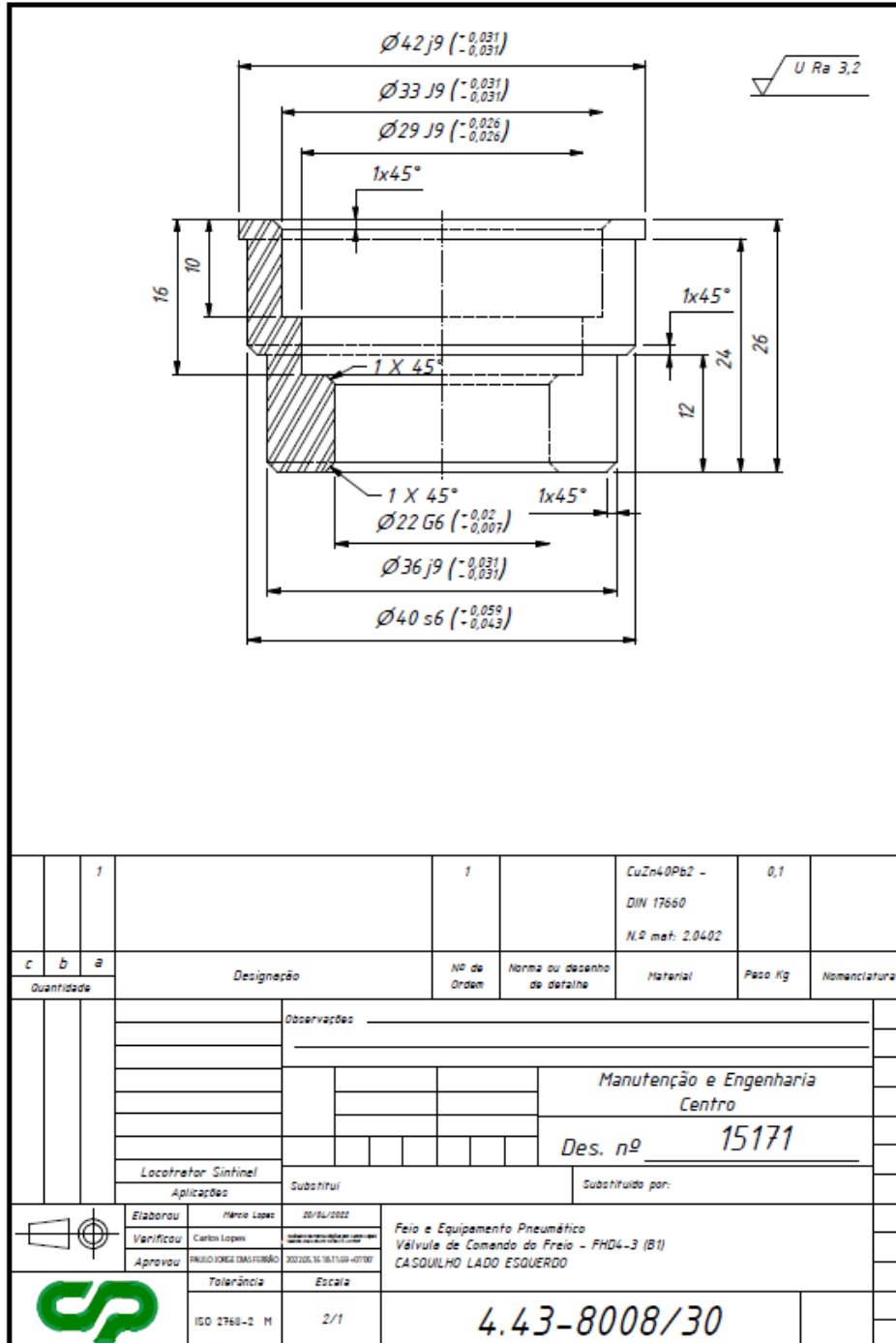
Anexo XXV

Desenho do veio da válvula de maquinista FHD4-3 direita. Desenho já aprovado.



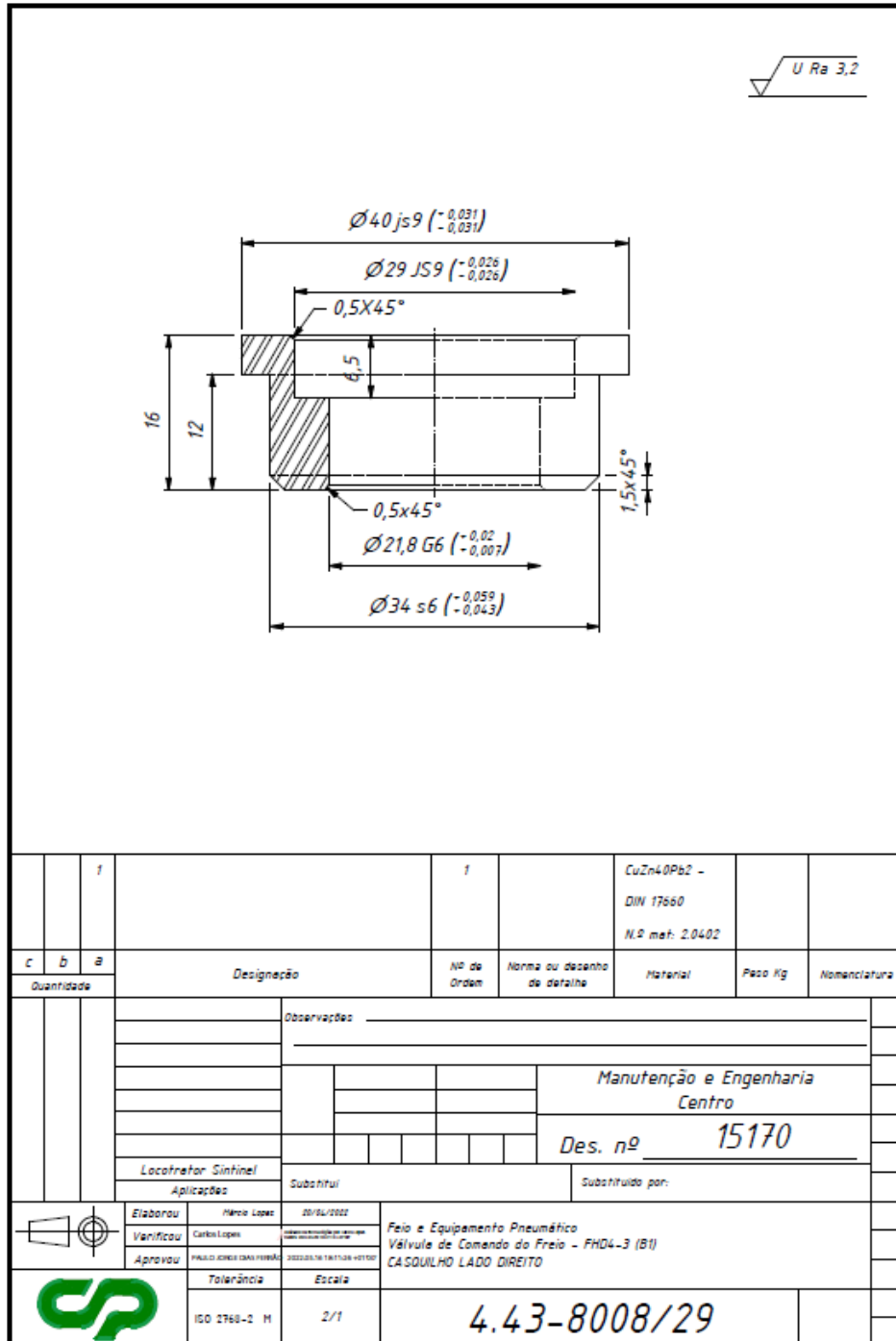
Anexo XXVII

Desenho do casquilho da válvula de maquinista FHD4-3 esquerda. Desenho já aprovado.



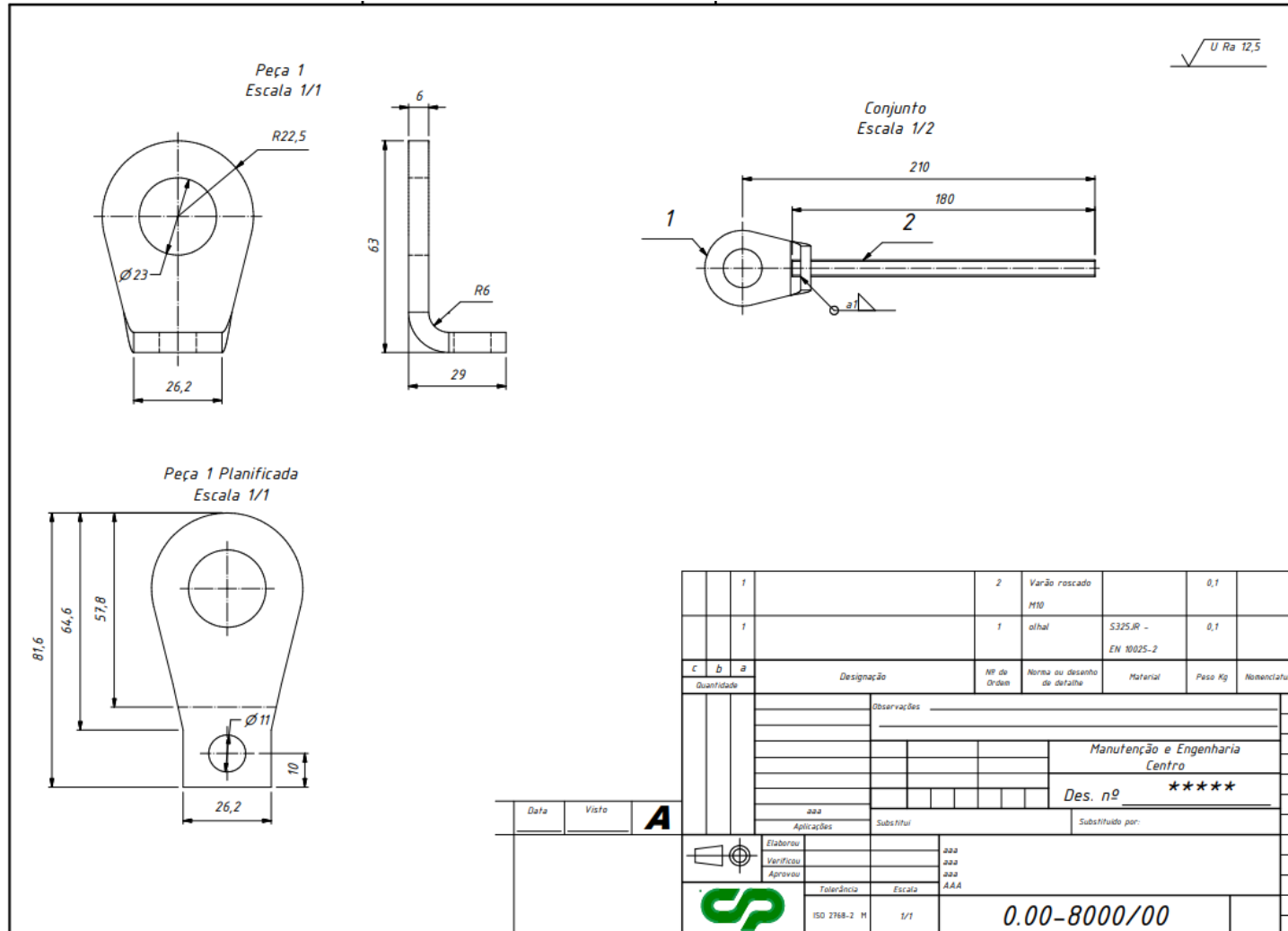
Anexo XXVIII

Desenho do casquilho da válvula de maquinista FHD4-3 direito. Desenho já aprovado.

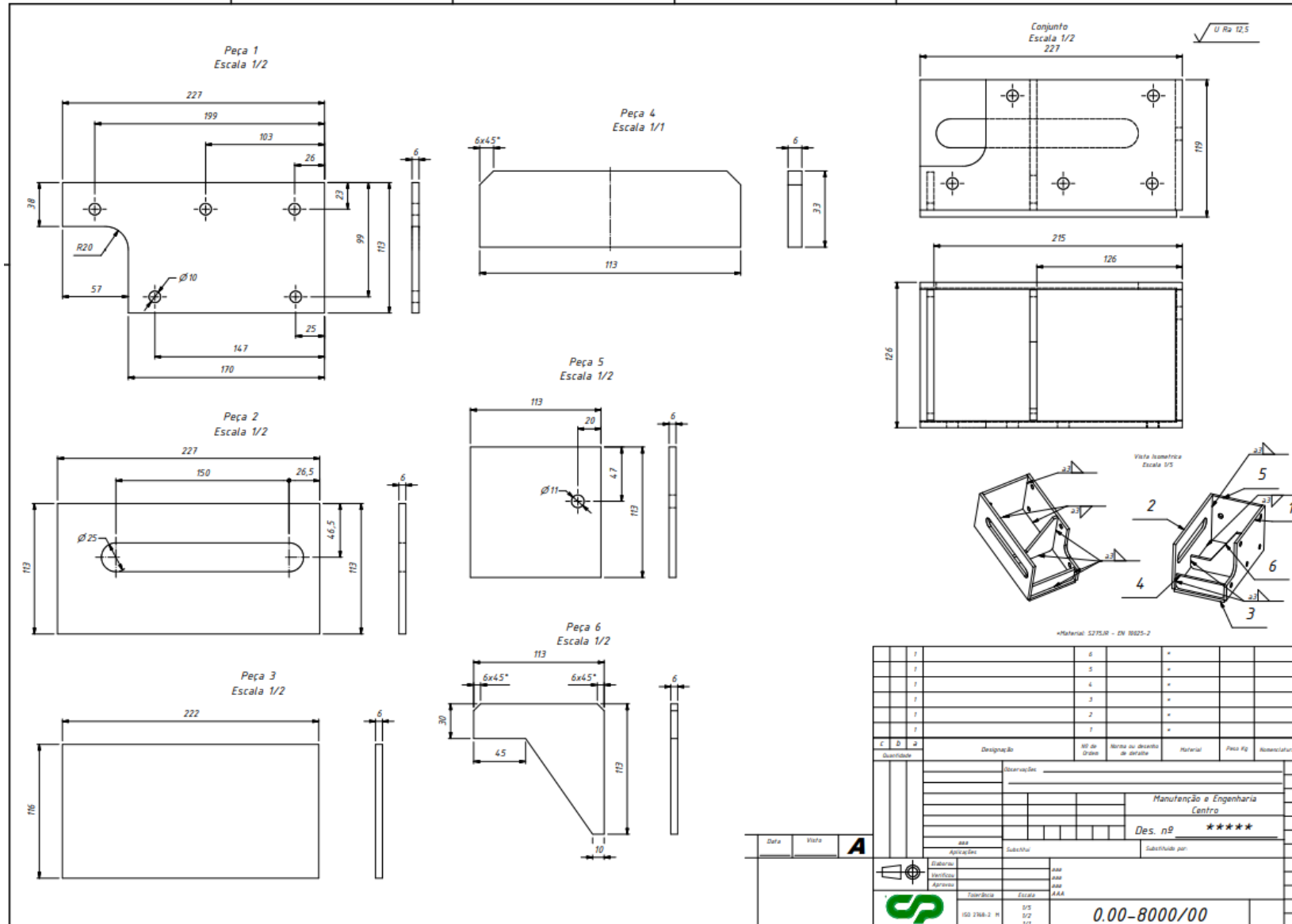


Anexo XXIX

Desenho do esticador da correia trapezoidal do compressor A800 – Olhal e tirante de afinação. Aguarda aprovação.

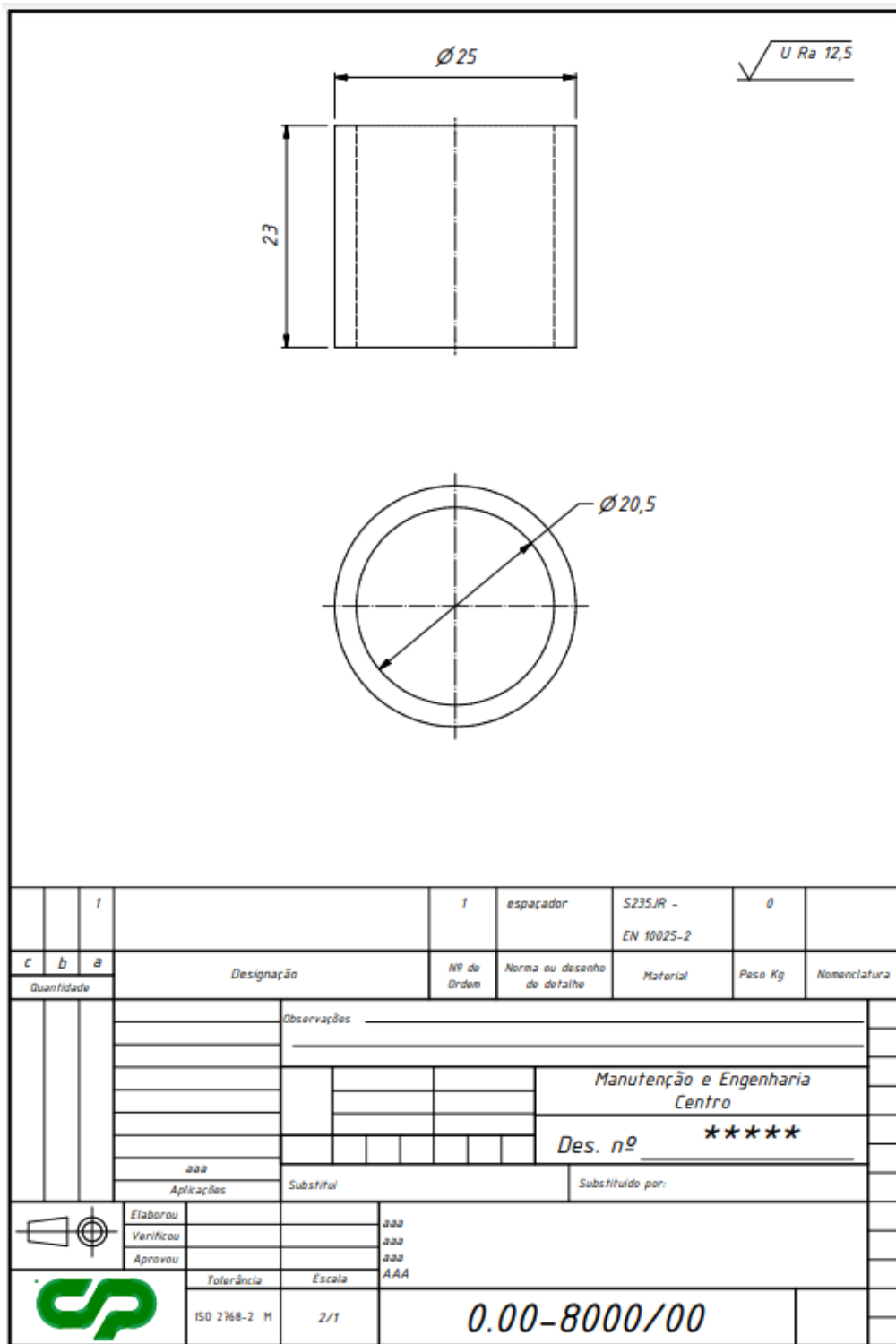


Desenho do esticador da correia trapezoidal do compressor A800 – Base de suporte. Aguarda aprovação.



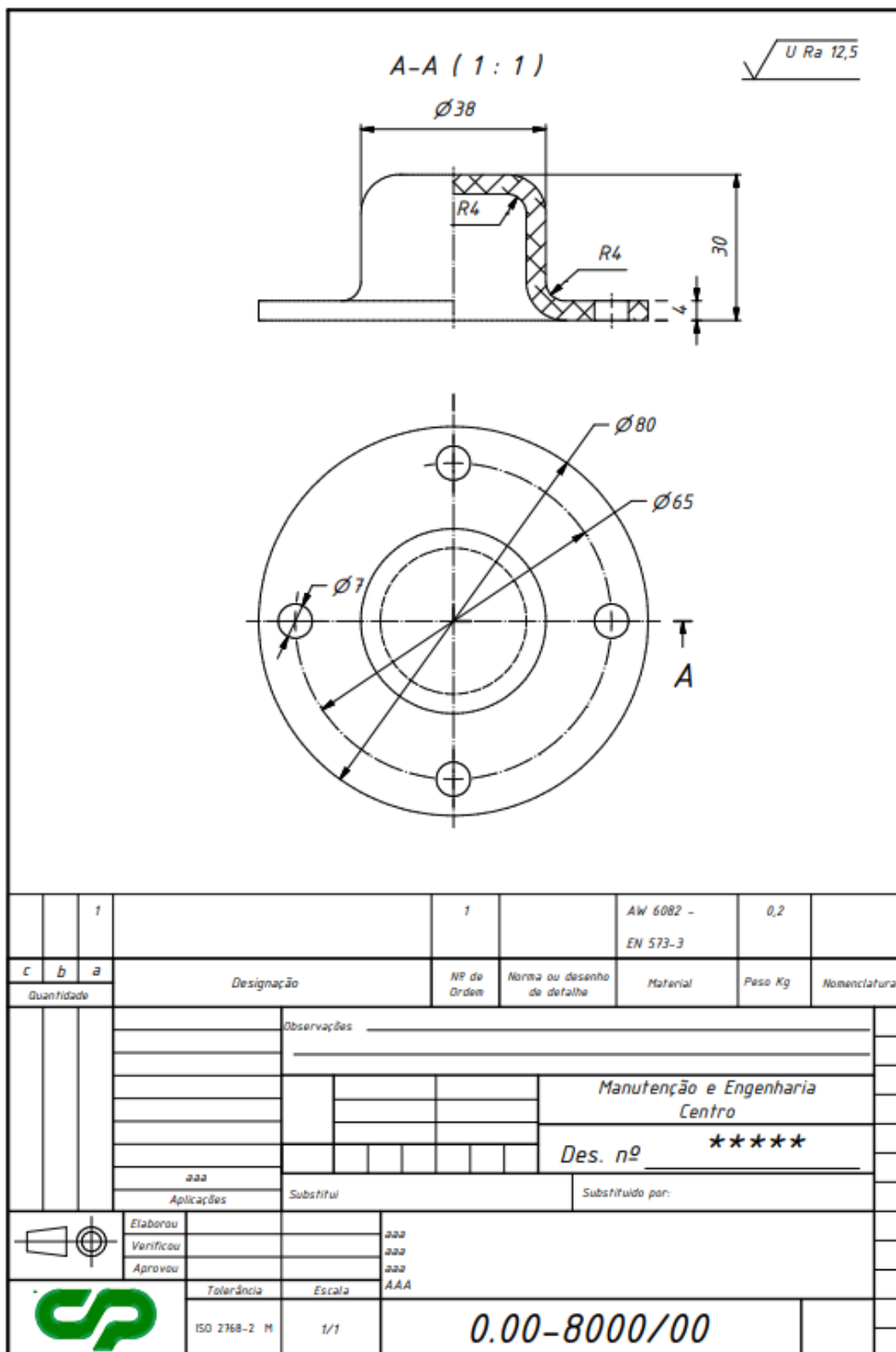
Desenho do esticador da correia trapezoidal do compressor A800 – Casquilho espaçador.

Aguarda aprovação.



Desenho do esticador da correia trapezoidal do compressor A800 – Tampa de proteção.

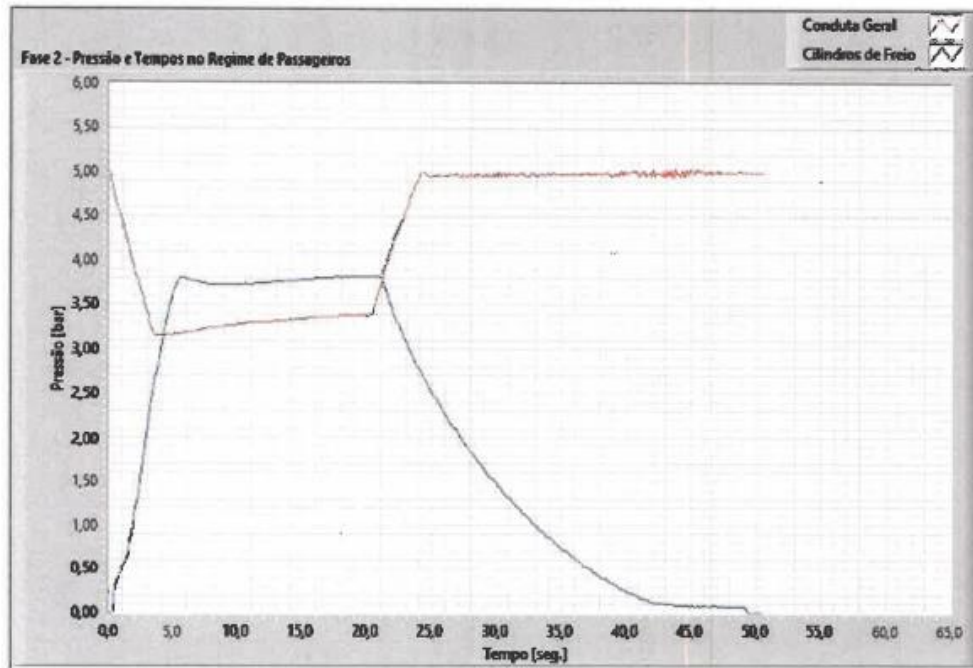
Aguarda aprovação.



Anexo XXX

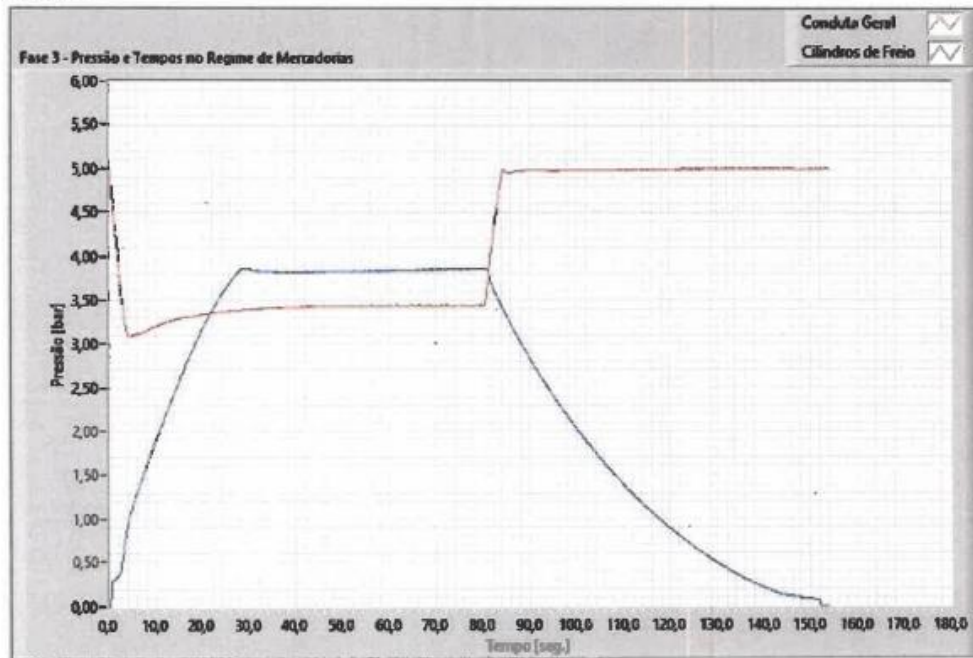
Excerto do ensaio de freio em banco de ensaio ao DTB122888 (tempos de aperto e desaperto do freio)

Gráfico 2



Tempo de Aperto: 4,6 seg. Tempo de Desaperto: 17,2 seg.

Gráfico 3



Tempo de Aperto: 24,3 seg. Tempo de Desaperto: 51,5 seg.

