

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA

THIAGO GOMES VIANA

Estudo do desgaste por deslizamento em aços de trilhos e roda: efeito da razão entre durezas do par, da força normal e da lubrificação em ensaios pino contra disco

São Paulo
2023

THIAGO GOMES VIANA

Versão Corrigida

Estudo do desgaste por deslizamento em aços de trilhos e roda: efeito da razão entre durezas do par, da força normal e da lubrificação em ensaios pino contra disco

Tese apresentada à Escola
Politécnica da Universidade
de São Paulo para obtenção
do título de Doutor em
Ciências

São Paulo
2023

Nome: VIANA, Thiago Gomes

Título: Estudo do desgaste por deslizamento em aços de trilhos e roda: efeito da razão entre durezas do par, da força normal e da lubrificação em ensaios pino contra disco

Tese apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM) da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Ciências, na área de concentração de Projeto e Fabricação.

Aprovado em:

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. _____

Instituição: _____

Julgamento: _____

Prof. Dr. _____

Instituição: _____

Julgamento: _____

Prof. Dr. _____

Instituição: _____

Julgamento: _____

Prof. Dr. _____

Instituição: _____

Julgamento: _____

Prof. Dr. _____

Instituição: _____

Julgamento: _____

THIAGO GOMES VIANA

Versão Corrigida

Estudo do desgaste por deslizamento em aços de trilhos e roda: efeito da razão entre durezas do par, da força normal e da lubrificação em ensaios pino contra disco

Tese apresentada à Escola
Politécnica da Universidade
de São Paulo para obtenção
do título de Doutor em
Ciências

Área de concentração:
Projeto e Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Amilton Sinatora

São Paulo
2023

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, _____ de _____ de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Viana, Thiago

Estudo do desgaste por deslizamento em aços de trilhos e roda: efeito da razão entre durezas do par, da força normal e da lubrificação em ensaios pino contra disco / T. Viana -- versão corr. -- São Paulo, 2023.

164 p.

Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Sistema roda-trilho 2.Desgaste por deslizamento 3.Lubrificação
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de
Engenharia Mecânica II.t.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha esposa Cris.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Amilton Sinatora pela orientação na realização desse trabalho.

Ao Dr. Gustavo Tressia, pela parceria.

Aos professores e técnicos do Laboratório de Fenômenos de Superfície da EPUSP (Escola Politécnica da Universidade de São Paulo) e aos técnicos do LAMAT do SENAI (Laboratório de Materiais do Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial/Itaúna-MG) pela contribuição nos ensaios laboratoriais.

À empresa VLI (Valor da Logística Integrada), pela disponibilização de materiais para os ensaios (trilhos, roda e lubrificante), liberação do funcionário/aluno para os estudos e apoio logístico nas viagens entre Belo Horizonte e São Paulo.

RESUMO

Os engenheiros e pesquisadores ferroviários trabalham para definir métodos e processos que indiquem qual a melhor forma de se estender a vida útil de trilhos e rodas, reduzir o consumo de diesel das locomotivas e aumentar a segurança operacional. Para isso, alguns procedimentos são empregados, tais como, compatibilidade entre dureza trilho/roda, gerenciamento total do atrito (lubrificação), dentre outros. Este estudo tem como objetivo verificar o efeito da razão de dureza do par tribológico roda-trilho, da força normal e da lubrificação no desgaste por deslizamento. Para isso, foi usado o sistema modelo de ensaio pino contra disco para simular o desgaste do flange da roda versus o canto de bitola e da lateral do boleto do trilho. Os pinos foram extraídos de roda fundida aço classe C e os discos foram extraídos de trilhos com aços das classes intermediária e premium, todos hipereutetóides e com dureza superficial respectivamente de 321, 347 e 392 HB. Os trilhos são perlíticos e a roda bainítica em sua superfície. Nos ensaios a seco e lubrificados se comparou a resistência ao desgaste por deslizamento em função de três forças normais (40, 80 e 120 N). Os resultados obtidos mostraram que as razões entre durezas trilho/roda de 1,1 e 1,2 estudadas apresentaram taxa de desgaste globais iguais para ambos os sistemas durante os ensaios de desgaste por deslizamento na condição a seco. Para o desgaste dos corpos de forma isolada, o pino de roda classe C fundida (microestrutura bainítica) desgastou-se mais do que os discos de trilhos premium e intermediário (microestrutura perlítica). Com a presença de lubrificante na interface ente pino e disco durante todo o ensaio de desgaste, obteve-se taxas de desgastes iguais tanto para as duas razões entre durezas quanto para as três forças normais estudadas, mostrando que a adição de lubrificante eliminou o efeito destas duas variáveis. Como contribuições tecnológicas recomendadas às operações e manutenções ferroviárias, destacam-se: utilizar trilhos premium ao invés do intermediário; adotar o mapeamento integral de dureza do boleto do trilho e realizar otimização da lubrificação de trilhos, pois haverá redução significativa do coeficiente de atrito e, conseqüentemente, nas reduções de consumo diesel pelas locomotivas.

Palavras-chave: Sistema roda-trilho. Desgaste por deslizamento. Ensaio pino contra disco. Razão entre durezas. Força normal. Lubrificação.

ABSTRACT

Railroad engineers and researchers work to define methods and processes that indicate the best way to extend the useful life of rails and wheels, reduce locomotive diesel consumption and increase operational safety. For this, some procedures are used, such as hardness compatibility between rail/wheel, total friction management (lubrication), among others. This study aims to verify the effect of the hardness ratio of the tribological wheel-rail pair, normal load and lubrication on sliding wear. For this, the pin versus disc test model system was used to simulate the wear of the wheel flange versus the gauge corner and the lateral of railhead. The pins were extracted from a wheel class C steel cast and the discs were extracted from rails with intermediate and premium class steels, all hypereutectoids and with surface hardness of 321, 347 and 392 HB respectively. The rails are pearlitic and the wheel is bainitic on its surface. In dry and lubricated tests, resistance to sliding wear was compared as a function of three normal loads (40, 80 and 120 N). The results obtained showed that the studied rail/wheel hardness ratios of 1.1 and 1.2 presented equal overall wear rates for both systems during sliding wear tests in dry conditions. For body wear alone, the wheel class C steel cast (bainitic microstructure) worn more than the premium and intermediate rail discs (pearlitic microstructure). With the presence of lubricant at the interface between pin and disc throughout the wear test, equal wear rates were obtained for both the two hardness ratios and the three normal loads studied, showing that the addition of lubricant eliminated the effect of these two variables. As a recommended technological practices to railroad operations and maintenance include: use of premium rails instead of intermediate; adopt railhead hardness full mapping of and optimize rail lubrication, as there will be a significant reduction in the coefficient of friction and, consequently, reductions in diesel consumption by locomotives.

Keywords: Wheel-rail system. Sliding wear. Pin on disc test. Hardness ratio. Normal load. Lubrification.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - (a) Vista de topo da via permanente da FCA com curvas de raio fechado (100 m) situadas na “Serra do Tigre” em Minas Gerais e (b) o trilho alto dessa classe de curva (foco deste trabalho). Fonte: do autor (2017).	28
Figura 2 - (a) Desgaste do canto de bitola e da lateral do boleto do trilho alto de curva e (b) desgaste do flange da roda. Fonte: adaptado de Vidon (2012).....	29
Figura 3 - (a) Representação esquemática do tribossistema e (b) o terceiro corpo na interface roda-trilho. Fonte: Leal (1981) e Vidon (2012).	32
Figura 4 - “Pentágono mágico” do contato roda-trilho. Fonte: Viana, Tressia e Sinatora (2020).	34
Figura 5 - Desenho da seção transversal da roda ferroviária. Fonte: adaptado da Norma AAR (2013)	35
Figura 6 - Desenho da vista de perspectiva da roda ferroviária. Fonte: adaptado de desenho VLI (2020).	35
Figura 7 - Mapa para realização de ensaio de durezas. Fonte: AAR (2013).	37
Figura 8 - (a) Perfil de durezas em seção transversal de roda forjada e (b) taxa de desgaste de 32. Fonte: Alves (2017).	39
Figura 9 - Perfil de durezas a partir da superfície (a) da pista de rolamento e (b) do flange de uma roda fundida nova. Fonte: Chaves (2016).	40
Figura 10 - Imagem obtida ao MEV para roda classe C fundida nova em sua região da pista de rolamento, mostrando a microestrutura denominada de bainita superior presente na superfície da roda. Fonte: Chaves (2016) e Chaves et al. (2017).	40
Figura 11 - Desenho da seção transversal de um trilho ferroviário. Fonte: do autor (2021).	41
Figura 12 - Posicionamento de medição do desgaste vertical e o lateral, respectivamente representados pelas cotas “A” e “C”	42
Figura 13 - Tratamento térmico para endurecimento do boleto do trilho, por meio de imersão em banho líquido. Fonte: site Voest Alpine (01/12/2021).	44
Figura 14 - Micrografia do aço de um trilho hipereutetóide via MEV, 10000X, ataque Nital 2%. Fonte: Viana (2015).	45
Figura 15 - (a) Valores de coeficiente de atrito nos trilhos. (b) mostra as regiões de aplicação do modificador de atrito e do lubrificante de canto do boleto. Fonte: Kalousek e Magel (1997); Eadie (2010).	46

Figura 16 - Medidas de coeficiente de atrito feitas em trechos de curva empregando o tribômetro no boleto de trilho para as condições a seco. Fonte: Viana (2012).....	46
Figura 17 - Medidas de coeficiente de atrito feitas em trechos de curva empregando o tribômetro no canto do boleto para as condições lubrificadas. Fonte: Viana (2012). .	47
Figura 18 - Medição do coeficiente de atrito no canto de bitola de trilhos alto de dez curvas que recebem lubrificante do LUB (curvas com raio entre 180 e 800 m). Fonte: Viana (2020) e Pastrello et al. (2020).	48
Figura 19 - Simulação de tensões de contato roda-trilho, sendo mostrado no detalhe (a) em trilho de tangente e em (b) em trilho alto de curva. Fonte: Schneider (2005).	50
Figura 20 - Área de contato entre roda e trilho representada pela figura (elipse) preenchida em vermelho. Fonte: adaptado de Minicucci (2020).....	51
Figura 21 - Elipse de contato roda-trilho proveniente de vagão com 33 toneladas/eixo. Fonte: Alves (2000).	52
Figura 22 - Mapeamento de ensaio roda-trilho, podendo-se destacar duas linhas de pesquisa: pista rolamento roda-topo boleto (disco contra disco) e flange roda-canto boleto (pino contra disco), sendo essa última menos explorada. Fonte: adaptado de Lewis e Olofsson (2004).....	53
Figura 23 - Torneamento e as vidas das rodas. Fonte: Lima Neto (2006).....	54
Figura 24 - Comparação da taxa mágica de desgaste de um trilho mais duro classe premium com um trilho mais mole classe standard. Fonte: Magel, Kalousek e Sroba (2014).....	55
Figura 25 - Esmerilhamento de trilhos usando perfis assimétricos, propiciando a redução do desgaste. Fonte: Zarembski (2005).	56
Figura 26 - Trilho alto de curva após esmerilhamento e conferência da qualidade do esmerilhamento de forma visual (remoção de defeitos superficiais) e usando o gabarito para verificação do perfil. Fonte: do autor.	56
Figura 27 - Registros do local de teste de esmerilhamento, sendo verificado nos detalhes: (a) trilho externo não esmerilhado, (b) trilho externo esmerilhado, (c) trilho interno não esmerilhado e (d) trilho interno esmerilhado. Fonte: Viana (2018).	57
Figura 28 - Lubrificação de trilhos na VLI pelo método fixo, sendo destacados nos detalhes: (a) lubrificador instalado em tangente (bitola métrica/linha singela); (b) lubrificador instalado em tangente (bitola mista/linha dupla); (c) régua espargidora do lubrificante e (d) gabarito de lubrificação mostrando a lubrificação ideal cobrindo	

integralmente tanto a lateral quanto o canto do boleto do trilho. Fonte: Viana (2017) e Viana, Pastrello e Marotta (2020).	59
Figura 29 - Razão ótima entre durezas do trilho em relação à roda. Em que: $R = \text{Dureza do Trilho} / \text{Dureza da Roda} = H_{\text{Trilho}} / H_{\text{Roda}} = H_T / H_R$. Fonte: gráfico original de Steele e Reiff (1982) e gráfico adaptado de Lewis et al. (2016).	61
Figura 30 - Ilustração esquemática da medição do desgaste do boleto do trilho com o perfilômetro, podendo-se notar a cota representada por “W2” (desgaste lateral) estando a uma distância “L” (16 mm) do topo do trilho. Fonte: Greenwood (2020).	62
Figura 31 - Detritos metálicos sobre o patim do trilho alto de uma curva lubrificada. Tamanho máximo encontrado: 1 mm. Fonte: do autor (2021).	63
Figura 32 - Curva esquemática da variação do volume de desgaste com a distância de deslizamento. Fonte: Czichos (1976).	67
Figura 33 - Variação da massa perdida dos pinos em função do espaçamento interlamelar da perlita. Fonte: Chaves (2016).	68
Figura 34 - Perda de massa no regime permanente do ensaio pino contra disco. Fonte: Tressia et al. (2019).	69
Figura 35 - Perda de massa em função da força normal. Fonte: Tressia et al. (2021).	70
Figura 36 - Taxa de desgaste em função da força normal, para pinos perlíticos e bainíticos. Fonte: (VIÁFARA et al., 2005).	71
Figura 37 - Variação da microdureza em função da profundidade a partir da superfície desgastada em pinos perlíticos. Fonte: (VIÁFARA et al., 2005).	71
Figura 38 - Efeito do aumento da dureza do disco na redução do desgaste do (a) pino e do (b) disco. Fonte: Rovani (2014).	72
Figura 39 - Coeficiente de desgaste (k) de pinos e discos em função da velocidade de deslizamento. Fonte: Prates et al. (2019).	73
Figura 40 - Ensaio de resistência ao desgaste da roda e do trilho, onde: (1) roda/disco vertical, (2) garfo, (3) trilho/barra horizontal, (4) mesa de apoio e (5) atuador/célula de carga. Fonte: Razhkovskiy et al. (2015).	74
Figura 41 - Perda de massa relativa: 1 — após o teste de 1 h; 2- após o teste de 2h. Fonte: Petrakova (2009).	75
Figura 42 - Modelo matemático para determinação do desgaste máximo (a) da roda e (b) do trilho em função força normal no eixo “x1”, a velocidade no eixo “x2” e as razões entre durezas no eixo “x3”. Fonte: Razhkovskiy et al. (2015).	75

Figura 43 - Dependências de desgaste de (1) roda e (2) trilho na razão das suas durezas. Fonte: Razhkovskiy et al. (2015).	76
Figura 44 - Diagrama esquemático mostrando (a) local de extração dos pinos da roda, (b) local de extração dos discos do trilho e (c) configuração do ensaio pino contra disco. Fonte: Diao et al. (2019).	77
Figura 45 - Perda de massa (a) dos aços para pinos de rodas HiSi e ER8 e (b) do aço para discos de trilho U71MnG. Fonte: Diao et al. (2019).	78
Figura 46 - Tensão limite de escoamento e dureza versus espaçamento interlamelar da perlita. Fonte: ASM International (2005).	80
Figura 47 - Microestruturas de uma mesma roda: (a) bainita na superfície até 4 mm de profundidade, (b) bainita e perlita fina na subsuperfície e (c) perlita fina no núcleo. Fonte: Alves (2000).	81
Figura 48 - Microestrutura de aço de disco de roda fundida (Microscópio ótico, Nital 2%). Onde: (a) perlita fina, (b) bainita superior e (c) perlita e bainita ao MEV. Fonte: Prates et al. (2019).	82
Figura 49 - Microestrutura de aço de disco de roda forjada mostrando a presença de perlita (LP), bainita (B) e em algumas regiões a perlita degenerada (DP). O detalhe (a) foi obtido pelo MO, Nital 2% e o (b) ao MEV. Fonte: Prates et al. (2019).	83
Figura 50 - (a) Bainita + martensita-austenita (853 HV) – Revenimento: 300°+300°C. (b) Bainita inferior (415 HV) – Revenimento: 300°+400°C. (c) Bainita revenida (334 HV) – Revenimento: 300°+600°C. (d) Bainita superior (321 HB) – Revenimento: 300°+600°C. Fonte: Tressia et al. (2020).	84
Figura 51 - Variações de perda de massa em função da microdureza e tratamentos térmicos analisados nas amostras. Fonte: Tressia et al. (2020).	84
Figura 52 - Perda de massa para os diferentes aços e microestruturas estudadas a partir de amostras de discos. Fonte: Rezende et al. (2020).	86
Figura 53 - Diagrama Shakedown e posicionamento dos aços e características adotadas nos ensaios. Fonte: Rezende et al. (2020).	86
Figura 54 - Microestrutura inicial dos discos: (a) 7CA e (b) 7CB, Nital 2%. Onde F – ferrita no contorno de grão, DP – perlita degenerada, P – perlita. Fonte: Rezende et al. (2020).	87

Figura 55 - Microestrutura inicial dos discos: (a) 7MA e (b) 7MB, Nital 2%. Onde F – ferrita no contorno de grão, DP – perlita degenerada, TB – bainita revenida. Fonte: Rezende et al. (2020).	87
Figura 56 - Gráfico de desgaste em função da distância de deslizamento para aço inoxidável ferrítico (pino) contra aço ferramenta (anel) para as cargas (g) de: (1) 2000, (2) 1500, (3) 930, (4) 580, (5) 330 e (6) 80. Velocidade de 180 cm/s. Fonte: Archard e Hirst (1956).	90
Figura 57 - Variação de taxa de desgaste e resistência ao contato em função da forma normal aplicada no latão deslizando no estealita e lubrificado. Velocidade, 68,5 cm/s. Fonte: Hirst e Lancaster (1956).	91
Figura 58 - Influência da força normal aplicada na mudança de regime de desgaste de moderado para severo “T1” e de severo para moderado “T2”. Fonte: Welsh (1964). 92	
Figura 59 - Condição das superfícies dos discos em função da adição de lubrificantes: (1) condição inicial, (2) a seco, (3) água, (4) modificador de topo do boleto, (5) graxa de canto/lateral do boleto, (6) modificador de topo do boleto a base de óleo, (7) graxa de topo do boleto e (8) modificador de topo do boleto híbrido. Fonte: Hardwick, Lewis e Stock (2016).	93
Figura 60 - Desempenho de lubrificantes de canto/lateral do boleto em função da velocidade crítica (desprendimento da graxa), sendo a graxa lubrificante IcE460 biodegradável a única aprovada no ensaio. Fonte: Ferrer (2021).	95
Figura 61 - Materiais para o estudo. Fonte: do autor (2017).	97
Figura 62 - Desenho esquemático da (a) região de retirada dos pinos da roda e dos discos do trilho e (b) dimensional do pino e disco, bem como, posição em que o pino deslizará a 25 mm do centro do disco. Fonte: Ramos (2021).	98
Figura 63 - Desenho esquemático para preparação os perfis dos boletos. Fonte: do autor (2017).	99
Figura 64 - Desenho esquemático para preparação dos perfis da roda. Desenho esquemático para preparação dos perfis da roda. Fonte: do autor (2017).	99
Figura 65 - Mapa para realização de ensaio de durezas no trilho. Fonte: AREMA (2013).	100
Figura 66 - Mapa para realização de ensaio de durezas na roda. Fonte: AAR (2013).	100

Figura 67 – Metodologia para mapeamento integral da dureza do boleto do trilho. Fonte: do autor (2023).	101
Figura 68 - Esquema para medição de dureza no topo do pino e do disco, respectivamente destacados pelos pontos vermelhos e circunferência pontilhada vermelha, notando-se no detalhe (a) o pino e (b) o disco. Fonte: do autor (2018). ...	101
Figura 69 - Esquema para medição de dureza na seção longitudinal do pino e disco destacado pela linha pontilhada vermelha, notando-se no detalhe (a) o pino e (b) os discos premium e intermediário. Fonte: do autor (2018).	102
Figura 70 - Verificação do batimento (planaridade) dos discos antes dos ensaios de desgaste. Fonte: do autor (2018).	102
Figura 71 - Tribômetro pino contra disco, sendo destacados nos detalhes: (a) visão geral da máquina; (b) visão frontal (peso morto, pino, disco); (c) destaque para o disco deslizando a seco sob o pino. Fonte: do autor (2018).	103
Figura 72 - Ensaios lubrificados, mostrando-se no detalhe (a) a configuração pino contra disco com dispositivo de lubrificação, (b) vista de perspectiva do dispositivo e (c) vista da face inferior do dispositivo. Fonte: do autor (2019).	104
Figura 73 - Esquema para medição de microdureza na seção longitudinal do pino e disco destacado pela linha pontilhada vermelha, notando-se no detalhe (a) o pino e (b) o disco. Fonte: do autor (2019).	106
Figura 74 - Microestrutura perlítica verificada nos discos (a) premium e no (b) intermediário (Aumento:10000 X).	108
Figura 75 - (a) Ciclo de processamento das rodas forjada e fundida (usada no presente estudo) e (b) de tratamento térmico tempera. Fonte: Minicucci (2020).	109
Figura 76 - (a) Microestrutura perlítica verificada no interior do pino e (b) bainita superior verificada na superfície do pino.	110
Figura 77 - Destaque para a bainita superior presente na extremidade do pino (superfície da 1ª vida da roda fundida classe C nova), sendo os detalhes de (a) a (d) mostrando a ampliação de 350 a 5000X.	111
Figura 78 - Resultados do perfil de durezas para o boleto do trilho premium (metodologia AREMA). A linha vertical pontilhada indica o limiar de substituição dos trilhos quanto atingem os 16 mm de desgaste lateral do boleto.	112
Figura 79 - Resultados do perfil de durezas para o boleto do trilho intermediário (metodologia AREMA).	112

Figura 80 - Resultados do perfil de durezas para a roda (metodologia AAR).....	115
Figura 81 - Macrodurezas (a) de topo e (b) ao longo da seção longitudinal do pino e dos discos.....	116
Figura 82 - Resultados da taxa de desgaste em função da força normal aplicada para o disco premium e o pino classe C na condição a seco. O disco a 40 N não apresentou dispersão de resultados.	119
Figura 83 - Resultados da taxa de desgaste em função da força normal aplicada para o disco intermediário e o pino classe C na condição a seco.	120
Figura 84 - Razão ótima entre durezas do trilho em relação à roda. Onde: $R = \text{Dureza do Trilho} / \text{Dureza da Roda} = H_{\text{Trilho}} / H_{\text{Roda}} = H_T / H_R$. Fonte: gráfico original de Steele e Reiff (1982) e gráfico adaptado de Lewis et al. (2016).	122
Figura 85 - Taxa de desgaste do sistema (somatório das perdas de massa do par: pino-disco) em função da força normal para ensaios a seco.	123
Figura 86 - Resultados da taxa de desgaste em função da força normal aplicada para o disco premium e o pino classe C na condição lubrificada.	125
Figura 87 - Resultados da taxa de desgaste em função da força normal aplicada para o disco intermediário e o pino classe C na condição lubrificada.	126
Figura 88 - Taxa de desgaste do sistema (somatório das perdas de massa do par: pino-disco) em função da força normal para ensaios com lubrificação.	127
Figura 89 - Comparação da taxa de desgaste do sistema pino-disco para ambos os materiais dos trilhos (premium e intermediário): a seco e lubrificado.	128
Figura 90 - Coeficiente de atrito para o (a) disco premium e o (b) disco intermediário, ambos na condição a seco.	131
Figura 91 - Coeficiente de atrito para o (a) disco premium e o (b) disco intermediário, ambos na condição lubrificada.....	132
Figura 92 - Comparação global para o coeficiente de atrito médio no regime permanente a seco para o ensaio pino de roda classe C contra discos de trilhos premium e intermediário.	133
Figura 93 - Comparação global para o coeficiente de atrito médio no regime permanente lubrificado para o ensaio pino contra discos premium e intermediário.	134
Figura 94 - Comparação global entre as condições a seco e lubrificada considerando o coeficiente de atrito médio no regime permanente.	135

Figura 95 -Microestrutura da subsuperfície de desgaste dos pinos classe C fundido para a maior força normal (120N): (a) a seco/versus disco premium e (b) lubrificado/versus disco premium. MEV, Nital 2%. Nota: as superfícies desgastadas dos pinos estão na parte inferior das imagens, como indicada pela seta.....	137
Figura 96 - Microestrutura da subsuperfície de desgaste dos discos para a maior força normal (120N): (a) a seco/disco intermediário e (b) lubrificado/disco intermediário. MEV, Nital 2%. Nota: as superfícies desgastadas dos discos estão na parte superior das imagens, como indicada pela seta.	138
Figura 97 - Microdureza do pino em camada mais próxima da superfície, sendo destacado o percentual de encruamento do pino tendo variado entre 86,8 e 10,8% em relação ao pino novo.	139
Figura 98 - Mecanismo oxidativo presente na superfície dos discos.....	140
Figura 99 - Análise dos detritos provenientes dos ensaios de desgaste por deslizamento pino-disco.....	141
Figura 100 - Superfície de desgaste dos discos premium e intermediário, ambos a seco e com força normal de 120N.....	141
Figura 101 - Análise da superfície dos pinos após ensaio de desgaste.	142

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Composição química para as rodas classe C e D.	36
Tabela 2 – Faixa de tolerância para durezas da roda.	36
Tabela 3 - Faixa de tolerância para durezas na superfície da roda.	37
Tabela 4 – Dimensões (mm) iniciais e finais da vida ao desgaste dos trilhos com perfil TR68 e TR57.....	42
Tabela 5 – Dureza superficial de trilhos	43
Tabela 6 – Resultados de tenacidade à fratura encontrada para aços de trilhos	45
Tabela 7 - Grau NLGI das graxas lubrificantes.	48
Tabela 8 – Classe de curva e influência da vida útil do trilho (MTBT significa Milhões de Toneladas Brutas Transportadas).....	50
Tabela 9 - Razão “R” entre dureza em trilho/roda existentes em alguns países.....	64
Tabela 10 - Razão “R” entre dureza em disco/pino existentes na literatura acadêmica	79
Tabela 11 – Desempenho dos lubrificantes de canto/lateral do boleto em função do desgaste médio.	94
Tabela 12 - Composição química especificada dos trilhos e roda.	96
Tabela 13 - Propriedades contidas no certificado de qualidade do lubrificante utilizado nos ensaios de desgaste por deslizamento pino contra disco.....	96
Tabela 14 - Resultados de composição química (% em massa).	107
Tabela 15 - Espaçamento interlamelar dos discos extraídos de trilhos com a classe de aço premium e a intermediária.....	108
Tabela 16 - Resultados do perfil de durezas para o boleto do trilho premium.	113
Tabela 17 - Resultados do perfil de durezas para o boleto do trilho intermediário. ..	114
Tabela 18 - Diferença de durezas entre os trilhos classe de aço premium e intermediário.	114
Tabela 19 – Confiabilidade dos resultados de desgaste em função do modo de aplicação da força normal	118

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

VLI	Valor da Logística Integrada
FCA	Ferrovias Centro Atlântica
AAR	Association of American Railroads
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AMV	Aparelho de Mudança de Via
L/V	Força lateral e vertical
AREMA	American Railways Engineering and Maintenance-of-Way Association
TR68	Trilho com perfil transversal de 68 kg/m
TR57	Trilho com perfil transversal de 57 kg/m
MEV	Microscópio eletrônico de Varredura
TBT	Tonelada Bruta Trafegada
NLGI	National Lubricating Grease Institute
MTBT	Milhões de Toneladas Brutas Trafegadas
FCR	Fadiga de contato por rolamento
TOR	Top of Rail
LUB	Lubrificador fixo
FISPPQ	Ficha de Informações de Segurança de Produto Químico
R	Razão entre durezas do trilho em relação à roda
H_{Trilho}	Dureza do trilho
H_{Roda}	Dureza da roda
H_{Disco}	Dureza do disco
H_{Pino}	Dureza do pino
EPC	Efeito do posicionamento na curva
∅	Diâmetro
PTFE	Politetrafluoretileno
C	Carbono
Mn	Manganês
P	Fósforo
S	Enxofre
Si	Silício
Cr	Cromo
V	Vanádio
Ni	Níquel
Cr	Cromo
Mo	Molibdênio
Cu	Cobre
C_{Eq}	Carbono Equivalente
Ŵ	Taxa de desgaste

LISTA DE SÍMBOLOS

°C	Grau Celsius
HV	Dureza Vickers
mm	Distância
Kg/m	Massa linear do trilho
HB	Dureza Brinell
KIC	Tenacidade à Fratura
MPa.m^{-1/2}	Unidade de tenacidade à fratura
MPa	Tensão (Pressão)
mm²	Área
m/s	Velocidade de deslizamento
mm/MTBT	Taxa de desgaste do trilho em campo
µm	Distância
N	Força
g	Massa
m	Distância
g/m	Taxa de desgaste nos ensaios pino contra disco
%	Percentual

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	28
2. OBJETIVO	31
2.1 Estrutura do Trabalho	31
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	32
3.1 O Tribossistema Roda-Trilho na Prática Ferroviária	32
3.1.1 Rodas	34
3.1.2 Trilhos	41
3.1.3 Lubrificantes	46
3.1.4 Condições operacionais e sua influência no desgaste do par roda-trilho	49
3.1.5 Procedimentos tecnológicos para aumentar a vida útil do par roda-trilho	53
3.1.6 Resumo (literatura ferroviária)	65
3.2 Fundamentos do Desgaste e do Atrito no Deslizamento	65
3.2.1 Efeito da dureza do corpo mais mole	67
3.2.2 Efeito da dureza do corpo mais duro	70
3.2.3 Efeito da dureza combinada entre os dois corpos (R)	73
3.2.4 Efeito da microestrutura	79
3.2.5 Efeito da força normal no atrito e no desgaste por deslizamento	88
3.2.6 Efeito da adição de lubrificantes em simulações do sistema roda-trilho	92
3.2.7 Resumo (literatura acadêmica)	95
4. MATERIAIS E MÉTODOS	96
4.1 Materiais	96
4.2 Caracterização dos Materiais	99
4.3 Ensaios de Desgaste por Deslizamento	102
4.4 Caracterização das Superfícies Desgastadas	105
4.4.1 Análise da microestrutura e da superfície	105
4.4.2 Análise da microdureza	105
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO	107
5.1 Caracterização dos Materiais	107
5.1.1 Composição química	107
5.1.2 Microestrutura	107
5.1.3 Dureza	111
5.2 Ensaios de Desgaste por Deslizamento – Taxa de Desgaste (\dot{W})	117
5.2.1 Resultados preliminares (ensaios com dois modos de aplicação de força normal)	117
5.2.2 Taxa de desgaste (\dot{W}) a seco	118
5.2.3 Taxa de desgaste (\dot{W}) lubrificado	124
5.2.4 Comparação global \dot{W} : ensaios lubrificados e a seco	128
5.3 Ensaios de Desgaste por Deslizamento – Coeficiente de Atrito	130
5.3.1 Coeficiente de atrito médio a seco (regime permanente)	132
5.3.2 Coeficiente de atrito médio lubrificado (regime permanente)	133
5.3.3 Comparação global do coeficiente de atrito: ensaios lubrificados e a seco	134
5.4 Caracterização das Superfícies Desgastadas em Laboratório	136
5.4.1 Análise da microestrutura	136
5.4.2 Análise da microdureza (encruamento)	138
5.4.3 Análise da superfície	139
5.5 Resumo dos Resultados	142
5.6 Resumo das Discussões	144

6. CONCLUSÕES.....	146
6.1 Sugestões para Trabalhos Acadêmicos	146
6.2 Sugestão para Trabalhos Ferroviários.....	146
REFERÊNCIAS.....	148

1. INTRODUÇÃO

Nas ferrovias de transporte de carga geral os principais custos são o combustível para as locomotivas e os custos de substituição e de manutenção de rodas e trilhos. A principal causa de substituição das rodas e dos trilhos é o desgaste destes componentes causado pelo rolamento entre o topo do trilho e a pista de rolamento da roda ou pelo desgaste por deslizamento que ocorre entre o flange da roda e o canto de bitola/lateral dos trilhos. Este desgaste por deslizamento é mais relevante em curvas entre o trilho alto (externo, ou do lado, como referido pelo pessoal de operação), e o flange das rodas (ou friso, como referido pelo pessoal da operação), ou seja, em situações nas quais a relação entre a força lateral e a força vertical que atuam nos vagões é elevada.

Existem ferrovias como a VLI (Valor da Logística Integrada)/FCA (Ferrovia Centro Atlântica)/corredor Centro Leste com trechos com raios de curvatura menores que 350 m, como mostra a Figura 1a, para os quais o desgaste por deslizamento da roda e do trilho alto (Figura 1b) é mais relevante. A experiência mostra que quanto menor o raio das curvas, maior o desgaste do par flange de roda e canto/lateral de boleto. Um exemplo do desgaste deste par pode ser visto na Figura 2.

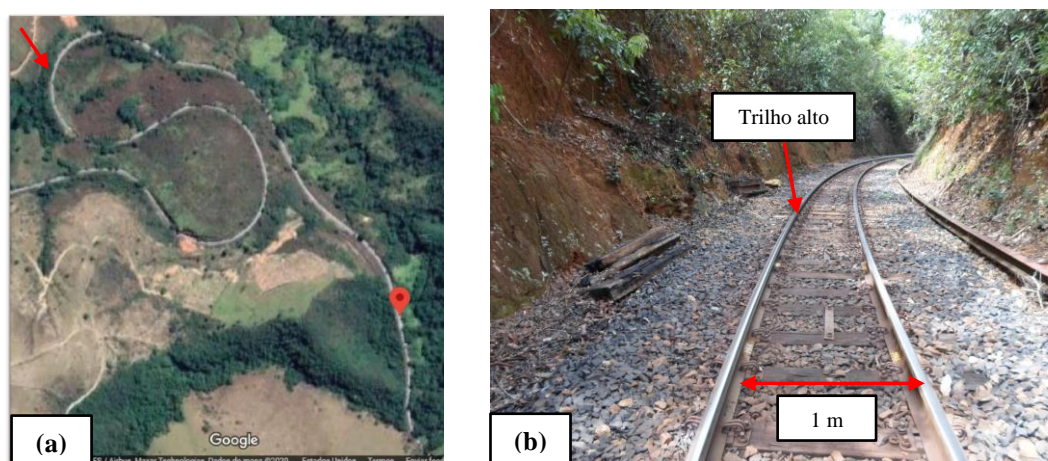


Figura 1 - (a) Vista de topo da via permanente da FCA com curvas de raio fechado (100 m) situadas na “Serra do Tigre” em Minas Gerais e (b) o trilho alto dessa classe de curva (foco deste trabalho). Fonte: do autor (2017).

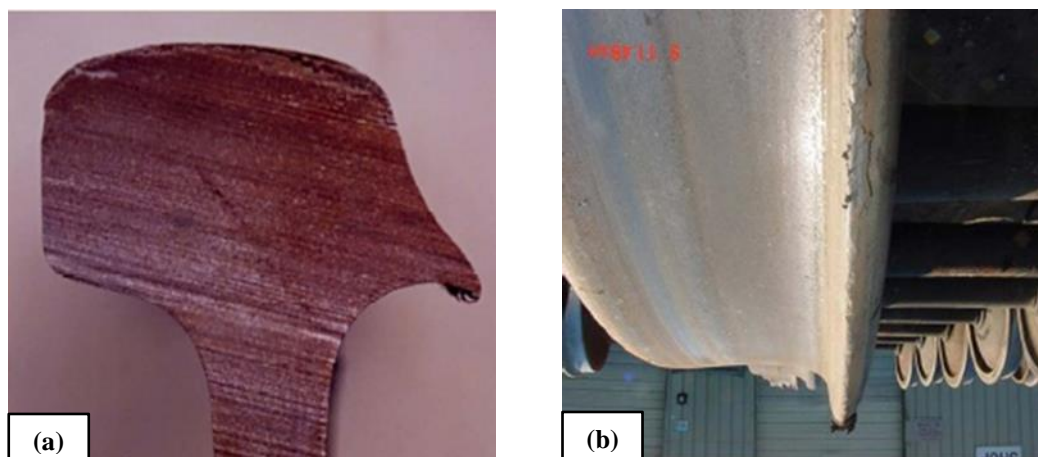


Figura 2 - (a) Desgaste do canto de bitola e da lateral do boleto do trilho alto de curva e (b) desgaste do flange da roda. Fonte: adaptado de Vidon (2012).

Uma vez que os raios das curvas das ferrovias são difíceis de alterar por razões técnicas, para se prevenir o desgaste dos trilhos e rodas as tecnologias empregadas são a adoção de aços mais duros, a lubrificação no contato entre o par e a realização periódica do torneamento das rodas e esmerilhamento dos trilhos. Os materiais de rodas e trilhos são predominantemente perlíticos porque este tem sido o tipo de microestrutura que afere significativo comportamento resistente ao desgaste e, ao mesmo tempo, mantendo a tenacidade a fratura. A elevação de sua dureza é obtida em geral por modificações das composições químicas e/ou dos tratamentos térmicos. Eventualmente, a literatura menciona a microestrutura bainítica como alternativa para rodas e trilhos. O caminho para a otimização do desgaste do par por meio do controle de dureza é motivo de controvérsia com prevalência no ambiente tecnológico do critério de que a elevação da relação de dureza do par roda-trilho reduziria o desgaste do conjunto (STELLE; REIFF, 1982) e/ou quando se eleva dureza dos trilhos (sempre mais duros que a rodas) o desgaste dos trilhos reduz e o desgaste da roda permanece constante (STELLE; REIFF, 1982; STOCK; PIPPAN, 2014; HEYDER; MAEDLER, 2015). Contudo, um estudo mais recente mostra que em alguns casos nem sempre o aumento da dureza de um dos corpos irá refletir no desgaste do sistema roda-trilho, pois também poderá depender de outras condições de contorno: variáveis intrínsecas aos ensaios em laboratório ou em campo (STOCK; OLDKNOW; MAGEL, 2022). Outra abordagem amplamente empregada é a seleção de trilhos progressivamente mais duros com menor preocupação com a vida das rodas uma vez que trocar os trilhos requer paralização temporária das atividades no trecho da ferrovia, com decorrente impacto na produtividade além dos custos próprios de operação e de manutenção.

As rodas, por sua vez, podem ser trocadas dentro de oficinas e sem interrupção das atividades da ferrovia.

A avaliação em campo dos materiais trás, naturalmente, resultados para o trecho da ferrovia nas condições de operação nas quais se realizaram os testes. Por outro lado, estes resultados são inerentemente de difícil generalização e quantificação devido às especificidades de cada local de teste e das condições de operação. As mesmas complexidades para generalização de resultados são encontradas na avaliação de lubrificantes e de sistemas de lubrificação. Uma forma de buscar tendências gerais que permitam racionalizar e analisar criticamente resultados de ensaios de campo são os ensaios de laboratório.

Assim, este trabalho emprega o sistema pino contra disco como forma de simplificar o estudo do contato flange de roda contra o canto e a lateral do boleto do trilho. O efeito do decréscimo dos raios de curvatura será estudado por meio da elevação da força normal aplicada, enquanto os efeitos da razão entre dureza trilho/roda serão estudados variando-se a dureza do aço do trilho. Em consequência, será possível estudar como a variação de força (diminuição do raio das curvas) afeta as respostas tribológicas decorrentes da variação de dureza dos trilhos ou o efeito da razão entre durezas do par trilho/roda. Isso será feito num cenário particular, porém promissor no qual a microestrutura das rodas é constituída por bainita na superfície. Serão ainda estudados os efeitos da adição de lubrificantes.

É esperado que o trabalho contribua para o melhor entendimento do desempenho de microestruturas bainíticas em trechos de curva e que traga um melhor entendimento de como as respostas devidas as alterações de dureza, a adição de lubrificante e a alteração do meio interfacial são afetadas pela variação da força normal.

Portanto, lacunas existentes e apresentadas neste capítulo, tais como: se o aumento da razão entre dureza trilho/roda poderá reduzir o desgaste do sistema e sobre os ensaios em laboratório com condições de contorno pré-definidas (força normal e lubrificação) poderem mostrar uma tendência, serão abordados no presente trabalho a partir dos objetivos descritos no capítulo seguinte.

2. OBJETIVO

Avaliar o desempenho de microestrutura bainítica de rodas e perlítica de trilhos utilizando o ensaio pino contra disco, verificando se os pares (trilho/roda) com distintas razões entre durezas (1,1 e 1,2) apresentarão diferentes ou iguais resistências contra o desgaste por deslizamento. Além disso, será avaliado como a força normal afeta as respostas do sistema tribológico diante de alterações de dureza do trilho e da adição de lubrificante.

2.1 Estrutura do Trabalho

A revisão bibliográfica foi dividida em duas partes. Na primeira parte, a fundamentação prática tem como objetivo apresentar os conceitos básicos sobre as classificações e propriedades metalúrgicas-mecânicas das rodas e trilhos, os tipos e objetivos do uso de lubrificantes no contato roda-trilho, as condições operacionais e fazer uma análise crítica dos procedimentos tecnológicos existentes na literatura para se aumentar a vida útil dos componentes. Na segunda parte, a fundamentação teórica, tem como objetivo fazer uma revisão crítica dos fenômenos de desgaste e de atrito nos sistemas com deslizamento. O foco desta parte da revisão serão os estudos que privilegiam o estudo da força normal e sua relação com a dureza do corpo mais mole, dureza do mais duro e com a adição de lubrificante.

No capítulo materiais e métodos, justificam-se os materiais e o lubrificante empregados bem como as condições de ensaio. Apresenta-se uma descrição detalhada das caracterizações dos corpos de prova, antes e após os ensaios de desgaste.

No capítulo resultados e discussão, apresentam-se os resultados de caracterização dos materiais antes e após os ensaios tribológicos em laboratório. Neste capítulo, os resultados são confrontados com a fundamentação prática e teórica.

No capítulo conclusões, estão apresentadas as contribuições para o meio acadêmico e principais oportunidades tecnológicas para a ferrovia advindas deste trabalho. Por fim, apresentam-se sugestões de trabalhos futuros visando responder as questões que continuarem em aberto sobre o tema.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 O Tribossistema Roda-Trilho na Prática Ferroviária

O tribossistema roda-trilho é constituído pelo trilho e pela roda, que também sofre influência intermitente das sapatas de freio. Este par pode ou não ser mediado por um meio interfacial artificial, como pela adição de lubrificantes e/ou os modificadores de atrito. Também pode ser mediado por meios interfaciais naturais, como folhas de vegetação, poeira, areia do areeiro da locomotiva e/ou detritos decorrentes do desgaste do sistema roda-trilho. Adicionalmente, o tribossistema ainda é afetado pelo processo de esmerilhamento, por exemplo. Em decorrência da sua constituição, o sistema roda-trilho é um sistema tribológico aberto que troca massa e energia com o meio. Na Figura 3a tem-se um tribossistema esquemático e na Figura 3b um exemplo didático do tribossistema roda-trilho.

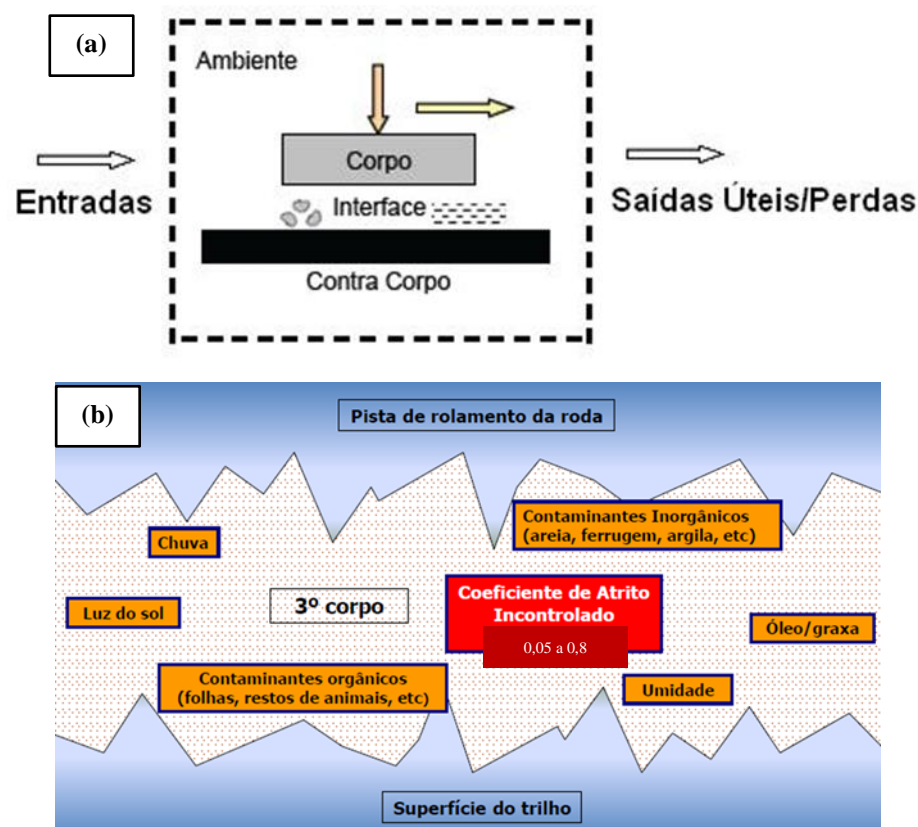


Figura 3 - (a) Representação esquemática do tribossistema e (b) o terceiro corpo na interface roda-trilho. Fonte: Leal (1981) e Vidon (2012).

Uma das práticas de manutenção para prevenir o desgaste do trilho e da roda é denominada de gerenciamento do atrito, a qual vem sendo implantada e utilizada amplamente

pelas ferrovias de transporte de carga e de transporte de passageiros. Segundo Roney et al. (2015), um programa completo e otimizado de gerenciamento do atrito requer a lubrificação do canto/lateral do boleto e controle do atrito no topo do trilho. O primeiro passo é otimizar e manter níveis adequados da lubrificação do canto/lateral do boleto para controlar o desgaste do trilho e então implementar o controle de atrito do topo do trilho. Ainda segundo Roney et al. (2015), o gerenciamento de atrito como solução isolada propicia um certo nível de benefícios para o operador ferroviário. No entanto, com o objetivo de maximizar os benefícios do gerenciamento de atrito, é necessário ver esta prática de manutenção como um dos fatores que contribuem para manter o sistema roda-trilho nas melhores condições operacionais, tornando-se fundamental um programa integrado roda-trilho. O gerenciamento do atrito interage fortemente com outros três fatores, tais como, metalurgia do trilho e da roda, o perfil do trilho e da roda (esmerilhamento e torneamento) e a geometria da via em função da velocidade real dos trens. Na VLI, o departamento de Engenharia Ferroviária inseriu um quinto fator denominado de infraestrutura (de via e dos veículos), sendo criada a Figura 4 denominada de “pentágono mágico” do contato roda-trilho (VIANA; TRESSIA; SINATORA, 2020). Esta figura ilustra o programa integrado roda-trilho, sendo possível notar que existem dois fatores específicos associados ao presente estudo: a razão entre durezas do par e a adição de lubrificante.



Figura 4 - “Pentágono mágico” do contato roda-trilho. Fonte: Viana, Tressia e Sinatora (2020).

Os constituintes do tribossistema e as principais solicitações relevantes para este trabalho, serão descritas a seguir, na ordem: rodas, trilhos e lubrificantes, bem como os aspectos da via relevantes para a compreensão das tensões devidas à geometria de via (raios de curva) e peso por eixo.

3.1.1 Rodas

3.1.1.1 Geometria

A Figura 5 apresenta um corte transversal da roda onde é possível observar as principais partes: a pista de rolamento e o flange. A Figura 6 mostra a vista de perspectiva da roda. Existem duas opções de largura do flange da roda nova, ambos normatizados pela AAR (2013). Uma opção é a do flange largo que deve estar compreendido entre 32,54 e 35,72 mm (1.2812 e 1.4063”). A outra opção é para o flange estreito, o qual deve estar compreendido entre 29,37 e 30,95 mm (1.1563 e 1.2188”). O flange estreito é utilizado a partir da segunda vida da roda para minimizar a quantidade da remoção de material em uma única etapa de torneamento.

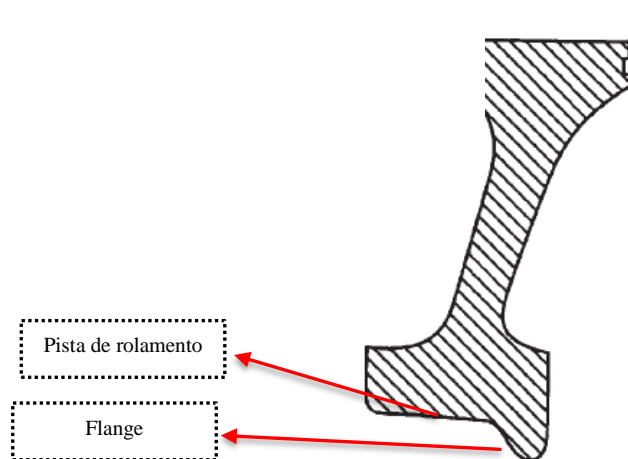


Figura 5 - Desenho da seção transversal da roda ferroviária. Fonte: adaptado da Norma AAR (2013)

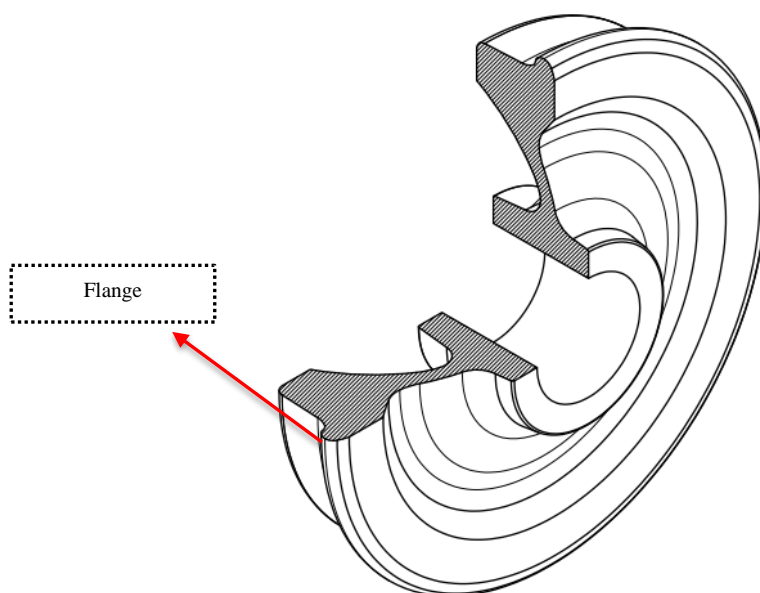


Figura 6 - Desenho da vista de perspectiva da roda ferroviária. Fonte: adaptado de desenho VLI (2020).

3.1.1.2 Materiais

A norma brasileira da ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas) para roda é a ABNT NBR 11727 Roda Ferroviária - Especificação de Janeiro/1992 e a ABNT NBR 8694 Roda Ferroviária – Classificação de Novembro/1991.

A norma norte-americana para rodas utilizada no presente trabalho é a AAR (*Association of American Railroads*). A norma AAR (2013) especifica cinco classes de aço para rodas ferroviárias, sendo denominadas de L, A, B, C e D. No transporte ferroviário de carga geral são usadas as classes C e a D. Na empresa VLI tem-se como estratégia o uso da classe C em

função da sua compatibilidade com as classes de aço de trilhos atualmente usadas em sua via permanente (STEELE; REIFF, 1982; RAZHKOVSKIY et al., 2015). A composição química dessas duas classes de aço de roda é a mesma (a diferença será na severidade tratamento térmico) e está mostrada na Tabela 1.

Tabela 1 – Composição química para as rodas classe C e D.

Elemento químico	Classes C e D
C	0,67-0,77
Mn	0,60-0,90
P	0,030 máx.
S	0,005-0,040
Si	0,15-1,00
Elementos residuais	
Ni	0,25 máx.
Cr	0,25 máx.
Mo	0,10 máx.
V	0,040 máx.
Cu	0,35 máx.
Al	0,060 máx.
Ti	0,03 máx.
Nb	0,05 máx.

Fonte: AAR (2013).

Segundo Minicucci (2020), a velocidade de resfriamento juntamente com a microestrutura que se forma na roda determina a dureza do produto, isto é, velocidades de resfriamento mais altas formam microestruturas com durezas maiores. Visto isso, a norma AAR (2013) especifica as faixas durezas aceitáveis para rodas C e D conforme mostrados na Tabela 2, devendo ser mensurada conforme indicado na Figura 7. Para a verificação somente de durezas na superfície da roda tem-se especificada as faixas indicadas pela Tabela 3. A norma AAR (2013) não especifica microestrutura, mas a prática considera que as rodas da classe C e da classe D tenham microestrutura perlítica.

Tabela 2 – Faixa de tolerância para durezas da roda.

Classe	Mínima	Máxima
C	301 HB	363 HB
	28 HRC	40 HRC
D	321 HB	415 HB
	32 HRC	44 HRC

Fonte: AAR (2013).

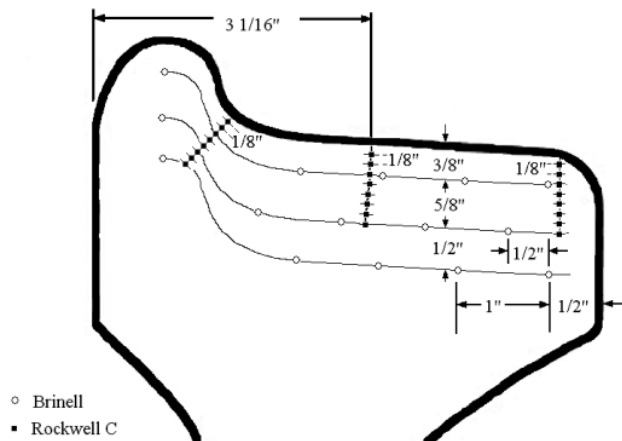


Figura 7 - Mapa para realização de ensaio de durezas. Fonte: AAR (2013).

Tabela 3 - Faixa de tolerância para durezas na superfície da roda.

Classe	Mínima	Máxima
C	321 HB	363 HB
D	341 HB	415 HB

Fonte: AAR (2013).

3.1.1.3 Processos de fabricação

Sobre o processo de fabricação das rodas, após a etapa de fundição a norma de rodas especifica que essas devem ser tratadas termicamente por meio do resfriamento acelerado com refrigeração por aspersão de água (tempera) na pista de rolamento da roda, e então receber um segundo tratamento térmico (revenimento), para o alívio de tensões (MINICUCCI et al., 2019; CHAVES, 2016). Esse tratamento térmico propicia a redução do espaçamento interlamelar da perlita e o aumento da dureza superficial. É interessante perceber que a norma de roda apresenta o valor máximo e mínimo de dureza aceitável, permitindo significativa heterogeneidade microestrutural, sendo a microestrutura esperada a perlítica. Uma mesma roda pode apresentar valores de dureza superficiais com variação acima de 42 HB e mesmo assim ser aceita para uso, no entanto isso pode gerar precocemente defeitos superficiais e/ou desgaste (CHAVES, 2016).

Dois tipos de anomalias em rodas podem ser associados ao problema da alta faixa de dureza permitida, o desgaste da pista de rolamento (conhecido na operação como falso flange ou, do inglês, *hollow*) e o desgaste assimétrico do flange. Segundo Tournay et al. (2015) o falso flange pode potencializar a iniciação e propagação de defeitos superficiais no topo/lado campo do boleto do trilho. Além disso, também pode provocar descarrilhamento do trem, seja pela ação do contato do falso flange no trilho de encosto do aparelho de mudança de via

(AMV) ou seja pelo giro forçado do trilho da via para o lado campo (abrindo a bitola da via), devido aumento dos esforços laterais e verticais impostos (L/V). Ainda segundo Tournay et al. (2015), o desgaste assimétrico do flange está normalmente associado a uma roda ou a um rodeiro (que é composto por um eixo, dois rolamentos e duas rodas) com presença de falso flange. O desgaste assimétrico do flange pode causar desgaste no canto/lateral do boleto de trilhos de tangente. Adicionalmente, as rodas com esse tipo de anomalia (desgaste assimétrico do flange) podem ter sua inscrição/ajuste à curva prejudicada quando, por exemplo, a roda com menor diâmetro (falso flange) estiver do lado direito do trem e a curva for para o lado esquerdo.

3.1.1.4 Microestruturas de rodas

Segundo Alves (2000), a microestrutura típica das rodas ferroviárias fundidas é a perlítica. A microestrutura da roda é obtida pelo tratamento térmico de tempera (austenitização seguida de resfriamento com água na pista de rolamento proporcionando estado de tensões compressivas na superfície) e logo após o tratamento térmico de revenimento para alívio de tensões. No entanto, a primeira vida da roda em sua superfície pode possuir uma camada de bainita de aproximadamente 4 mm provinda do resfriamento com água. No mesmo trabalho, o autor mostrou o comportamento em serviço da microestrutura bainítica.

Alves (2000) mostra que, em quatro vagões GDT com mais de 30 toneladas de carga, as rodas com microestrutura bainítica e dureza com perfil mostrado na Figura 8a tiveram desempenho melhor do que o da roda de referência (Figura 8b). O desgaste do flange acompanhou, aproximadamente, o desgaste da pista, ficando em cerca de 4 mm dentro da camada bainítica. Por outro lado, na literatura acadêmica as microestruturas bainíticas passaram a receber mais atenção, com destaque para os trabalhos realizados no Brasil e que serão tratados na segunda parte desta revisão.

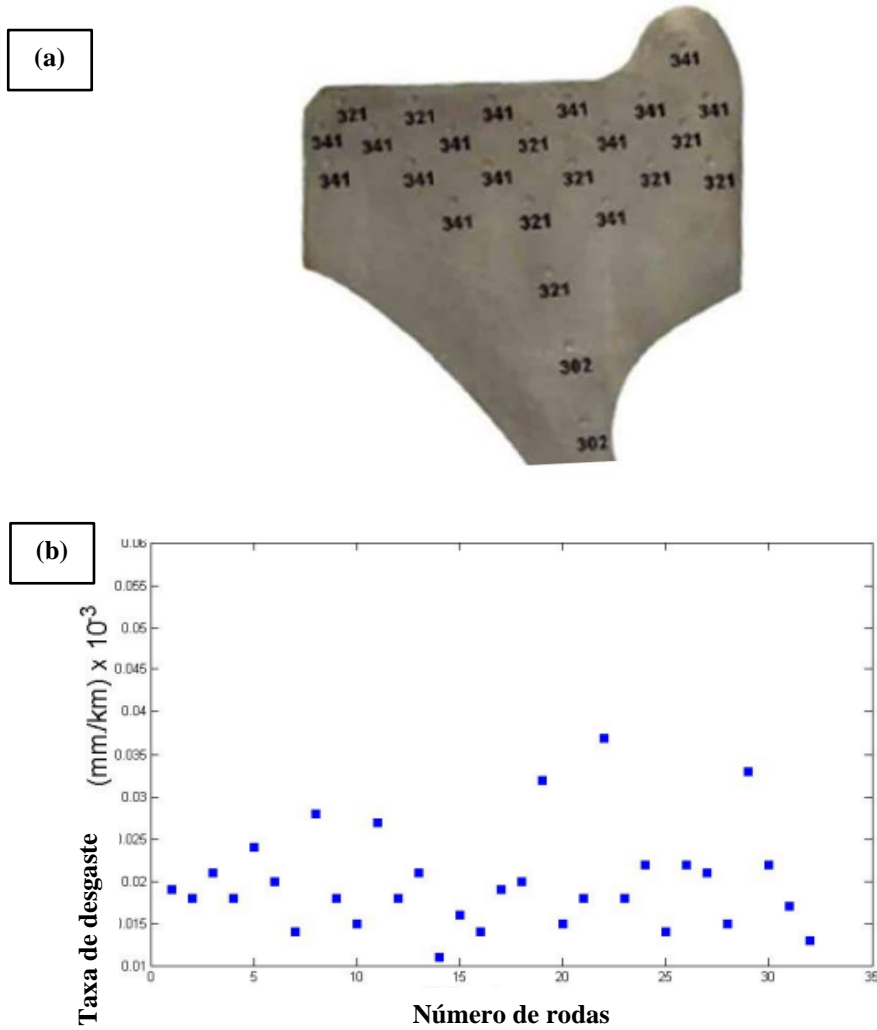


Figura 8 - (a) Perfil de durezas em seção transversal de roda forjada e (b) taxa de desgaste de 32. Fonte: Alves (2017).

Uma descrição mais detalhada da camada com microestrutura bainítica foi realizada (CHAVES, 2016; CHAVES et al., 2017). Nestes trabalhos, mostrou-se que a dureza aumentava da superfície para o centro, como na Figura 9 e que esta região de dureza mais baixa consistia em bainita superior revenida entre 475 e 500°C (Figura 10, devido ao processo de alívio de tensões das rodas durante a fabricação.

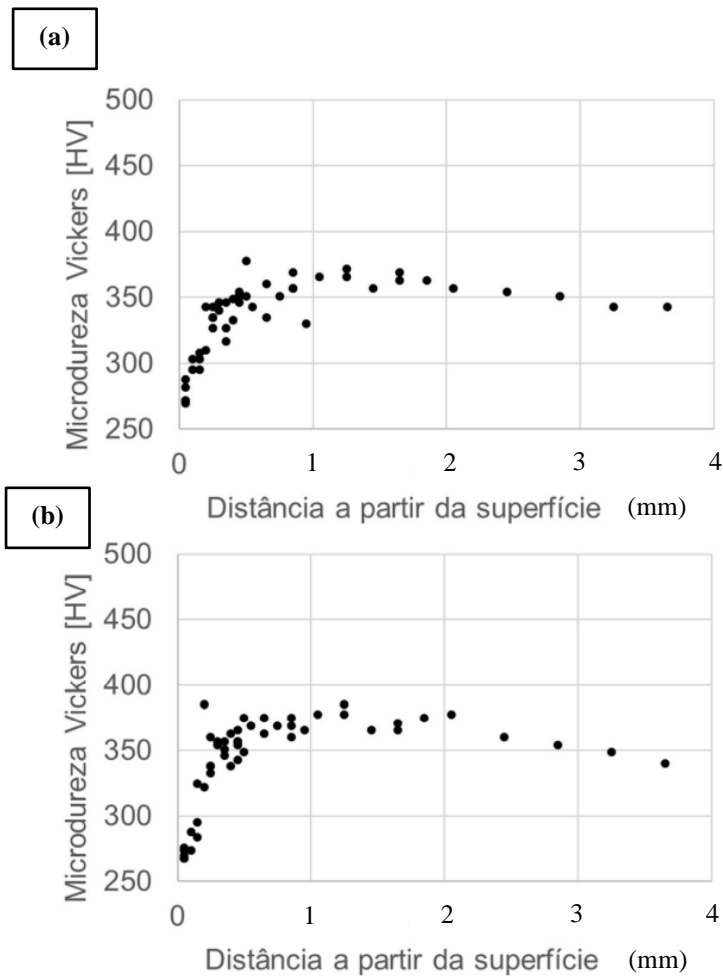


Figura 9 - Perfil de durezas a partir da superfície (a) da pista de rolamento e (b) do flange de uma roda fundida nova. Fonte: Chaves (2016).

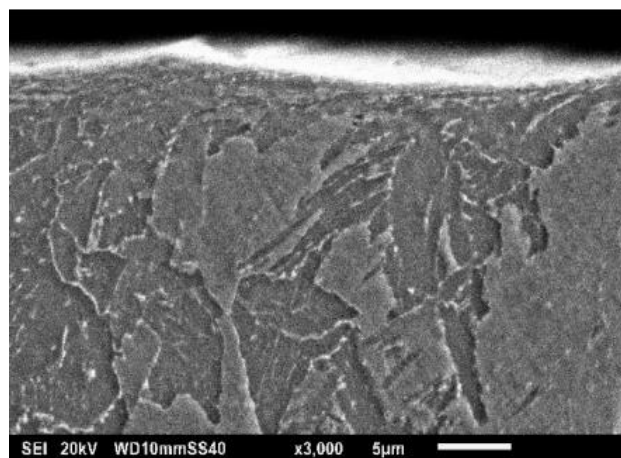


Figura 10 - Imagem obtida ao MEV para roda classe C fundida nova em sua região da pista de rolamento, mostrando a microestrutura denominada de bainita superior presente na superfície da roda. Fonte: Chaves (2016) e Chaves et al. (2017).

3.1.2 Trilhos

3.1.2.1 Geometria

Na Figura 11 está apresentado um corte transversal do trilho, em que é possível observar as principais partes: o boleto, a alma e o patim. Ainda no boleto, aparecem três regiões para se destacar: topo, canto de bitola e lateral do boleto.

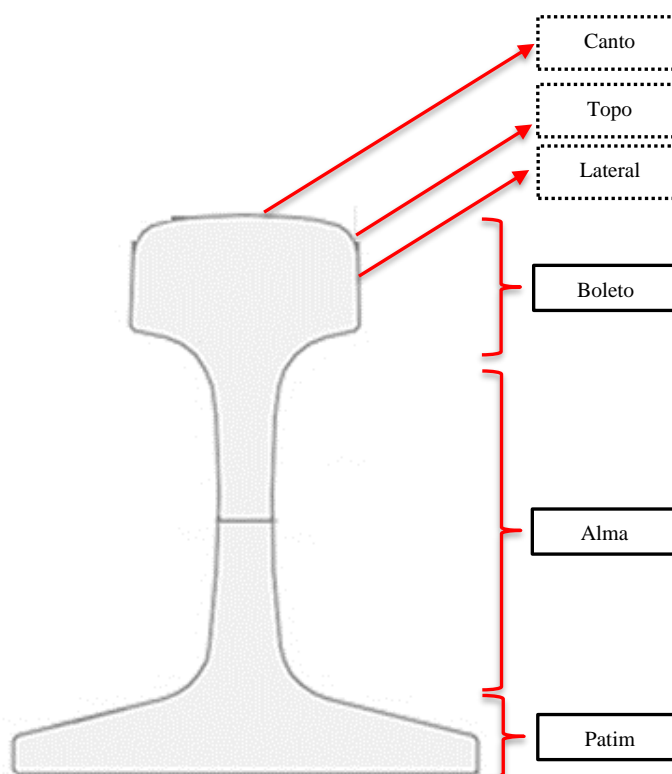


Figura 11 - Desenho da seção transversal de um trilho ferroviário. Fonte: do autor (2021).

As dimensões iniciais da seção transversal do trilho variam conforme o perfil selecionado e no Brasil comumente é usada a norma AREMA (2013) para se verificar essas cotas. As dimensões finais (tolerâncias ao desgaste do boleto) irão depender da condição operacional de cada ferrovia. A Tabela 4 mostra as cotas iniciais para os trilhos com perfil TR68 e TR57 kg/m e respectivas cotas de tolerâncias ao desgaste vertical (escoamento/achatamento do topo do boleto) e desgaste lateral do boleto (VLI, 2020). Por exemplo, para ferrovia com bitola métrica (distância entre os dois trilhos é de 1 metro) e massa por eixo máximo (locomotivas/vagões) de 25 toneladas/eixo. As indicações das cotas de desgaste vertical e o desgaste lateral estão ilustradas na Figura 12.

Tabela 4 – Dimensões (mm) iniciais e finais da vida ao desgaste dos trilhos com perfil TR68 e TR57.

Perfil	AREMA (2013)	VLI (2020) – FCA: bitola métrica e 25 ton/eixo
	Largura nominal do boleto (C)	Largura mínima do boleto (desgaste lateral)
	Altura nominal do trilho (A)	Altura mínima do trilho (desgaste vertical)
TR68	74,6	57,6
	185,7	165,7
TR57	69,1	53,1
	168,3	158,3

Fonte: (VLI, 2020).

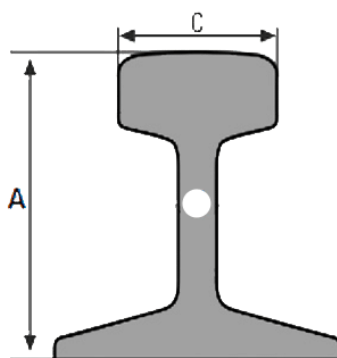


Figura 12 - Posicionamento de medição do desgaste vertical e o lateral, respectivamente representados pelas cotas “A” e “C”.

3.1.2.2 Materiais

A norma brasileira da ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas) para trilho é a ABNT NBR 7590 Trilho *Vignole* – Requisitos de 31/07/2012 (2ª edição). A norma norte-americana para trilhos utilizada no presente trabalho é a AREMA (*American Railway Engineering and Maintenance-of-Way Association*), versão de 2013.

A norma AREMA (2013) especifica que a microestrutura do boleto do trilho deve ser completamente formada por perlita, tanto para o trilho premium quanto para o trilho intermediário. Consistentemente com a microestrutura perlítica a norma AREMA (2013) estabelece as faixas de dureza Brinell (HB) para os trilhos, como está mostrado na Tabela 5. É importante notar que a norma de trilho apresenta somente o valor mínimo de dureza aceitável, permitindo significativa heterogeneidade na superfície (similarmente ao já apontado para a roda). O risco disso é ter-se trilhos com dureza muito mais dura que a roda e com dificuldade no processo de soldagem.

Tabela 5 – Dureza superficial de trilhos

Classes de aço de alta resistência	Dureza [HB]	
	Mínima	Máxima
Trilho premium	370	410*
Trilho intermediário	321	360**

Fonte: AREMA (2013).

Notas:

* Ver nota 3 da Tabela 4-2-1-4-2b contida na AREMA: não existe dureza máxima especificada para os trilhos premium na norma AREMA, mas, sim, uma nota: “Se a dureza de 410 HB for excedida, a microestrutura do boleto deverá ser examinada ao microscópio em 100X ou mais para confirmação da microestrutura completamente perlítica no boleto”.

** Não existe dureza máxima especificada para os trilhos intermediários na norma AREMA, mas, pela experiência do autor com essa classe de trilho, não ultrapassam os 360 HB.

3.1.2.3 Processo de fabricação

A redução do espaçamento interlamelar causa o aumento de dureza e o aumento de resistência ao desgaste. No processo de fabricação do trilho, o refinamento do espaçamento interlamelar é obtido com um tratamento térmico de endurecimento do boleto. Esse tratamento térmico se dá por meio do resfriamento acelerado do boleto do trilho que pode ser feito com refrigeração por ar forçado, aspersão de água, aspersão de óleo ou imersão em banho líquido (Figura 13). O resfriamento pode ser *on line*, enquanto o aço ainda é austenítico, isto é, imediatamente após laminação à quente, ou pode ser por processo *off line*, por reaquecimento dos trilhos laminados.



Figura 13 - Tratamento térmico para endurecimento do boleto do trilho, por meio de imersão em banho líquido.
Fonte: site Voest Alpine (01/12/2021).

3.1.2.4 Microestruturas

A literatura clássica (LONSDALE et al., 2015) aponta que a microestrutura dos trilhos é predominantemente perlítica. No trabalho realizado por Viana (2015), no qual se comparou a tenacidade à fratura e comportamento da propagação de trinca por fadiga em trilhos classe premium de diferentes fabricantes, foi encontrada no exame metalográfico a microestrutura perlita fina e com insignificante presença de inclusões em formato globularizado. A microestrutura também foi avaliada via MEV, confirmando a presença de uma microestrutura perlítica, como mostrado na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**

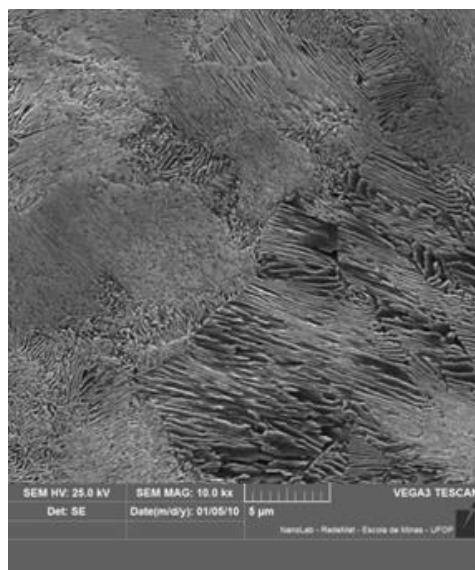


Figura 14 - Micrografia do aço de um trilho hipereutetóide via MEV, 10000X, ataque Nital 2%. Fonte: Viana (2015).

A norma AREMA não especifica os valores de tenacidade à fratura, contudo alguns estudos (VIANA, 2015; VIANA et al., 2015-2017) mostram os resultados de tenacidade à fratura encontrados para quatro aços de trilhos premium e um aço de trilhos standard (Tabela 6). Os ensaios realizados para a determinação da tenacidade à fratura (K_{IC}) dos trilhos estudados neste trabalho seguiram as recomendações da Norma ASTM E399-2012. Dentre os possíveis tipos de corpos de prova foi escolhido o do tipo dobramento, SE(B). A retirada dos corpos de prova foi feita na região do boleto, de tal forma que a direção de propagação da trinca no corpo de prova fosse a mesma em que ocorre no boleto dos trilhos em serviço (direção transversal).

Tabela 6 – Resultados de tenacidade à fratura encontrada para aços de trilhos

Aço (trilho)	Tenacidade à fratura (MPa.m ^{1/2})	
	K _{IC}	Desvio Padrão
S	39,1	0,5
P1	37,6	0,5
P2	41,9	2,3
P3	41,4	1,3
P4	38,7	2,6

Fonte: Viana (2015) e Viana et al. (2015-2017).

3.1.3 Lubrificantes

Segundo Kalousek e Magel (1997), os valores de coeficiente de atrito medidos com o tribômetro de trilho e/ou o perímetro de filme de lubrificante presente no boleto devem estar conforme a Figura 15. A figura mostra que os valores do coeficiente de atrito a seco estariam acima de 0,5 enquanto os valores para COF lubrificado no canto de bitola estariam entre 0,1 e 0,25.

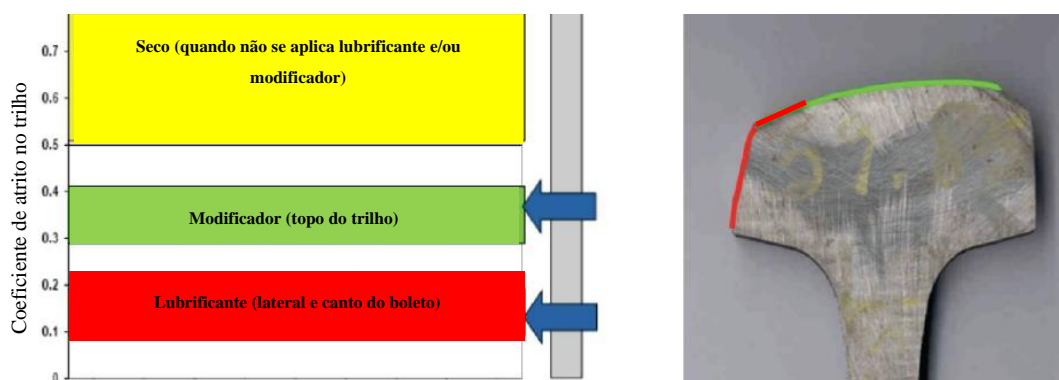


Figura 15 - (a) Valores de coeficiente de atrito nos trilhos. (b) mostra as regiões de aplicação do modificador de atrito e do lubrificante de canto do boleto. Fonte: Kalousek e Magel (1997); Eadie (2010).

Nas figuras a seguir estão os resultados das medidas de coeficiente de atrito feitas na FCA em trechos de curva empregando o tribômetro para as condições a seco (Figura 16) e lubrificada por sistema móvel (Figura 17), também conhecido na operação como robolube.

Na Figura 16 o coeficiente de atrito a seco no canto de bitola variou entre 0,35 e 0,45 e estão acima dos valores encontrados na literatura para trilho com graxa (0,25). O coeficiente de atrito a seco no topo do trilho variou entre 0,40 e 0,55 e estão em sua maioria acima dos valores encontrado na literatura para trilho com o modificador de atrito (entre 0,3 e 0,4).

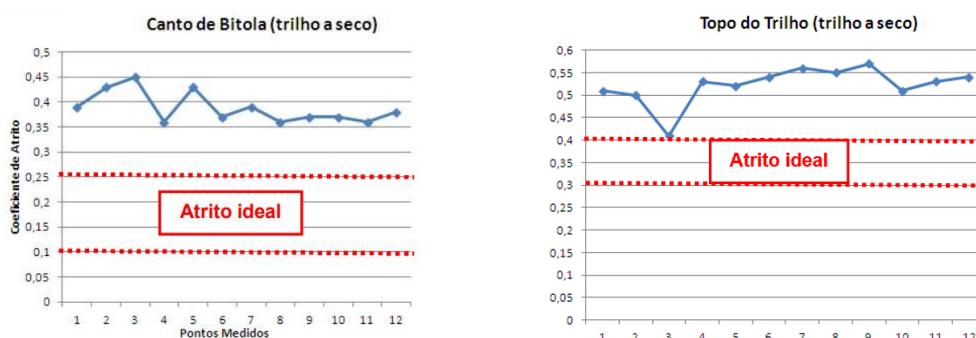


Figura 16 - Medidas de coeficiente de atrito feitas em trechos de curva empregando o tribômetro no boleto de trilho para as condições a seco. Fonte: Viana (2012).

Já os valores para o coeficiente de atrito lubrificado pelo sistema móvel dependeram do lubrificante. O lubrificante apresentado na Figura 17 ficou semelhante ao encontrado por Kalousek (1997) para lubrificação de canto/lateral do boleto (entre 0,1 e 0,25) até que, após certo acúmulo de TBT, o 0,25 fosse extrapolado e necessário mais um ciclo de lubrificação daquele trilho.

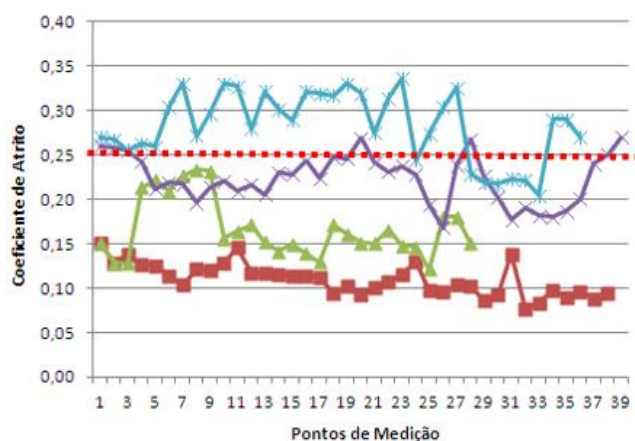


Figura 17 - Medidas de coeficiente de atrito feitas em trechos de curva empregando o tribômetro no canto do boleto para as condições lubrificadas. Fonte: Viana (2012).

Os resultados de coeficiente de atrito de curvas lubrificadas pelo sistema fixo (conhecido operacionalmente como LUB ou graxeira) estão mostrados na Figura 18, na qual mostram-se os valores de coeficiente de atrito para diversas curvas com raio compreendido entre 180 e 800 m e lubrificadas pelo sistema fixo. Para a maioria das curvas os resultados estiveram dentro da faixa indicada por aqueles autores. Os valores que excederam 0,25 foram explicados com base na proximidade com AMV's e pátio de manobra e desvio de trens, os quais retem o lubrificante e/ou não permitem o arraste homogêneo somente para a linha 1 e para a linha 2.

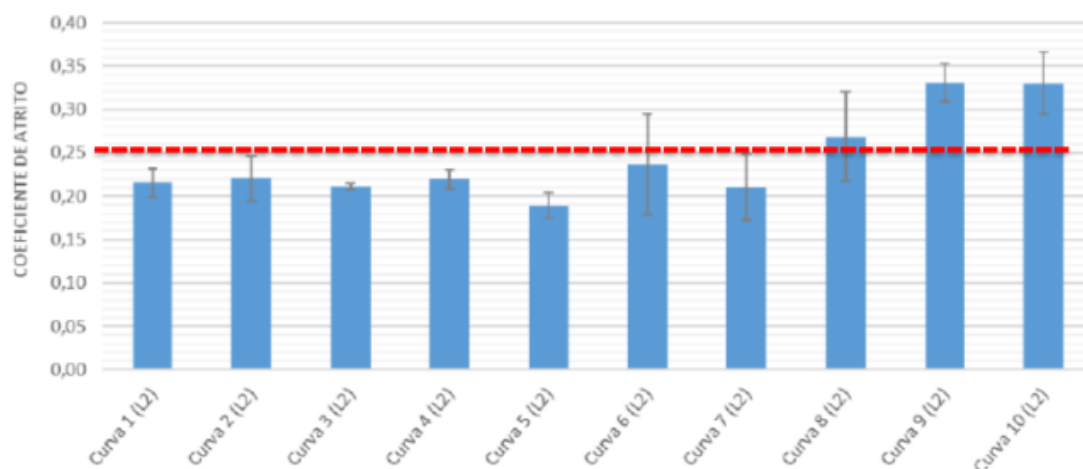


Figura 18 - Medição do coeficiente de atrito no canto de bitola de trilhos alto de dez curvas que recebem lubrificante do LUB (curvas com raio entre 180 e 800 m). Fonte: Viana (2020) e Pastrello et al. (2020).

3.1.3.1 Tipos e objetivos

Os tipos de graxa lubrificante de trilhos e rodas no setor ferroviário são conhecidos principalmente por um parâmetro físico-químico denominado de NLGI (Tabela 7) - *National Lubricating Grease Institute* ou Instituto Nacional de Graxas Lubrificantes - que é a entidade norte-americana que estabelece uma classificação para as graxas com base na medida de sua consistência.

Tabela 7 - Grau NLGI das graxas lubrificantes.

NLGI	Estrutura	Aplicação no contato flange da roda-canto/lateral do boleto	Penetração trabalhada (25°C; 0,1 mm)
000	Extremamente fluida	Lubrificação embarcada	445-475
00	Fluida		400-430
0	Quase fluida		355-385
1	Muito macia	Lubrificação móvel	310-340
2	Macia	Lubrificação fixa	265-295
3	Média		220-250
4	Dura		175-205
5	Muito dura		130-160
6	Extremamente duro		85-115

Nota: Penetração trabalhada é nome que se dá para o teste laboratorial que irá verificar qual o grau NLGI do lubrificante. Em outras palavras, quanto menor a penetração durante teste, maior será o NLGI.

Além dos três tipos de lubrificação relatados na Tabela 7, existe um quarto tipo denominado de bastão sólido de lubrificação. Esse não está contido na tabela anterior pois

extrapola a dureza acima do NLGI igual a 6. Trata-se de um bastão composto de lubrificante sólido (não contendo óleo ou graxa) ligado por uma resina (LB FOSTER, 2015) e usado de forma embarcada na locomotiva e/ou vagão de trens de transporte de carga (SANTORO, 2019) e/ou transporte de passageiros (HUI, 2019; HICKS, 2018).

Dentre os principais objetivos da adição da graxa lubrificante na região de contato entre o flange da roda e o canto/lateral do boleto do trilho alto da curva estão: redução de descarrilhamento, redução do consumo de diesel, redução do ruído em centros urbanos e a redução do desgaste da roda e do trilho.

3.1.4 Condições operacionais e sua influência no desgaste do par roda-trilho

Os modos de falhas podem variar de acordo com as condições operacionais peculiares a cada ferrovia, podendo ser o desgaste, a fadiga de contato por rolamento, dentre outros. Algumas condições importantes estão elencadas a seguir para influenciar a iniciação ou propagação de falhas podem ser:

- Geometria da via: raio das curvas, inclinação das rampas, tipo de bitola, alívio de tensões de trilhos, dentre outros.
- Componentes de via permanente: classe de aço de trilho, fixações, dormente, lastro, bem como, condições da infraestrutura (taludes, bueiros, canaletas e obras de artes especiais), esmerilhamento, lubrificação, dentre outros.
- Componentes de materiais rodantes: classe de aço da roda, rigidez do truque, centro de gravidade dos vagões, carga dos vagões, peso por eixo (tonelada/eixo), torneamento de roda, dentre outros.

A seguir estão destacadas duas das condições relatadas anteriormente que tem influência significativa no desgaste roda-trilho e estão correlacionadas diretamente com os objetivos do trabalho: geometria de via (raio da curva) e material rodante (peso/eixo). As outras condições elencadas, como por exemplo, tipos de trilhos e rodas, lubrificação, usinagem (esmerilhamento e torneamento), estão abordadas em outros tópicos.

3.1.4.1 Geometria de via

Quando o trem (locomotivas e vagões) está se deslocando em trajeto retilíneo (tangente, na linguagem operacional), isso faz com que a pista de rolamento da roda tenda a contatar o topo do boleto. No caso do contato roda-trilho em tangente geralmente as tensões são baixas

no canto de bitola. Por outro lado, se o trem está fazendo uma curva o contato ocorre entre o flange da roda e o canto/lateral do boleto do trilho alto da curva, aumentando as tensões de contato (VIANA, 2015). A Figura 19 mostra como são distribuídas as tensões correspondentes ao contato roda-trilho em tangente e em curva (SHNEIDER, 2005).

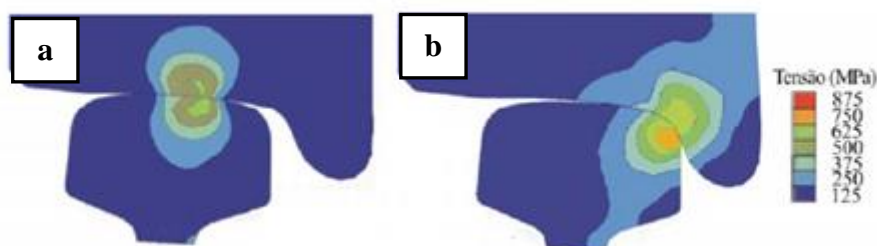


Figura 19 - Simulação de tensões de contato roda-trilho, sendo mostrado no detalhe (a) em trilho de tangente e em (b) em trilho alto de curva. Fonte: Schneider (2005).

Rodas e trilhos, pela terceira lei de Newton, sofrem uma ação e reação a qual é transmitida da roda para o trilho por meio de um contato elíptico (RONEY, 2015). Uma ação e reação similar ocorre quando as suspensões dos vagões reagem às irregularidades na via permanente, tais como, torção, empeno e defeitos superficiais severos na superfície dos trilhos. Ambos os componentes, roda e trilho, são afetados pelos fenômenos de desgaste e o de fadiga ao longo de suas superfícies de contatos (RONEY, 2015).

A Tabela 8 (PASTRELLO et al., 2020) mostra uma estimativa de vida útil dos trilhos em relação à classe de curva, podendo-se notar que existe uma relação inversamente proporcional de que quanto menor o raio da curva (em metros) da via permanente, maior será o desgaste do canto/lateral do boleto do trilho. Isso se deve ao aumento das forças laterais impostas pela roda (flange) ao trilho (canto/lateral).

Tabela 8 – Classe de curva e influência da vida útil do trilho (MTBT significa Milhões de Toneladas Brutas Transportadas).

Classe de curva	Raio (m)	Vida útil estimada (MTBT)
Muito severa	Raio < 100	68
Severa	100 < Raio ≤ 270	250
Transição severa-moderada	270 m < Raio ≤ 400	535
Moderada	400 m < Raio ≤ 500	760
Transição moderada-aberta	500 m < Raio ≤ 700	1.000
Aberta	700 m < Raio ≤ 1150	1.150
Tangente	∞	1.150

Fonte: adaptado de Pastrello et al. (2020).

3.1.4.2 Peso (massa) por eixo

As ferrovias podem ter diferentes cargas nos vagões (peso do vagão mais o peso da carga) e conseqüentemente diferentes pesos por eixo. Normalmente as ferrovias de transporte de passageiros operam no máximo com 17 toneladas/eixo, as ferrovias de carga geral (grãos de soja/milho, açúcar, combustível, produtos siderúrgicos, etc) entre 20 e 32 toneladas/eixo e as ferrovias de carga pesada (minério de ferro ou carvão) entre 27 e 38 toneladas/eixo.

Dependendo do peso/eixo tem-se uma determinada tensão de contato aplicada da roda para o trilho, isto é, entre a roda e o trilho. Essa área de contato possui forma de elipse, pois se trata do contato de duas superfícies cilíndricas, o boleto do trilho e a pista da roda (Figura 20). A tensão gerada neste contato foi estudada pela primeira vez por Heinrich Hertz em 1881, cuja teoria é aplicada até hoje no estudo deste tipo de contato (MINICUCCI, 2020).

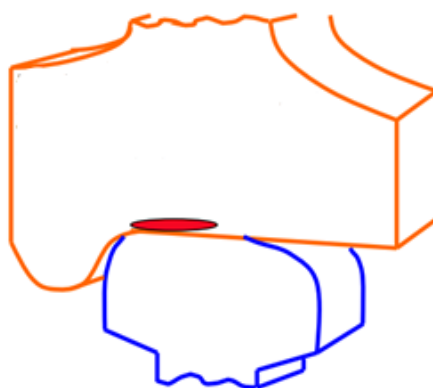


Figura 20 - Área de contato entre roda e trilho representada pela figura (elipse) preenchida em vermelho.
Fonte: adaptado de Minicucci (2020).

No trabalho realizado por Alves (2000), a área da elipse de contato mensurada foi de aproximadamente 415 mm^2 (Figura 21) para um vagão carregado com minério e com peso total de 132 toneladas, ou seja, 33 toneladas/eixo. A área de contato mensurada está condizente com a literatura, onde se tem o contato elíptico do tamanho de cerca de uma moeda de um centavo de real com 17 mm de diâmetro, isto é, 227 mm^2 de área (adaptado de RONEY, 2015),



Figura 21 - Elipse de contato roda-trilho proveniente de vagão com 33 toneladas/eixo. Fonte: Alves (2000).

3.1.4.3 Esforços mais relevantes para o desgaste: flange da roda-canto/lateral do boleto do trilho

Uma análise qualitativa do contato flange da roda contra a lateral do boleto, notadamente em curvas e no trilho alto, sugere que o contato é intermitente, devido as oscilações dos vagões e que o movimento relativo é de escorregamento no sentido da rotação das rodas. Foram feitas estimativas numéricas dos valores das pressões de contato mostradas na Figura 22 citada por Lewis e Olofsson (2004). Na figura, aos resultados da simulação numérica foram superpostos aos resultados de ensaios laboratoriais em escala um para um, realizados por Olofsson e Telliskivi (2003). Nesta figura, os autores apontam que o desgaste no tribossistema de interesse ocorre na transição de regime severo para catastrófico quando não no regime catastrófico. Adicionalmente, os autores apontam que o exame da rugosidade de boletos de trilhos indica que os mecanismos atuantes são os mesmos em campo e no ensaio em escala 1:1.

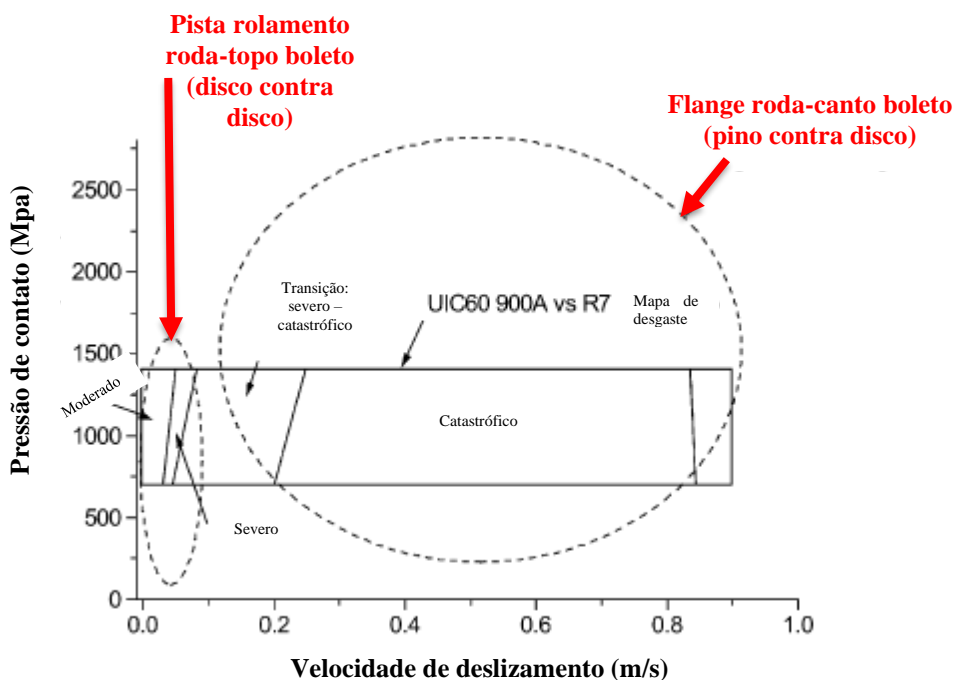


Figura 22 - Mapeamento de ensaio roda-trilho, podendo-se destacar duas linhas de pesquisa: pista rolamento roda-topo boleto (disco contra disco) e flange roda-canto boleto (pino contra disco), sendo essa última menos explorada. Fonte: adaptado de Lewis e Olofsson (2004).

3.1.5 Procedimentos tecnológicos para aumentar a vida útil do par roda-trilho

A seguir, segue um resumo dos tópicos abordados anteriormente na forma de procedimentos tecnológicos empregados usualmente para maximizar a vida destes ativos.

3.1.5.1 Torneamento da roda

As rodas como recebidas do fornecedor não são torneadas (usinadas), pois são recebidos conforme perfil e largura do flange especificado (perfil AAR 1:20) e compatível com os padrões de esmerilhamento VLI/FCA (corredores logísticos: Centro Leste e Centro Sudeste Paulista). Com isso, estima-se que se tenha 4 mm de microestrutura bainítica na superfície das rodas (ALVES, 2000). A vida útil de uma roda corresponde ao total de quilômetros rodados até que ela seja sucateada. A espessura do flange diminui devido ao desgaste lateral, então a roda é torneada para um determinado diâmetro menor que o inicial. Esse ciclo continua até que a espessura da pista de rolamento seja mínima e não haja mais material para ser retirado (Figura 23). Portanto, a vida útil de uma roda é determinada pelo

desgaste do flange em serviço em conjunto com as práticas de torneamento (LIMA NETO, 2006).

Em geral, tem-se os seguintes valores em milímetros elencados a seguir, os quais podem ser peculiares em cada uma das ferrovias.

- Espessura do flange novo (flange tipo largo) = 35 mm.
- Limite de espessura por desgaste do flange = 19 mm.
- Ou seja, o flange novo pode se desgastar até 16 mm. Também denominada essa diferença de 35 a 19 mm como a 1ª vida da roda.
- Quando a espessura do flange atinge os 19 mm, a roda deve ser torneada, iniciando-se a 2ª vida e posteriormente chegando até a 3ª e última vida. Portanto, conforme são realizados os torneamentos, a dureza da roda é reduzida uma vez como visto anteriormente a dureza deveria ser maior na superfície original na roda.

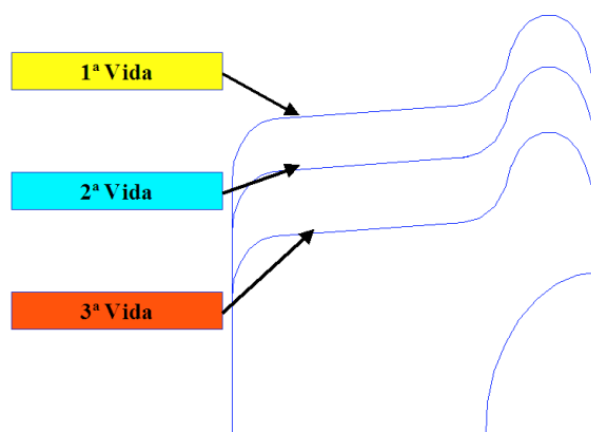


Figura 23 - Torneamento e as vidas das rodas. Fonte: Lima Neto (2006).

Com estes dados (diâmetro da roda: 838,2 mm; largura do flange: 35mm) estima-se que cerca de 11% da vida total do flange e 0,5% da vida total da pista de rolamento ocorram com microestrutura bainítica.

3.1.5.2 Esmerilhamento de trilhos

Segundo Roney et al. (2015), a taxa “mágica” de desgaste refere-se ao valor otimizado para se gerenciar a fadiga de contato por rolamento no boleto do trilho, sendo o valor no qual é removido pela ação do desgaste natural (contato roda-trilho) e/ou artificial (esmerilhamento) para qualquer defeito superficial em estágio inicial ou em propagação. Além disso, esta taxa “mágica” representa o nível ótimo de desgaste (natural e artificial) em que o defeito superficial

é seguramente controlado e a vida do trilho é longa, previsível e bem gerenciada. Este conceito está ilustrado na Figura 24 juntamente com a comparação entre a otimização da taxa de desgaste quando se adota um trilho premium (370 HB) ao invés do standard (310 HB). É importante frisar que a taxa “mágica” de desgaste depende de uma série de fatores, tais como: resistência ao desgaste, resistência à iniciação de trinca, resistência à propagação de trinca por fadiga, condições operacionais da ferrovia, dentre outros (MAGEL; KALOUSEK; SROBA, 2014). Na figura Figura 24, FCR significa fadiga por contato de rolamento (operacionalmente conhecido como “defeito superficial”), proveniente da sigla em inglês RCF que significa *rolling contact fatigue*.

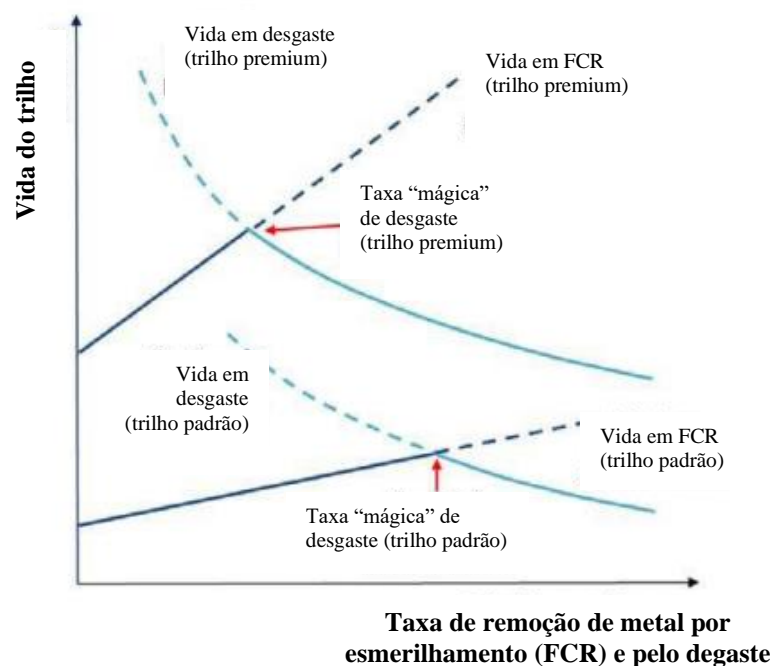


Figura 24 - Comparação da taxa mágica de desgaste de um trilho mais duro classe premium com um trilho mais mole classe standard. Fonte: Magel, Kalousek e Sroba (2014).

No passado, o conceito do esmerilhamento de trilho era de remover ou prevenir a iniciação e propagação de defeitos superficiais por fadiga de contato de rolamento no topo do boleto, bem como em alguns casos, prevenindo a fratura do trilho.

No entanto, segundo Zarembski (2005) no final da década de 1970, foi introduzido, pelas ferrovias de transporte de minério no oeste da Austrália, o conceito de esmerilhamento para controlar a interação entre roda-trilho e reduzir o desgaste do canto/lateral do boleto do trilho alto da curva. O perfil de esmerilhamento desenvolvido por Lamson e Longson (1982) objetivava otimizar o uso de rodas de diferentes diâmetros no mesmo eixo. Ao transitar uma

pelo trilho baixo e a outra pelo trilho alto das curvas, buscava-se manter um suficiente contato entre roda-trilho e conseqüentemente evitar excessivas tensões de contato e desgaste. Para isso, o esmerilhamento começou a ser realizado de forma assimétrica em relação à linha central longitudinal do topo do boleto do trilho, com diferentes perfis de esmerilhamento para os trilhos baixo e alto. A Figura 25 ilustra a redução do desgaste entre 70 e 80% quando se migra do esmerilhamento convencional simétrico (remoção de defeitos superficiais) para o esmerilhamento assimétrico (redução do desgaste e/ou prevenção dos defeitos superficiais).

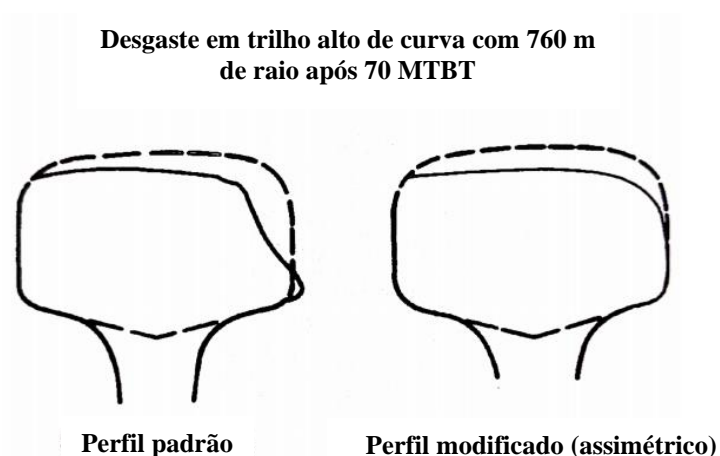


Figura 25 - Esmerilhamento de trilhos usando perfis assimétricos, propiciando a redução do desgaste. Fonte: Zarembski (2005).

A Figura 26 mostra o resultado do esmerilhamento assimétrico adotado pela VLI/FCA, podendo-se se destacar no canto de bitola do boleto do trilho alto a remoção/prevenção de defeitos superficiais e o desenho transversal do tipo conformal (TOURNAY et al., 2015), corroborado pelo encaixe satisfatório do gabarito para controle de qualidade manual do esmerilhamento.



Figura 26 - Trilho alto de curva após esmerilhamento e conferência da qualidade do esmerilhamento de forma visual (remoção de defeitos superficiais) e usando o gabarito para verificação do perfil. Fonte: do autor.

Estudos de superfícies esmerilhadas mostraram a redução significativa da iniciação e propagação de defeitos superficiais por fadiga de contato por rolamento e redução do desgaste do boleto do trilho em 30%, quando comparado ao trilho não esmerilhado (VIANA, 2018). A Figura 27 mostra os trilhos de uma mesma curva de raio moderado (570 m), sem gerenciamento do atrito (graxa e/ou modificador de atrito) e com esmerilhamento. Na metade da curva os trilhos alto e baixo não eram esmerilhados e, na outra metade da curva eram esmerilhados.

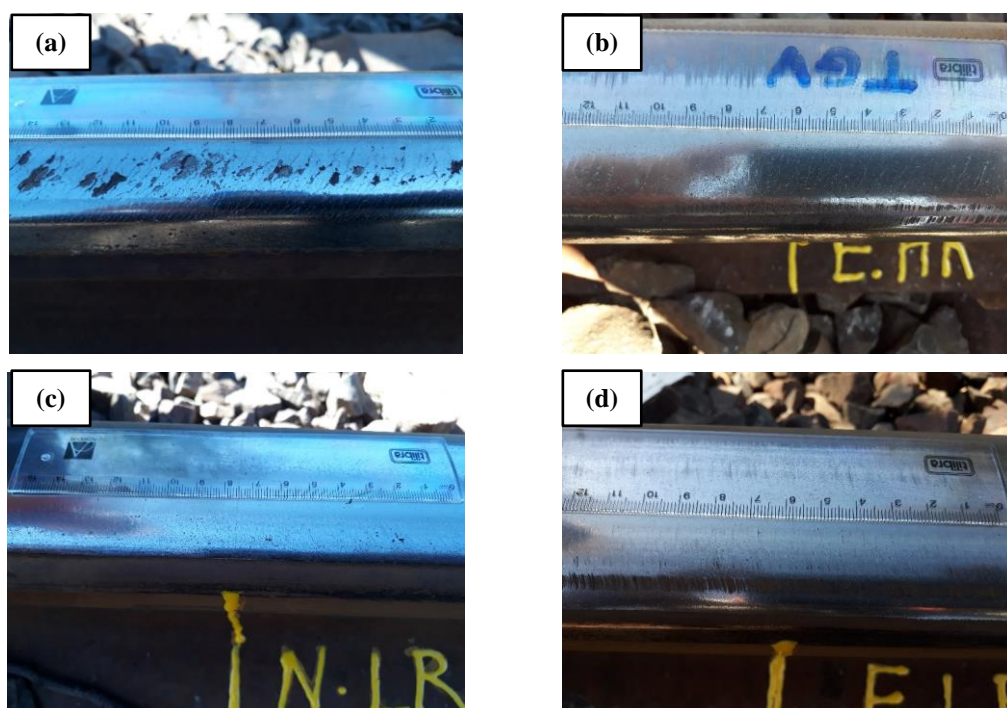


Figura 27 - Registros do local de teste de esmerilhamento, sendo verificado nos detalhes: (a) trilho externo não esmerilhado, (b) trilho externo esmerilhado, (c) trilho interno não esmerilhado e (d) trilho interno esmerilhado. Fonte: Viana (2018).

3.1.5.3 Lubrificação

Segundo Roney et al. (2015), o atrito no contato roda-trilho tem se tornado uma área de atenção crescente nas operações ferroviárias objetivando alcançar melhores práticas operacionais e de manutenção. Existem alguns métodos para se lubrificar a região de contato entre o flange da roda e o canto/lateral do boleto do trilho, sendo destacados a seguir os seguintes tipos:

- Método embarcado na locomotiva e/ou no vagão: o lubrificante em forma de um bastão sólido é posicionado e pressionado diretamente no flange das rodas das

locomotivas. À medida que o bastão é empurrado por um sistema de mola contra o flange da roda giratória, o lubrificante sólido é continuamente transferido para o flange e, em seguida, para o trilho (SANTORO, 2019);

- Método móvel: o método de aplicação consiste em inserir um filete de 1,5 mm de espessura de lubrificante aplicado na lateral do boleto (a 16 mm abaixo do topo do trilho) por meio de um bico injetor instalado na parte posterior de um veículo ferroviário ou rodoferroviário. Após o contato com o flange da roda dos trens o filete de lubrificante é espalhado por toda a lateral e canto do boleto;
- Método fixo (Figura 28): este sistema é instalado na lateral da via, aplicando o lubrificante em um ponto da lateral do boleto de trilhos instalados em tangentes. O flange das rodas que passam por este local (tangente) irá coletar e espalhar o lubrificante nos trilhos altos (lateral/canto do boleto) nas curvas seguintes por até cerca de 4 quilômetros para cada direção da via a partir do ponto de lubrificação fixa. Esse espalhamento depende das características do traçado da via, tais como, quantidade, comprimento, rampa e raio das curvas do local.

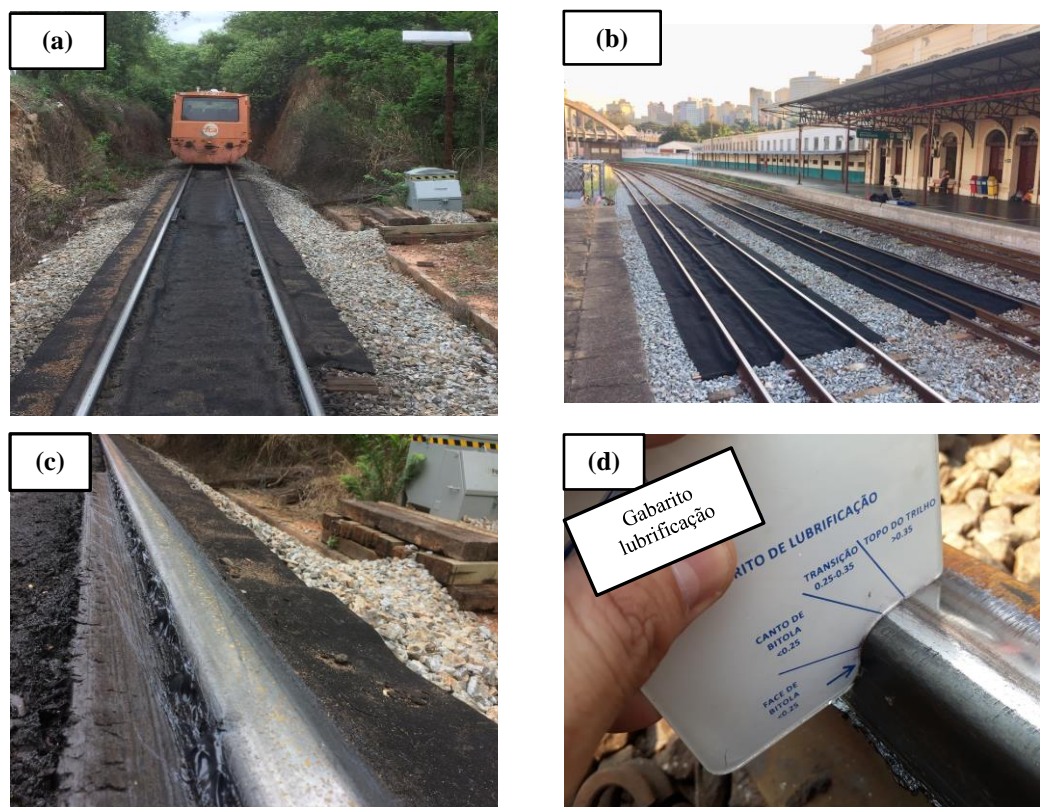


Figura 28 - Lubrificação de trilhos na VLI pelo método fixo, sendo destacados nos detalhes: (a) lubrificador instalado em tangente (bitola métrica/linha singela); (b) lubrificador instalado em tangente (bitola mista/linha dupla); (c) régua espargidora do lubrificante e (d) gabarito de lubrificação mostrando a lubrificação ideal cobrindo integralmente tanto a lateral quanto o canto do boleto do trilho. Fonte: Viana (2017) e Viana, Pastrello e Marotta (2020).

Os modificadores de atrito de topo do boleto do trilho baixo de curvas e trilhos de ambos os lados da tangente, também são conhecidos na operação como TOR (*do inglês, top of rail*). Os modificadores de atrito servem para, de fato, controlar o atrito entre 0,3 e 0,4, servindo para reduzir a iniciação e propagação de defeitos superficiais (fadiga de contato) nas superfícies do topo do boleto do trilho e da pista de rolamento da roda. Os modificadores podem ser aplicados pelo sistema móvel (caminhonete rodoferroviária), pelo sistema fixo (similar ao LUB) e de forma embarcada na locomotiva (bastão sólido).

Os lubrificantes possuem características físico-químicas usualmente analisadas em laboratório pelo próprio fabricante. Estas características estão contidas na ficha de informações de segurança de produtos químicos (FISPQ) e/ou *technical data sheet*, sendo enviadas ao comprador junto ao lote adquirido. Os lotes ainda podem ser adquiridos por baldes de 18 kg, tambor de 180 kg ou ciro de 1000 kg. Dentre as principais características da graxa que são informadas estão a consistência NLGI, tipo de sabão, óleo básico, viscosidade cinemática, penetração trabalhada, ponto de gota, dentre outras. Importante frisar que a

aplicação de lubrificante entre canto/lateral do boleto do trilho alto da curva e o flange da roda serve para reduzir a atrito a níveis abaixo de 0,25. Com isso, o desgaste lateral do boleto do trilho alto e o desgaste do flange da roda podem ser reduzidos a níveis significativos.

3.1.5.4 Seleção de materiais

No presente trabalho define-se “R”, como sendo a razão entre a dureza do trilho em relação à dureza da roda. A Equação a seguir mostra essa razão:

$$R = H_{Trilho} / H_{Roda} = H_T / H_R \quad (1)$$

Os critérios de seleção das características dimensionais, metalúrgicas e mecânicas de trilhos e rodas pelas empresas ferroviárias ocorrem em função de fatores como peso por eixo das locomotivas e vagões, traçado da via permanente (inclinação de rampas e raio de curvas), densidade de tráfego de trens e materiais com maior dureza. A dureza dos materiais tem sido uma das propriedades mecânicas mais abordadas no tema de desgaste roda-trilho pelas operadoras ferroviárias nacionais ao longo da última década.

Dentro do setor ferroviário, no qual se adota a dureza Brinell (HB) como a linguagem oficial, a discussão para dizer qual componente, o trilho ou a roda, deve ser mais duro (e quanto mais duro) é polêmica, sendo necessário a continuidade do entendimento e estudos desse tema.

Nos estudos realizados por Steele e Reiff (1982), os dados das taxas de desgaste da roda e do trilho obtidos em teste em campo foram combinados a um modelo teórico proposto por Rabinowicz (1980). Por esse modelo algumas previsões podem ser feitas sobre o desgaste do sistema roda-trilho. Na Figura 29 pode-se verificar a influência do “R” no desgaste roda-trilho (STEELE; REIFF, 1982). Nesta figura tem-se inserido no eixo das ordenadas o desgaste (trilho, roda e sistema) em valor relativo e no eixo das abcissas a razão entre durezas do trilho em relação à roda.

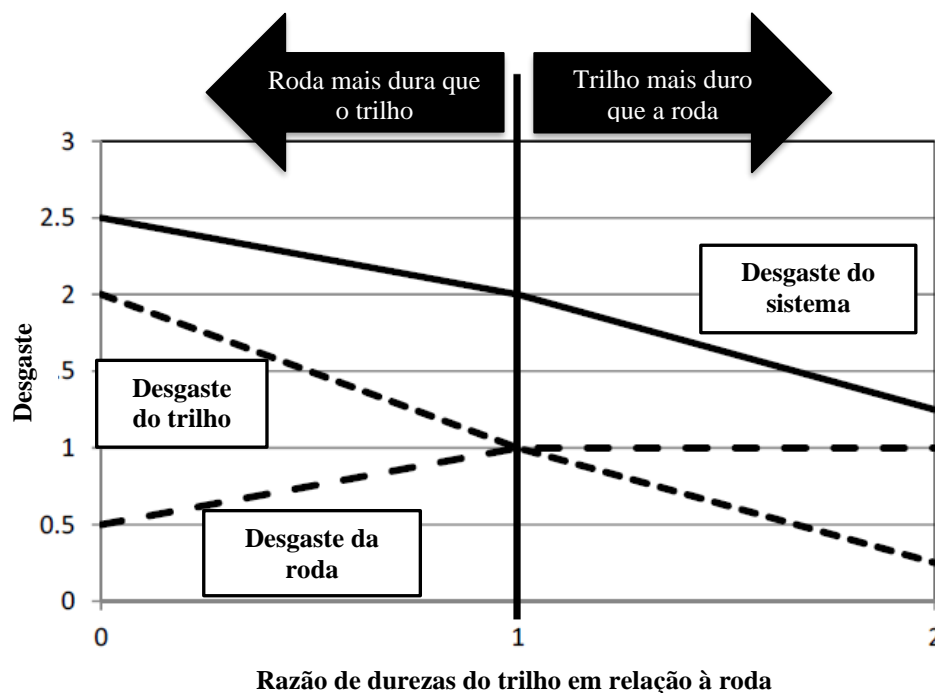


Figura 29 - Razão ótima entre durezas do trilho em relação à roda. Em que: $R = \text{Dureza do Trilho} / \text{Dureza da Roda} = H_{\text{Trilho}} / H_{\text{Roda}} = HT / HR$. Fonte: gráfico original de Steele e Reiff (1982) e gráfico adaptado de Lewis et al. (2016).

Esses ensaios foram realizados em ferrovia com circuito fechado no qual o trem circulava a velocidade de 65 km/h, 927 km/dia (1 MTBT/dia ou 1 Milhão de Tonelada Transportada/dia), raio de curva de 350 m, inclinação das rampas entre 0,9 e 2%, trem formado por 4 locomotivas anexadas a mais 198 vagões. Este circuito é conhecido como FAST e pertence ao TTC (*Transportation Technology Center* – Pueblo, Co, EUA). Nos testes lubrificados, os trilhos altos das curvas eram lubrificados por lubrificadores fixos nos primeiros 40 a 45 MTBT, sendo desligados por cerca de 0,5 MTBT para limpeza dos trilhos para realização de inspeções nos trilhos.

Ainda no eixo das ordenadas (STEELE; REIFF, 1982), o desgaste do trilho se refere às medidas de desgaste lateral do trilho alto das curvas testes em campo. Medidas foram coletadas por perfilômetro de boleto, sendo que o desgaste lateral é o valor em milímetros a 16 mm do topo do trilho (Figura 30). O desgaste das rodas é referente ao desgaste em milímetros apresentados pelos flanges. O desgaste do sistema é a soma em milímetros do desgaste lateral do trilho alto com o desgaste do flange.

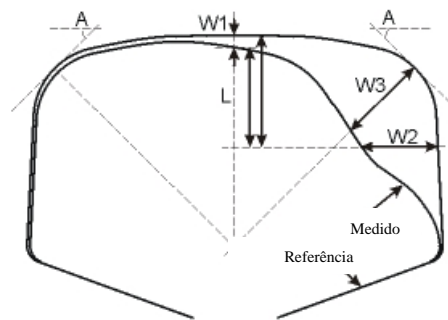


Figura 30 - Ilustração esquemática da medição do desgaste do boleto do trilho com o perfilômetro, podendo-se notar a cota representada por “W2” (desgaste lateral) estando a uma distância “L” (16 mm) do topo do trilho. Fonte: Greenwood (2020).

Utilizando-se diferentes classes de trilhos com durezas entre 314 e 405 HB e diferentes classes de rodas com durezas entre 249 e 317 HB, os resultados no FAST por meio do proposto por Rabinowicz (1980) mostram que a razão ótima entre durezas de trilho e roda deve ser maior ou igual 1,0 (STEELE; REIFF, 1982).

A Figura 29 é dividida em duas áreas. Na parte esquerda do gráfico ($R < 1$), o trilho é mais mole em comparação com a roda. Consequentemente, o trilho determina o tamanho da área de contato (*patch*). Com o aumento da dureza do trilho, o desgaste do trilho diminui, mas também o tamanho da área de contato diminui, resultando em aumento do desgaste das rodas. No entanto, é importante salientar que o desgaste do sistema é diminuído com o aumento da dureza do trilho. Na parte direita do gráfico ($R > 1$), a roda é o corpo mais mole. O tamanho da área de contato permanece constante independentemente da dureza do trilho e segundo os autores (STEELE; REIFF, 1982) resultando em desgaste constante das rodas. O desgaste do trilho diminui com o aumento da sua dureza, assim como o desgaste do sistema (STOCK; EADIE; OLDKNOW, 2013). Nessa região do gráfico ($R > 1$) é onde se propõe realizar os ensaios de desgaste por deslizamento do presente trabalho.

Além disso, podem-se elencar os seguintes resultados extraídos do estudo de Steele e Reiff (1982), são eles:

- A taxa de desgaste para as curvas do teste no TTC ($R = 350$ m) em trilhos a seco é de aproximadamente 0,025 mm/MTBT e de trilhos lubrificados é cerca de 0,005 mm/MTBT (5 vezes menor quando lubrificado). A experiência, atual, na VLI é que para:
 - ✓ curvas com raio menor que 180 m, bitola métrica, trilhos TR57 premium contra as rodas classe C fundidas, esses resultados são

respectivamente de 0,062 e 0,029 mm/MTBT (2 vezes ou 100% menor quando lubrificadas).

- ✓ curvas com raio entre 344 e 430 m, bitola larga, trilhos TR57 premium contra as rodas classe C fundidas, esses resultados são respectivamente de 0,033 e 0,023 mm/MTBT (1,4 vezes ou 40% menor quando lubrificadas).
- ✓ Esses resultados mostram que tecnicamente é viável a adoção do processo de lubrificação de trilhos. Além disso, estudos internos também demonstraram que embasado nesses ganhos técnicos (considerado o valor mais conservador de 40%), a lubrificação de trilhos é economicamente viável a depender da densidade de trens e MTBT do corredor logístico.
- O comprimento dos detritos coletados dos trilhos *standard* e premium foram de, respectivamente, 80 e 140 μm . Dados coletados em campo na VLI mostram que o tamanho dos detritos de trilho premium é de aproximadamente 1 mm conforme mostrado na Figura 31. Os resultados da análise dos detritos serão posteriormente explorados, sendo estes, uma importante justificativa para os fenômenos que serão observados no desgaste a seco para o disco premium a 120 N.



Figura 31 - Detritos metálicos sobre o patim do trilho alto de uma curva lubrificada. Tamanho máximo encontrado: 1 mm. Fonte: do autor (2021).

- A interação com a lubrificação propiciou a redução na taxa de desgaste do trilho mais macio (trilho com aço *standard* – $\text{HB} \leq 310$) em 7 vezes. A redução na taxa de desgaste do trilho mais duro (aço premium – $\text{HB} \geq 370$) foi de 4,5 vezes;

- Pela interação com a lubrificação nota-se que o aço premium não oferece uma grande vantagem comparado ao aço *standard* quando lubrificados, ao contrário de quando estão à seco. Ou seja, o benefício relativo da lubrificação não depende do tipo de trilhos;
- O coeficiente de atrito para o trilho seco era igual a 0,5 e para trilho lubrificado igual a 0,1. Na VLI esses resultados estão compreendidos na faixa entre 0,35 a 0,55 (seco) e 0,18 a 0,25 (lubrificado);
- Em campo foi relatado dificuldade de monitoramento do desgaste do trilho de curva, denominado de Efeito da Posição na Curva (EPC). Isso se deve aos diferentes segmentos de uma curva apresentarem diferentes desgastes. A saber, as curvas são divididas em três segmentos: espiral de entrada, circular ou centro da curva (maior desgaste) e espiral de saída.

A Tabela 9 cita as durezas máximas usadas para trilhos e rodas existentes em alguns países, bem como a razão “R” entre durezas trilho/roda (RAZHKOVSKIY et al., 2015; PETRAKOVA, 2009). Pode-se notar que três países adotam a dureza igual para a roda e o trilho (Canadá, EUA e China), para dois países o trilho é 10% mais duro que a roda (Rússia e Japão) e o Brasil e Europa tem o trilho 20% mais duro que a roda.

Tabela 9 - Razão “R” entre dureza em trilho/roda existentes em alguns países.

País	HB _{Trilho máx}	HB _{Roda máx}	R
Rússia	401	363	1,1
Japão	400	360	1,1
EUA/Canadá	390	390	1,0
Brasil*	405	340	1,2
Europa	360	310	1,2
China	390	390	1,0

Fonte: Razhkovskiy et al. (2015) e Petrakova (2009).

Na empresa VLI tem-se, atualmente, como estratégia, a adoção da interseção de durezas dos estudos elaborados por Steele e Reiff (1982) e por Razhkovskiy et al. (2015), isto é, a razão entre durezas trilho/roda deve estar compreendida entre 1,0 e 1,1. Atualmente, os trilhos que atendem as características operacionais dos principais corredores da VLI são os de classe premium (perfis TR68 e TR57 kg/m). Em função disso, as rodas devem ser compatíveis com o trilho classe premium.

3.1.6 Resumo (literatura ferroviária)

Para otimizar o desempenho do contato do flange da roda contra o canto de bitola do trilho, é preciso estudar os materiais de trilho que estão em avaliação na empresa e, portanto, a razão entre durezas trilho/roda, a microestrutura presente na utilização inicial da roda, a força normal e o emprego de lubrificante. Um resumo das lacunas existentes na literatura ferroviária (campo) está elencado a seguir, pretendendo o presente trabalho sanar estas lacunas por meio dos objetivos propostos no Capítulo 2.

- Dentro da faixa de razão ótima entre durezas trilho/roda ser maior ou igual a 1,0 proposta por Steele e Reiff (1982), qual das razões, 1,1 ou 1,2, teria o melhor desempenho contra o desgaste quando se controla diferentes condições de contorno do tribossistema?
- Para as microestruturas bainíticas das superfícies de rodas estudadas por Alves (2000) e Chaves (2016) qual seria o comportamento ao desgaste frente a diferentes durezas de trilhos?
- Zarembski (2015) mostra o efeito do raio de curvas ao desgaste dos trilhos. A variação da força normal em laboratório simularia este efeito na variação do desgaste dos aços dos pinos e discos?
- A redução do desgaste em campo para trilhos lubrificados foi de 4,5 vezes quando comparado à condição seca (STEELE; REIFF, 1982), em laboratório qual seria esta ordem de grandeza? Ainda sobre lubrificação, a faixa de coeficiente de atrito em trilhos lubrificados é de 0,18 a 0,25 (KALOUSEK; MAGEL, 1997), em laboratório qual seria esta faixa?

3.2 Fundamentos do Desgaste e do Atrito no Deslizamento

O desgaste pode ser definido como o dano material, muitas vezes envolvendo perda progressiva de massa ou de volume, devido ao movimento relativo de superfícies que se encontram em contato (HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017). O desgaste das superfícies dos materiais resulta em elevados custos associados não apenas a perda de material, mas também a perda de energia e tempo (HOLMBERG, 2001). Um exemplo de economia de energia com a aplicação da tribologia foi realizado na CPR (Canadian Pacific Railway) onde foi obtida uma economia real no consumo de combustível maior que 5% quando se utiliza lubrificantes para reduzir ou controlar o atrito entre rodas e trilhos (RONEY et al., 2009).

Segundo Hutchings e Shipway (2017), a definição de desgaste por deslizamento está relacionada com o desgaste que ocorre quando duas superfícies sólidas deslizam uma sobre a outra. O desgaste por deslizamento ocorre para os dois tipos de contato, conforme e não conforme. O contato conforme ocorre em toda área nominal de contato e o não conforme apresenta o contato concentrado em um ou dois pontos.

Ainda segundo Hutchings e Shipway (2017), a natureza e a taxa de desgaste irão depender dos seguintes fatores:

- Distância deslizada;
- Velocidade do deslizamento, pois afeta a taxa de energia dissipada pelo atrito e a temperatura na interface;
- Duração do ensaio
- Pressão e área de contato nominal;
- Força normal;
- Temperatura do ambiente, pois influenciará na viscosidade do lubrificante, na propriedade mecânica dos corpos e na ativação de processo químico;
- Adição de lubrificante;
- Composição atmosférica ou química;
- Orientação dos corpos no arranjo do ensaio, pois poderá cair mais ou menos detritos entre os corpos;
- Forma de aplicação do lubrificante, influenciando na variação de pressão, distribuição e espessura do filme.

A Figura 32 mostra, esquematicamente, a variação da massa em função do tempo de deslizamento. A forma e extensão das regiões da curva depende da interação das variáveis de entrada do tribossistema. A região I é considerada como o período de *running-in* de desgaste. A taxa de desgaste é variável com o tempo. Nesta região, primeiramente pode haver um aumento do COF devido ao truncamento e conformação das asperezas, em segundo está a redução do COF devido ao desenvolvimento de filmes e danos superficiais e, por fim, de novo há o aumento do COF em razão da aspereza da superfície com geração de detritos de desgaste e formação da camada de transferência (BLAU, 2009). O período II é conhecido como regime permanente ou regime estacionário de desgaste. Neste período, a taxa de desgaste não varia significativamente com o tempo ou com a distância de deslizamento, sendo menor que o período de *running-in*. O último período III é conhecido como *run-out*, período em que ocorre a falha do material.

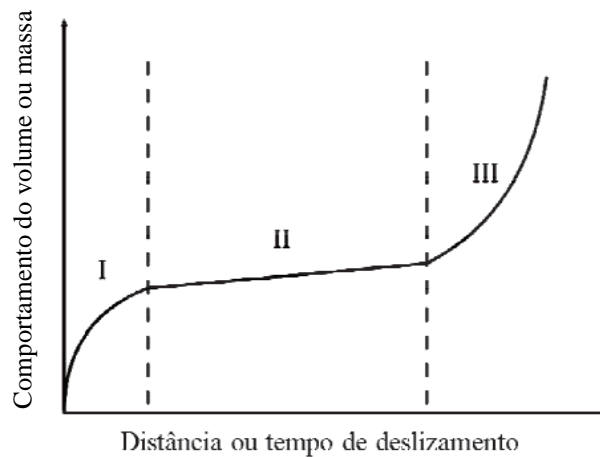


Figura 32 - Curva esquemática da variação do volume de desgaste com a distância de deslizamento. Fonte: Czichos (1976).

O estudo do desgaste do par flange de roda contra o canto de bitola de trilho tem sido estudado na literatura por meio de ensaios pino contra disco. Analisam-se a seguir os principais fatores que afetam o desgaste por deslizamento e o tópico será concluído com a análise dos trabalhos científicos dedicados ao estudo de materiais e microestruturas de interesse desta tese.

A força normal e a dureza do corpo mais mole são alguns dos parâmetros contidos na literatura, isso provavelmente se deve ao fato de que estes dois fatores são relacionados na equação de Archard que é o paradigma mais utilizado na compreensão deste fenômeno. Esta Equação 2 está apresentada a seguir conforme Hutchings e Shipway (2017).

$$Q = \frac{KW}{H} \quad (2)$$

Onde: Q é a quantidade de material “removido” em mm³ por unidade de deslizamento; W é a força normal em Newton (N) aplicada à superfície; H é a dureza Vickers da superfície mais macia e K é o coeficiente adimensional de desgaste.

3.2.1 Efeito da dureza do corpo mais mole

Os trabalhos que enfatizam o estudo do efeito da dureza no desgaste por deslizamento quase sempre se referem a dureza do corpo mais mole. Nos trabalhos clássicos de desgaste

por deslizamento como os de Archard e Hisrt (1956) e Burwel (1957), emprega-se o disco mais duro que o pino e constata-se frequentemente que o aumento da dureza do material mais mole (pino) resulta na sua menor perda de massa, resultados muitas vezes condizentes com os do modelo de Archard.

No trabalho de Chaves (2016) foram realizados ensaios de desgaste pino contra disco utilizando pinos perlíticos com durezas de 224 e 381HV e discos com dureza de 600 HV. Foi verificado que, quanto maior o espaçamento interlamelar da perlita, maior foi a quantidade de massa perdida (Figura 33).

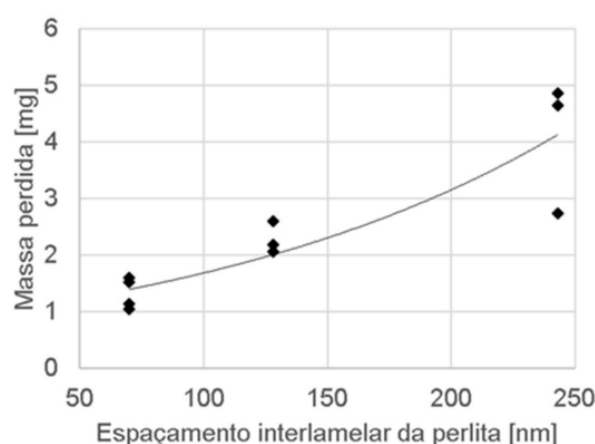


Figura 33 - Variação da massa perdida dos pinos em função do espaçamento interlamelar da perlita. Fonte: Chaves (2016).

No trabalho de Tressia et al. (2019) foram realizados os ensaios pino contra disco utilizando pinos extraídos do boleto de trilhos perlíticos com dureza de 315 HV e discos de aço H13 com dureza de 600 HV. O aço perlítico possuía espaçamento interlamelar de 90 nm e tamanho de grão de 10 μm . A força normal adotada foi de 100 N e velocidade de deslizamento de 0,2 m/s. Para a microdureza realizada nos corpos após ensaio de desgaste, foi utilizado um microdurômetro Shimadzu (HMV-2TADW) com 3 N de carga (HV0,3) e 15 s de tempo de acomodação da carga. Os tempos de ensaio foram de 1 e 4 horas. Três condições de pinos foram ensaiadas, sendo o pino tal qual recebido comparado com as condições de pinos revenidos a 200 e 500°C.

Os resultados encontrados mostraram que os pinos que já haviam sido ensaiados em desgaste a 1 ou 4 horas e, após serem revenidos e ensaiados em desgaste novamente, apresentaram maior resistência ao desgaste do que os pinos originais (sem revenimento), conforme Figura 34.

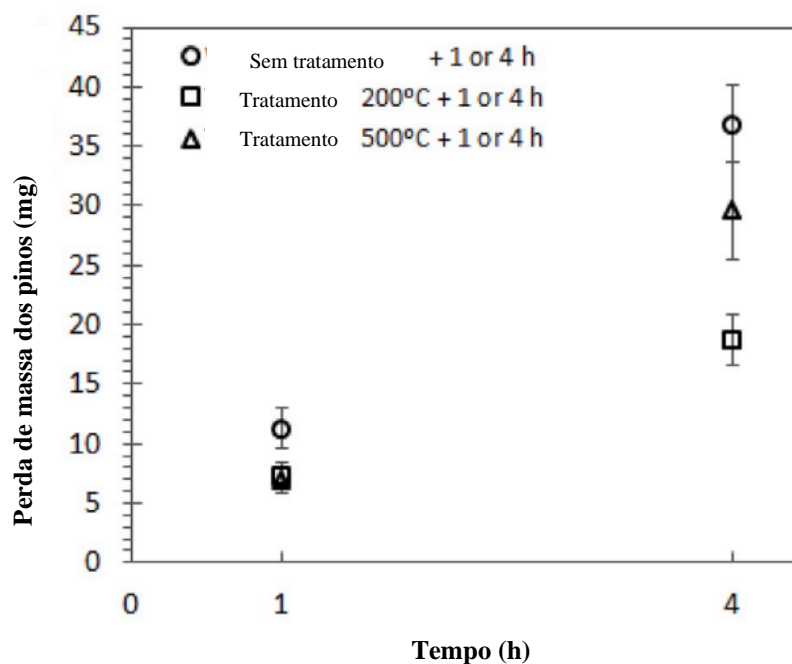


Figura 34 - Perda de massa no regime permanente do ensaio pino contra disco. Fonte: Tressia et al. (2019).

Em um outro trabalho de desgaste por deslizamento (TRESSIA et al., 2021), no qual se utilizou pinos extraídos de trilho alto de curva com 350 m de raio (em serviço na ferrovia) contra disco de aço H13, foi verificada a resistência ao desgaste a 50 e 500 N de força normal, simulando, respectivamente, condições de curvas com raio aberto e raio fechado. Os pinos foram extraídos de três zonas diferentes, todas contempladas dentro da região da lateral do boleto: (i) zona mais próxima da superfície que estava em contato com a lateral do flange da roda, apresentando esse pino 550 HV de dureza, (ii) zona intermediária (450 HV) e (iii) zona interna considerada já como material base do trilho (370 HV).

Os resultados desse trabalho (TRESSIA et al., 2021) mostraram que das três diferentes condições do pino, o que se mostrou com maior resistência ao desgaste foi o extraído da zona intermediária do boleto (450 HV iniciais), tanto para a força normal de 50 quanto para a de 500 N (Figura 35). A 50 N o desgaste facilitou a propagação das trincas, além disso, as trincas já preexistentes foram removidas durante o ensaio de desgaste. Para 500 N, a taxa de material removido não propiciou a propagação de trinca e, também, foi observado que o desgaste não foi suficiente para a remoção de trincas superficiais, devido a formação de camada branca na superfície (martensita).

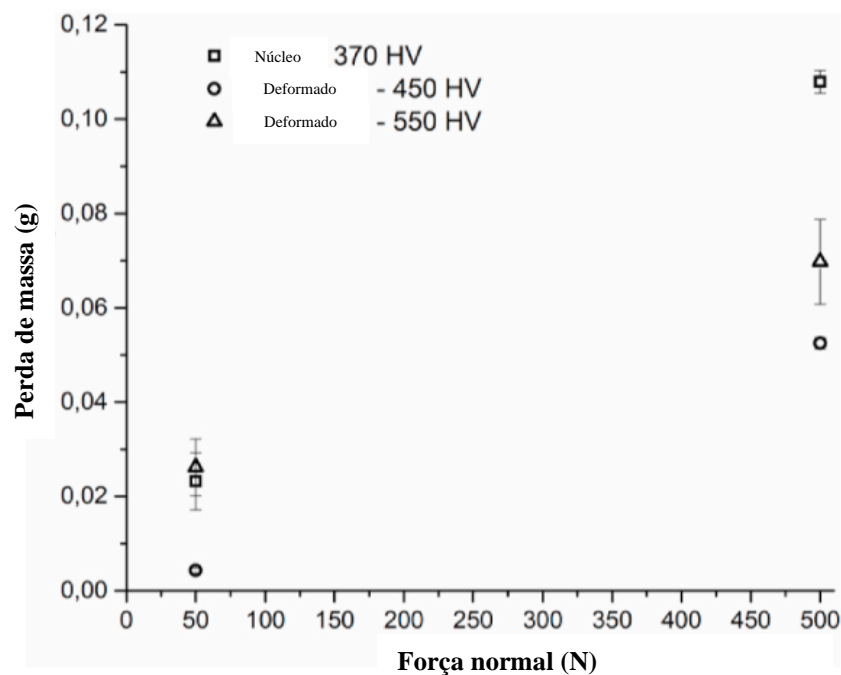


Figura 35 - Perda de massa em função da força normal. Fonte: Tressia et al. (2021).

3.2.2 Efeito da dureza do corpo mais duro

Viáfara et al. (2005) estudaram as relações entre microestrutura e comportamento ao desgaste de aços bainíticos e perlíticos (pinos) deslizando sobre aços perlíticos (discos), em diferentes condições de carregamento. O pino bainítico possuía dureza de 400 a 420 HV, o pino perlítico entre 320 e 340 HV e o disco perlítico entre 325 e 345 HV. Três cargas normais foram adotadas (10, 30 e 50 N) e velocidade de 1 m/s. Na Figura 36 tem-se mostrada que a taxa de desgaste para pinos bainíticos cresceu continuamente com o aumento da carga, o que pode ser justificado pela sua baixa capacidade de encruamento. Os valores medidos foram pelo menos duas ordens de grandeza maiores que no caso dos pinos perlíticos.

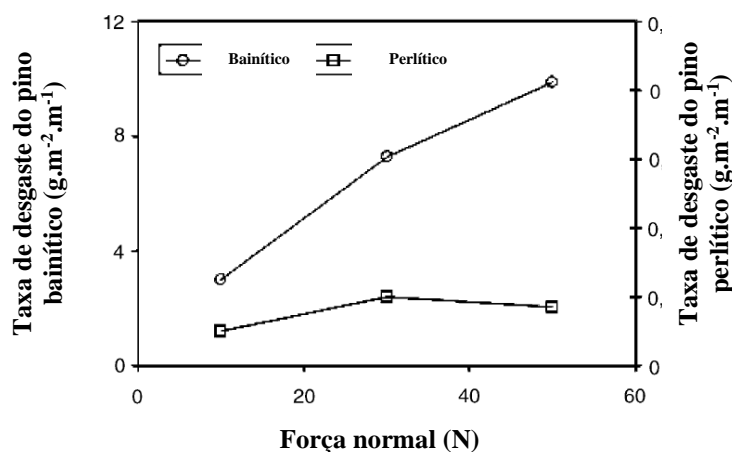


Figura 36 - Taxa de desgaste em função da força normal, para pinos perlíticos e bainíticos. Fonte: (VIÁFARA et al., 2005).

Ainda segundo Viáfara et al. (2005), o menor desgaste dos pinos perlíticos em relação aos bainíticos pode ser explicado pela sua melhor capacidade de encruamento. A Figura 37 apresenta o perfil de microdureza dos pinos perlíticos de acordo com a carga aplicada. Para os pinos bainíticos, não foi observado encruamento após as medições de microdureza. O trabalho do atrito nestes últimos é gasto em deformação plástica e cisalhamento do material. A baixa tenacidade do material facilita a propagação de trincas.

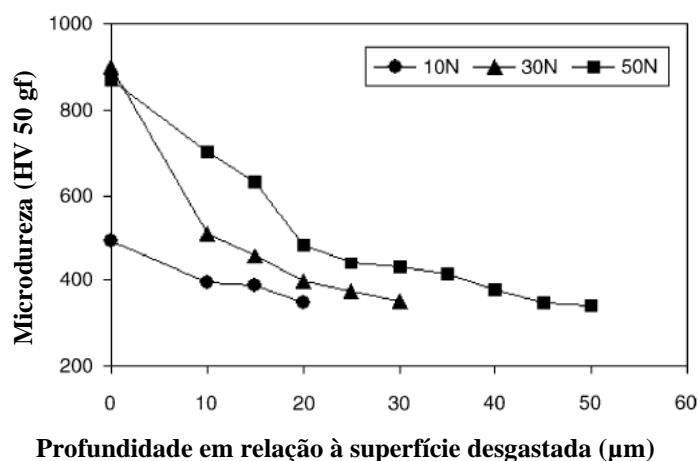


Figura 37 - Variação da microdureza em função da profundidade a partir da superfície desgastada em pinos perlíticos. Fonte: (VIÁFARA et al., 2005).

No estudo de desgaste por deslizamento pino contra disco desenvolvido por Rovani (2014) o pino possuía dureza de 435 HV e os discos durezas de 435 e 530 HV. Portanto, as razões de dureza disco/pino foram iguais a 1,0 e a 1,2. A força normal usada nos ensaios

variou entre 5 e 140 N, velocidade de rotação de 40 rpm, contato do pino com a raio de 25 mm do disco, velocidade de deslizamento de $0,1 \text{ m.s}^{-1}$, tempo de deslizamento de 3600 s e distância percorrida de 360 m. Os resultados dos ensaios a seco mostraram a redução do desgaste do pino (corpo) e do disco (contra corpo) com o aumento da dureza do disco (Figura 38).

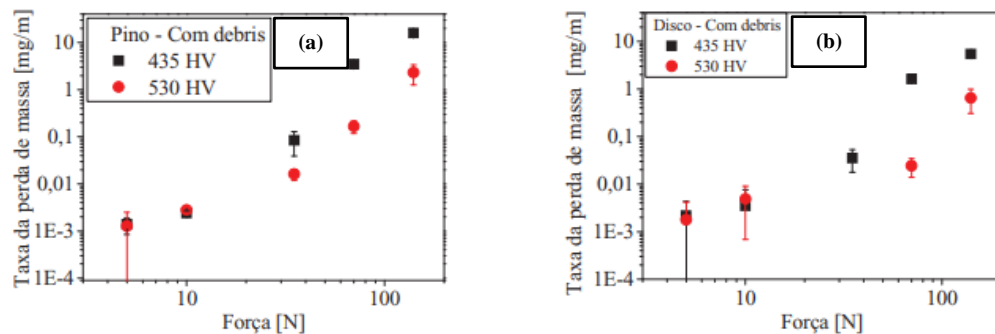


Figura 38 - Efeito do aumento da dureza do disco na redução do desgaste do (a) pino e do (b) disco. Fonte: Rovani (2014).

Prates et al. (2019) realizou ensaios laboratoriais pino (extraído do trilho perlítico de 387 HV) contra disco (extraído da roda bainítica/perlítica classe C AAR: forjada de 335 HV e fundida de 341 HV). Os ensaios foram realizados com pino de ponta arredondada, força normal constante, não lubrificado e com variação da velocidade (0,1 a 0,9 m/s). A pressão de contato inicial foi elevada (1,5 GPa), mas logo nos primeiros instantes de ensaio a área de contato aumentou devido ao desgaste precoce da ponta arredondada do pino e a pressão reduziu significativamente. A Figura 39 mostra que o coeficiente de desgaste (k) dos pinos e discos foram duas a três vezes maior no tribossistema com $R = 1,2$ (par com discos de aço forjado).

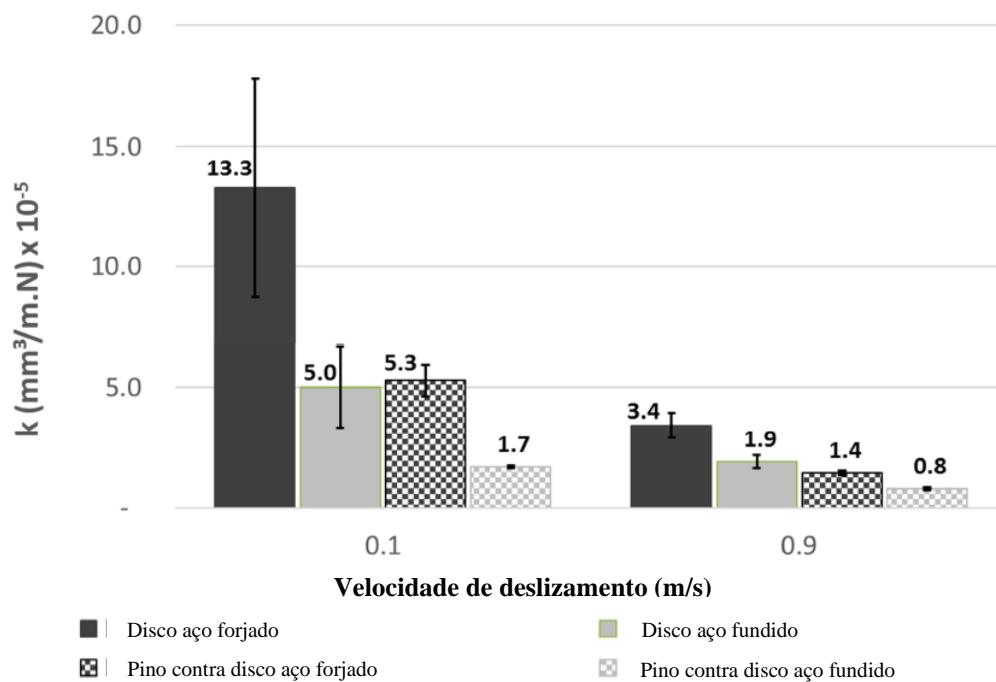


Figura 39 - Coeficiente de desgaste (k) de pinos e discos em função da velocidade de deslizamento. Fonte: Prates et al. (2019).

3.2.3 Efeito da dureza combinada entre os dois corpos (R)

A real importância da razão entre durezas trilho/roda (dureza combinada entre dois corpos) é que este parâmetro “R” é amplamente utilizado pelas ferrovias, por isso estudos que abordem este tema e que mostrem qual razão entre poderá trazer um melhor comportamento contra o desgaste, são de fundamental importância para a rotina da manutenção ferroviária.

Um importante trabalho sobre a razão de durezas a ser citado, mesmo não sendo disco contra disco ou pino contra disco, é o de Razhkovskiy et al. (2015). Em seu estudo, os experimentos realizados por meio do tribômetro mostrado na Figura 40, foram conduzidos usando o sistema modelo com disco vertical (material da roda C74GW-T-B) contra a barra horizontal (material do trilho M76TT) mediante rolamento e 2% deslizamento.

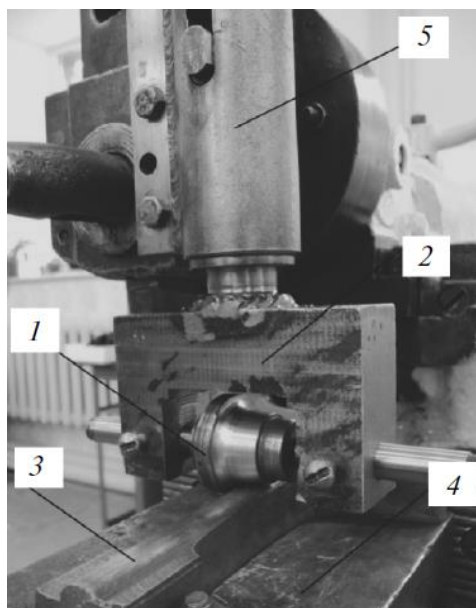


Figura 40 - Ensaio de resistência ao desgaste da roda e do trilho, onde: (1) roda/disco vertical, (2) garfo, (3) trilho/barra horizontal, (4) mesa de apoio e (5) atuador/célula de carga. Fonte: Razhkovskiy et al. (2015).

As durezas dos materiais dos trilhos estavam compreendidas entre 321 e 401 HB. As durezas dos materiais das rodas estiveram compreendidas entre 293 e 363 HB. Logo, a razão entre durezas trilho/roda estava compreendida entre 0,9 e 1,3. Os resultados mostraram que a razão ótima entre durezas (R) está entre 1,0 e 1,1, ou seja, os valores recomendados para os trilhos foram entre 363 e 401 HB e para a roda entre 361 e 388 HB.

A taxa de desgaste da roda foi caracterizada por meio da perda de massa do disco vertical e a taxa de desgaste do trilho foi caracterizada por meio da variação linear dimensional da barra horizontal. Para a acurácia dessas medições, essas amostras foram lavadas com querosene e depois secas (antes e depois do ensaio). Os resultados do ensaio de desgaste realizado por Petrakova (2009) e posteriormente inserido nos estudos de Razhkovskiy et al. (2015) estão mostrados na Figura 41.

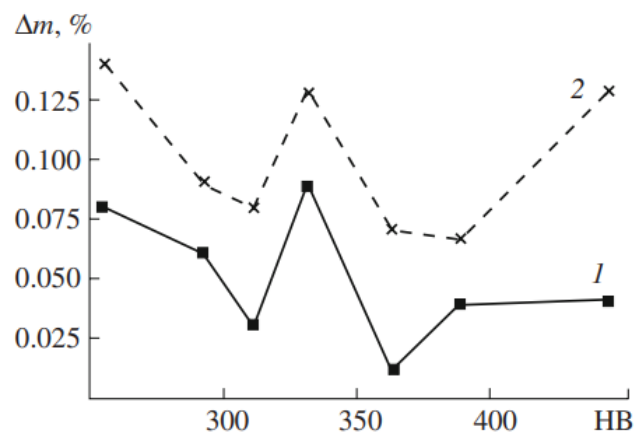


Figura 41 - Perda de massa relativa: 1 — após o teste de 1 h; 2- após o teste de 2h. Fonte: Petrakova (2009).

A Figura 42 apresenta o resultado de uma modelagem matemática elaborada por Razhkovskiy et al. (2015) para correlacionar os dados de perda de massa (desgaste) dos ensaios experimentais obtidos em laboratório com outras variáveis. Nesse modelo, tem-se os valores da perda de massa relativa em percentual representada dentro dos hexágonos *versus* a força normal no eixo “x1”, a velocidade no eixo “x2” e as razões entre durezas no eixo “x3”.

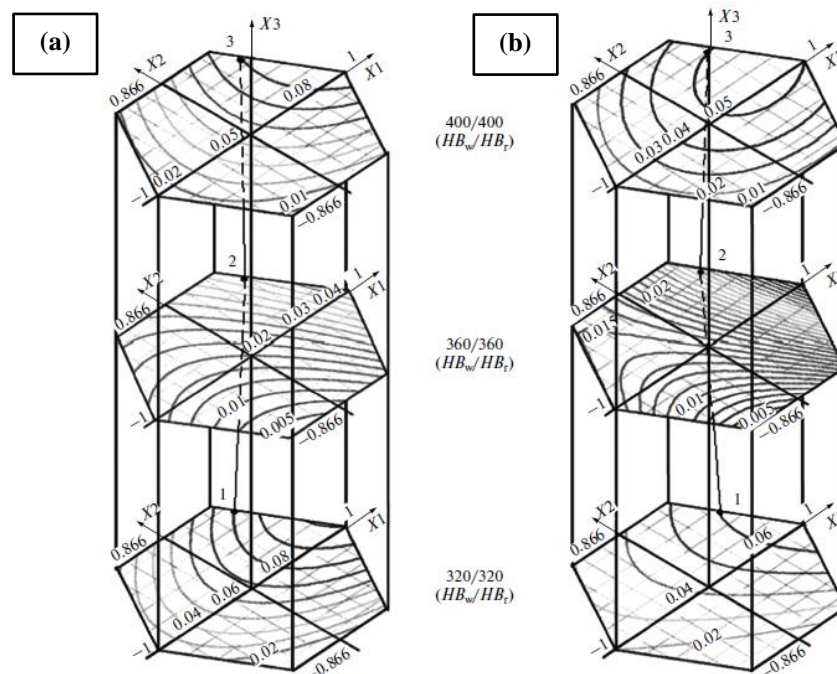


Figura 42 - Modelo matemático para determinação do desgaste máximo (a) da roda e (b) do trilho em função força normal no eixo “x1”, a velocidade no eixo “x2” e as razões entre durezas no eixo “x3”. Fonte: Razhkovskiy et al. (2015).

A partir dessa modelagem matemática, Razhkovskiy et al. (2015) construiu a Figura 43, a qual mostra a dependência do desgaste da roda e do trilho em função da razão entre suas durezas.

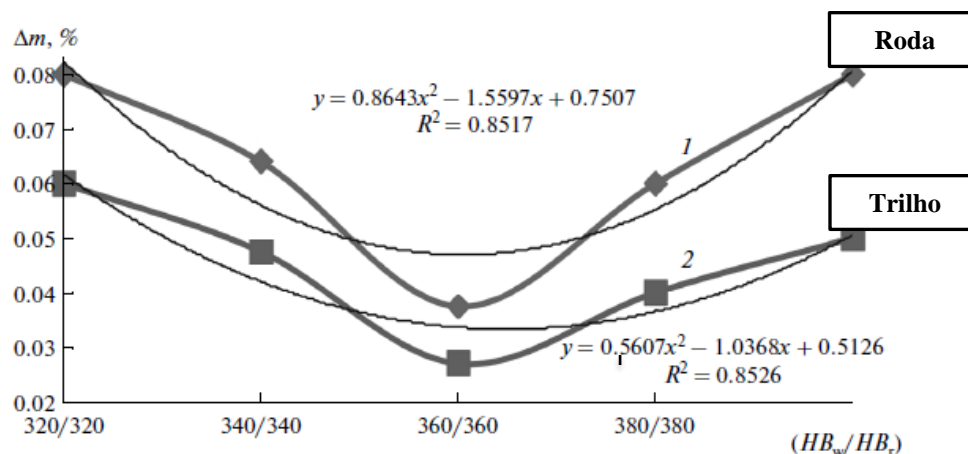


Figura 43 - Dependências de desgaste de (1) roda e (2) trilho na razão das suas durezas. Fonte: Razhkovskiy et al. (2015).

Na figura anterior pode-se verificar que para a razão entre durezas igual a 1,0, correspondente a 360/360, o desgaste é duas vezes menor do que quando temos para a mesma razão de 1,0, porém para 320/320 ou 400/400. A explicação para este fenômeno pode ser encontrada no trabalho de Kragel'skii (1968): em baixa dureza os materiais são endurecidos por deformações plásticas (encruamento) e acúmulo de danos por fadiga. Em pontos individuais da área de contato, os filmes superficiais são quebrados, o que resulta em danos profundos do material com um aumento acentuado da taxa de desgaste. Em alta dureza, as pressões de contato podem exceder o limite de resistência devido ao endurecimento a frio (encruamento), o que resulta em *pitting* material.

No trabalho realizado por Diao et al. (2019), foi estudada a razão ótima entre durezas trilho/roda (H_T/H_R) por meio dos aços de rodas HiSi e ER8 (pino) e do aço de trilho U71MnG (disco). O aço HiSi foi revenido em várias temperaturas para obter durezas diferentes e, em seguida, submetido (e o ER8) a testes de desgaste pino contra disco de aço U71MnG. Os pinos da roda proposta denominada de HiSi (devido ao alto teor de Silício), apresentaram durezas resultantes dos diferentes tratamentos de revenimento variando de 248 a 302 HB. Os pinos da roda convencional ER8 apresentaram dureza de 259 HB. Os discos do trilho U71MnG apresentaram dureza de 273 HB (DIAO et al., 2019).

Os aços foram cortados diretamente das rodas e trilhos comerciais como mostrado na Figura 44a, b. O ensaio de desgaste por deslizamento foi realizado usando uma máquina de pino contra disco como apresentado na Figura 44c (DIAO et al., 2019).

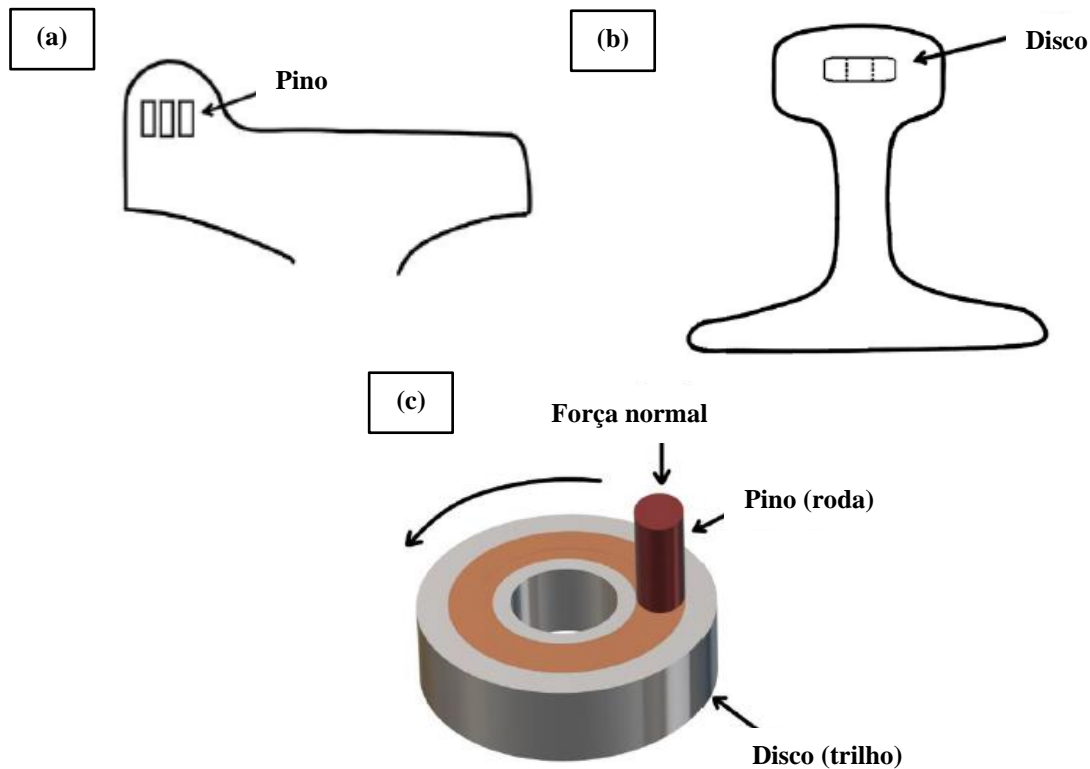


Figura 44 - Diagrama esquemático mostrando (a) local de extração dos pinos da roda, (b) local de extração dos discos do trilho e (c) configuração do ensaio pino contra disco. Fonte: Diao et al. (2019).

O diâmetro do pino é 4,8 mm, força normal de 300 N, tempo de ensaio de 120 min, rotação do disco de 300 rpm e raio de contato do pino no disco de 10 mm. O peso das amostras de pino e disco foram medidas antes e depois dos testes de desgaste usando uma balança eletrônica com resolução de 0,1 mg. Para garantir a precisão do peso medição, cada teste de desgaste foi repetido três vezes.

H_T/H_R para o par HiSi/U71MnG era de 0,89, 0,96, 1,00, 1,02, 1,09 (ou seja, entre $0,9 \leq R \leq 1,1$) conforme a temperatura de revenimento do HiSi aumentou. Perdas de massa dos pinos HiSi, ER8 e dos discos U71MnG após os testes de desgaste por deslizamento estão mostrados na Figura 45. Nota-se que em escala de melhor para pior desempenho contra o desgaste no sistema HiSi/U71MnG tem-se as razões de dureza de H_T/H_R : 0,89; 1,00; 0,96; 1,02; 1,09; 1,05 (DIAO et al., 2019). De fato, observa-se um comportamento parcialmente diferente do apresentado por Steele e Reiff (1982) e Razhkovskiy et al. (2015), isto é, o par

com razão entre durezas de 0,89 (assim como o de 1,0) apresentou melhor desempenho contra o desgaste.

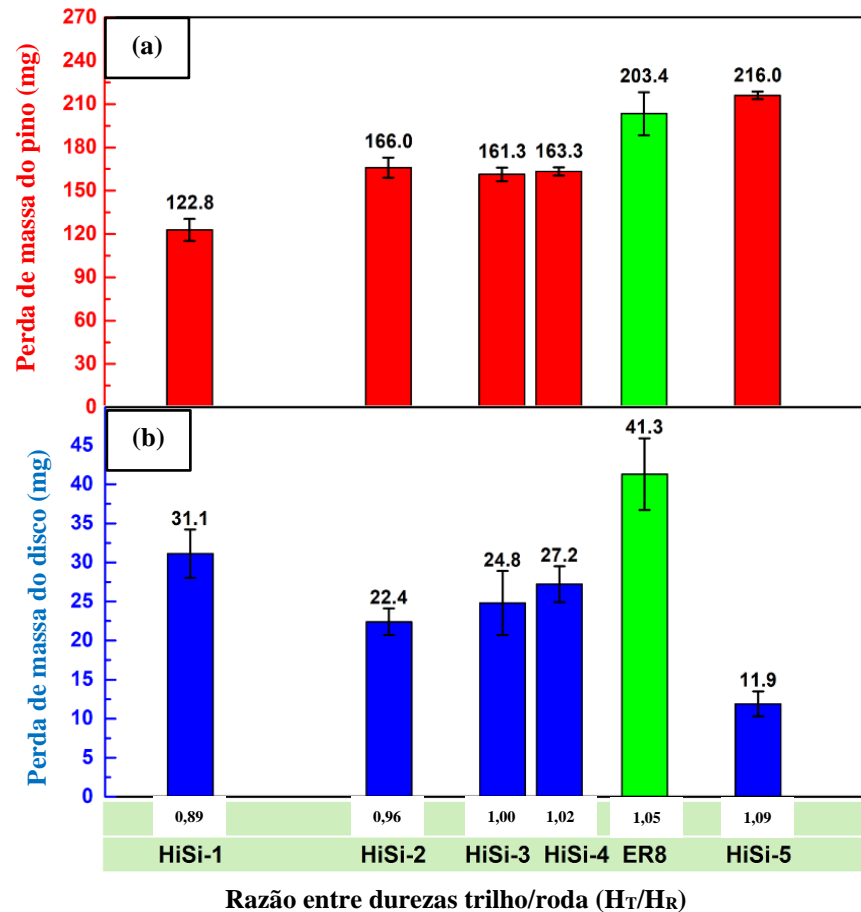


Figura 45 - Perda de massa (a) dos aços para pinos de rodas HiSi e ER8 e (b) do aço para discos de trilho U71MnG. Fonte: Diao et al. (2019).

A partir das durezas do disco e dos pinos contidos nos trabalhos apresentados nas seções 3.2.1, .3.2.3 e no presente 3.2.3, pode-se comparar esses trabalhos pelo parâmetro da razão entre durezas do disco em relação ao pino ($R = H_{Disco} / H_{Pino}$) conforme está apresentado na Tabela 10. Esta tabela objetiva compilar as razões entre durezas encontradas por meio da presente revisão bibliográfica.

Tabela 10 - Razão “R” entre dureza em disco/pino existentes na literatura acadêmica

Referência	H _{Disco}	H _{pino}	R
Chaves (2016)	600 HV	381 HV	1,6
		224 HV	2,7
Tressia et al. (2019)	600 HV	315 HV	1,9
Tressia te al. (2021)	600 HV	550 HV	1,1
		450 HV	1,3
		370 HV	1,6
Pino mais mole: $1,1 \leq R \leq 2,7$			
Viáfara et al. (2005)	335 HV	410 HV	0,8
		330 HV	1,0
Rovani (2014)	435 HV	435 HV	1,0
		530 HV	1,2
Prates et al. (2019)	335 HV	387 HV	0,8
		341 HV	0,9
Pino mais duro: $0,8 \leq R \leq 1,2$			
Razhkoviskiy et al. (2015)	321 HB	293 HB	0,9 a
		401 HB	1,4
Diao et al. (2019)	273 HB	302 HB	0,9
		248 HB	1,1
R: $0,9 \leq R \leq 1,4$			
R das oito referências: $0,8 \leq R \leq 2,7$			

Fonte: do autor (2021).

3.2.4 Efeito da microestrutura

Os processos de fabricação, a composição química e a microestrutura são fundamentais para a obtenção da dureza e demais propriedades mecânicas. O aumento da taxa de resfriamento no tratamento térmico reduz o espaçamento interlamelar da perlita e, portanto, aumenta sua dureza e a resistência mecânica (HYZAK; BERNSTEIN, 1976). A mudança de composição química com o aumento de carbono de aços hipereutetóides leva a mudança de microestrutura. A mudança de microestrutura de aço hipoeutetóides para hipereutetóides leva a maiores durezas, alta resistência mecânica e baixa tenacidade à fratura (ASM INTERNATIONAL, 2005).

Hyzak e Bernstein (1976) avaliaram algumas características dos aços perlíticos eutetóides relacionados com o limite de escoamento. As características avaliadas foram o espaçamento interlamelar (S), o tamanho da colônia perlítica (P) e o *prior*-tamanho de grão austenítico (d) nas propriedades mecânicas, conforme mostrado na Equação 3.

$$LE (MPa) = 2,18 (S^{-1/2}) - 0,40 (P^{-1/2}) - 2,88 (d^{1/2}) + 52,30 \quad (3)$$

$$\sigma_{LE} (Ksi) = 3,16 \cdot 10^{-1} \cdot (S^{-1/2}) - 5,79 \cdot 10^{-2} (P^{-1/2}) - 4,17 \cdot 10^{-1} \cdot (d^{1/2}) + 7,58$$

Onde:

σ_{YS} ou σ_{LE} : tensão limite de escoamento do material;

A Equação 3 é resultante de experimentos com aços puramente perlíticos (0,81 % Carbono) realizados por Hyzak e Bernstein (1976) mostra que o espaçamento interlamelar (S) tem efeito em cerca de 84% da resistência mecânica (σ_{LE}). O tamanho de colônia perlítica (P) tem efeito mínimo na resistência mecânica e o tamanho de grão austenítico (d) também não possui efeito direto na resistência mecânica, mas resulta em refino de espaçamento interlamelar. Logo, a partir da Equação 3 (HYZAK; BERNSTEIN, 1976), o espaçamento interlamelar da perlita é confirmado para ser o parâmetro microestrutural majoritário que controla a resistência mecânica de microestruturas perlíticas (ASM INTERNATIONAL, 2005). A Figura 46 ilustra que a resistência mecânica de aços puramente perlíticos é controlada microestruturalmente pelo inverso do espaçamento interlamelar.

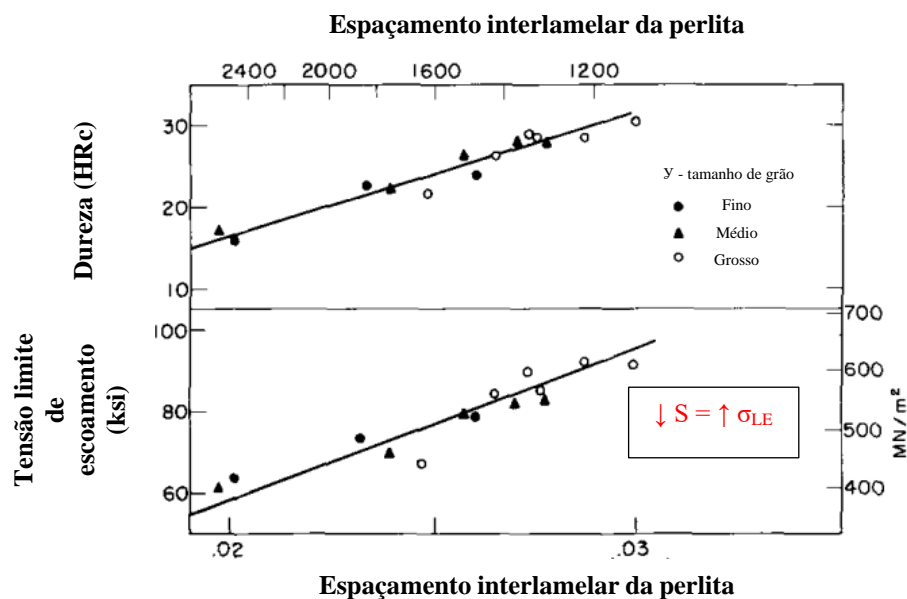


Figura 46 - Tensão limite de escoamento e dureza versus espaçamento interlamelar da perlita. Fonte: ASM International (2005).

Por isso, o tipo de fabricação pode aumentar a vida útil do componente, por exemplo, reduzindo o desgaste devido ao refinamento do espaçamento interlamelar e, conseqüentemente, aumento da dureza. Porém, tem-se o limite para esse refinamento em função da fragilização do aço. O refinamento da perlita pode ser feito por meio da adição de

elementos de liga (Cr, Mo, V e Si) e/ou por tratamento de térmico de endurecimento do bolete de trilhos (ASM *INTERNATIONAL*, 2005).

Segundo Alves (2000), o exame metalográfico de rodas novas fundidas revela a presença de diferentes microestruturas conforme se desloca da superfície para a subsuperfície e para o núcleo da roda. A Figura 47 mostra estas regiões, sendo identificadas ao microscópio eletrônico de varredura (MEV) as microestruturas: bainita (superfície/até 4 mm de profundidade), bainita e perlita fina (subsuperfície) e perlita fina (núcleo).

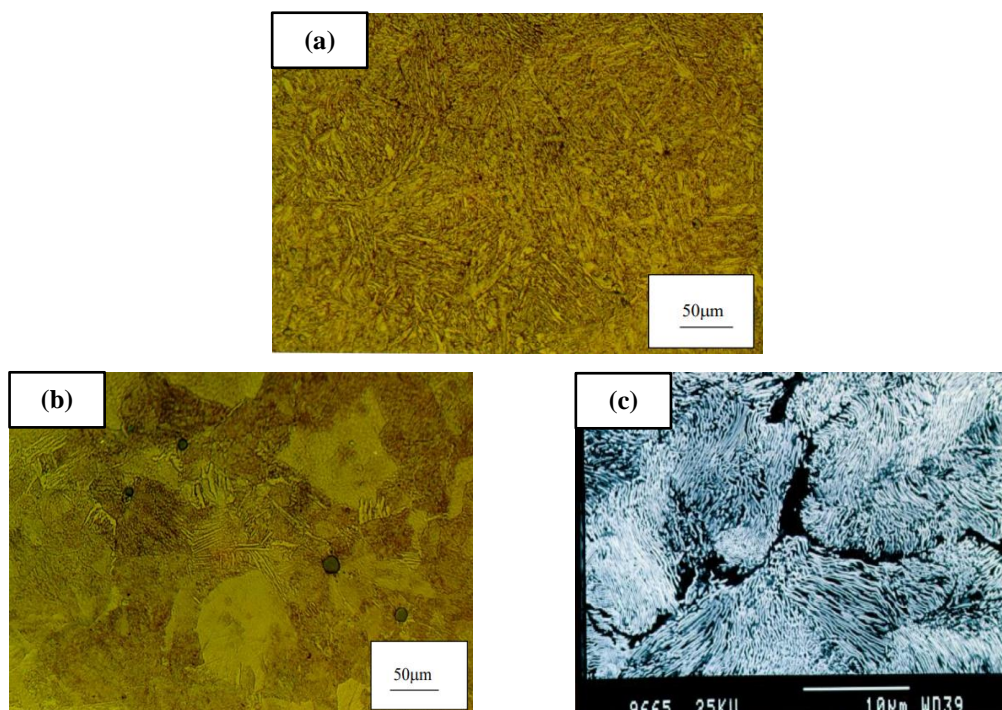


Figura 47 - Microestruturas de uma mesma roda: (a) bainita na superfície até 4 mm de profundidade, (b) bainita e perlita fina na subsuperfície e (c) perlita fina no núcleo. Fonte: Alves (2000).

Diante dessa constatação (ALVES, 2000) realizou ensaios de laboratório e de campo comparando essas microestruturas. Os materiais de rodas ensaiadas em laboratório e em campo foram produzidos por fundição em moldes de grafite utilizando o processo de vazamento conhecido por fundição por baixa pressão. Para os ensaios de desgaste laboratorial disco contra disco (deslizamentos de 8 e 3%) foi adotada a roda classe C fundida (343 HB e 0,67%C) e o trilho classe de aço standard (291 HB e 0,77%C), além disso também se adotou mais um aço classe C modificado ao Cr-V (363 HB e 0,70%C). Esses resultados mostraram que a dureza da perlita foi de 343 HB para a roda como citado anteriormente e o material da roda (343 HB) apresenta um desgaste menor que o material do trilho (291 HB).

Prates et al. (2019) realizou ensaios laboratoriais pino (extraído do trilho perlítico 387 HV) contra disco (extraído da roda bainítica-perlítica classe C AAR: forjada 335 HV e fundida 341 HV). Os ensaios foram realizados com pino de ponta arredondada, força normal constante, não lubrificado e com variação da velocidade (0,1 a 0,9 m/s). A pressão de contato inicial foi elevada (1,5 GPa), mas logo nos primeiros instantes de ensaio a área de contato aumentou devido ao desgaste precoce da ponta arredondada do pino e a pressão reduziu significativamente, sendo realizadas correções de pressão com medições de áreas da ponta do pino e intervalos durante ensaios. As principais contribuições desses autores foram mostrar que os discos extraídos da roda classe C fundida apresentaram microestrutura heterogênea, composta por perlita fina e bainita superior (Figura 48) e que os discos extraídos da roda classe C forjada apresentaram microestrutura mais homogênea, composta por perlita fina intercalada com bainita, ferrita e agregados de carbonetos. Ainda na microestrutura do disco forjado foi encontrada a fragmentação da perlita, indicando presença de perlita degenerada (Figura 49).

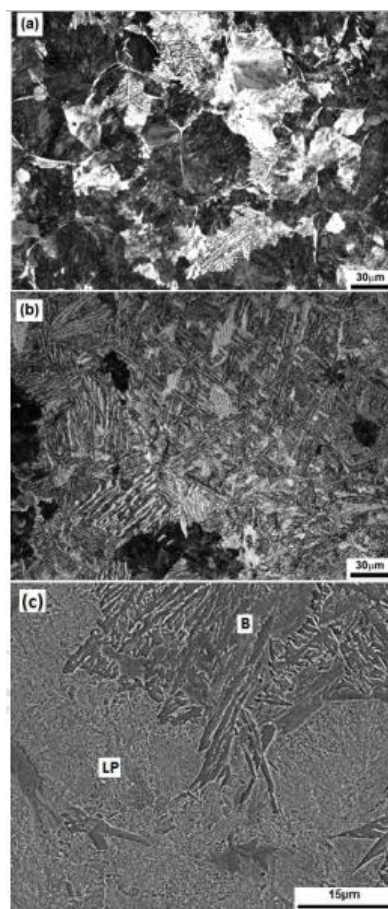


Figura 48 - Microestrutura de aço de disco de roda fundida (Microscópio ótico, Nital 2%). Onde: (a) perlita fina, (b) bainita superior e (c) perlita e bainita ao MEV. Fonte: Prates et al. (2019).

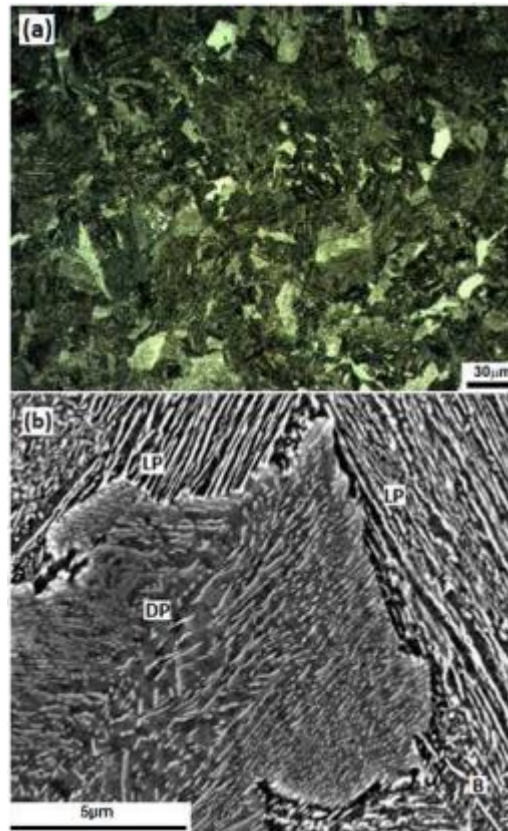


Figura 49 - Microestrutura de aço de disco de roda forjada mostrando a presença de perlita (LP), bainita (B) e em algumas regiões a perlita degenerada (DP). O detalhe (a) foi obtido pelo MO, Nital 2% e o (b) ao MEV. Fonte: Prates et al. (2019).

Tressia et al. (2020) realizaram tratamentos térmicos de tempera e diferentes revenimentos em microestruturas perlíticas (347 HV), a partir de amostra de trilhos. Esses tratamentos térmicos de revenimento originaram diferentes microestruturas que estão apresentadas na Figura 50 e os resultados de perda de massa na Figura 51.

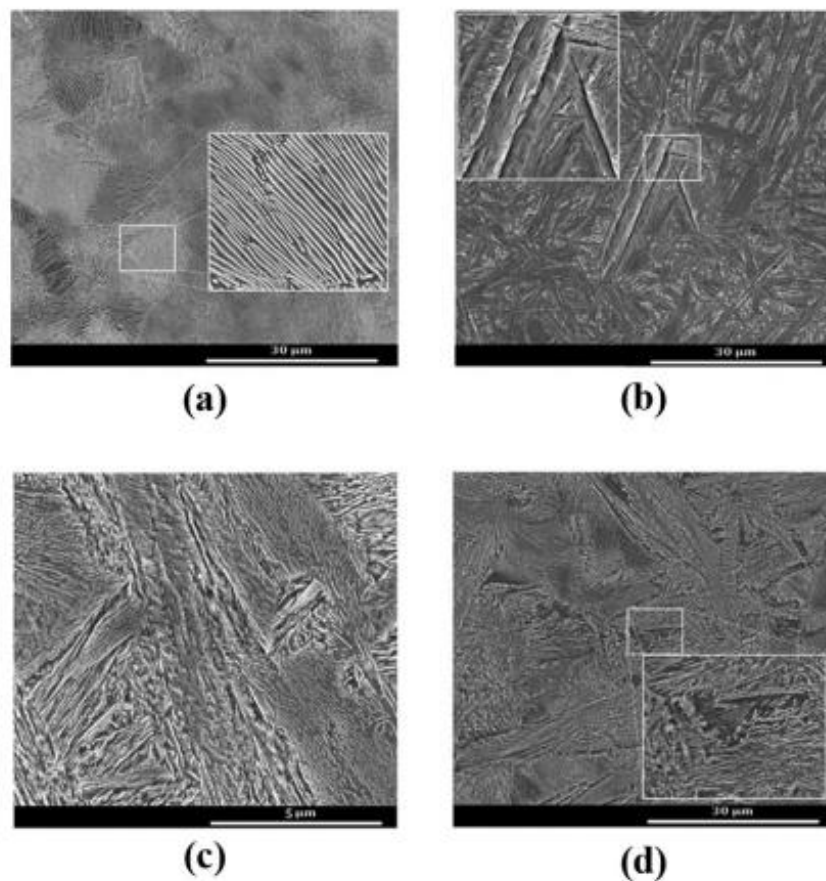


Figura 50 - (a) Bainita + martensita-austenita (853 HV) – Revenimento: 300°+300°C. (b) Bainita inferior (415 HV) – Revenimento: 300°+400°C. (c) Bainita revenida (334 HV) – Revenimento: 300°+600°C. (d) Bainita superior (321 HB) – Revenimento: 300°+600°C. Fonte: Tressia et al. (2020).

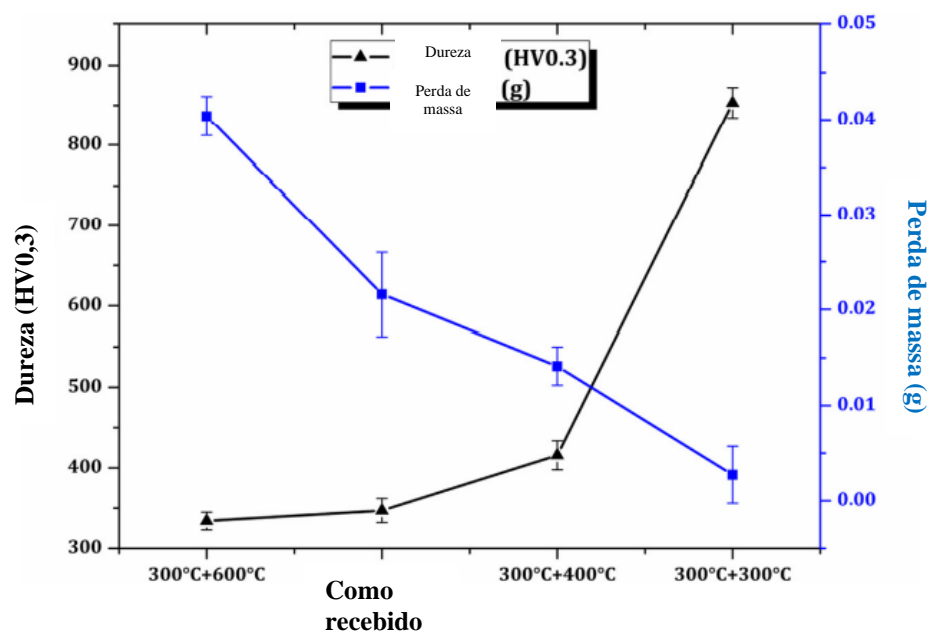


Figura 51 - Variações de perda de massa em função da microdureza e tratamentos térmicos analisados nas amostras. Fonte: Tressia et al. (2020).

As principais conclusões do trabalho são que o melhor desempenho em termos de resistência ao desgaste foi observado para a transformação bainítica a 300°C por 600 s (853 HV) e o segundo melhor desempenho foi para a transformação a 400°C por 300 s (415 HV). Com isso a bainita encontrada apresentou dureza maior em 20% e redução do desgaste em 53% quando comparada a microestrutura perlítica do trilho base.

A partir de ensaios disco contra disco a seco e com a remoção dos detritos, extraídos da região da primeira vida de roda classe C (348 – 368 HV) e roda classe D (366 – 395 HV), as contribuições do trabalho Rezende et al. (2020) sobre o efeito da microestrutura foram:

- A resistência ao desgaste do aço forjado 7M (classe D AAR) é melhor do que o do aço forjado 7C (classe C AAR) devido à alta dureza inicial e a alta absorção de altas tensões de contato pelo aço 7M (Figura 52).
- Pela abordagem utilizando o diagrama *Shakedown* ambos os aços estão no campo de *ratcheting*, característico pela presença de trincas superficiais e destacamento da superfície. O aço 7C apresentou maior deterioração, em acordo com sua posição no diagrama (Figura 53).
- A profundidade da trinca/RCF é maior no 7MB e está correlacionada com o comportamento em desgaste. Como o desgaste do 7MB foi menor, levou mais tempo/ciclos para as trincas serem removidas. Em 7CB o desgaste foi maior, pois trincas RCF foram removidas rapidamente (propagação reduzida).
- A melhor performance foi da roda microligada forjada classe D, para esse tribossistema estudado. Contudo, para verificar a aplicabilidade seria necessário realizar mais testes com mais e diferentes taxas de deslizamento.
- As microestruturas encontradas estão apresentadas na Figura 54 e Figura 55.

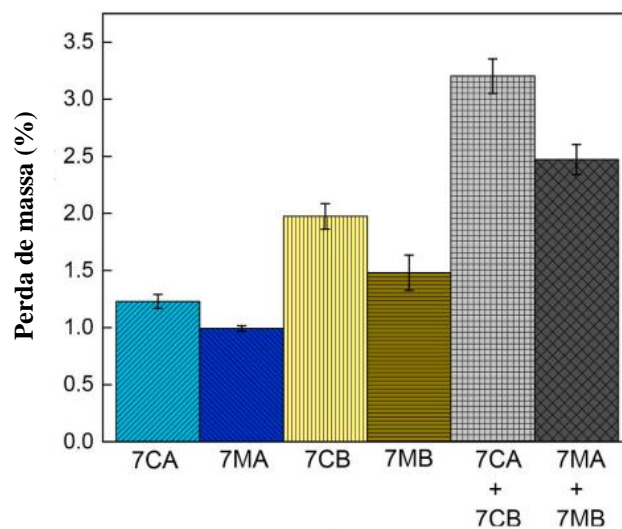


Figura 52 - Perda de massa para os diferentes aços e microestruturas estudadas a partir de amostras de discos.
Fonte: Rezende et al. (2020).

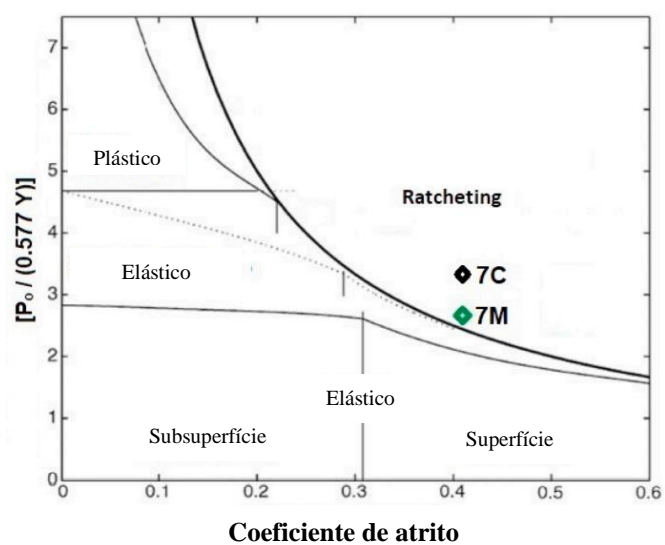


Figura 53 - Diagrama Shakedown e posicionamento dos aços e características adotadas nos ensaios. Fonte: Rezende et al. (2020).

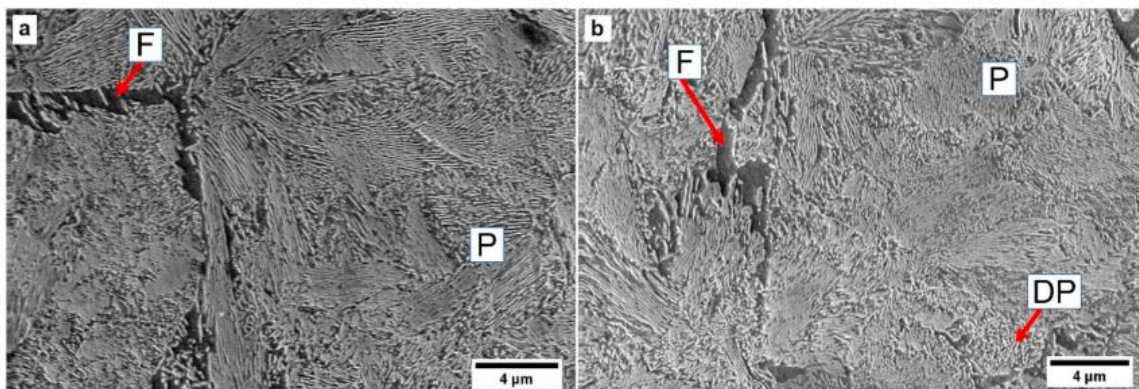


Figura 54 - Microestrutura inicial dos discos: (a) 7CA e (b) 7CB, Nital 2%. Onde F – ferrita no contorno de grão, DP – perlita degenerada, P – perlita. Fonte: Rezende et al. (2020).

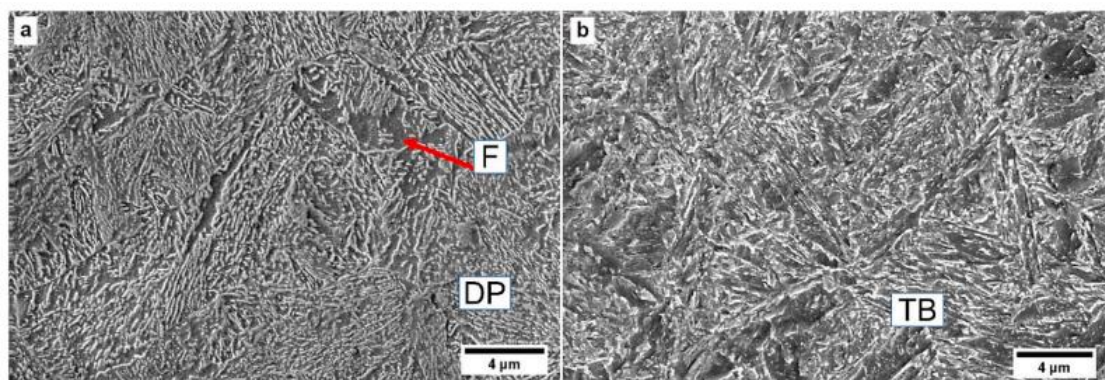


Figura 55 - Microestrutura inicial dos discos: (a) 7MA e (b) 7MB, Nital 2%. Onde F – ferrita no contorno de grão, DP – perlita degenerada, TB – bainita revenida. Fonte: Rezende et al. (2020).

Miranda et al. (2022) mostrou que para as microestruturas perlítica e de bainítica superior de mesma dureza (350 HV), a microestrutura bainítica apresentou maior resistência ao desgaste e a trincas de RCF. O estudo realizado por meio do ensaio tribológico disco contra disco a seco e sem detritos. Os materiais foram extraídos de rodas forjadas alto carbono (classe C) e microligados (classe D), sendo os discos tratados termicamente objetivando a formação de: bainita e perlita.

Como conclusões desta revisão sobre o efeito da microestrutura na resistência ao desgaste por deslizamento constatam-se a partir dos trabalhos mostrados por Alves (2000), Prates et al. (2019), Tressia et al. (2020), Rezende et al. (2020) e Miranda et al. (2022) que:

Desde o início da revisão os autores mostram os benefícios de se trabalhar com a microestrutura perlítica (perlita grossa ou perlita média). A perlita quando produzida a partir de uma combinação otimizada entre composição química e tratamento térmico poderá ter o

espaçamento interlamelar reduzida a valores menores que $0,1 < \mu\text{m}$ (perlita fina), o que traz benefícios de performance ainda melhores para a resistência ao desgaste.

Além do estudo da performance da perlita, outras microestruturas também começaram a ser ensaiadas em laboratório (e ainda não fabricadas e ensaiadas em campo) com relação ao desgaste e comparadas com a perlita. Como exemplos, foi mostrado que para mesmas durezas a resistência ao desgaste da perlita é três vezes maior que o da martensita revenida (ALVES, 2000). Também, que a roda fundida é mais resistente ao desgaste do que a roda forjada com dureza diferente da primeira (PRATES et al., 2019). Tressia et al. (2020) compararam perlita com três diferentes bainitas (todas com durezas diferentes da perlita), sendo verificado que composição de bainita mais martensita/austenita apresentou-se com maior dureza e maior resistência ao desgaste. Se descartar essa devido a incompatibilidade comercial e operacional, a melhor opção de microestrutura foi a bainita inferior. Por fim, rodas forjadas classe C foram comparadas com as classes D (também conhecidas como microligadas), sendo a bainita revenida contida na roda classe D apresentada como melhor opção contra o desgaste.

Contudo é possível notar, que os estudos citados entre 2000 e 2020 não compararam as microestruturas bainíticas versus as perlíticas de mesmas durezas. Por isso, um estudo foi desenvolvido para reduzir a lacuna existente. Miranda et al. (2022) ensaiou rodas forjadas classes C e D, para cada classe foi originado por meio tratamento térmico em laboratório as microestruturas perlíticas e bainíticas de mesmas durezas. Foi encontrado que tanto para a classe C (redução de 45%) quanto para a D (redução de 21%), a melhor opção de microestrutura contra o desgaste foi a bainítica ao invés da perlítica.

3.2.5 Efeito da força normal no atrito e no desgaste por deslizamento

3.2.5.1 Atrito

Há três séculos, Amontons afirmou que a força de atrito é proporcional à carga aplicada. Desde então, o efeito da força normal (emprega também frequentemente a palavra carga) no atrito tem sido uma das variáveis tribológicas mais estudadas (BLAU, 2009).

Alguns pesquisadores preferem empregar o termo força ou carga normal, outros preferem tensão de contato ou ainda a pressão-velocidade de contato (PV). A tensão de contato aparente é tipicamente uma quantidade macroscópica: a carga aplicada dividida pela área de contato aparente (BLAU, 2009). Já a tensão real de contato é uma quantidade microscópica: a carga aplicada dividida pela área de contato real.

Um modelo simples para calcular a área real de contato (A) suportando a carga normal em uma superfície deformada plasticamente pode ser calculada diretamente pela relação da dureza (H) e a força normal (P), como $A = P / H$. Esse modelo não considera a força tangencial e nem o encruamento. Para medir a área de contato existem técnicas como medições de resistência de contato elétrico, seccionamento de superfícies e visualização de superfícies carregadas através de placas transparentes (BLAU, 2009). Se o atrito for considerado a área real de contato será aumentada.

É conveniente considerar os efeitos da carga no atrito de sólidos sob três perspectivas (BLAU, 2009):

- Persistência de filmes: Superfície, películas de óxido e outras reações dos produtos podem afetar o atrito se a força tangencial ou a taxa de desgaste for insuficiente para esfregá-los.
- Efeitos da pressão de contato na microestrutura: propriedades mecânicas dos constituintes microestruturais próximos à superfície são influenciadas pela pressão de contato. A resistência ao cisalhamento de sólidos pode ser alterada aumentando a pressão (por exemplo, encruamento no caso de metais ou efeitos da pressão hidrostática na tensão de cisalhamento). A deformação dos materiais durante o deslizamento pode alterar a orientação cristalográfica próxima à superfície para promover cisalhamento mais fácil ou para induzir transformações de fase.
- Transições de desgaste: as transições de desgaste induzidas por carga afetam o atrito. Processos de desgaste alteraram o estado da superfície, que por sua vez afeta o atrito.

O primeiro conjunto de efeitos é diferente dos dois segundos porque os últimos tendem a ser fortemente dominado pelas propriedades dos materiais e das camadas deformadas que se formam durante o deslizamento. O primeiro tipo de efeito origina-se da triboquímica das reações de superfícies expostas com gases no ambiente circundante e a tendência de serem adsorvidas (BLAU, 2009).

Em resumo, a dependência do coeficiente de atrito na pressão de contato e força normal não pode ser generalizado. Quando a força normal é aumentada e a força de atrito muda correspondentemente, a quantidade de energia disponível para trabalhar ou gerar calor também muda (BLAU, 2009).

3.2.5.2 Efeitos da força normal (sem transições)

No experimento realizado por Archard e Hirst (1956), verificou-se a influência da força normal e a distância de deslizamento (ou tempo) na perda de massa (desgaste) por meio da configuração pino (aço inoxidável ferrítico) contra anel (aço ferramenta), conforme

Figura 56. Nota-se que em função do tempo de ensaio o desgaste aumenta para todas as forças normais utilizadas, no entanto, para um mesmo tempo de ensaio, verifica-se que o desgaste é mais acentuado para as forças normais com valores mais elevados. Isto é, nesse experimento, para a carga de 80 g tem-se o regime de desgaste moderado e para a carga de 2000 g o regime de desgaste severo.

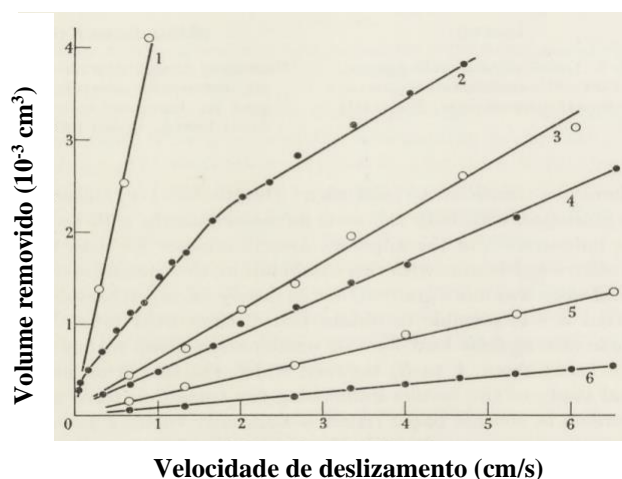


Figura 56 - Gráfico de desgaste em função da distância de deslizamento para aço inoxidável ferrítico (pino) contra aço ferramenta (anel) para as cargas (g) de: (1) 2000, (2) 1500, (3) 930, (4) 580, (5) 330 e (6) 80. Velocidade de 180 cm/s. Fonte: Archard e Hirst (1956).

Em outro experimento realizado por Hirst e Lancaster (1956) verificou-se a influência da força normal na taxa de desgaste por meio da configuração pino (latão) contra anel (estrealita), conforme Figura 57. Nota-se que a uma determinada faixa de carga aplicada ocorre a transição do regime de desgaste moderado para o severo (ambos em regime permanente). Além disso podem-se destacar as seguintes constatações para cada um dos regimes de desgaste (SINATORA, 2017):

- Moderado: taxas de desgaste três ordens magnitude menores, detritos óxidos, coeficiente de atrito de aproximadamente 0,15 e rugosidade menor que a inicial.
- Severo: taxas de desgaste três ordens magnitude maiores, detritos metálicos, coeficiente atrito cerca de 0,30 e rugosidade maior que a inicial.

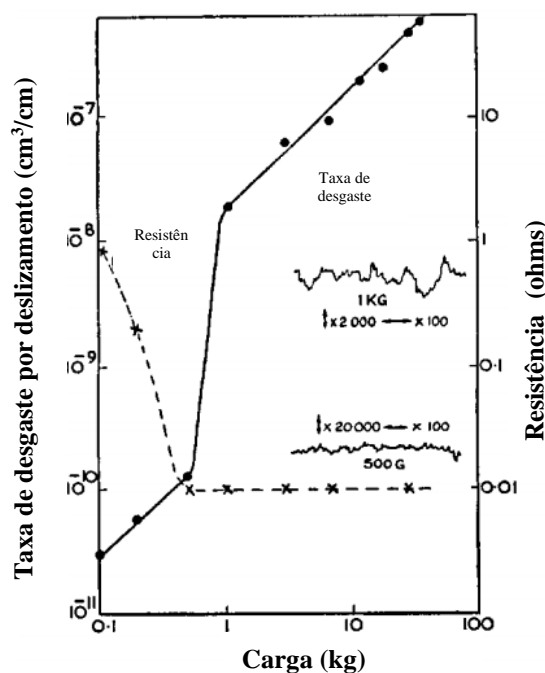


Figura 57 - Variação de taxa de desgaste e resistência ao contato em função da força normal aplicada no latão deslizando no estalita e lubrificado. Velocidade, 68,5 cm/s. Fonte: Hirst e Lancaster (1956).

3.2.5.3 Efeitos da força normal (com transições)

No trabalho realizado por Welsh (1964), fez-se o ensaio de desgaste por deslizamento por meio do sistema modelo pino contra anel (ambos cilíndricos). Foram ensaiados 10 diferentes aços. Nesse estudo, Welsh (1964) indica que para cada aço, a uma velocidade constante de deslizamento, deveria haver algum valor crítico para a força normal na qual o regime de desgaste mudaria de moderado para severo. Um segundo valor crítico foi detectado, abaixo do qual o regime de desgaste moderado prevaleceria novamente. Em suma, tem-se a mudança do regime moderado para o severo, denominado de transição “T1”, na qual tem-se aumento da taxa de desgaste e a mudança do regime severo para um outro regime moderado de desgaste, denominado de transição “T2”, na qual reduz a taxa de desgaste.

Esta tendência está ilustrada na Figura 58, sendo mostrada a taxa de desgaste em relação a força normal para o aço com 0,52% de carbono, com deslizamento a velocidade de 100 cm/s. O primeiro regime de desgaste moderado ocorre com uma variação de força normal acima de 100 gf. Entre 100 e 200 gf a taxa de desgaste aumenta em duas ordens de magnitude e permanece neste alto nível de força normal acima de 5 kgf. Entre 5 e 6 kgf a taxa de desgaste cai bruscamente e o regime moderado permanece. Nota-se também que em cada regime de desgaste a taxa de desgaste aumenta com o incremento da força normal, isto é, a taxa de

degaste é proporcional à força normal nos regimes de desgaste moderado e severo, contudo, pode ocorrer uma desproporção (flutuação) no regime de desgaste moderado (pós-severo).

Além disso, podem-se destacar as seguintes constatações para cada um dos regimes de desgaste (SINATORA, 2017):

- Moderado (pré-severo): baixa força normal, baixa taxa de desgaste, superfícies separadas por filme óxido.
- Severo: força normal muito elevada, aumento taxa desgaste e formação de partículas metálicas.
- Moderado (pós-severo): força normal elevada, diminuição taxa desgaste, elevação da temperatura, produção de óxido supera o efeito da ruptura ou remoção dele.

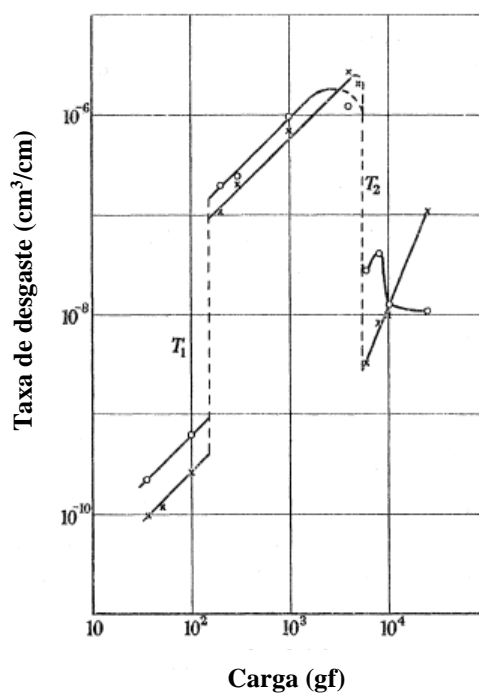


Figura 58 - Influência da força normal aplicada na mudança de regime de desgaste de moderado para severo “T1” e de severo para moderado “T2”. Fonte: Welsh (1964).

Os critérios tecnológicos baseados na literatura acadêmica não consideram o efeito da influência da razão entre durezas do par junto à força normal no aumento da taxa de desgaste na transição entre regime de desgaste moderado-severo.

3.2.6 Efeito da adição de lubrificantes em simulações do sistema roda-trilho

A maioria dos estudos sobre a adição de lubrificantes ferroviários foi realizado empregando o modelo disco contra disco (HARDWICK; LEWIS; STOCK, 2016; MAYA-

JOHNSON; SANTA; TORO, 2017; WANG et al., 2017). Dentre esses trabalhos, o apresentado por Hardwick, Lewis e Stock (2016) faz uma análise do desgaste e dos defeitos superficiais nos discos após término dos ensaios. É mostrado o efeito da adição de lubrificantes como a graxa (flange da roda-canto/lateral do boleto) e algumas variações de modificadores de atrito de topo do trilho (pista de rolamento da roda-topo do boleto). Os discos foram confeccionados a partir de roda classe R8T e de trilho classe R350HT, ambas as classes comumente utilizadas na Europa. Os resultados mostraram que contra o desgaste por rolamento a melhor opção se deu pela adição do modificador de atrito de topo do boleto e, em segundo lugar, pela graxa de canto/lateral do boleto. Já a adição de água ou de modificador de atrito de topo do boleto a base óleo se mostraram potencializadores do desgaste/defeitos superficiais. A graxa de topo do boleto ou o modificador de topo do boleto híbrida se mostraram sem efeitos contra ou a favor do desgaste. A Figura 59 mostra as superfícies dos discos após término de cada ensaio a seco ou com a adição dos lubrificantes estudados.



Figura 59 - Condição das superfícies dos discos em função da adição de lubrificantes: (1) condição inicial, (2) a seco, (3) água, (4) modificador de topo do boleto, (5) graxa de canto/lateral do boleto, (6) modificador de topo do boleto a base de óleo, (7) graxa de topo do boleto e (8) modificador de topo do boleto híbrido. Fonte: Hardwick, Lewis e Stock (2016).

São poucos os estudos a respeito da adição de lubrificante ferroviário no modelo pino contra disco (desgaste por deslizamento). Dentre esses estudos está o de Ferrer (2020), no qual se estudou o desgaste por deslizamento por meio de adição de dez diferentes graxas lubrificantes no sistema pino (trilho premium) contra disco (roda forjada classe C). Ferrer

(2020) verificou que as graxas comerciais ensaiadas no seu trabalho apresentaram desempenho tribológico inferior as graxas formuladas especialmente para o trabalho. Na Tabela 11 tem-se a lista de desempenho obtida para os lubrificantes estudados, sendo a graxa LiM500 (graxa formulada junto a um fabricante especialmente para o trabalho) indicada como a melhor opção contra o desgaste por deslizamento. A coluna “desgaste médio” mostra a perda de massa dos discos, não sendo considerada a perda de massa dos pinos devido terem sido menor que o erro do equipamento de pesagem.

Tabela 11 – Desempenho dos lubrificantes de canto/lateral do boleto em função do desgaste médio.

Graxa	Desgaste médio (mg)	Desvio padrão
LiM500	1,44	0,45
CaM500	1,61	0,70
CaM50	1,99	0,24
LiCaM220	2,01	0,92
CaM200	2,32	0,41
IcE460	2,44	1,40
LiM200	3,49	1,23
CLiM320	3,61	1,64
LiM50	4,19	0,70
LiMS460	4,61	2,13

Fonte: Ferrer (2020).

Ao tentar extrapolar os resultados obtidos para aplicação de campo, verifica-se que, se a amostra de graxa coletada pela roda do trem for de aproximadamente 1mm de espessura e o trem estiver a 20 km/h (5,55 m/s), que é velocidade de operação corrente em curvas com raio pequeno, todas as graxas tendem a ser ejetadas da roda por ação centrífuga. Logo, é aconselhado que o volume de graxa na saída da guia lubrificadora seja o menor possível, desde que garanta que o flange da roda a colete (FERRER, 2020). Segundo Ferrer (2020) a graxa biodegradável nomeada como IcE460 (graxa já existente no mercado) mostrou-se ser uma alternativa para a aplicação ferroviária pois, além de ter desempenho intermediário contra o desgaste, é a única que conseguiu atingir a velocidade crítica de 20km/h sem ser ejetada (Figura 60).

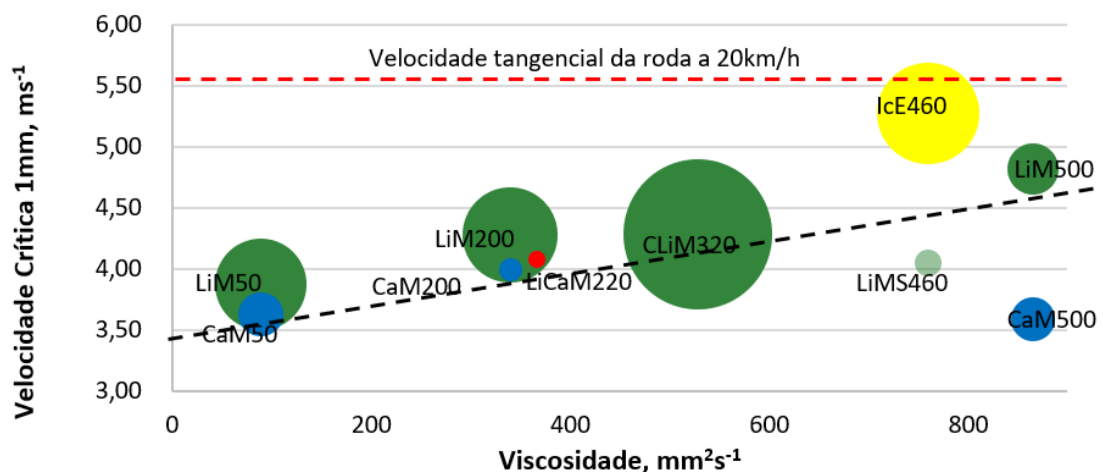


Figura 60 - Desempenho de lubrificantes de canto/lateral do boleto em função da velocidade crítica (desprendimento da graxa), sendo a graxa lubrificante IcE460 biodegradável a única aprovada no ensaio. Fonte: Ferrer (2021).

3.2.7 Resumo (literatura acadêmica)

Para o contato do flange da roda contra o canto de bitola do trilho evoluir na otimização do desempenho do par tribológico de interesse, é preciso ser estudado considerando as razões entre durezas disco/pino (trilho/roda), a microestrutura presente na utilização inicial do pino (roda), a força normal do ensaio e o emprego de lubrificante na superfície do disco (trilho). Um resumo das lacunas existentes na literatura acadêmica (laboratório) está elencado a seguir, pretendendo o presente trabalho sanar estas lacunas por meio dos objetivos propostos no Capítulo 2.

- Dentro da faixa de razão ótima entre durezas trilho/roda estar entre 1,0 e 1,1 proposta por Razhkovskiy et al (2015), a razão 1,2, por exemplo, teria melhor desempenho do que a de 1,1?
- A microestrutura bainítica apresentou melhor resistência contra o desgaste (TRESSIA et al., 2020; Rezende et al., 2020), mas e para o sistema com bainita de pino de roda contra perlita de disco de trilho nas condições a seco e na lubrificada?
- Segundo alguns trabalhos existe a influência da força normal no desgaste, mas como seria esta influência para os aços (microestruturas) extraídos diretamente de componentes (roda e trilhos) utilizados nas ferrovias?
- Existem poucos ensaios pino contra disco lubrificadas (FERRER, 2020), logo, qual seria o efeito da lubrificação para um determinado tribossistema específico?

4. MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 Materiais

Os ensaios de desgaste por deslizamento pino contra disco foram realizados utilizando uma classe de aço de roda para os pinos (C) e duas classes de aços de trilho para os discos (premium e intermediário). A Tabela 12 apresenta as composições químicas (percentual em massa) do aço da roda classe C, especificada pela norma de rodas (AAR 2013) e dos trilhos classe premium e intermediário, especificadas pela norma de trilhos (AREMA 2013).

Tabela 12 - Composição química especificada dos trilhos e roda.

Classe de aço (Material)	C	Mn	P	S	Si	Cr	V
Roda classe C	0,67-0,77	0,60-0,90	0,030 máx	0,005-0,040	0,15-1,00		
Trilhos premium e intermediário	0,74-0,86	0,75-1,25	0,020 máx	0,020 máx	0,10-0,60	0,30 máx	0,010 máx

Fonte: (AAR 2013) e AREMA (2013).

Os aços utilizados propiciam duas diferentes razões entre durezas do trilho em relação à roda, denominada de R ($R = H_{\text{Trilho}} / H_{\text{Roda}}$), sendo eles, o $R = 1,2$ para o sistema com pino de roda classe C contra disco de trilho premium e o $R = 1,1$ para o sistema com pino de roda classe C contra disco de trilho intermediário.

Além dos trilhos e roda, também será utilizado um lubrificante comumente aplicado nos trilhos externos das curvas. As principais propriedades físico-químicas contidas na Ficha de Informação de Segurança para Produtos Químicos (FISPQ) desta graxa estão mostradas na Tabela 13.

Tabela 13 - Propriedades contidas no certificado de qualidade do lubrificante utilizado nos ensaios de desgaste por deslizamento pino contra disco

Características	Lubrificante
Espessante (tipo de sabão)	Lítio
Óleo básico	Mineral
Cor	Preta
Grau NLGI (<i>National Lubricating Grease Institute</i>)	1
Penetração trabalhada a 25°, ASTM D-217	310 – 400 (31 - 40 mm)
<i>Four ball</i> , ASTM D-2596	400 kgf
Ponto de gota, ASTM D-566	180°C

Fonte: FISPQ graxa utilizada (2017).

Os materiais foram separados e armazenados dentro da planta do estaleiro de Soldas da VLI localizado no município de Pedro Leopoldo-MG, conforme Figura 61.



Figura 61 - Materiais para o estudo. Fonte: do autor (2017).

Posteriormente, os trilhos novos e a roda nova foram enviados para a confecção dos corpos de prova no SENAI de Itaúna-MG (LAMAT). A metodologia para extração dos pinos e dos discos, respectivamente da roda e dos trilhos é similar à metodologia adotada no trabalho de DIAO et al. (2019), sendo os pinos extraídos da roda e os discos do boleto dos trilhos. Os trilhos foram primeiramente cortados com serra fita refrigerada e os corpos de prova (discos) foram usinados. Foram confeccionados 60 discos, sendo 30 discos de trilho premium e 30 discos de trilho intermediário. Os corpos de prova extraídos da roda (pinos) foram manufacturados por processo de eletroerosão. Foram confeccionados 96 pinos, sendo todos da mesma roda classe C fundida e retirados de dois blocos (regiões) do mesmo lado da roda. A Figura 62 ilustra as regiões de extração dos pinos e discos, respectivamente, da roda e do trilho.

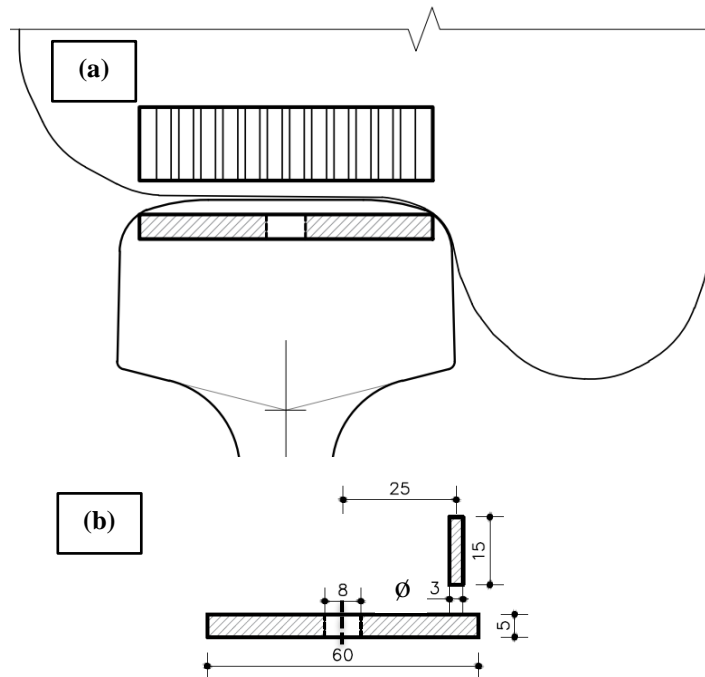


Figura 62 - Desenho esquemático da (a) região de retirada dos pinos da roda e dos discos do trilho e (b) dimensional do pino e disco, bem como, posição em que o pino deslizará a 25 mm do centro do disco. Fonte: Ramos (2021).

Além disso, foram confeccionados corpos de prova da seção transversal do boleto dos trilhos (Figura 63) e da seção radial da roda (Figura 64) com o objetivo de realizar ensaios de dureza e metalografia. Esses foram cortados com serra fita refrigerada com espessura de 15 mm, sendo produzidas 4 seções transversais de trilhos (2 premium e 2 intermediários) e 2 seções radiais da roda.

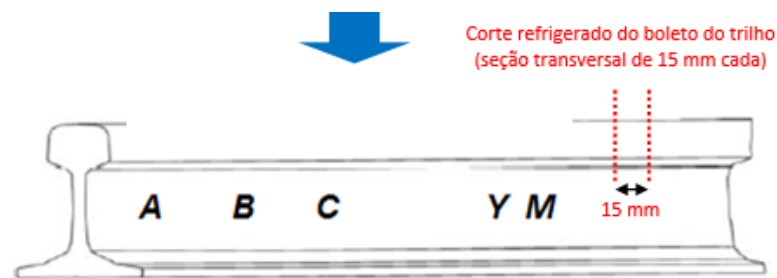


Figura 63 - Desenho esquemático para preparação dos perfis dos boletos. Fonte: do autor (2017).



Figura 64 - Desenho esquemático para preparação dos perfis da roda. Fonte: do autor (2017).

4.2 Caracterização dos Materiais

O ensaio de composição química foi realizado na seção transversal dos boletos e na seção transversal da roda por meio do método de espectrometria de emissão ótica, equipamento Espectrômetro de Emissão Ótica Spectromaxx e nível de confiança de aproximadamente 95%.

As microestruturas dos materiais (pino e discos) antes e depois do ensaio de desgaste foram analisadas em microscópio eletrônico de varredura (MEV) Jeol JSM – 6010LA. Para as análises foi utilizada uma tensão de 20 kV e ampliações entre 20x e 10000x. Para revelar a microestrutura foi realizado lixamento até lixa grão 1200 e posterior polimento com solução

de diamante entre 9 e 1 μ m. Para revelar a microestrutura dos materiais foi realizado ataque químico por imersão em Nital 2% (2% de ácido nítrico e 98% de álcool etílico).

O ensaio de dureza foi realizado na seção dos boletos dos trilhos seguindo a norma AREMA (Figura 65). Para a roda foi seguida a norma AAR (Figura 66). Para os discos extraídos dos boletos dos trilhos, foi realizada a dureza nos lados superior e inferior do disco e, também, na longitudinal. Para os pinos extraídos da roda foi realizada a dureza no topo e a dureza ao longo da seção longitudinal.

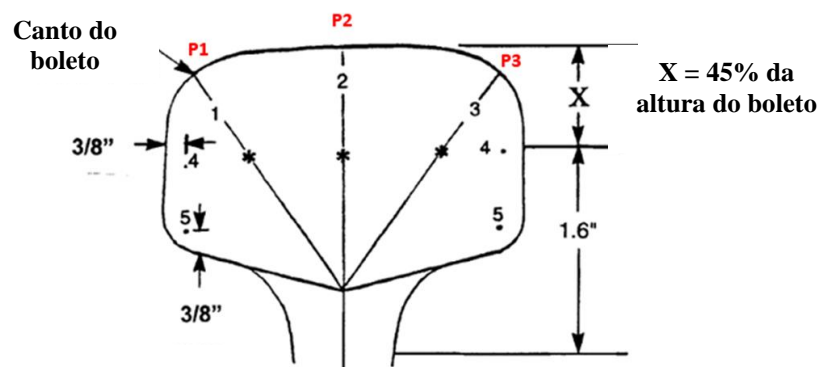


Figura 65 - Mapa para realização de ensaio de durezas no trilho. Fonte: AREMA (2013).

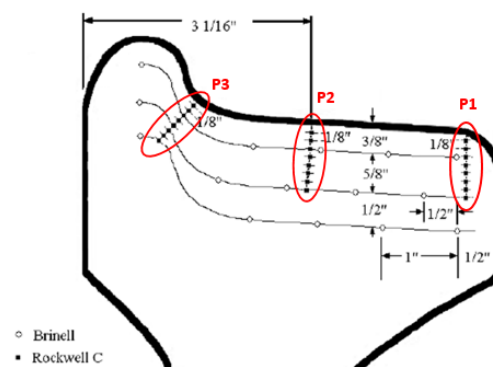


Figura 66 - Mapa para realização de ensaio de durezas na roda. Fonte: AAR (2013).

Adicionalmente, empregou-se outro método de medição de dureza que consiste em mapear integralmente os boletos. Essa metodologia consiste em marcar com traçador o boleto em quadrados de 5 mm de lado, em cada quadrado se faz três medições de dureza HV30 e adota-se a média das medidas de cada quadrado (Figura 67). As durezas foram convertidas de Vickers (HV30) para Rockwel (HRC) pelo próprio equipamento e, posteriormente, para Brinell (HB) pela equação de conversão de dureza prescrita na norma AREMA. A dureza final

que será mostrada neste trabalho será em Brinell, pois é a operacionalmente usada na rotina ferroviária.

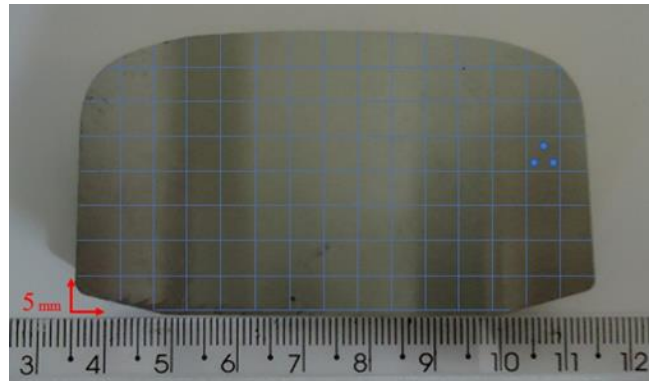


Figura 67 – Metodologia para mapeamento integral da dureza do boleto do trilho. Fonte: do autor (2023).

O ensaio de dureza foi realizado no topo do pino e na face superior dos discos, sendo essas a região de contato entre ambos (Figura 68). Além disso, as medições de dureza dos pinos e dos discos foram realizadas ao longo da seção longitudinal, iniciando a 1 mm da superfície e realizando medições de durezas espaçados de 1 mm (Figura 69).

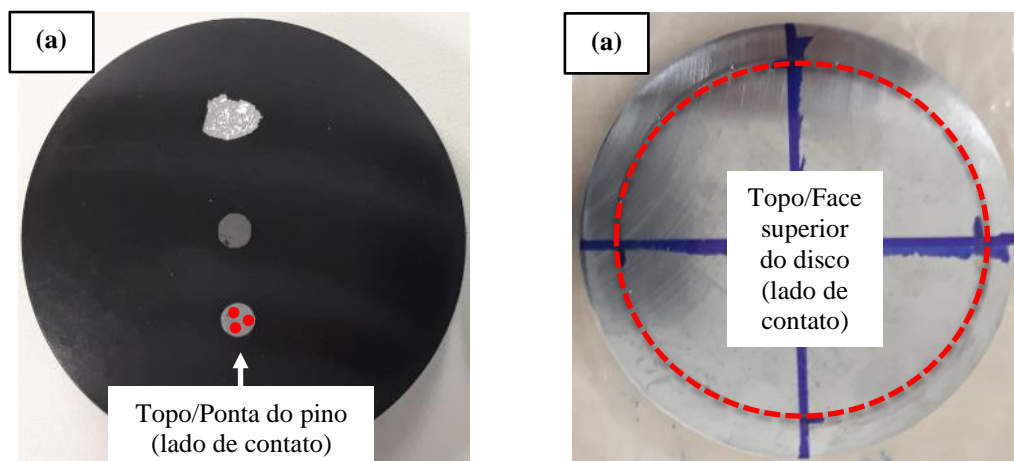


Figura 68 - Esquema para medição de dureza no topo do pino e do disco, respectivamente destacados pelos pontos vermelhos e circunferência pontilhada vermelha, notando-se no detalhe (a) o pino e (b) o disco. Fonte: do autor (2018).

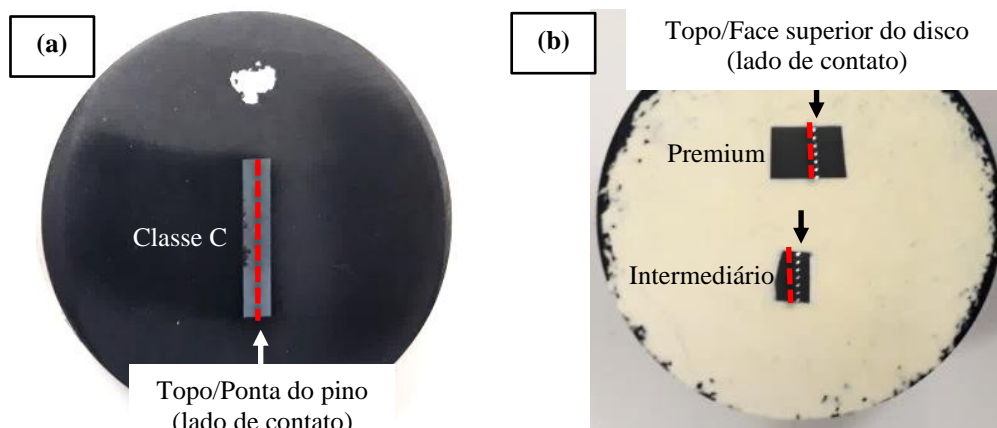


Figura 69 - Esquema para medição de dureza na seção longitudinal do pino e disco destacado pela linha pontilhada vermelha, notando-se no detalhe (a) o pino e (b) os discos premium e intermediário. Fonte: do autor (2018).

Para garantir o paralelismo dos discos bem como manter um padrão inicial de rugosidade, os discos foram retificados. A rugosidade inicial dos discos foi: $S_a = 0,24 \mu\text{m} \pm 0,05 \mu\text{m}$ e $S_q = 0,36 \mu\text{m} \pm 0,06 \mu\text{m}$. O batimento dos discos foi verificado a 25 mm do centro, não ultrapassando 0,04 mm (Figura 70).



Figura 70 - Verificação do batimento (planaridade) dos discos antes dos ensaios de desgaste. Fonte: do autor (2018).

4.3 Ensaios de Desgaste por Deslizamento

Os ensaios de desgaste por deslizamento foram realizados no LFS (laboratório de Fenômenos de Superfície) / Escola Politécnica da USP usando tribômetro pino contra disco em uma máquina Plint TE67 (Figura 71).

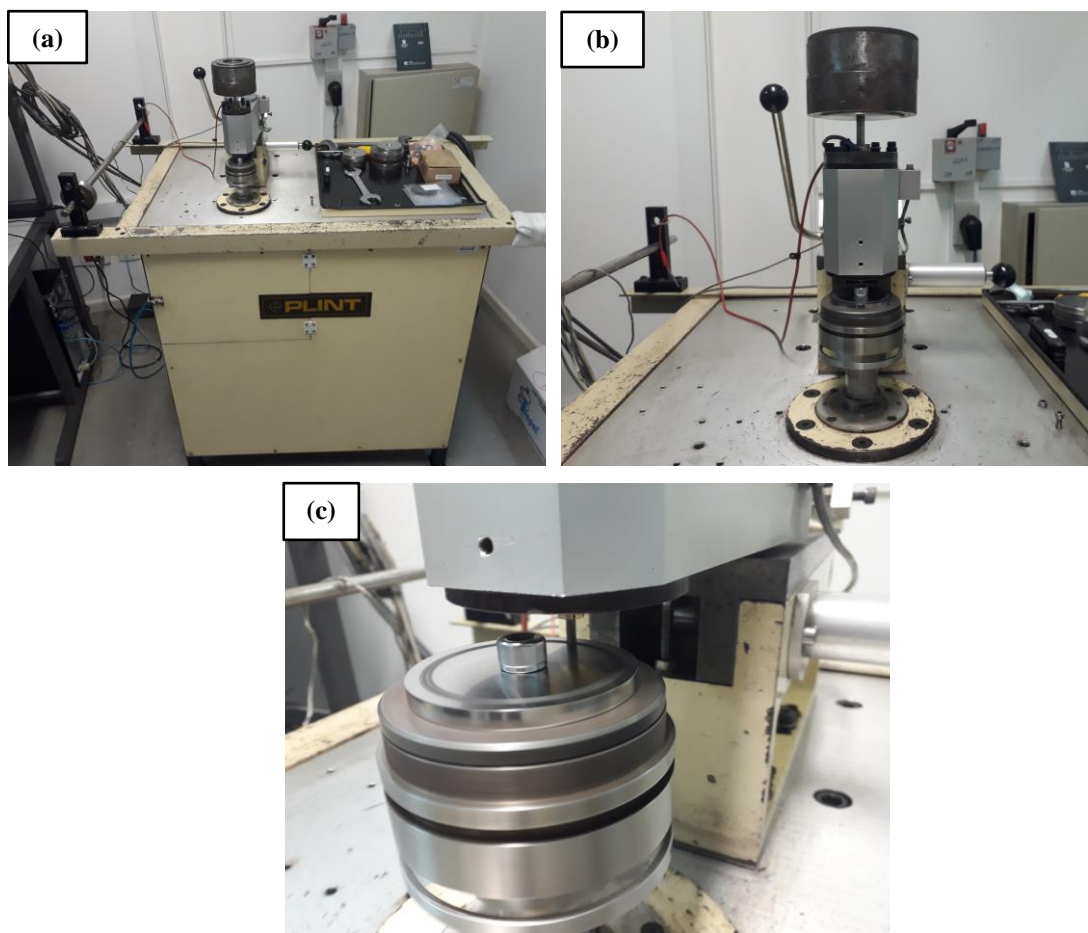


Figura 71 - Tribômetro pino contra disco, sendo destacados nos detalhes: (a) visão geral da máquina; (b) visão frontal (peso morto, pino, disco); (c) destaque para o disco deslizando a seco sob o pino. Fonte: do autor (2018).

O ensaio consiste no contato constante de um pino, devido à aplicação de uma força normal contra um disco horizontal com rotação constante. Antes de todos os ensaios os pinos foram submetidos ao processo de lixamento, passando por lixas com granulometria de #220, #400 e #600 por aproximadamente 30 segundos em cada lixa. O assentamento do pino foi realizado com a força normal resultante do próprio peso da estrutura de fixação do porta amostras (cerca de 15 N). O assentamento do pino foi realizado de acordo com os tipos de perfis explicados por Tournay et al. (2015), especificamente para propiciar o contato conformal entre ponta plana do pino e o disco. O disco, com rotação constante de 70 rpm, recebeu o contato do pino a uma distância de 25 mm do centro do disco, resultando em velocidade tangencial de 0,18 m/s. Os ensaios a seco e os lubrificados foram executados por 1 hora. A força normal foi variada em 40, 80 e 120 N. A pressão de contato estava compreendida entre cerca de 5 e 15 MPa. A força normal foi aplicada utilizando sistema de peso morto. Este procedimento experimental decorreu da observação em ensaios preliminares

nos quais a aplicação de carga utilizando o sistema pneumático das menores cargas resultava em uma dispersão excessiva dos resultados causada pela imprecisão da célula de carga em controlar cargas menores do que 150 N. Os ensaios foram realizados na seguinte ordem: a seco e lubrificado. Para cada condição foram realizadas três repetições.

Nos ensaios lubrificados foi empregado um lubrificante para trilhos comumente utilizado nas ferrovias. Antes do início do ensaio aplicou-se 1 grama de lubrificante sobre o disco (durante todo o ensaio, foi aplicado somente esta única vez o lubrificante). Como se pode observar na Figura 72, foi utilizado um dispositivo de lubrificação em formato cúbico e manufaturado em politetrafluoroetileno (PTFE), similar ao empregado por Ferrer (2021). Esse dispositivo possui uma canaleta na face inferior do cubo, servindo para direcionar o lubrificante para a pista de desgaste a 25 mm do centro do disco. Dessa forma, foi garantida a lubrificação permanente entre o disco e o pino.

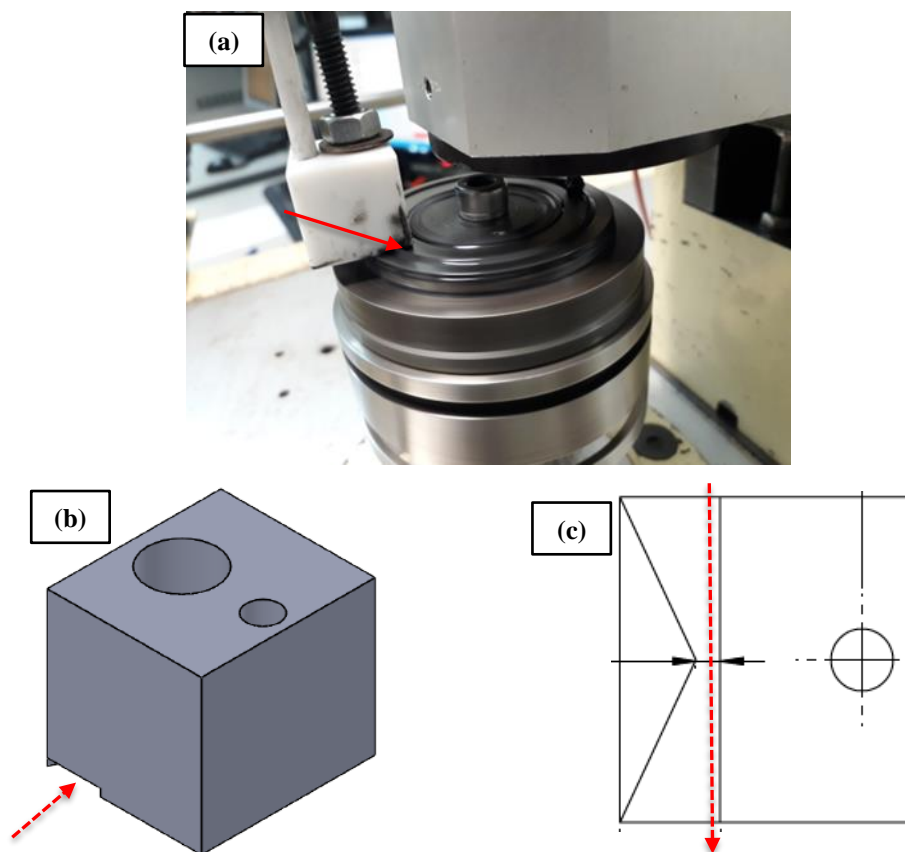


Figura 72 - Ensaio lubrificados, mostrando-se no detalhe (a) a configuração pino contra disco com dispositivo de lubrificação, (b) vista de perspectiva do dispositivo e (c) vista da face inferior do dispositivo. Fonte: do autor (2019).

A força de atrito (força tangencial) foi monitorada durante o ensaio usando uma célula de carga. O coeficiente de atrito foi determinado pela razão entre a força de atrito e a força normal.

Antes e após os ensaios, as amostras foram limpas usando bucha e detergente, depois aspersão de álcool e, em seguida, em banho com agitação ultrassônica de álcool etílico por 10 minutos. Depois, permaneceram por 10 minutos dentro de estufa para garantir a secagem e, em seguida, pesadas em balança de precisão com sensibilidade de 0,0001 grama. Para cada amostra foram realizadas 5 medidas de massa antes do ensaio de desgaste por deslizamento e mais 5 medidas de massa após.

A taxa de desgaste foi obtida pela diferença entre a média da massa da amostra antes (5 medições de massa inicial para se extrair a média) e a média da massa após o ensaio (e mais 5 medições de massa final após ensaio para se extrair a média). Após isso, foi calculada a taxa de desgaste da amostra sendo obtida dividindo a perda de massa (gramas) pela distância percorrida pelo pino, ou seja, o tempo de ensaio (3600 s) multiplicado pela velocidade de deslizamento (0,18 m/s).

Nos gráficos de COF versus tempo, tem-se que as curvas são o COF médio entre as repetições de três ensaios. Após isso, também foi calculado o gráfico de COF médio, excluindo o *running-in* e considerando somente o período de regime permanente, *versus* a força normal.

4.4 Caracterização das Superfícies Desgastadas

4.4.1 Análise da microestrutura e da superfície

As microestruturas e as superfícies desgastadas foram analisadas ao microscópio eletrônico de varredura (MEV) Jeol JSM – 6010LA, utilizando tensão de 20 kV e ampliações entre 20x e 10000x. Além disso, também ao MEV, foi realizada a medição do espaçamento interlamelar da perlita dos trilhos, realizando-se 7 medições desta distância e calculando-se a média.

4.4.2 Análise da microdureza

Os ensaios de microdureza HV0,1 foram realizados nos pinos e discos após ensaio de desgaste. Foram realizadas medidas de microdureza na seção longitudinal das amostras (Figura 73), a partir de 20 μm da superfície até a profundidade de 220 μm . Para cada distância

em profundidade da amostra, foram realizadas 5 medições de dureza e calculada a média e desvio padrão. Além disso, foi realizada a análise dos resultados de microdureza HV dos pinos a 20 μm da superfície e seus respectivos percentuais de encruamento em função das diferentes condições de ensaios (a 20 μm , pois há a limitação do microdurômetro utilizado para se evitar o efeito de borda da amostra). A partir disso, poderá ser verificada a influência das diferentes condições de ensaio no encruamento do pino de roda classe C fundida.

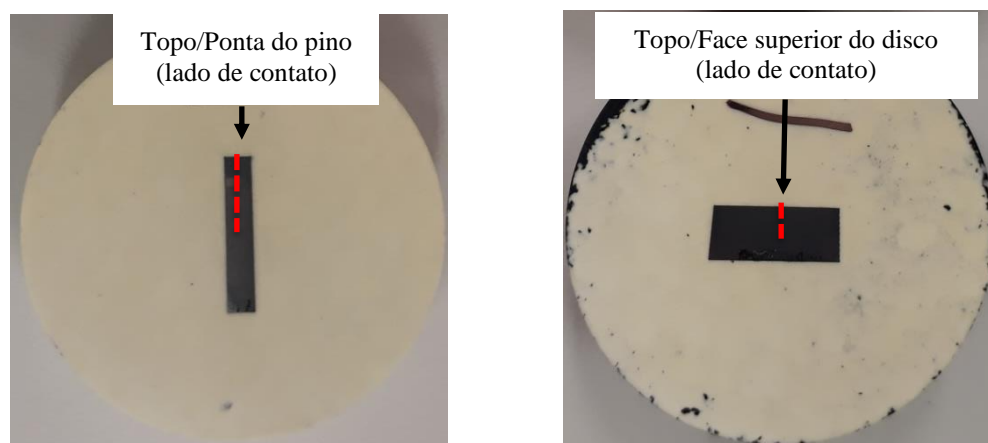


Figura 73 - Esquema para medição de microdureza na seção longitudinal do pino e disco destacado pela linha pontilhada vermelha, notando-se no detalhe (a) o pino e (b) o disco. Fonte: do autor (2019).

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Caracterização dos Materiais

5.1.1 Composição química

Os resultados das análises de composição química são mostrados na Tabela 14, na qual pode-se verificar que todos os três aços são hipereutetóides. Os trilhos atenderam à norma AREMA (2013) para a composição química e a roda atendeu à norma AAR, 2013.

Tabela 14 - Resultados de composição química (% em massa).

Material (%)	C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo	V	Cu	C _{Eq}
Trilho premium	0,84	0,91	0,02	0,01	0,26	0,01	0,22	0,00	0,00	0,01	1,04
Trilho intermediário	0,78	0,79	0,02	0,01	0,22	0,01	0,09	0,00	0,00	0,00	0,94
Roda classe C	0,72	0,82	0,02	0,01	0,74	0,01	0,06	0,02	0,00	0,02	0,89
Especificado para trilho	0,74-0,86	0,75-1,25	0,020 máx	0,020 máx	0,10-0,60	0,25 máx	0,30 máx	0,06 máx	0,010 máx	0,40 máx	-
Especificado para roda	0,67-0,77	0,60-0,90	0,030 máx	0,005-0,040	0,15-1,00	-	-	-	-	-	-

O teor de Carbono equivalente (C_{Eq}) dos trilhos é maior do que o das rodas. Dentre os trilhos, o premium possui maior teor de C_{Eq} do que o intermediário. A Equação 4 de C_{Eq} adotada nesse trabalho (GORNI, 2019; DEARDEN; O'NEILL, 1940) está mostrada a seguir:

$$C_{EQ_Dearden} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Mo}{4} + \frac{Cr + V}{5} + \frac{Cu}{13} + \frac{Ni}{15} + \frac{P}{2} \quad (4)$$

A diferença de 0,10% no teor de C_{Eq} entre os trilhos pode implicar em aumento de propriedades mecânicas ou de resistência ao desgaste. A composição química combinada com o tratamento térmico do boleto do trilho também poderá melhorar as propriedades do trilho, como por exemplo, microestruturas com espaçamento interlamelar menor.

5.1.2 Microestrutura

A microestrutura encontrada para os discos (trilhos premium e intermediário) é perlítica (Figura 74). Os discos premium apresentaram uma microestrutura mais refinada do que os discos intermediários, pois apresentaram menores tamanhos de espaçamento interlamelar. O disco premium apresentou valor médio de espaçamento interlamelar de 0,075

μm e o disco intermediário $0,086 \mu\text{m}$ (Tabela 15). Sabe-se que maiores taxas de resfriamento resultam em menores espaçamentos interlamelares e tamanho das colônias de perlita. O menor espaçamento interlamelar do boleto do trilho premium em relação ao intermediário provavelmente está relacionado às diferenças no teor de carbono equivalente apresentado na Tabela 14 e/ou na severidade do tratamento térmico (YOSHIDA et al. 2015). O mesmo efeito foi verificado para aços de trilho (STOCK, 2011) e de roda (CHAVES, 2016).

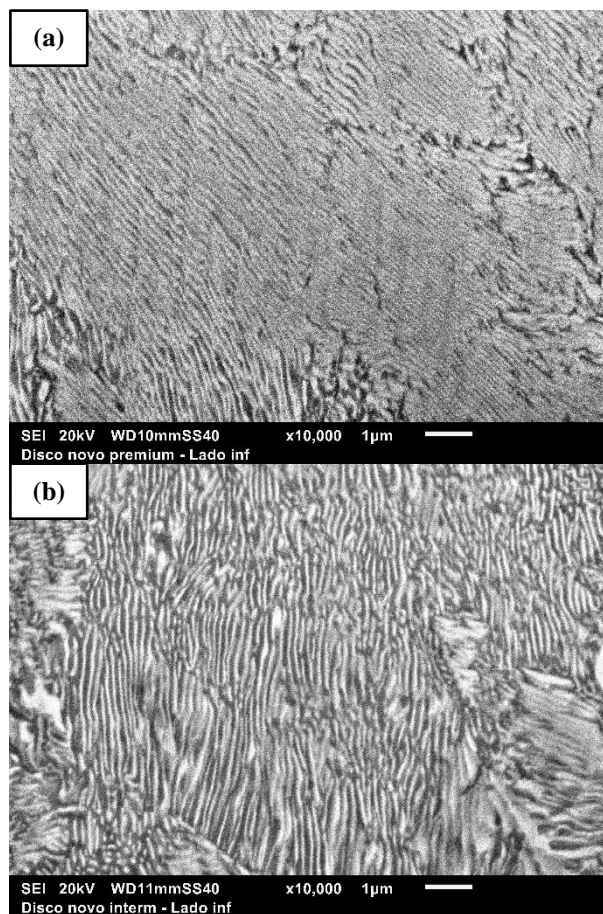


Figura 74 - Microestrutura perlítica verificada nos discos (a) premium e no (b) intermediário (Aumento:10000 X).

Tabela 15 - Espaçamento interlamelar dos discos extraídos de trilhos com a classe de aço premium e a intermediária.

Trilho (classe de aço)	Premium	Intermediário
Espaçamento interlamelar (μm)	$0,075 \pm 0,004$	$0,086 \pm 0,006$

A microestrutura da roda é decorrente do ciclo de processamento das rodas como mostrado na Figura 75. Durante o resfriamento por jato de água (tempera) se formam,

martensita na superfície e bainita na superfície e/ou subsuperfície da roda até que, em maiores profundidades se forma perlita. Após este resfriamento a roda é tratada termicamente (revenimento) para redução das tensões residuais. Neste processo a martensita e a bainita contidas na superfície/subsuperfície são revenidas.

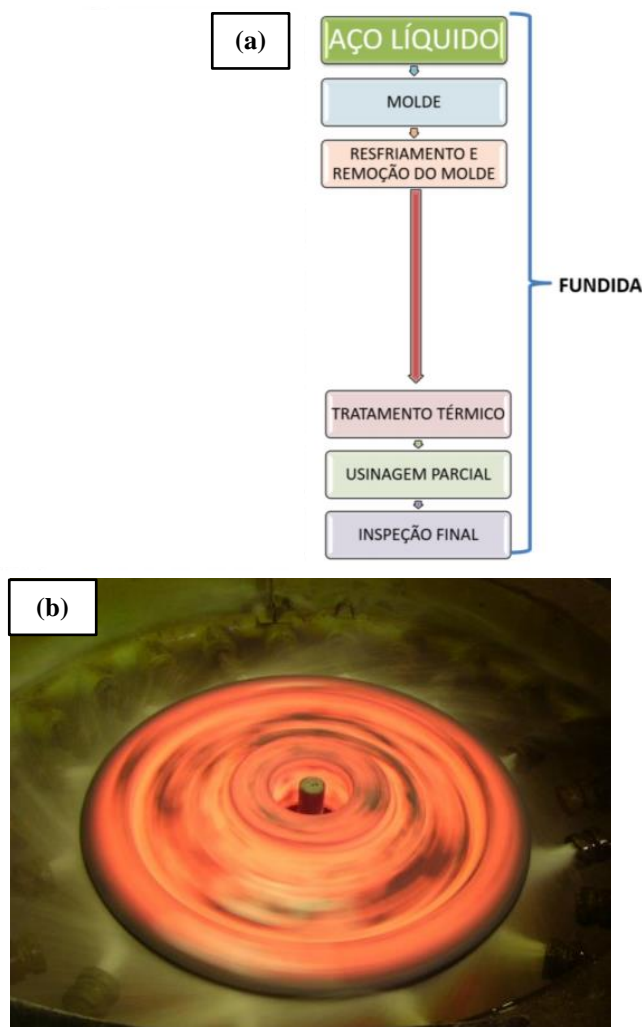


Figura 75 - (a) Ciclo de processamento das rodas forjada e fundida (usada no presente estudo) e (b) de tratamento térmico tempera. Fonte: Minicucci (2020).

Ainda na fábrica as rodas são usinadas e, conseqüentemente, havendo a remoção parcial das camadas de martensita revenida e bainita (superior e/ou inferior) contidas na roda. As amostras dos pinos foram extraídas a partir da superfície da roda acabada, sendo feita a análise microestrutural nesta região. Nos 4 primeiros milímetros em relação a superfície do pino, extraídos da roda entre os perfis “P2” e “P3” mostradas na Figura 66, possui microestrutura formada por bainita superior (Figura 76b e Figura 77). Essas rodas são de vida múltipla, sendo que possuem 3 vidas, em que em cada vida possui 16 mm. Chama-se de vida

a espessura útil da roda antes de ser realizado o processo de torneamento para garantir o perfil da roda e para remoção de defeitos. Sendo assim, 25% da primeira vida da roda apresentou-se composta por bainita superior como microestrutura, estando condizente com o trabalho de Chaves (2016), no qual se observou microestrutura semelhante, descrita como bainita superior. A partir dos 4 mm encontra-se somente a microestrutura perlítica, como mostrada na Figura 76a. A norma de roda (AAR, 2013) não especifica a microestrutura das rodas e sim sua dureza.

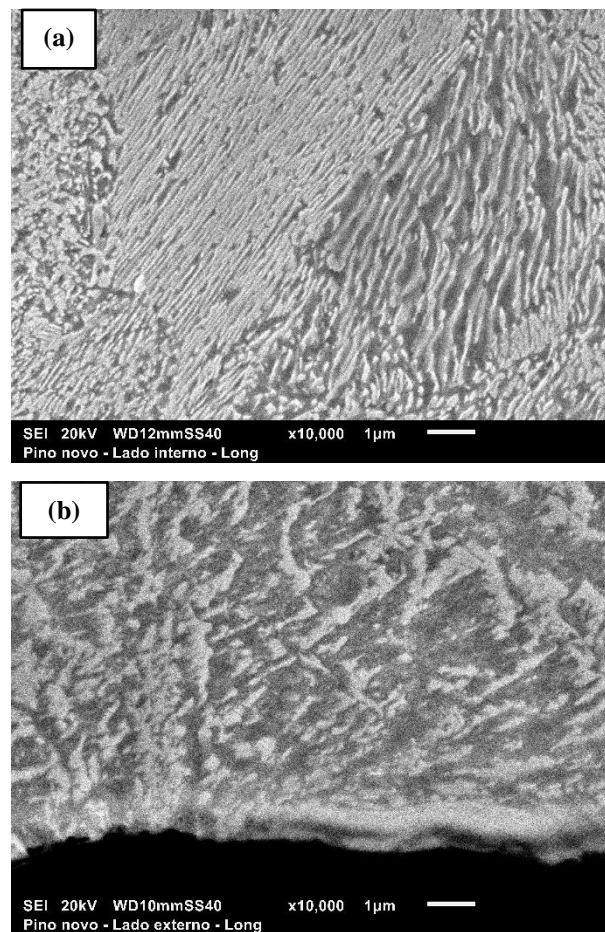


Figura 76 - (a) Microestrutura perlítica verificada no interior do pino e (b) bainita superior verificada na superfície do pino.

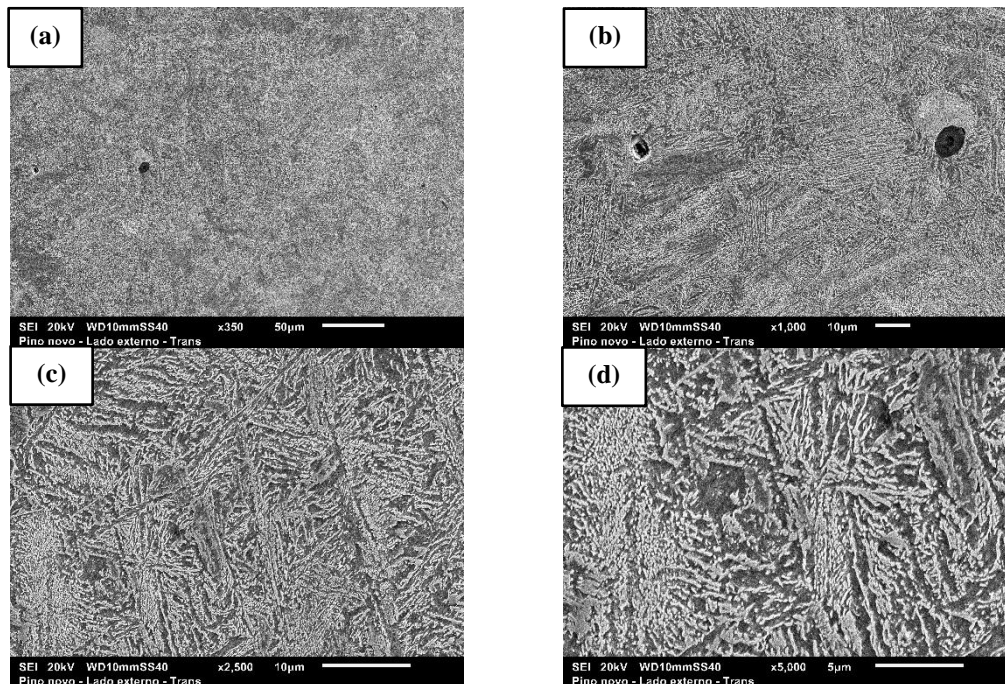


Figura 77 - Destaque para a bainita superior presente na extremidade do pino (superfície da 1ª vida da roda fundida classe C nova), sendo os detalhes de (a) a (d) mostrando a ampliação de 350 a 5000X.

5.1.3 Dureza

5.1.3.1 Dureza boleto (metodologia AREMA)

Os resultados para o boleto do trilho premium e para o intermediário estão apresentados respectivamente na Figura 78 e Figura 79. Nota-se que o trilho premium possui, nas camadas mais externas, durezas entre 384 e 402 HB e o trilho intermediário dureza de 358 HB. Com isso pode-se confirmar maior severidade do tratamento térmico existente para o boleto do trilho premium. Esses resultados estão conforme especificados pela norma AREMA (2013).

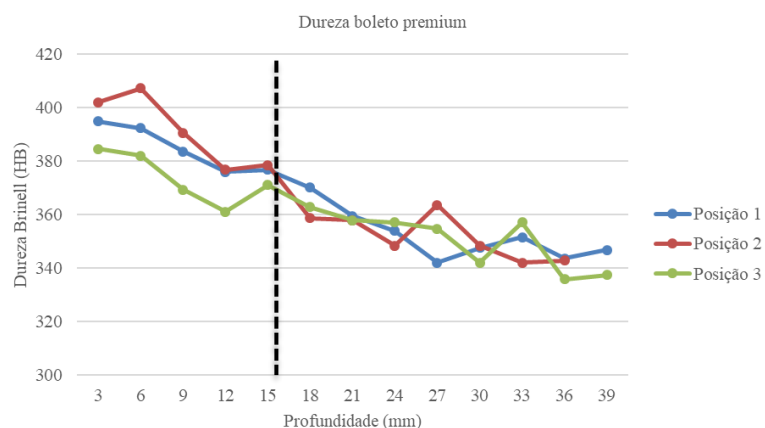


Figura 78 - Resultados do perfil de durezas para o boleto do trilho premium (metodologia AREMA). A linha vertical pontilhada indica o limiar de substituição dos trilhos quando atingem os 16 mm de desgaste lateral do boleto.

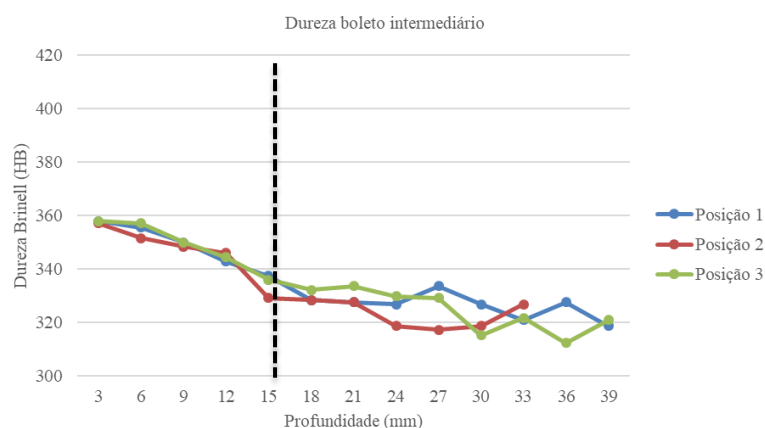


Figura 79 - Resultados do perfil de durezas para o boleto do trilho intermediário (metodologia AREMA).

Para o caso específico do trilho com perfil TR57 kg/m adotado no presente estudo, esse é fabricado com altura nominal de 168,3 mm e largura nominal de 69,1 mm (AREMA, 2013). As cotas de tolerância ao desgaste (vertical e lateral) irão depender da operadora ferroviária, da bitola e da carga por eixo. Por exemplo para o caso específico da FCA com 25 toneladas/eixo e bitola métrica o limite de desgaste vertical é de 158,3 mm e o limite lateral de desgaste do boleto é de 53,1 mm (PASTRELLO et al., 2020). Logo, o trilho TR57 pode desgastar-se verticalmente em 10 mm (cota “W1” – conforme Figura 30) e lateralmente em 16 mm (cota “W2” – conforme Figura 30). No caso dos trilhos altos de curva com classe de raio pequeno, onde é comum ocorrer predominantemente o desgaste lateral do boleto, esse ao atingir os 16 mm de desgaste deve ser substituído.

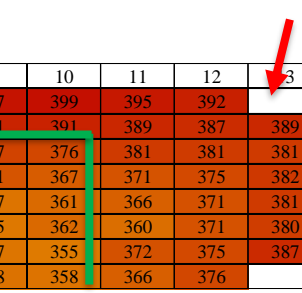
Diante disso, como indicado pela linha vertical tracejada na Figura 78, os resultados do trilho premium mostram que nessa região do limiar da substituição a dureza encontrada foi cerca de 370 HB. Ou seja, o trilho premium novo apresentou variação de dureza de 32HB, quando se compara às camadas mais externas (402 HB) até 16 mm de profundidade (370 HB). Para os resultados do trilho intermediário nessa região do limiar da substituição a dureza encontrada foi de 328 HB. Com isso, o trilho intermediário novo, como indicado na linha vertical pontilhada na Figura 79, apresentou variação de dureza de 30 HB, quando se compara às camadas mais externas (358 HB) até 16 mm de profundidade (328 HB). O perfil de dureza (gradiente) dos trilhos analisados confirma a maior severidade do tratamento térmico do boleto do trilho premium em relação ao intermediário. Esta descrição mostra que, a variação de dureza (em função da profundidade) ao longo da vida de um trilho premium é semelhante a diferença das durezas máximas entre as qualidades de trilho que será abordada posteriormente. Por fim, é importante destacar que os dados apresentados permitem saber qual a região do boleto será representada pelo disco.

5.1.3.2 Dureza do boleto (metodologia de mapeamento)

Também foi realizado um mapeamento de dureza para o boleto do trilho premium e para o intermediário. Esses resultados estão conforme determinados pela norma AREMA (2013) e mostrados na Tabela 16 e Tabela 17. Destacada acima e ao lado direito da linha verde está a área do boleto permitida para se desgastar até o limiar de substituição

Tabela 16 - Resultados do perfil de durezas para o boleto do trilho premium.


Área de desgaste



S1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
A		398	398	397	398	394	397	405	397	399	395	392		
B		401	396	397	388	396	387	389	393	391	389	387	389	
C		391	392	388	382	385	378	377	385	377	376	381	381	381
D		379	382	375	378	372	365	366	371	371	367	371	375	382
E		381	379	368	366	364	349	354	363	357	361	366	371	381
F		375	375	366	359	357	347	355	356	355	362	360	371	380
G		372	380	367	361	356	350	360	351	357	355	372	375	387
H			371	363	354	353	357	351	358	358	366	376		

Tabela 17 - Resultados do perfil de durezas para o boleto do trilho intermediário.

Área de desgaste




S1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
A			359	353	356	356	351	354	345	351	352			
B		353	348	352	352	349	353	352	353	356	356	352	348	
C	353	352	341	343	345	343	345	346	347	347	343	345	347	
D	351	345	342	334	331	332	330	342	337	337	342	344	353	
E	344	347	334	329	331	329	329	329	331	334	343	340	344	
F	340	346	335	329	325	326	325	325	335	336	337	349	348	
G	348	347	341	331	324	326	320	324	330	330	337	347	351	
H		345	339	337	323	319	322	330	323	330	339	346		

Uma das duas laterais dos boletos das figuras, representada pela coluna 1c a 1g ou 13c a 13g, é a região que terá contato com o flange das rodas. Essa região apresenta dureza maior que a do núcleo do boleto, fruto do resfriamento preferencial da superfície. Nota-se ainda que em todas as regiões o trilho premium é mais duro que o intermediário. Esta representação permite ainda visualizar com mais facilidade qual será o perfil do trilho após desgaste e quais as durezas das regiões remanescentes. Demarcou-se nas figuras a profundidade máxima de desgaste do boleto, por meio de uma linha horizontal verde, e por meio de uma linha vertical verde a espessura máxima, respectivamente de desgaste vertical e de desgaste lateral do boleto, o qual mais se assemelha ao desgaste de canto de bitola (foco desse estudo).

Na Tabela 18 apresenta-se, na forma de mapa, as diferenças de dureza entre os dois tipos de trilho. Nesta tabela observa-se que a diferença de dureza entre os trilhos diminuirá a medida em que o desgaste de topo do boleto e de canto de bitola do boleto prosseguem.

Tabela 18 - Diferença de durezas entre os trilhos classe de aço premium e intermediário.

Área de desgaste



S1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
A			39	44	42	38	46	50	52	48	43			
B		43	44	36	44	38	36	41	37	35	33	35	41	
C	38	40	46	39	40	35	32	39	31	29	38	36	34	
D	28	37	33	44	41	32	36	29	34	30	29	31	29	
E	37	32	35	37	33	21	25	34	26	28	22	32	37	
F	35	28	30	30	32	21	30	31	20	26	23	23	32	
G	24	34	26	31	32	24	39	27	27	25	35	27	36	
H			32	26	31	34	34	21	35	28	27	29		

Os dados da Tabela 18 mostram que na região de interesse a maior diferença de durezas entre os materiais é de 43 pontos e a menor de 22 com tendência a serem menores quanto mais próximo do final da vida dos trilhos.

5.1.3.3 Dureza da roda (Norma AAR)

Para a roda foi realizado o ensaio de dureza conforme especificado pela norma AAR (2013), sendo os resultados apresentados na Figura 80.

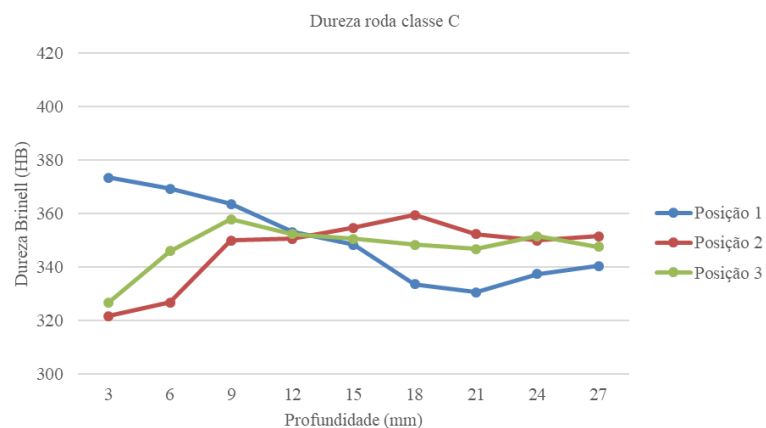


Figura 80 - Resultados do perfil de durezas para a roda (metodologia AAR)

Nota-se que somente a Posição 1 (lado externo da pista de rolamento da roda) possui perfil de dureza condizente com região tratada termicamente objetivando aumento de dureza, não sendo visto o mesmo nas Posições 2 e 3 (centro da pista de rolamento e no flange, respectivamente). Os valores de dureza esperados para rodas da Classe C estão entre 301 e 363 HB como mostra a Tabela 2. As posições 2 e 3 apresentaram dureza menor do que o esperado, estando condizente com a microestrutura bainítica mostrada na Figura 76b e Figura 77 **Erro! Fonte de referência não encontrada..** Esta microestrutura seria decorrente do tratamento térmico em duas etapas das rodas, descrito anteriormente. No trabalho de Chaves (CHAVES, 2016), foi observado o mesmo tipo de variação de dureza em rodas fundidas aço classe C. O flange e a pista de rolamento da roda irão se desgastar mais rapidamente devido à baixa dureza e, como consequência, será necessária precocemente a manutenção da roda (torneamento). Por isso, conhecer o desempenho tribológico desta microestrutura para distintos níveis de força normal e em condição lubrificada é relevante não apenas para entender o comportamento inicial de rodas classe C como para a eventual aplicação de rodas bainíticas.

5.1.3.4 Dureza: discos e pino

A seguir estão mostrados os valores de macrodureza na superfície de ensaio de desgaste (topo) do pino e dos discos (Figura 81a) e, também, os valores de dureza na seção longitudinal (Figura 81b).

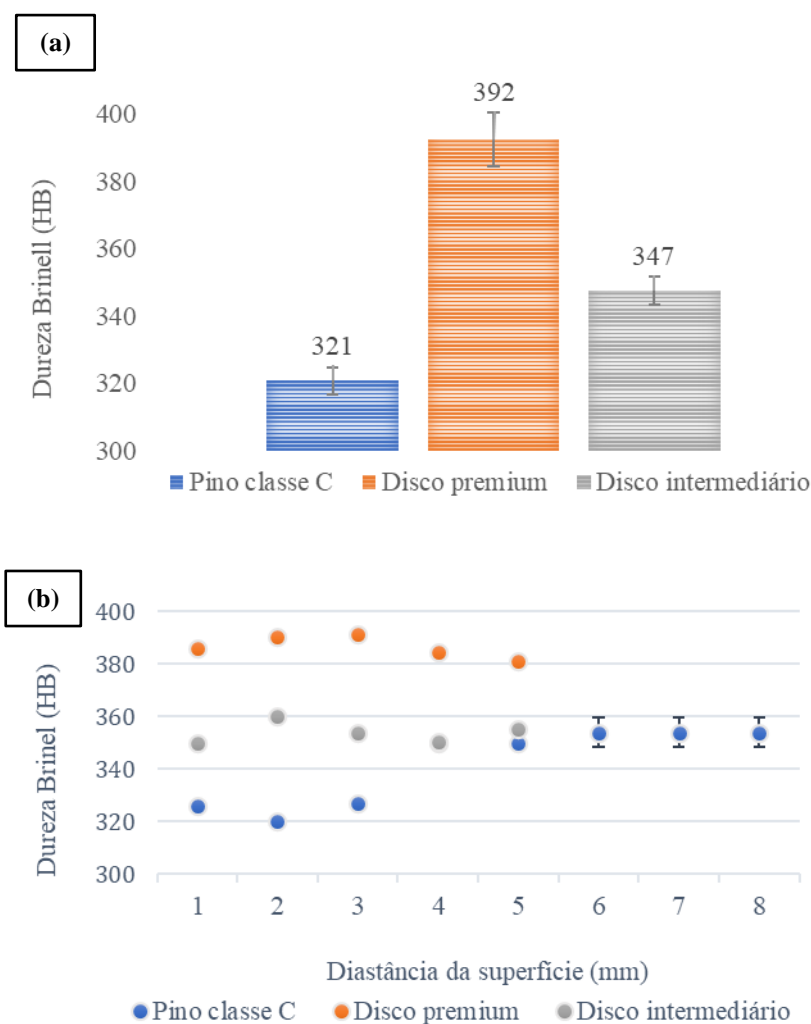


Figura 81 - Macro durezas (a) de topo e (b) ao longo da seção longitudinal do pino e dos discos.

Pela Figura 81a verifica-se que os valores estão conforme com o especificado pelas respectivas normas desses componentes, sendo que a dureza de 321 HB está no limite inferior da especificação para a dureza na superfície da roda, valor 10% distante do valor de 350 HB considerado usual/esperado para rodas dessa classe de aço. Este valor inferior de dureza se deveu à bainita superior formada na superfície da roda no tratamento térmico que se segue ao resfriamento delas, como evidenciado em amostra de roda forjada que recebeu tratamento térmico de tempera a 890°C seguida de revenimento a 590°C (Minicucci et al. 2019).

A Figura 81b apresenta os valores de dureza obtidos na seção longitudinal do pino e discos. Da superfície do pino até 4 mm a dureza oscila em torno de 320 HB elevando-se para em torno de 350 HB a partir de 4 mm. Do ponto de vista do procedimento de ensaio tribológico as determinações de dureza mostram que tanto para discos quanto para pinos as durezas se mantêm constantes ao longo das respectivas profundidades de desgaste que são menores que 1mm para os discos e menores que 2 mm para os pinos.

5.2 Ensaio de Desgaste por Deslizamento – Taxa de Desgaste (\dot{W})

Os resultados de taxa de desgaste (*wear rate* = \dot{W}) dos ensaios de desgaste por deslizamento, realizados na configuração pino (roda classe C) contra disco (trilhos premium e intermediário), com força normal variada em 40, 80 e 120 N e sob diferentes condições (a seco e lubrificado) estão mostrados nos gráficos a seguir. Para os gráficos de taxa de desgaste tem-se plotado no eixo das ordenadas o logaritmo da taxa de desgaste e no eixo das abcissas as forças normais aplicadas. O desgaste do pino ocorreu na região bainítica da roda, isto é, em seus primeiros 4 mm de profundidade.

5.2.1 Resultados preliminares (ensaios com dois modos de aplicação de força normal)

Inicialmente os ensaios de desgaste foram realizados com a aplicação pneumática da força normal (a seco – 40 e 80 N), sendo observado desvio padrão alto para a perda de massa do pino e discos. Para a mesma configuração de ensaio pneumático, também foi realizado o ensaio utilizando o peso morto para a força normal. Os resultados comparativos da média e desvio padrão da perda de massa entre ensaios no modo pneumático versus peso morto estão mostrados na Tabela 19, sendo verificada a redução do desvio padrão quando se utiliza o peso morto para propiciar a força normal do pino sobre o disco. Importante ressaltar que na tabela a seguir tem-se apresentado dados de perda de massa (desgaste) e nos itens adiante serão apresentados como taxa de desgaste.

Tabela 19 – Confiabilidade dos resultados de desgaste em função do modo de aplicação da força normal

Regime	Força normal (N)	Material	Modo de aplicação da força normal	Perda de massa (g)	
				Média	Desvio Padrão
A seco	40	Pino roda classe C	Pneumática	0,0874	0,0592
			Peso morto	0,0124	0,0015
		Disco trilho intermediário	Pneumática	0,0248	0,0132
			Peso morto	0,0102	0,0036
	80	Pino roda classe C	Pneumática	0,0468	0,0561
			Peso morto	0,0321	0,0053
		Disco trilho intermediário	Pneumática	0,0124	0,0078
			Peso morto	0,0163	0,0042

A literatura sobre o modo de aplicação de força normal mostra que no ensaio pino-disco a seco com velocidades de deslizamento e forças normais mais baixas o modo “peso morto” (presente trabalho) foi o que apresentou menor variação da flutuação da força normal durante o ensaio quando comparado com o “pneumático” e o “sistema mola”, conseqüentemente, houve menor variação dos resultados de desgaste e de seu desvio padrão (YOON et al., 1997). Portanto, os resultados deste trabalho estão condizentes com o apresentado por Yoon et al. (1997). As causas da menor variação dos desvios padrões são a menor variação das forças dinâmicas durante o ensaio pino-disco a seco quando se utiliza velocidades e forças normais menores no modo “peso morto”.

Adicionalmente, foi observado por Tressia (2021) uma melhor repetibilidade dos resultados de perda de massa utilizando aplicação de força normal por peso morto em forças inferiores a 200 N. O autor mostrou que com a utilização do sistema pneumático o coeficiente de variação da perda de massa foi de 79% enquanto utilizando o peso morto foi de 16%. Esta dispersão excessiva dos resultados de perda de massa utilizando o sistema pneumático foi justificada devido à imprecisão da célula de carga em controlar forças menores do que 200 N. Assim, todos os ensaios mostrados a seguir serão utilizados peso morto para proporcionar a força normal necessária.

5.2.2 Taxa de desgaste (\dot{W}) a seco

5.2.2.1 Pino de roda classe C contra disco de trilho premium a seco

Os resultados dos ensaios a seco para o disco premium estão mostrados na Figura 82.

W: ensaio pino disco (seco)-premium

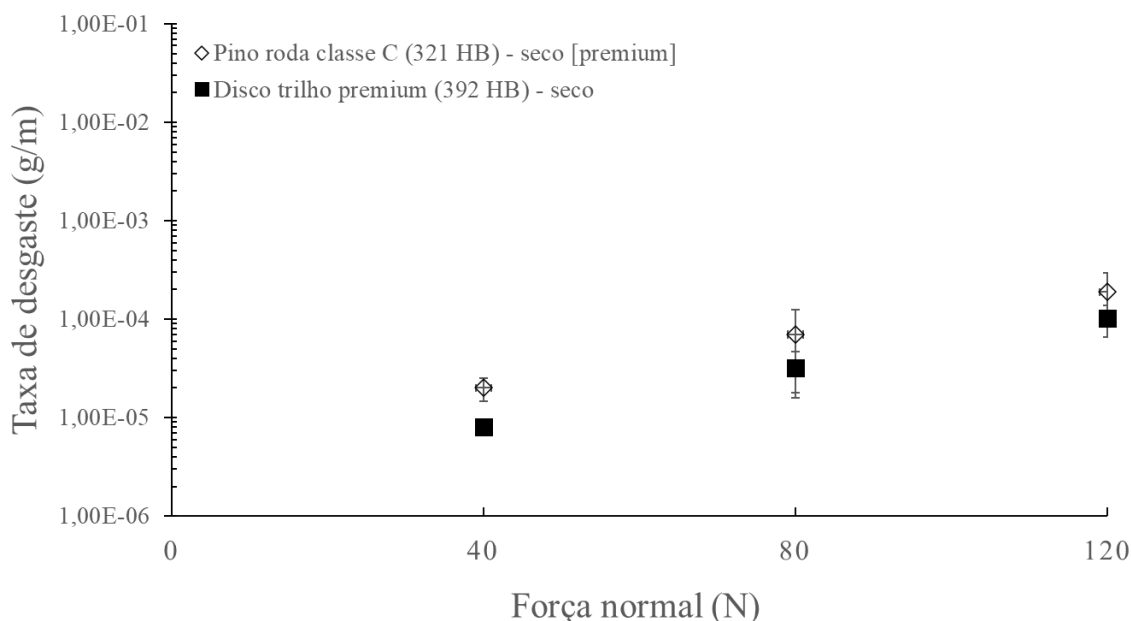


Figura 82 - Resultados da taxa de desgaste em função da força normal aplicada para o disco premium e o pino classe C na condição a seco. O disco a 40 N não apresentou dispersão de resultados.

As taxas de desgaste do pino e do disco aumentam progressivamente com o aumento da força. A elevação da força em três vezes levou a elevação da taxa de desgaste em cerca de 9 vezes para os pinos e em 7 vezes para os materiais dos discos. Este comportamento é o esperado nas faixas de validade da equação de Archard, ou seja, nas regiões de desgaste severo e nas duas regiões de desgaste moderado embora, como é sabido, este modelo se aplica apenas a perda de massa do corpo com menor dureza.

As taxas de desgaste foram maiores para o material da roda (pino) do que para o material do disco. A literatura (ARCHARD, 1956) correlaciona as maiores taxas de desgaste do material do pino a sua menor dureza, 321 HB, contra 392 HB do disco premium. Os mecanismos de desgaste envolvidos foram apontados na revisão da literatura e estão relacionados ao regime de desgaste no qual ocorre o fenômeno. Neste trabalho, outra explicação é que as maiores taxas de desgaste se devem ao menos em parte, a microestrutura bainítica do pino enquanto a microestrutura do disco é perlítica. A dispersão dos resultados de perda de massa para o pino e para o disco aumenta expressivamente com o aumento da força normal de ensaio.

5.2.2.2 Pino de roda classe C contra disco de trilho intermediário a seco

Os resultados dos ensaios a seco para o disco intermediário estão na Figura 83.

W: ensaio pino disco (seco)-intermediário

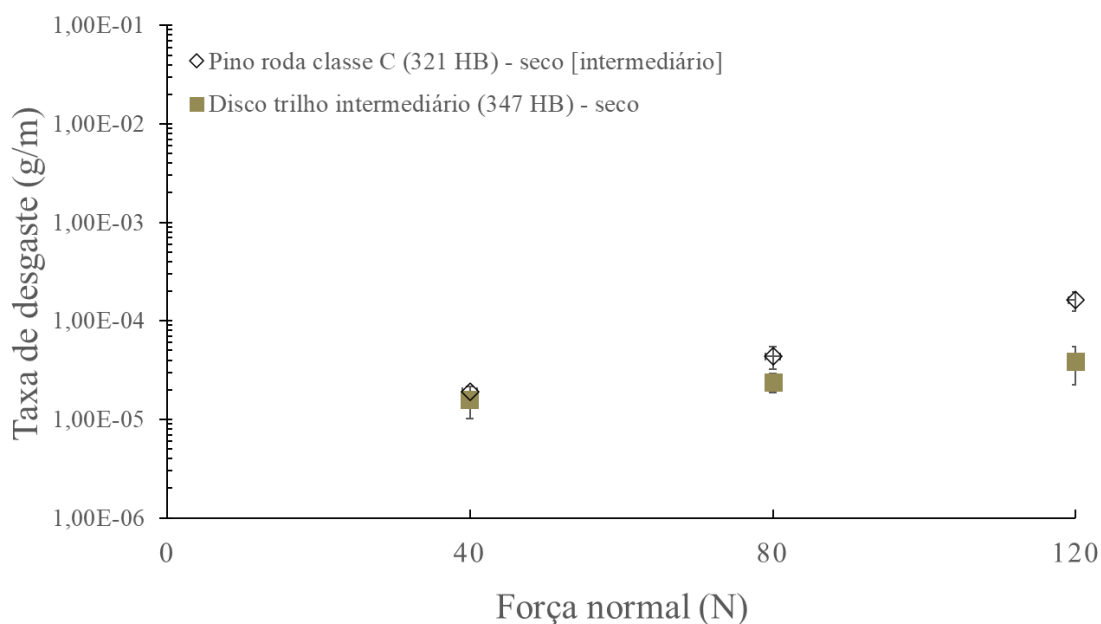


Figura 83 - Resultados da taxa de desgaste em função da força normal aplicada para o disco intermediário e o pino classe C na condição a seco.

As taxas de desgaste do pino e do disco aumentam progressivamente com o aumento da força normal para os ensaios realizados contra os discos de trilho intermediário. Entretanto a elevação da taxa de desgaste do material do pino com a força normal foi menos intensa quando se passou de 40 para 80 N (2 vezes) do que quando se passou de 80 para 120 N (4 vezes) enquanto para o material do disco a elevação foi progressiva. A elevação da força em três vezes levou a elevação da taxa de desgaste em cerca de 8 vezes para os pinos e em 2 vezes para os materiais dos discos. Estes resultados sugerem que a perda de massa do material mais mole neste caso pode não estar num mesmo regime de desgaste para as três forças estudadas. Já as perdas de massa do material o disco, aparentemente, está no mesmo regime. Este comportamento sugere que um mesmo material de mesma dureza e microestruturas pode apresentar em algumas circunstâncias maior perda de massa se ensaiado contra material mais mole. Um comportamento semelhante já foi descrito por Rovani (2014) e Viáfara (2010). Para estes autores a maior dureza do corpo mais duro do par serviria como melhor substrato para filmes interfaciais como os óxidos o que mitigaria os fenômenos de adesão e crescimento de junção.

Nos ensaios a seco, com a força normal de 40 N, os pinos (roda) tiveram taxa de desgaste similar quando deslizados contra discos dos trilhos premium e intermediário. No caso

do disco intermediário, a taxa de desgaste dos pinos foi igual à dos discos e no caso dos discos premium a taxa de desgaste dos pinos foi maior que a do disco. Isto é, a perda de massa do pino foi maior que a perda de massa do disco para todas as forças (exceto para intermediário em 40 N).

Com o aumento da força normal de 40 para 80 N, a taxa de desgaste dos pinos da roda classe C aumentaram, tanto para os ensaios contra o disco premium quanto contra o disco intermediário a seco. A taxa de desgaste dos pinos foi similar entre si quando ensaiado contra o disco intermediário e contra o disco premium. A taxa de desgaste do disco intermediário foi similar à taxa de desgaste do disco premium.

Com o aumento na força normal de 80 para 120 N, a taxa de desgaste dos pinos de roda classe C aumentou para os ensaios contra discos premium e contra discos intermediários. A taxa de desgaste do pino foi estatisticamente igual a taxa de desgaste do disco premium e maior do que o disco intermediário. A taxa de desgaste do pino foi similar quando ensaiado contra disco premium e contra disco intermediário. A taxa de desgaste do disco intermediário foi similar a taxa de desgaste do disco premium.

5.2.2.3 Comparação global da taxa de desgaste a seco entre ensaios de pinos de roda classe C contra discos de trilhos premium e intermediário

Para o desenvolvimento do raciocínio que será mostrado nos parágrafos a seguir é necessário citar novamente o quadro esquemático referente às razões entre durezas do par trilha/roda presente na literatura (Figura 84).

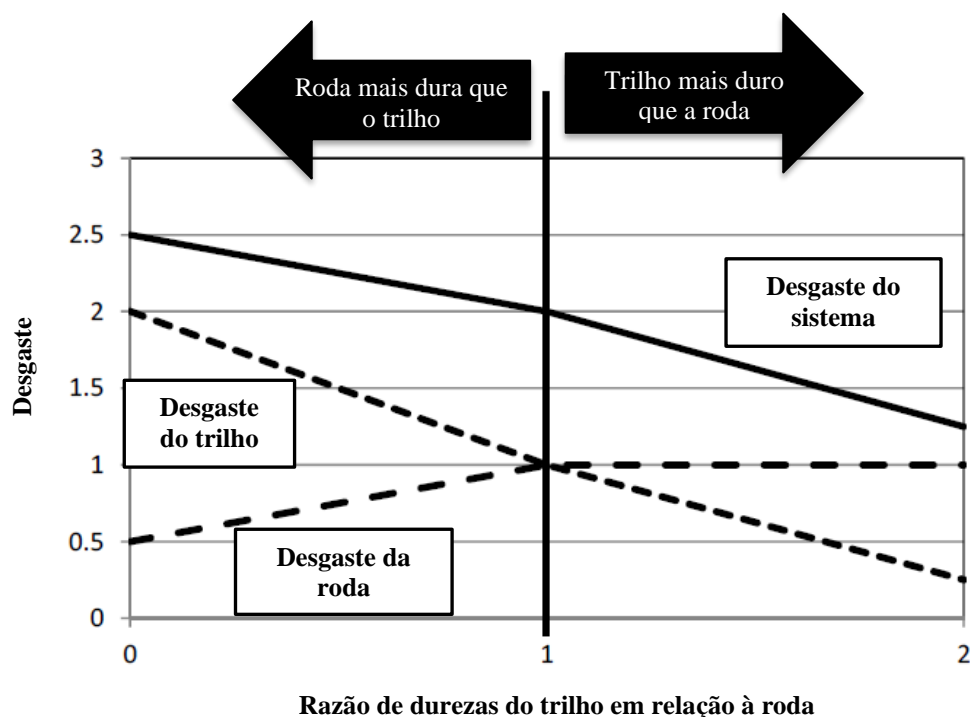


Figura 84 - Razão ótima entre durezas do trilho em relação à roda. Onde: $R = \text{Dureza do Trilho} / \text{Dureza da Roda} = H_{\text{Trilho}} / H_{\text{Roda}} = H_T / H_R$. Fonte: gráfico original de Steele e Reiff (1982) e gráfico adaptado de Lewis et al. (2016).

Quando analisados os resultados de taxa de desgaste do sistema pino-disco a seco (Figura 85), ou seja, o somatório de taxa de desgaste do par, observa-se que os resultados são similares para ambos os sistemas pino contra os discos (premium e intermediário). Essa evidência mostra que a variação da razão entre dureza do par (pino e disco) estudado neste trabalho não apresentou influência significativa no desgaste do conjunto pino-disco (roda-trilho) como apresentado individualmente para cada componente.

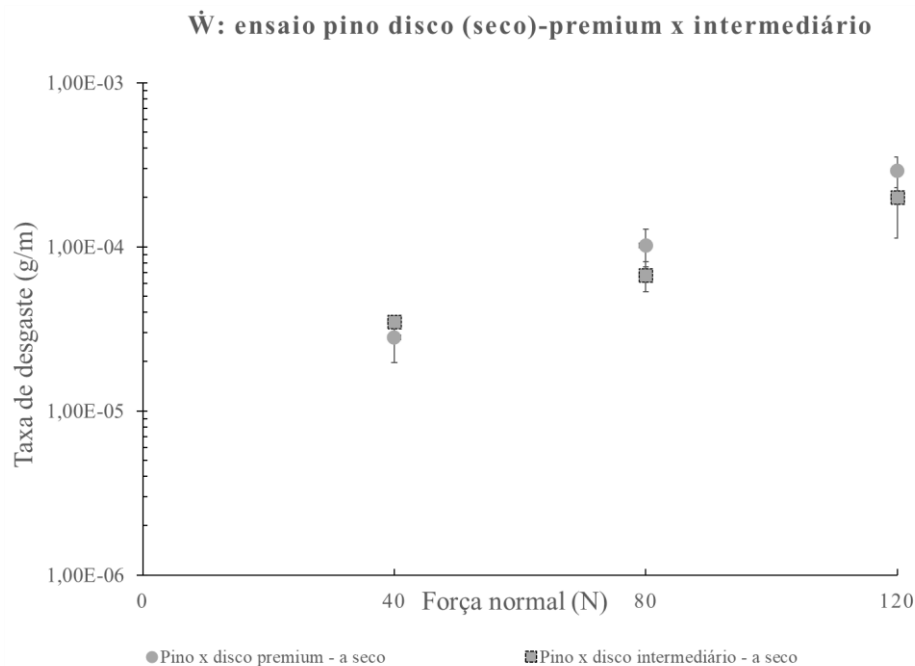


Figura 85 - Taxa de desgaste do sistema (somatório das perdas de massa do par: pino-disco) em função da força normal para ensaios a seco.

Para o sistema com disco premium, a elevação da força normal de 40 para 80 N provocou aumento de 2 vezes no desgaste do sistema e de 80 para 120 N aumento de, também, 2 vezes. Para o sistema com disco intermediário, a elevação da força normal de 40 para 80 N provocou aumento de 2 vezes no desgaste do sistema e de 80 para 120 N aumento de 3 vezes.

Portanto, para a configuração de ensaio e pelo tribossistema adotado no presente trabalho, pelo comportamento contra o desgaste indica-se tanto a utilização do trilho intermediário ($R = 1,1$) quanto do trilho premium ($R = 1,2$) contra a roda classe C, pois o desgaste de ambos os sistemas será estatisticamente igual. Em tempo, é preciso destacar que quanto mais alta força normal do ensaio, maior será a taxa de desgaste do sistema pino-disco, extrapolando para a condição da aplicação, quanto mais fechado for o raio da curva na via permanente e/ou quanto maior for o peso por eixo dos vagões e locomotivas, maior será a taxa de desgaste do sistema roda-trilho.

Segundo o modelo mostrado na Figura 84 e usado na prática ferroviária, para as relações de dureza 1,1 e 1,2 o desgaste do material das rodas deveria ser maior que o do material dos trilhos. Os resultados das Figura 82 e Figura 83 mostram que as taxas de desgaste do material da roda foram, na análise convencional, maiores do que para os materiais dos trilhos, ou seja, de acordo com o modelo proposto. Ainda segundo Steele e Reiff (1982), para as relações de dureza 1,1 e 1,2 o desgaste e as taxas de desgaste do sistema (global) deveriam

ser menores para os ensaios feitos contra os trilhos premium. Entretanto, como mostram a atual Figura 85, as diferenças entre as taxas de desgaste do par nos ensaios dos dois materiais de trilhos não são significativas o que contraria a proposição daqueles autores.

Portanto, isso significa acerca da hipótese contida no objetivo do presente trabalho, os dois diferentes pares estudados ($R = 1,1$ e $1,2$) apresentaram iguais resistências ao desgaste. Isso se deve a provavelmente as condições específicas do tribossistema estudado (faixa de forças normais adotadas, tempo de ensaio, velocidade de rotação, dentre outros).

5.2.3 Taxa de desgaste (\dot{W}) lubrificado

5.2.3.1 Pino de roda classe C contra disco de trilho premium lubrificado

Na Figura 86 estão os resultados de taxa de desgaste para os pinos extraídos de rodas classe C e discos extraídos de trilhos premium. O desgaste dos pinos foi em média superior aos dos discos para todas as forças embora a diferença entre as respectivas perdas de massa não tenha sido significativa. Os desvios padrões em alguns casos são muito grandes devido as perdas de massa serem muito pequenas e, portanto, afetadas por imprecisões nas medidas como por exemplo a adesão ou não de detritos na superfície de desgaste do disco ou do pino. A não diferença significativa entre as taxas de desgaste do corpo e do contra corpo foi explicada pela presença do lubrificante, meio interfacial, cujo comportamento controlou os mecanismos de perda de massa.

Outra conclusão é que a elevação da força em três vezes não parece ter alterado o comportamento do filme lubrificante uma vez que não houve alteração significativa das taxas de desgaste nesta faixa de forças normal.

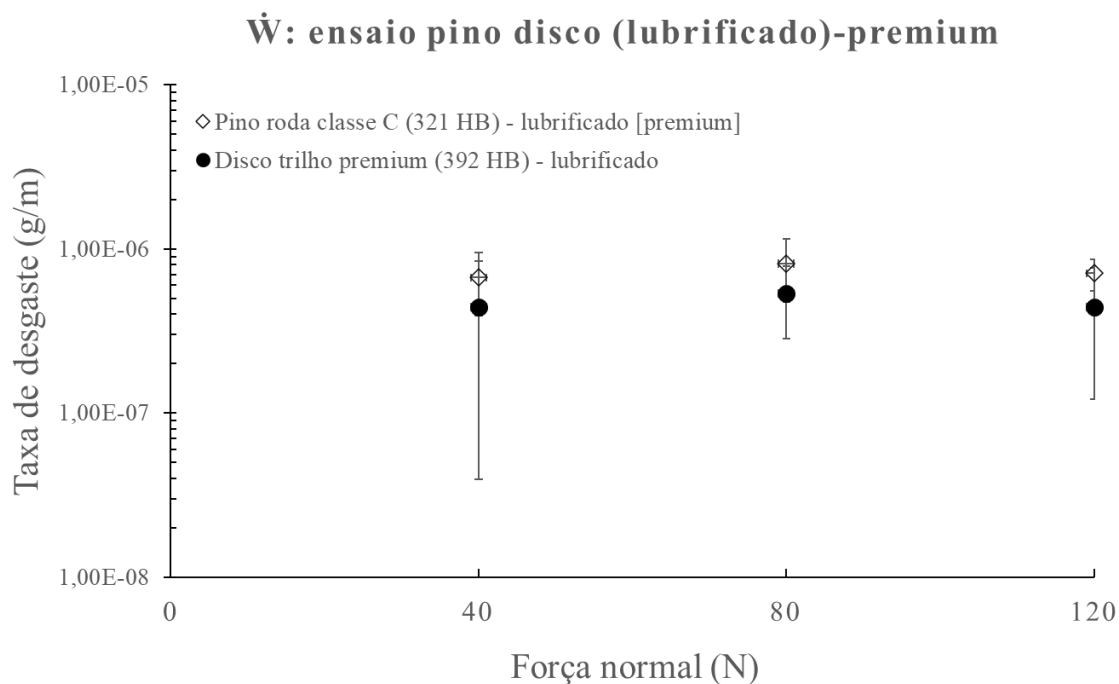


Figura 86 - Resultados da taxa de desgaste em função da força normal aplicada para o disco premium e o pino classe C na condição lubrificada.

5.2.3.2 Pino de roda classe C contra disco de trilho intermediário lubrificado

Na Figura 87 estão os resultados de taxa de desgaste para os pinos extraídos de rodas classe C e discos extraídos de trilhos intermediário. O valor médio da taxa de desgaste dos pinos foi superior do que o do disco exceto para a força de 40 N.

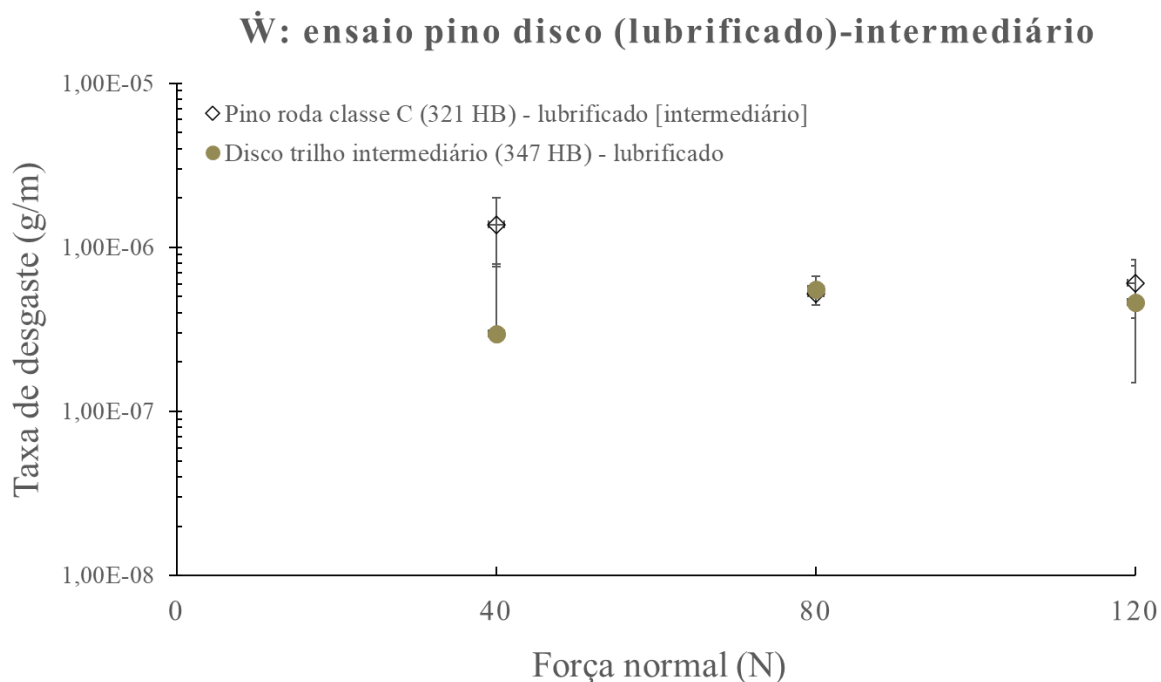


Figura 87 - Resultados da taxa de desgaste em função da força normal aplicada para o disco intermediário e o pino classe C na condição lubrificada.

5.2.3.3 Comparação global da taxa de desgaste a seco entre ensaios de pinos de roda classe C contra discos de trilhos premium e intermediário

Para os ensaios lubrificadas com o disco premium (Figura 86) e disco intermediário (Figura 87) apresentado anteriormente, os resultados de taxa de desgaste em função da força normal mostraram que a adição de um lubrificante resulta na taxa de desgaste similares para o pino e para ambos os discos. Não houve variação com a força normal, ou seja, a taxa de desgaste independe da força normal, ao contrário do que ocorre nos ensaios a seco, nos quais o aumento da força normal resulta em aumento de perda de massa. Adotando o lubrificante (graxa) usado comumente para trilhos, a taxa de desgaste do pino foi reduzida em mais de duas ordens de grandeza quando comparado com os ensaios a seco. Para os discos a redução na taxa de desgaste também foi de aproximadamente duas ordens de grandeza quando comparada com os resultados dos ensaios a seco.

Com base nas mesmas considerações anteriores sobre a análise da taxa combinada (global) de desgaste do material do pino e do material do disco, pode se ver na Figura 88 que não há diferença nas taxas de desgaste do par roda trilho, quer o ensaio seja feito contra disco de material premium ou disco de material intermediário.

Quando analisados os resultados de taxa de desgaste do sistema pino-disco lubrificado (Figura 88), ou seja, o somatório de taxa de desgaste do par, observa-se que os resultados são

similares para ambas as condições, com disco premium e intermediário. Essa evidência mostra que a variação da razão de dureza estudada neste trabalho não apresentou influência significativa no desgaste do conjunto pino-disco (roda-trilho). Importante ressaltar que a taxa de desgaste do sistema pino-disco lubrificado foi reduzida em, aproximadamente, duas ordens de grandeza quando comparado com os ensaios a seco, tendendo a eliminar o desgaste do sistema.

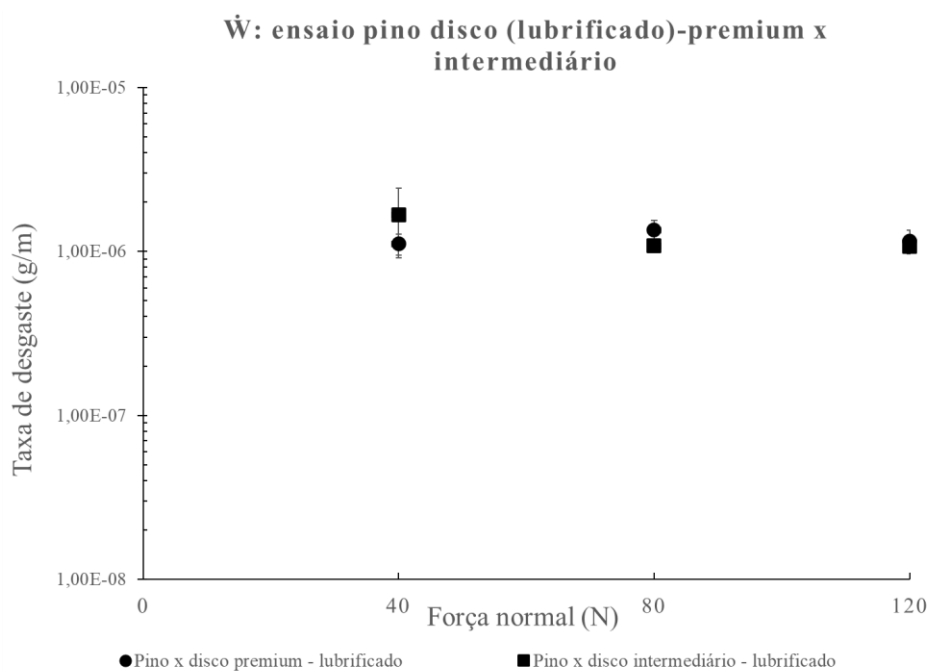


Figura 88 - Taxa de desgaste do sistema (somatório das perdas de massa do par: pino-disco) em função da força normal para ensaios com lubrificação.

A contribuição da tese a respeito disso é mostrar que com a adoção efetiva e contínua da estratégia de lubrificação na interface entre o canto de bitola/lateral do boleto do trilho e o flange da roda, o desgaste foi reduzido independentemente da razão entre durezas adotada. Isso permite adotar tanto o trilho intermediário quanto o trilho premium contra a roda classe C, pois os desgastes desses dois sistemas, mesmo que reduzidos, serão estatisticamente os mesmos. Em tempo, é preciso destacar que independente da força normal do ensaio, a taxa de desgaste do sistema pino-disco para ambos os sistemas serão os mesmos, isto é, independente do raio da curva na via permanente e/ou do peso por eixo dos vagões e locomotivas, a taxa de desgaste do sistema roda-trilho lubrificado será reduzido a valores estatisticamente iguais para ambos os sistemas.

Até o momento, diante dos resultados dos dois sistemas estudados para os ensaios a seco e para os ensaios lubrificados, tem-se mostrado viável contra o desgaste a adoção tanto de $R = 1,1$ quanto de $R = 1,2$, pois a variável razão entre durezas não se mostrou influente sobre a taxa de desgaste dos tribossistemas estudados.

5.2.4 Comparação global \dot{W} : ensaios lubrificados e a seco

Nos ensaios contra discos premium e os discos intermediários a comparação dos resultados dos ensaios a seco e dos ensaios com lubrificante são reproduzidos no mesmo gráfico para facilitar a comparação (Figura 89). Verifica-se que as reduções nas taxas de desgaste são expressivas, variando em cerca de 96%, ou seja, quando lubrificado o desgaste é drasticamente reduzido. Estes resultados apontam para o emprego de lubrificantes entre flanges e boletos de modo a reduzir o desgaste.

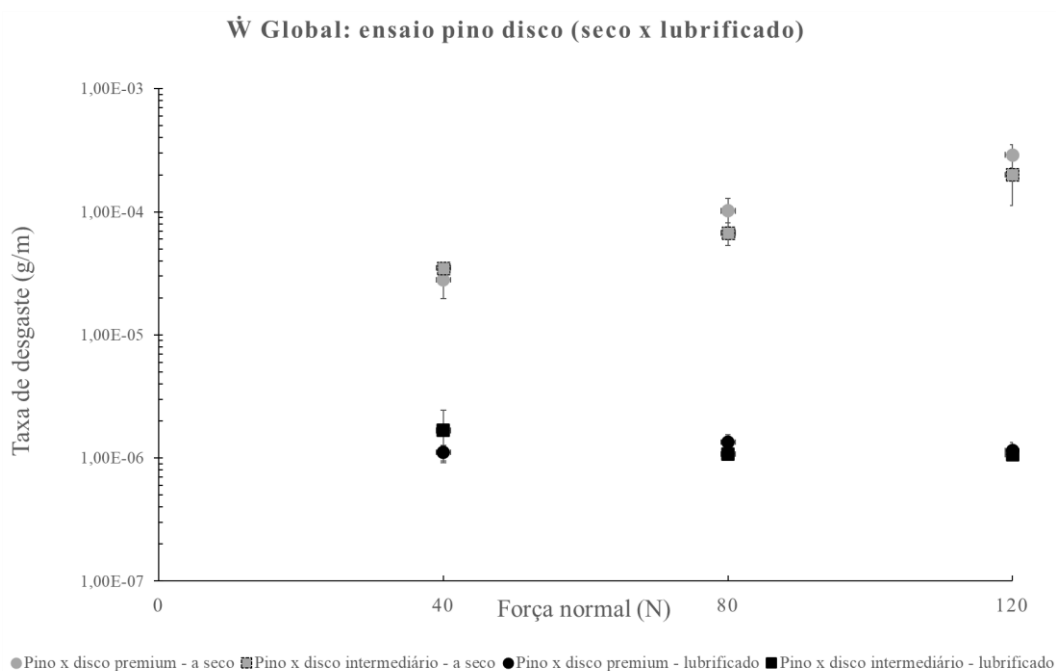


Figura 89 - Comparação da taxa de desgaste do sistema pino-disco para ambos os materiais dos trilhos (premium e intermediário): a seco e lubrificado.

A seco

As classes de aços adotados nesse estudo laboratorial seguiram a recomendação dos pares que tem a melhor relação de taxa de desgaste para o sistema roda-trilho desde que seja a razão maior ou igual a 1,0 (Steele e Reiff 1982) e/ou entre 1,0 e 1,1 (Razhkovskiy et al. 2015) e/ou maior que 1,0 (Rigney 1997, Kato e Hokkirigawa 1985-1990). Outra

recomendação (Razhkovskiy et al. 2015) seguida nesse estudo para se reduzir a taxa de desgaste foi a de se adotar a razão igual para aços com 360 HB (trilho premium versus roda classe C), ou seja, se afastar das extremidades das durezas mais baixas ou mais elevadas, tal como evitar o uso de trilho standard versus roda classe C ou trilho superpremium versus roda classe D.

A influência da força normal na taxa de desgaste para ensaios laboratoriais de desgaste (pino contra disco) é uma variável que complementa os estudos de Zarembski (2005), sendo possível correlacionar a intensidade da força normal com tipo de traçado da via permanente (raio da curva). Quanto menor a força normal, deve-se correlacioná-la com curvas de raio maior. De maneira análoga, quanto maior a força normal, correlacioná-la com curvas de raio pequeno.

Para os ensaios a seco não houve a influência da razão entre durezas e houve a influência da força normal na taxa de desgaste do sistema pino-disco.

Lubrificado

Os resultados para a condição lubrificada mostram que o desgaste do sistema foi praticamente eliminado, não sendo evidenciada a influência entre a razão de durezas do par e a influência da força normal. Importante mais uma vez destacar que, a redução na taxa de desgaste obtidas pelos ensaios lubrificados foi de duas ordens de grandeza em relação aos ensaios a seco (mínimo de 96% de redução, isto é, tem-se a eliminação do desgaste), podendo alcançar quatro ordens de grandeza quando comparado aos ensaios a seco e com remoção de detritos em 120 N.

Os ensaios lubrificados mostraram similar taxa de desgaste para todos os aços estudados, indicando que não existe influência da razão de durezas do par. Isso complementa os estudos de Roney et al. (2009), Carmo (2011), Viana (2017) e Viana, Pastrello et al. (2020).

Os ensaios pino contra disco com o dispositivo de lubrificação utilizado permite simular em laboratório a prática recomendada por Roney (2015) da utilização de um processo consistente e contínuo de lubrificação como o adotado pelo processo de lubrificação fixa de trilhos nas ferrovias.

A taxa de desgaste observada em campo por Steele e Reiff (1982) é de uma ordem de grandeza menor quando é lubrificado (0,005 mm/MTBT) em comparação quando está a seco (0,025 mm/MTBT), sendo complementado pelo presente estudo, no qual se pôde observar que é possível a redução de no mínimo duas de grandeza quando se adota o ensaio lubrificado.

5.3 Ensaios de Desgaste por Deslizamento – Coeficiente de Atrito

Os gráficos dos resultados de coeficiente de atrito estão apresentados a seguir, nos quais tem-se relacionado o coeficiente de atrito (running-in e regime permanente) com o tempo (segundos).

A Figura 90 mostra o coeficiente de atrito para os ensaios a seco, sendo notado que para ambos os materiais o coeficiente de atrito no regime permanente de desgaste está compreendido entre 0,40 (80 e 120 N) a 0,60 (40 N), isto é, quando se aumenta a força normal, o coeficiente de atrito diminui. Isso condiz com a literatura (MOORE; TEGART, 1952; RABINOWICZ, 1976; KENNEDY, 1984; BUSHAN, 2002; BLAU 2009) para o coeficiente de atrito de ensaios a seco em laboratório e/ou em campo. O período de *running-in* mostra maior valor de coeficiente de atrito quando se adotou o aço do disco intermediário, alcançando o coeficiente de atrito acima de 0,8, enquanto para o disco premium tem-se valores para o coeficiente de atrito no *running-in* abaixo de 0,6. Isso se deve a maior formação de óxidos no sistema com disco de maior dureza (disco premium) conforme será mostrado posteriormente, reduzindo o coeficiente de atrito inicial em 1,3 vezes ou 33%.

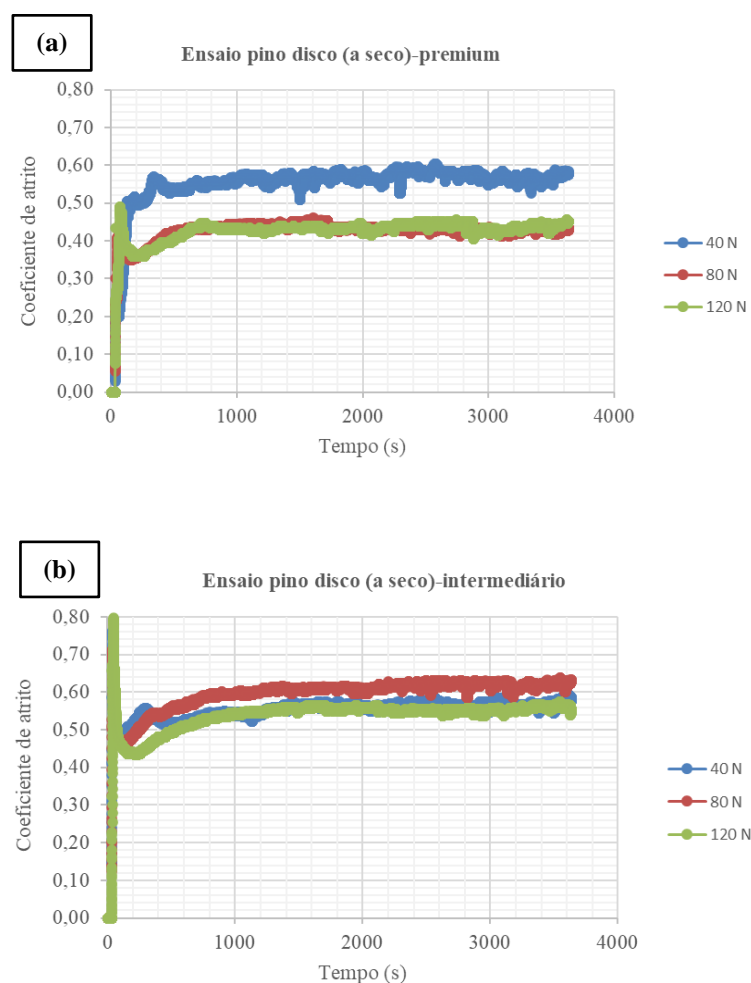


Figura 90 - Coeficiente de atrito para o (a) disco premium e o (b) disco intermediário, ambos na condição a seco.

A Figura 91 mostra o coeficiente de atrito para os ensaios lubrificados, sendo notado que para ambos os materiais o coeficiente de atrito está abaixo de 0,1, estando condizente com a literatura (WAARA; NORRBY; PRAKASH, 2004; RAZAK; AHMAD; PUASA, 2019) para o coeficiente de atrito de ensaios lubrificados em laboratório. No entanto, o coeficiente de atrito apresentado é significativamente menor do que o verificado na literatura para ensaios em campo, onde encontra-se o coeficiente de atrito medido entre compreendido entre 0,15 e 0,25 no canto do boleto do trilho alto. Esse fato destaca a importância tecnológica do presente estudo em mostrar que ainda existe uma oportunidade de melhoria no processo de aplicação de lubrificante em campo.

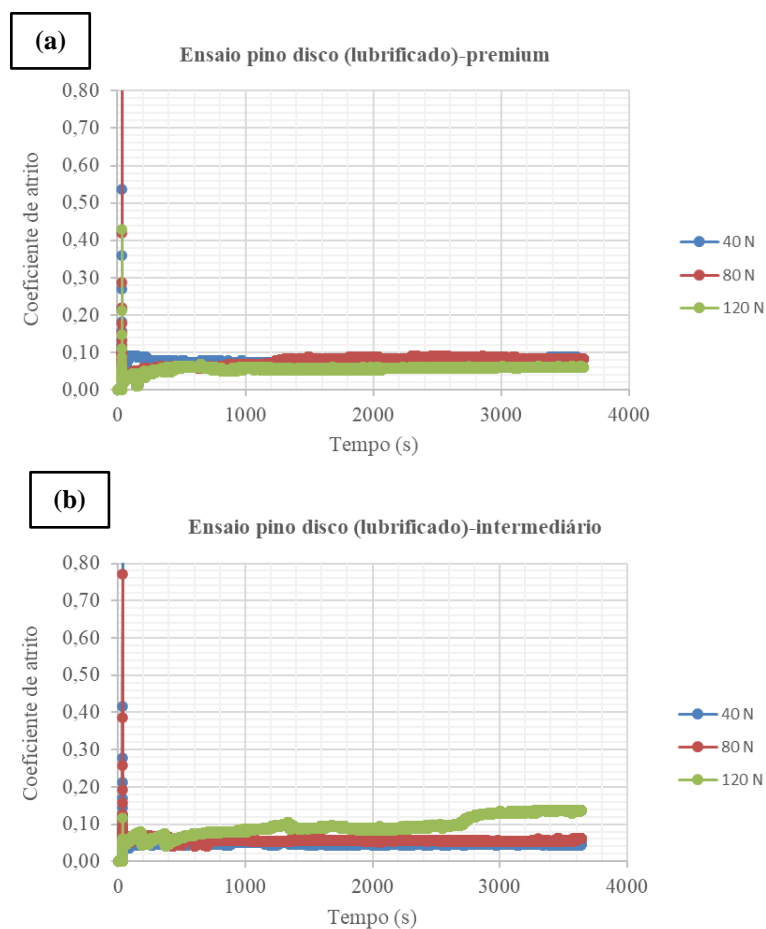


Figura 91 - Coeficiente de atrito para o (a) disco premium e o (b) disco intermediário, ambos na condição lubrificada.

5.3.1 Coeficiente de atrito médio a seco (regime permanente)

Os gráficos dos resultados de coeficiente de atrito estão apresentados a seguir, nos quais tem-se correlacionado o coeficiente de atrito médio (regime permanente) e as três forças normais estudadas.

5.3.1.1 Comparação global do coeficiente de atrito a seco: pino de roda classe C contra discos de trilhos premium e intermediário

A seguir na Figura 92 está apresentada a comparação global para o resultado do coeficiente de atrito médio no regime permanente a seco para os ensaios pino contra discos premium e intermediário (os resultados não apresentaram desvio padrão). Os resultados serão discutidos no item 5.3.3.

Nota-se que para o sistema com o disco premium a seco, de 40 para 80 N há uma redução significativa do coeficiente de atrito médio no regime permanente de desgaste de cerca de 0,60 para cerca de 0,45. De 80 para 120 N permaneceu constante em 0,45. Isso pode ser explicado pela maior presença de superfície oxidada nos discos durante ensaio de desgaste na condição com maiores forças normais, atuando como um terceiro corpo que reduz o coeficiente de atrito. Esta análise será mostrada posteriormente no item de análise da superfície.

Já para o sistema com o disco intermediário a seco, praticamente não houve alteração significativa do coeficiente de atrito médio no regime permanente de desgaste, permanecendo em aproximadamente 0,60. Neste caso, a presença de superfície oxidada nos discos foi similar tanto para a condição com baixa quanto para com alta força normal.

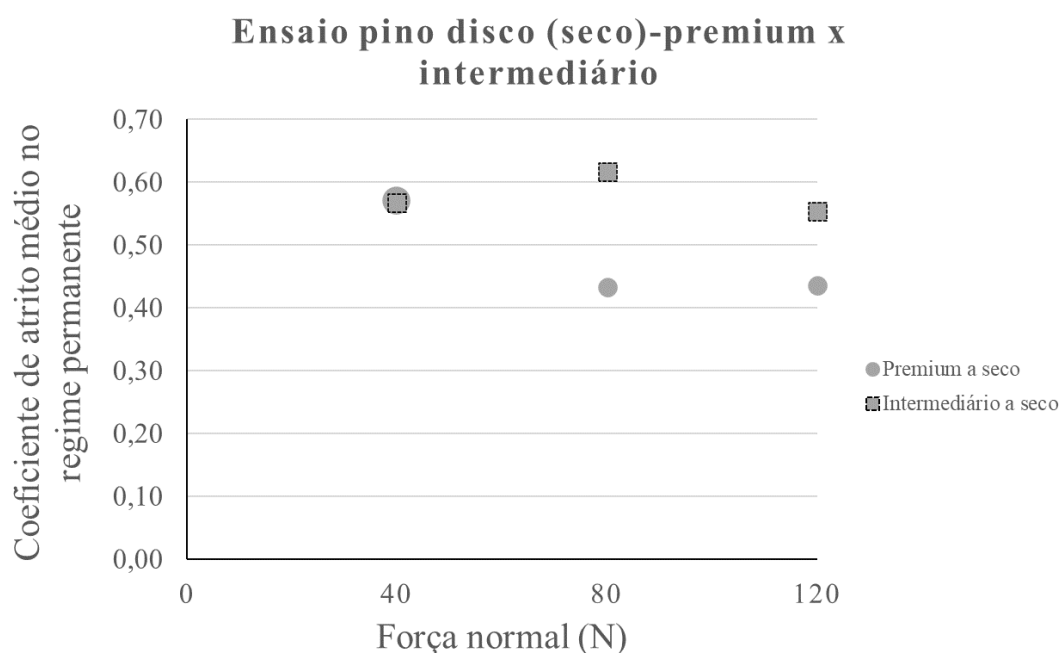


Figura 92 - Comparação global para o coeficiente de atrito médio no regime permanente a seco para o ensaio pino de roda classe C contra discos de trilhos premium e intermediário.

5.3.2 Coeficiente de atrito médio lubrificado (regime permanente)

5.3.2.1 Comparação global coeficiente de atrito lubrificado: pino de roda classe C contra discos de trilhos premium e intermediário

A seguir na Figura 93 está apresentada a comparação global para o resultado do coeficiente de atrito médio no regime permanente lubrificado para os ensaios pino contra discos premium e intermediário (os resultados não apresentaram desvio padrão). Os resultados serão discutidos no item 5.3.3.

Nota-se que a presença constante de um filme de lubrificantes entre o disco e o pino anulou o efeito da dureza, da razão entre durezas e da força normal no tribossistema estudado.

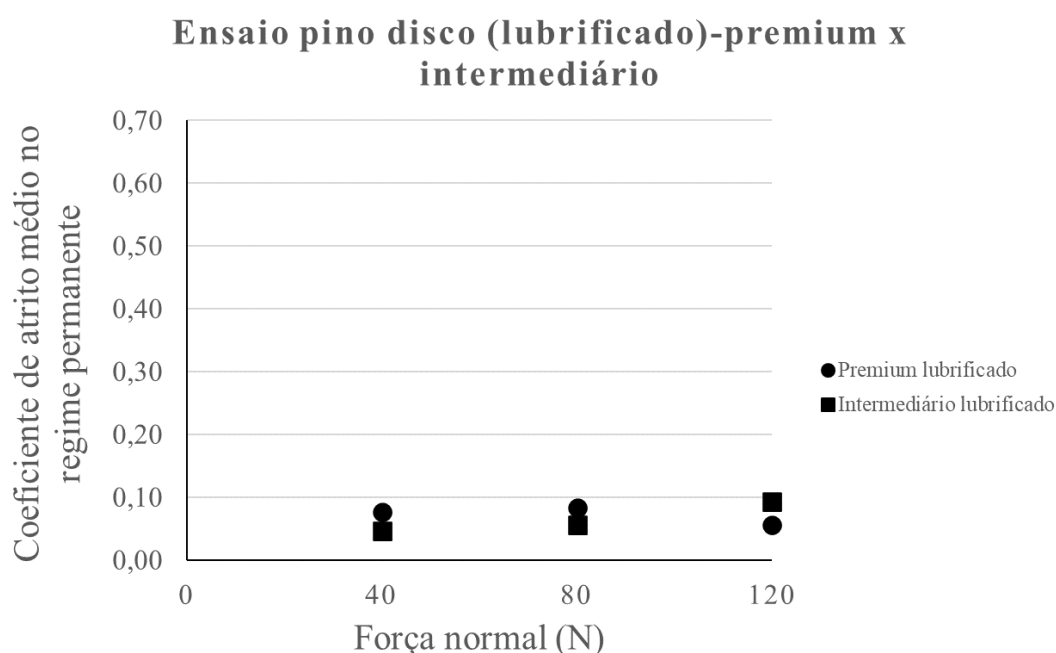


Figura 93 - Comparação global para o coeficiente de atrito médio no regime permanente lubrificado para o ensaio pino contra discos premium e intermediário.

5.3.3 Comparação global do coeficiente de atrito: ensaios lubrificado e a seco

Na Figura 94 é apresentado o coeficiente de atrito médio considerando o período de ensaio entre 1100 e 3600 segundos (os resultados não apresentaram desvio padrão). Esse intervalo foi adotado de modo a garantir que todos os valores fossem extraídos em regime permanente, excluindo assim os valores do período inicial de *running-in*.

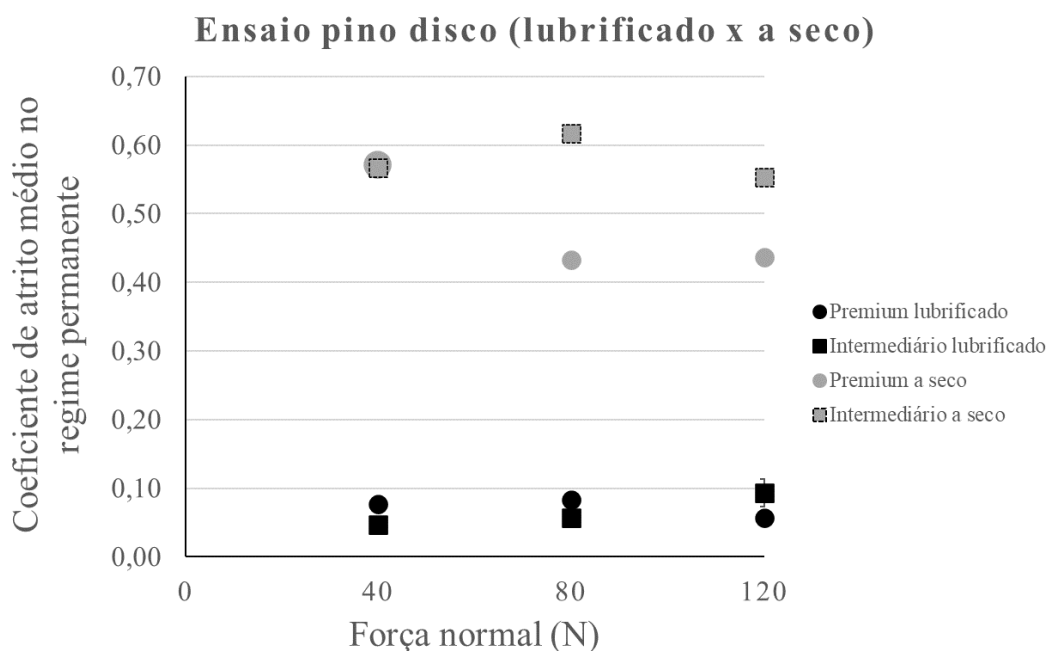


Figura 94 - Comparação global entre as condições a seco e lubrificada considerando o coeficiente de atrito médio no regime permanente.

Nos ensaios realizados a seco utilizando disco premium, observa-se uma redução do coeficiente de atrito de 0,6 para 0,4 com aumento da força normal de 40 para 120 N. Para a condição a seco com disco intermediário, não foi observada uma variação significativa do coeficiente de atrito com o aumento da força normal. Para as condições com maiores valores de força normal (80 N e 120 N), verificou-se que menores valores de coeficiente de atrito foram encontrados para as condições com discos premium.

Durante o contato de superfícies em movimento, parte da energia dissipada pelo atrito é transformada em calor, causando um aumento significativo da temperatura das superfícies em contato (KENNEDY, 1984). Reduções do coeficiente de atrito com aumento da força normal, como apresentado para as condições com disco premium, podem estar associados à formação de um filme de óxido devido ao aumento da temperatura das superfícies e consequentemente maior reatividade das mesmas com a atmosfera. Sabe-se que, a presença de filmes de óxidos nas superfícies em contato pode resultar em redução do coeficiente de atrito, pois inibirá o contato metálico entre as asperezas das superfícies, reduzindo assim então a formação de junções de adesão (RABINOWICZ, 1976; MOORE; TEGART, 1952; BLAU, 2009; BUSHAN, 2002). Por outro lado, a superfície deve ter uma dureza suficiente para sustentar essa camada de óxido. Superfícies de maior dureza, por apresentarem menores deformações plásticas, são capazes de promover maior sustentação à camada de óxidos, prevenindo assim que ela seja quebrada e removida durante o deslizamento (RABINOWICZ,

1976; MOORE; TEGART, 1952; BLAU, 2009; BHUSHAN, 2002). Isso justifica o menor coeficiente de atrito para forças normais maiores para o disco de maior dureza (premium). No entanto, neste trabalho não foram realizadas medições de temperatura no pino ou no disco durante os ensaios e entende-se que essas medições devem ser realizadas em trabalhos futuros de modo a sustentar as justificativas. Contudo, a análise de superfície contendo os óxidos foram feitas e serão posteriormente mostradas no item de análise de superfície.

Para os ensaios lubrificados, o coeficiente de atrito foi relativamente estável, não mostrando variações estatisticamente significativas, mas com uma pequena tendência de aumento com o incremento da força normal de 80 para 120 N. Os valores encontrados de coeficiente de atrito ficaram entre 0,05 e 0,10 e foram significativamente menores em comparação aos ensaios a seco (sem lubrificação). Os resultados de coeficiente de atrito encontrados nesse trabalho são condizentes com os valores encontrados na literatura para condições similares (WAARA; NORRBY; PRAKASH, 2004; RAZAK; AHMAD; PUASA, 2019).

Um dos principais objetivos da lubrificação em ferrovias é a redução do atrito entre a roda e o trilho, visando o aumento da eficiência energética das locomotivas (redução no consumo de diesel) e o aumento da vida útil de trilhos e rodas (redução do desgaste por deslizamento). Nas condições experimentais adotadas neste trabalho a graxa utilizada permitiu uma redução do coeficiente de atrito de 0,6 para 0,05, mostrando assim sua eficiência para redução do atrito.

5.4 Caracterização das Superfícies Desgastadas em Laboratório

A seguir estão apresentados os resultados acerca das superfícies e subsuperfícies dos discos e pino após os ensaios de desgaste por deslizamento.

5.4.1 Análise da microestrutura

Após os ensaios para as condições a seco e lubrificada (ambas a 120 N), as microestruturas das subsuperfícies dos discos e dos pinos foram analisadas no MEV. A microestrutura da subsuperfície de desgaste dos pinos após os ensaios a seco é apresentada na Figura 95. Em todas as amostras é possível observar uma camada imediatamente acima da superfície de desgaste do pino, que apresenta deformação plástica normal (encruamento). Diante disso, o encruamento existente nos pinos para a condição a seco é mais severo do que

o encruamento existente nos pinos lubrificadas. A camada encruada foi sempre mais espessa nos ensaios a seco do que nos ensaios com lubrificantes, como era de se esperar devido ao maior coeficiente de atrito e, portanto, da maior força tangencial atuante nestes ensaios.

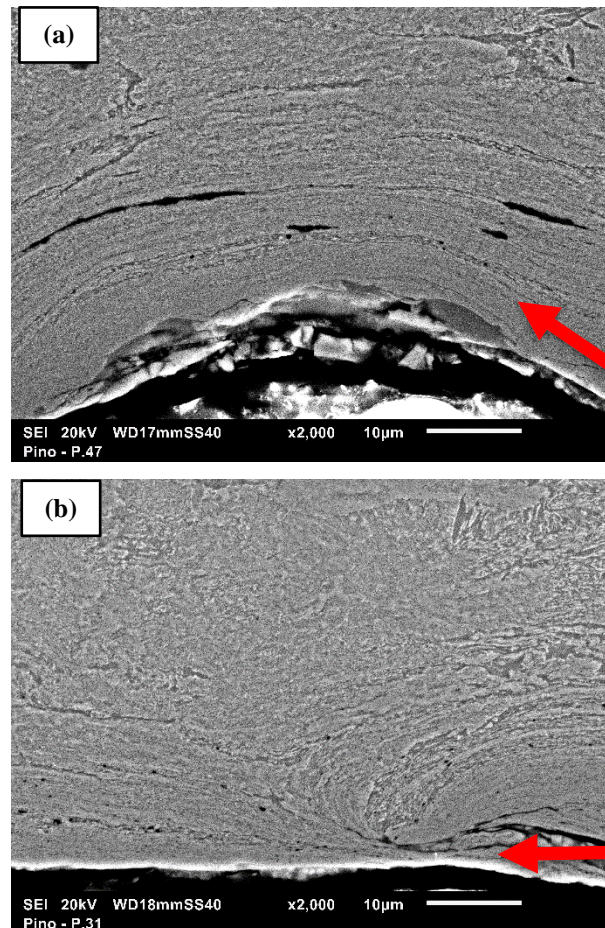


Figura 95 -Microestrutura da subsuperfície de desgaste dos pinos classe C fundido para a maior força normal (120N): (a) a seco/versus disco premium e (b) lubrificado/versus disco premium. MEV, Nital 2%. Nota: as superfícies desgastadas dos pinos estão na parte inferior das imagens, como indicada pela seta.

Na Figura 96 observam-se as microestruturas dos discos. Em todas as amostras de discos, assim como ocorreu nos pinos, é possível notar uma região imediatamente abaixo da superfície de desgaste que apresenta intensa deformação plástica.

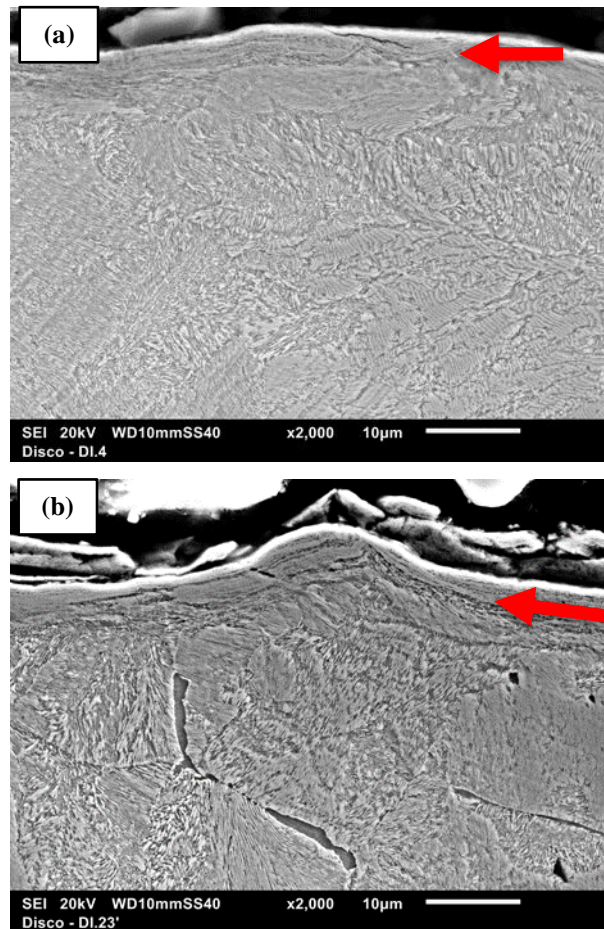


Figura 96 - Microestrutura da subsuperfície de desgaste dos discos para a maior força normal (120N): (a) a seco/disco intermediário e (b) lubrificado/disco intermediário. MEV, Nital 2%. Nota: as superfícies desgastadas dos discos estão na parte superior das imagens, como indicada pela seta.

5.4.2 Análise da microdureza (encruamento)

Não foi observado encruamento no ensaio de microdureza dos discos entre 20 e 200 μm de profundidade, por isso este resultado não serão apresentados. No entanto, os discos apresentaram significativo encruamento e os resultados estão mostrados de uma forma mais objetiva, correlacionando o encruamento existente em 20 μm de profundidade para cada condição de ensaio de desgaste, conforme mostrado na Figura 97. A partir disso, pode-se ressaltar que quanto maior for a força normal maior será o percentual de encruamento da superfície do aço do pino. Observa-se também que há uma redução de 76% no encruamento da condição mais severa a seco para a condição lubrificada. Realizar a análise do encruamento se faz importante, pois segundo Lewis et al. (2016) a maioria dos estudos não contem este tipo de análise, sendo que estas podem fornecer informações de como diferentes microestruturas podem influenciar no desgaste.

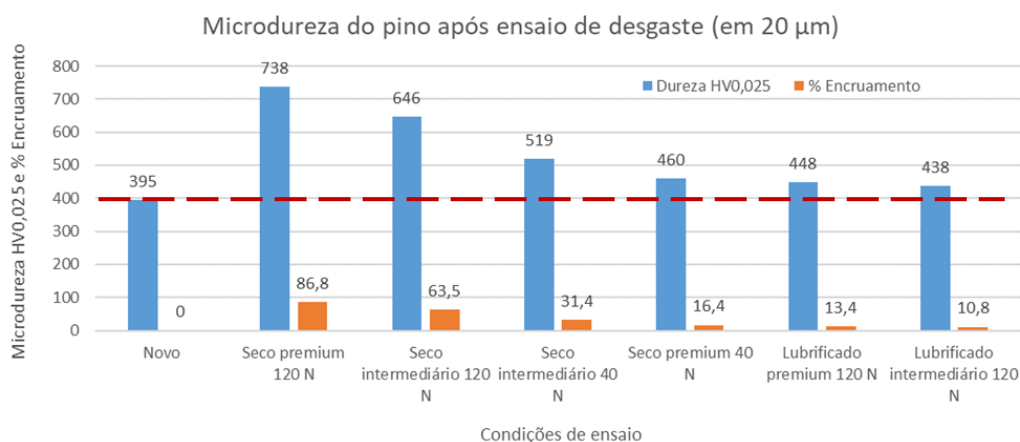


Figura 97 - Microdureza do pino em camada mais próxima da superfície, sendo destacado o percentual de encruamento do pino tendo variado entre 86,8 e 10,8% em relação ao pino novo.

5.4.3 Análise da superfície

Após os ensaios as superfícies de desgastes dos pinos e dos discos foram observadas em MEV. A seguir são apresentadas as superfícies de desgaste dos discos para a condição a seco e com força normal de 40 N e 120 N. Em todas as amostras foram observados os mecanismos de adesão, abrasão e oxidação. O mecanismo oxidativo é confirmado pelas imagens obtidas com elétrons retro espalhados apresentadas na Figura 98 para força normal de 40 N e 120 N, respectivamente. As regiões escuras na imagem são óxidos. Esses mecanismos encontrados são típicos de desgaste por deslizamento e já foram reportados por outros autores que também utilizaram o ensaio pino contra disco (VIÁFARA et al., 2005; PRATES et al., 2019; TRESSIA et al., 2020). Isso explica por que o coeficiente de atrito global para o sistema com disco premium foi reduzido conforme se aumentou a força normal do ensaio de desgaste, isto é, devido a formação de óxidos na superfície do disco premium conforme se aumentou a força normal.

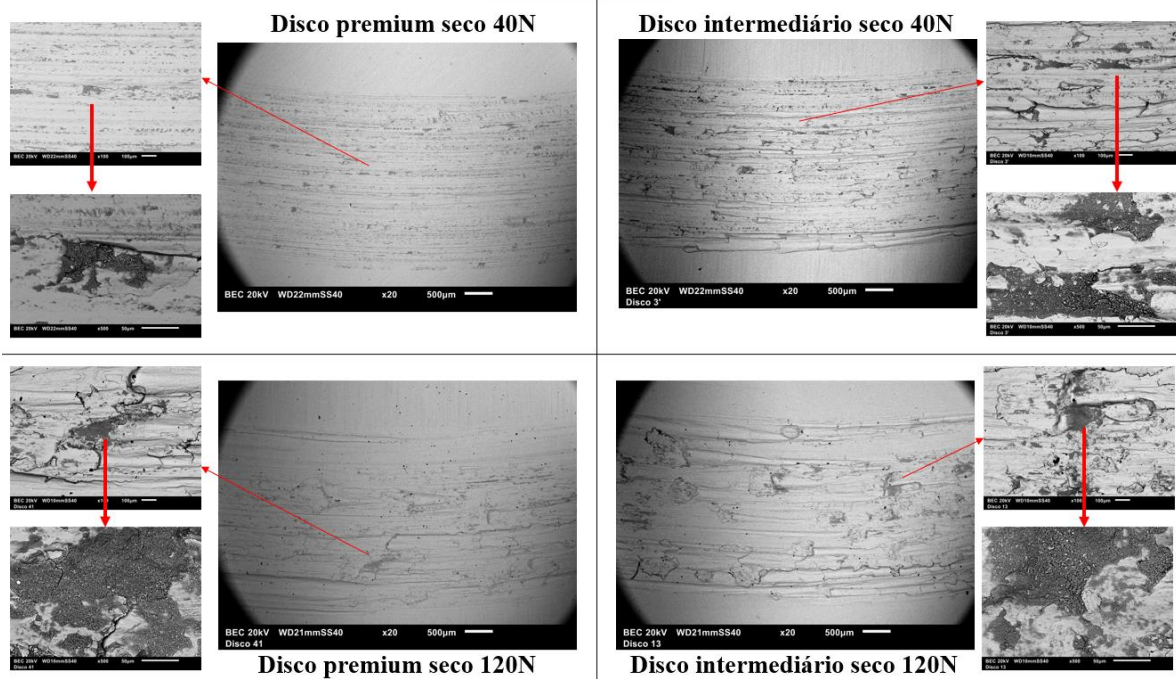


Figura 98 - Mecanismo oxidativo presente na superfície dos discos.

Os maiores tamanhos de detritos (cerca $88 \mu\text{m}$) foram encontrados proveniente do ensaio de desgaste com o sistema disco premium para a maior força normal (Figura 99). Esse resultado condiz com o apresentado no trabalho de Steele e Reiff (1982), onde os maiores detritos no ensaio de desgaste foram observados a partir do trilho mais duro (premium).

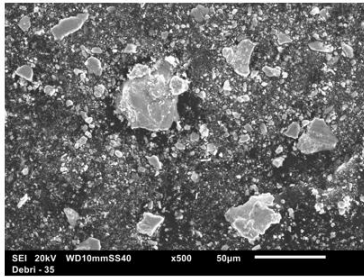
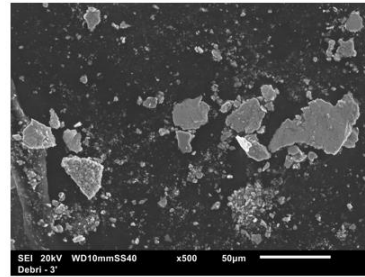
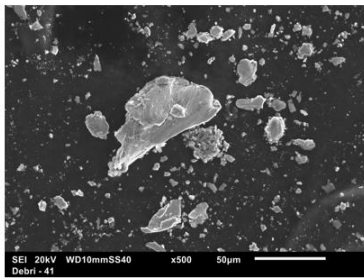
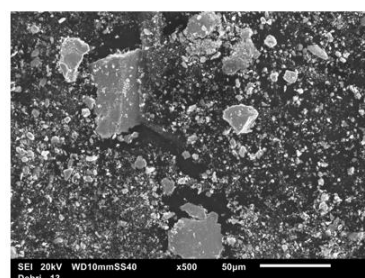
Sistema disco premium-pino, seco 40N**Sistema disco intermediário-pino, seco 40N****Sistema disco premium-pino, seco 120N****Sistema disco intermediário-pino, seco 120N**

Figura 99 - Análise dos detritos provenientes dos ensaios de desgaste por deslizamento pino-disco.

Pode-se verificar que os tamanhos dos detritos provindos do disco premium seco a 120 N explica o porquê de este ter apresentado maior desgaste quando comparado com o material mais mole (disco intermediário). Na Figura 100 verifica-se que na superfície de desgaste do disco intermediário existe significativamente mais regiões a serem destacadas de sua superfície e ainda a originarem detritos, do que na superfície do disco premium. Isso implica em mostrar que a superfície do disco premium seco a 120 N, nesta condição específica de tribossistema adotado, destacou significativamente mais aço (originando os detritos).

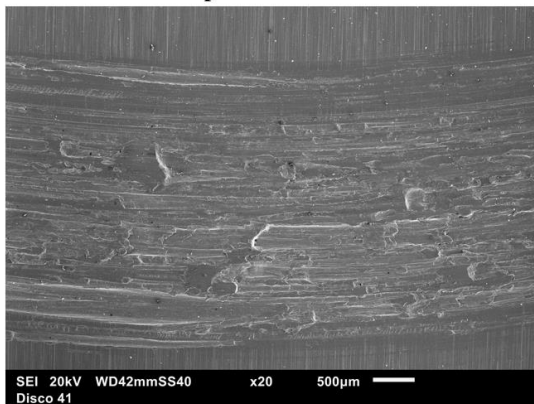
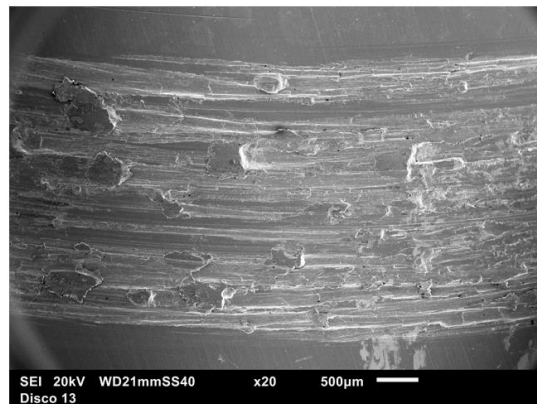
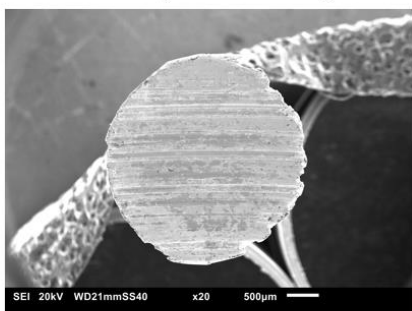
Disco premium seco 120N**Disco intermediário seco 120N**

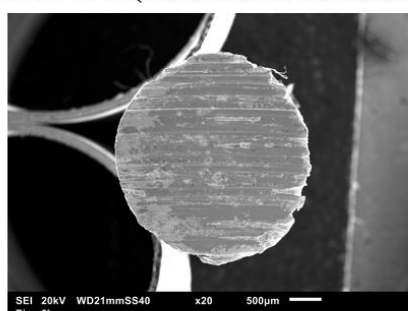
Figura 100 - Superfície de desgaste dos discos premium e intermediário, ambos a seco e com força normal de 120N.

As condições das superfícies dos pinos também foram analisadas, mostrando condições similares quando comparada para uma mesma força normal (Figura 101). Isso ajuda a explicar o porquê do aço das rodas (sempre com a mesma classe de aço) não tem o seu desgaste alterado independentemente contra diferentes aços de trilhos (premium, intermediário, dentre outros) com dureza igual ou maior a esta, estando condizente com a literatura (STELLE; REIFF, 1982; STOCK; PIPPAN, 2014; HEYDER; MAEDLER, 2015).

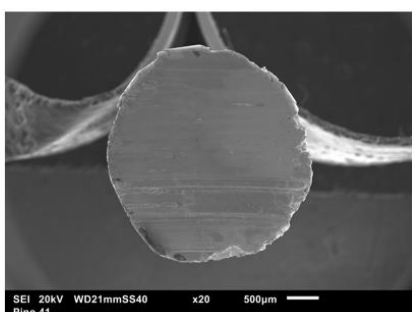
Pino seco 40 N (contra disco premium)



Pino seco 40 N (contra disco intermediário)



Pino seco 120 N (contra disco premium)



Pino seco 120 N (contra disco intermediário)

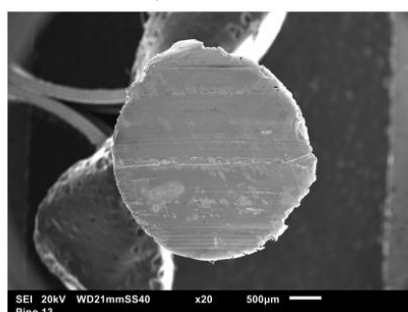


Figura 101 - Análise da superfície dos pinos após ensaio de desgaste.

5.5 Resumo dos Resultados

O pino (extraído de roda classe C fundida) com superfície formada por bainita superior quando analisado de forma isolada apresentou reduzida performance ao desgaste relação aos aços dos discos (extraídos de boletos de trilhos premium e intermediário), mas, de forma global (sistema roda-trilho), não apresentou influência significativa no desgaste do sistema pino-disco. A análise individual dos corpos está condizente com o apresentado por alguns autores (STELLE; REIFF, 1982; STOCK; PIPPAN, 2014; HEYDER; MAEDLER, 2015). A análise global é condizente com a pesquisa elaborada por Stock, Oldknow e Magel (2022), na qual ressalta-se a importância das variáveis e condições de contorno nos resultados de

desgaste. Algumas dessas condições de contorno foram analisadas no presente trabalho (tamanho e quantidade de detritos e microestrutura reais de operação ferroviária).

Além disso, a avaliação de todos os experimentos realizados, juntamente com análise da literatura, permite concluir que:

- i. Na primeira camada do pino (roda) foi verificada a presença de bainita superior. A bainita superior é mais mole que a perlita, isto é, que o núcleo perlítico da própria da roda. A superfície das regiões da roda (321 HB) que está em contato com o trilho por meio do flange e/ou da pista de rolamento são significativamente as mais moles que os trilhos estudados (392 e 347 HB).
- ii. A taxa de desgaste a seco para a menor força normal mostrou-se condizente com a literatura clássica, isto é, o disco mais duro (premium) desgastou-se menos que o mais mole (intermediário). No entanto, conforme se aumentou a força normal do ensaio de desgaste, o disco mais duro desgastou-se mais do que o mais mole, contrariando a literatura. Para o tribossistema específico do presente estudo, esta contradição com a literatura é explicada pela associação de dois fatores: detritos (maiores e em maior quantidade) e as microestruturas obtidas a partir de condições reais de operação ferroviária (e não previamente homogeneizadas em forno de tratamento térmico em laboratório). De forma geral, pode-se verificar que para este tribossistema, não foi verificado o efeito da dureza dos discos e da razão entre durezas do par para ensaios a seco. Além disso, para a maior força normal, observou-se que o par com maior razão entre durezas mostrou redução do COF devido a maior presença de filme óxido em sua superfície.
- iii. Para as condições de ensaio de desgaste lubrificado, nenhuma das variáveis estudadas (dureza, razão entre durezas e força normal) influenciaram na taxa de desgaste e no coeficiente de atrito. Com isso, parece não ter havido alteração do filme lubrificante. Além disso, verificou-se a redução do COF independente das durezas dos pares e da força normal.
- iv. As superfícies e subsuperfícies do aço do pino após ensaio de desgaste foram significativamente alteradas, o que não se observou na condição lubrificada. Dessa forma, é corroborada a importância da adição de filme lubrificante entre os corpos para a redução de danos provindos do desgaste, tais como iniciação e propagação de mecanismos de desgaste (adesão, abrasão e oxidação) e deformação plástica (encruamento).

Também se faz importante destacar que:

- 25% da primeira vida do pino (roda classe C) é composta por bainita superior (mais mole que o núcleo perlítico dessa roda e, também, que a perlita dos trilhos premium e intermediário).
- 7 a 12% (22 a 43 HB) mais duro o boleto do trilho premium apresentou-se em relação ao boleto do trilho intermediário (na região da lateral/canto do boleto).
- 96% aproximadamente foi a redução na taxa de desgaste global da condição lubrificada quando comparada à seco.
- 33% de redução do coeficiente de atrito do sistema a seco e com disco premium, conforme se aumentou a força normal.
- 83% de redução do coeficiente de atrito do sistema lubrificado, independentemente da dureza, razão entre durezas e força normal.
- 76% de redução no encruamento do pino lubrificado em relação a condição a seco com maior força normal.

5.6 Resumo das Discussões

No parágrafo a seguir estão apresentadas de forma resumida as discussões com as oportunidades encontradas na literatura ferroviária.

Sobre a razão entre durezas, as razões de 1,1 e 1,2 estudados a seco apresentaram iguais taxas de desgastes, ao contrário dos diferentes desgastes mostrados no estudo de Steele e Reiff (1982) para o sistema como um todo. Com relação à microestrutura, os pinos de roda bainítica apresentou sempre a taxa de desgaste maior que a dos trilhos perlíticos para a condição a seco, ao contrário dos resultados mostrados por Alves (2000) e Chaves (2016). Além disso, a taxa de desgaste dos pinos foi igual independentemente se ensaiados contra o disco de trilho mais duro (premium) ou do mais mole (intermediário), estando de acordo com os resultados encontrados por Steele e Reiff (1982) para os corpos de forma individual. Para a força normal, o aumento de 40 para 80 e de 80 para 120 N, resultou em aumento da taxa de desgaste dos aços estudados na condição a seco, seguindo a tendência do que acontece quando se reduz o raio da curva na via permanente mostrado por Zarembski (2015). Quanto à lubrificação, a redução da taxa de desgaste em laboratório para a condição lubrificada foi cerca de 2 vezes, a qual comparada com a redução de 4,5 vezes verificada em campo por Steele e Reiff (1982) afere uma proporcionalidade entre laboratório e campo de cerca de 1:2. Já a faixa

de coeficiente de atrito para a condição lubrificada se apresentou em aproximadamente 0,1, estando abaixo do encontrado em campo de 0,18 a 0,25 (KALOUSEK; MAGEL, 1997).

Já no parágrafo seguinte estão apresentadas de forma resumida as discussões com as oportunidades encontradas na literatura acadêmica

Sobre a razão entre durezas, o sistema com razão entre durezas de 1,2 apresentou-se com igual taxa de desgaste do sistema com razão de 1,1, estendendo a faixa de razão entre durezas ótimas entre 1,0 e 1,1 proposta por Razhkovskiy et al (2015). Com relação à microestrutura, a microestrutura bainítica dos pinos de rodas apresentaram menor resistência ao desgaste maior do que os trilhos perlíticos para a condição a seco, ao contrário dos resultados mostrados por Tressia et al. (2020) e Rezende et al. (2020). Para a força normal, os resultados de taxa de desgaste tanto dos corpos isolados quanto do sistema se mostraram condizentes com o apresentado pela literatura, isto é, conforme se aumentou a força normal, também se aumenta o desgaste. Quanto à lubrificação, para o tribossistema estudado verificou-se que a adição de lubrificante na interface pino-disco reduziu a taxa de desgaste em cerca de 96% quando comparada a seco, bem como, anulou o efeito tanto da razão entre durezas do par quanto da força normal. Esses resultados reduzem a lacuna existente e citada no trabalho de Ferrer (2020) sobre estudos pino contra discos com aços e lubrificantes ferroviários.

6. CONCLUSÕES

As razões entre durezas trilho/roda de 1,1 e 1,2 estudadas apresentaram taxa de desgaste globais iguais para ambos os sistemas durante os ensaios de desgaste por deslizamento na condição a seco. Para o desgaste dos corpos de forma isolada, o pino de roda classe C fundida (microestrutura bainítica superior) desgastou-se mais do que os discos de trilhos premium e intermediário (microestrutura perlítica). O coeficiente de atrito foi significativamente menor para o sistema com trilho premium, implicando em um possível cenário operacional com redução do consumo de diesel pelas locomotivas.

Com a presença de lubrificante na interface ente pino e disco durante todo o ensaio o desgaste de ambos os sistemas pino-disco foi significativamente reduzido. Iguais taxas de desgastes foram observadas tanto entre as duas razões entre durezas quanto entre as três forças normais estudadas, mostrando que a adição de lubrificante eliminou o efeito destas duas variáveis. Além disso, o coeficiente de atrito foi drasticamente reduzido.

6.1 Sugestões para Trabalhos Acadêmicos

Sugere-se os seguintes trabalhos a partir de pontos levantados por essa Tese ou por lacunas que esse trabalho não avaliou:

- Realizar estudos de desgaste por deslizamento (pino contra disco) utilizando o aço de roda classe D para o pino e os aços de trilhos premium e o superpremium para o disco.
- Elaborar de mapas de medição de dureza do boleto semelhantes aos apresentados, mas especificamente para: (i) outros perfis e classes de aços de trilhos e (ii) diferentes diâmetros, classes de aços e processos forjados/fundidos de rodas.

6.2 Sugestão para Trabalhos Ferroviários

Diante do exposto no presente trabalho podem-se elencar as seguir oportunidades tecnológicas e recomendações à rotina das atividades de engenharia e manutenção nas empresas ferroviárias:

- a. Revisar a especificação técnica de rodas juntamente aos fabricantes com o intuito de se obter roda com microestrutura perlítica. Se ainda não for possível eliminar a bainita

da superfície, que esta seja a inferior (mais dura que a perlita) e não a superior (mais mole).

- b. Adotar o mapeamento integral de dureza do boleto do trilho como prática complementar ao prescrito pelo método de dureza AREMA, dessa forma, tem-se uma ferramenta mais completa para suporte técnico durante trabalhos de homologação, comparações (fabricantes, classes de aço e lotes), auditorias e análise de falhas. Esse método mostrou-se com melhor previsibilidade do que o prescrito pela AREMA, pois mostra a heterogeneidade da dureza em toda a área da seção transversal do boleto e não apenas em linhas e pontos específicos, além de poder ser utilizado como um importante indicador de qualidade.
- c. Realizar análise nos resultados de dureza e na razão entre durezas, visando verificar se os aços e/ou razões são iguais ou diferentes estatisticamente.
- d. Mensurar e estudar o desgaste roda-trilho de forma global e, não, de forma isolada.
- e. Realizar melhorias contínuas e graduais nos processos de lubrificação de trilhos (móvel e/ou fixo), pois mais do que adotar o processo de lubrificação, se faz necessário otimizá-lo buscando a redução do COF (coeficiente de atrito). Em campo o COF mensurado está entre 0,15 e 0,25 enquanto nos ensaios laboratoriais foi verificado em aproximadamente 0,10.
- f. Considerar como mais viável tecnicamente a utilização de trilhos premium ao invés de intermediário (no sistema contra a roda classe C), pois:
 - o Na condição a seco e com maior força normal (“curvas de raios fechados e/ou maior tonelada/eixo”): a maior razão entre durezas apresentou redução do COF que, conseqüentemente, reduziria o consumo diesel e emissão de dióxido de carbono pelas locomotivas.
 - o Na condição lubrificada e em quaisquer forças normais (“quaisquer raios de curvas e/ou tonelada/eixo”): há redução do COF independente das durezas e do raio da curva, implicando em redução no consumo de diesel e emissão de carbono pelas locomotivas.

REFERÊNCIAS

ALLEN, G. Inflation: the value of the pound 1750 – 2002. House of the Commons, Research Paper 03/82. 20p. Disponível em: <<http://www.parliament.uk/commons/lib/research/rp2003/rp03-082.pdf>> Acesso em: 30 mai. 05.

ALVES, L. H. D. Mecanismos de desgaste de rodas ferroviárias. Dissertação. UPS. 2000.

ALVES, L. H. D.; SINATORA, A. Improvement in the wear performance of railway wheels used in ore transport, through improvements in wheel materials and in freight car routine maintenance. IHHA. 2017

AMERICAN RAILWAY ENGINEERING AND MAINTENANCE-OF-WAY ASSOCIATION (AREMA). Chapter 4 Rail. USA. 2013.

ANTHONY, J. W.; BIDEAUX, R. A.; BLADH, K. W.; NICHOLS, M. C. Handbook of Mineralogy, Mineral Data Publishing, Mineralogical Society of America. USA. 1990.

ARCHARD, J. F.; HIRST, W. The wear of metals under unlubricated conditions. Proceedings of the Royal Society of London. A 236: 397-410. 1956

ARCHARD, J. F.; HIRST, W. An examination of a mild wear process. Proceedings of the Royal Society of London. A238:515-528. 1957.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). ABNT NBR 7590:2012 - Trilho Vignole – Requisitos. Segunda edição. 2012.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). ABNT NBR ISO 6892-1:2013 - Materiais metálicos - Ensaio de Tração - Parte 1: Método de ensaio à temperatura ambiente, elaborada pelo Comitê Brasileiro de Máquinas e Equipamentos Mecânicos. 2013.

ASSOCIAÇÃO NACIONAL DO TRANSPORTADORES FERROVIÁRIOS (ANTF). Disponível em: <https://www.antf.org.br/informacoes-gerais/> . Acesso em: 05 dez. 2020.

ASSOCIATION OF AMERICAN RAILROADS (AAR). M-107 / M-208 Wheels and axles. USA. 2013.

ASM INTERNATIONAL. 2005.

ASTM E399. Standard Test Method for Linear-Elastic Plane-Strain Fracture Toughness K_{Ic} of Metallic Materials. 2012.

BANCO NACIONAL DE DESENVOLVIMENTO ECONÔMICO E SOCIAL (BNDES). Relatório anual. 2010.

BERTHIER, Y., DESCARTES, S., BUSQUET, M., NICCOLINI, E., DESRAYAUD, C., & BAILLET, L. The role and effects of the third body in the wheel-rail interaction. 2003.

BLAU, P. J. Interpretations of the friction and wear break-in behavior of metals in sliding contact. *Wear*, v. 71, n. 1, p. 29-43. 1981.

BLAU, P. J. Friction, Lubrication and Wear Technology. *ASM Handbook*. vol.18. 1995.

BLAU, P. J. Embedding Wear Models into Friction Models. *Tribology Letters*, v. 34, n. 1, p. 75-79. 2009.

BLAU, P. J. Friction science and technology: from concepts to application. Second edition. CRC Press Taylor group. 2009.

BOWDEN, F.; TABOR, D. Mechanism of metallic friction. *Nature*, v. 150, p. 197-199, 1942.

BOWDEN, F.; TABOR, D. The friction and lubrication of solids. Clarendon Press. 1950.

Brasil 61. Disponível em: <https://brasil61.com/noticias/mudancas-climaticas-o-ser-humano-pode-interferir-na-temperatura-da-terra-pran197360> . Acesso em: 30 dez. 2020.

BURWELL, J. T.; STRANG, C. D. On the empirical law of adhesive wear. *Journal of Applied Physics*, v.23, n.1, p. 18. 1952.

BURWELL, J. T. Survey of possible wear mechanisms. *Wear*, v.1, p. 119. 1957.

BUSHAN, B. *Modern tribology handbook. Volume one: principles of tribology*. Department of Mechanical Engineering, Ohio State University. Columbus, Ohio. 2002.

CALLISTER JR., W. D. *Ciência e engenharia de materiais: uma introdução*. Sétima edição. LTC. 2008.

CAIXETA FILHO, J. V.; GAMEIRO, A. H. Transporte e logística em sistemas agroindustriais. In: *Particulares das modalidades de transporte*. São Paulo, Atlas, 1ª ed., cap. 03, p. 62-133. 2001 a.

CARMO, R. C.; VIDON, F. O.; EADIE, D. T. *O gerenciamento de atrito da MRS Logística*. Brasil .2011.

CHAVES, A. P. G. *Rodas ferroviárias: análise, microestrutura e propostas de melhoria*. Dissertação. USP. 2016.

CHAVES, A. P. G.; NISHIKAWA, L. P.; GOLDENSTEIN, H.; PADOVESE, L. R. Efeito da distância interlamelar da perlita de um aço eutetóide na dureza, na saturação magnética e no ruído magnético de Barkhausen. 71º Congresso Anual da ABM. 2017.

CHIOU, Y. C.; KATO, K. Wear mode of microcutting in dry sliding friction between steel pairs (part 1): Effect of attack angle of specimen. *JSLE Int. Edn.* 1988, 9. 11-16.

CZICHOS, H. Failure criteria in thin film lubrication: investigation of the different stages of film failure. *Wear*, v.36, p. 13-17, 1976.

CZICHOS, H. Tribology: A systems approach to the science and technology of friction, lubrication and wear. Elsevier Scientific Publishing Company. 1978.

DEARDEN, J.; ONEILL, H. A guide to the selection and welding of low alloy structural steels. Transactions of the Institute of Welding, p. 203-214. 1940.

DIAO, G.; SHI, X.; ZHANG, X.; WEN, Z.; JIN, X.; YAN, Q. Hardness ratio optimization of HiSi wheel/U71MnG rail tribo-pairs by sliding wear for high high-speed train. Materials Research Express. 2019. Volume 6. Número 12. <https://doi.org/10.1088/2053-1591/ab5f87>

DING, H. H.; FU, Z. K.; WANG, W. J.; GUO, J.; LIU, Q. Y.; ZHU, M. H. Investigation on the effect of rotational speed on rolling wear and damage behaviors of wheel/rail materials. Wear. 330-331 (2015) 592-599. <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2015.02.053>

EADIE, D. Lubrication and Friction Management: Fundamentals, Applications, Equipments and Result. Wheel Rail Interaction Conference, 2010.

FARIA, D. L. A.; SILVA, S. V.; OLIVEIRA, M. T. Raman microspectroscopy of some iron oxides and oxyhydroxides. Journal of Raman Spectroscopy, vol. 28, iss. 11, pp. 873-878, 1998, doi: 10.1002/(SICI)1097-4555(199711)28:11<873::AID-JRS177>3.0.CO;2-B

FERRER, B. Avaliação em laboratório do efeito da formulação e das propriedades de graxas lubrificantes no desempenho tribológico do contato roda-trilho. Dissertação. UFTPR. 2020.

FICI, R. P. O Sistema ferroviário mundial: o caso brasileiro. FFLCH – Departamento de Geografia. Tese. USP. 2017.

FISPQ - Ficha de Informação de Segurança para Produtos Químicos. Graxa para uso em trilhos ferroviários. Nome do fabricante: ocultado. 2017.

GESELCHAFT für Tribologie [on line]. Disponível em <<http://www.gft-ev.de>>. Acesso 13-05-2005.

GORNI, A. A. Steel forming and heat treating handbook. 2019.

GREENWOOD. Imagens do Miniprof Rail. 2020.

HARDWICK, C.; LEWIS, R.; STOCK, R. The effects of friction management materials on rail with pre-existing RCF surface damage. *Wear*. 2017. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2017.04.016>

HEYDER, R.; MAEDLER, K. The influence of wheel and rail material on the wear of the respective contact partner. Proceedings of the 10th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Colorado Springs, USA, 2015, 3.

HICKS, S. MBTA green line: wheel/rail friction modifiers. APTA Conference. Boston, USA. 2018.

HIRST, W.; LANCASTER, J. K. Surface film formation and metallic wear. *Journal of Applied Physics* 27, 1057 (1956); doi: 10.1063/1.1722541

HYZAK, J. M.; BERNSTEIN, I. M. The Role of Microstructure on the Strength and Toughness of Fully Pearlitic Steels. *Metallurgical Transactions A*, Vol 7A, 1976, p 1217–1224.

HOKKIRIGAWA, K.; KATO, K. An experimental and theoretical investigation of ploughing, cutting and wedge formation during abrasive wear. *Tribol. Int.* 1988. 21. 51-57.

HOLMBERG, K. Reliability aspects of tribology. P.801 – 808. 2001.

HU, Y.; WATSON, M.; MAIORINO, M.; ZHOU, L.; WANG, W.J.; DING, H. H.; LEWIS, R.; MELI, E.; RINDI, A.; LIU, Q. Y.; GUO, J. Experimental study on wear properties of wheel and rail materials with different hardness values. *Wear*. 2021. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.203831>

HUI, R. Solid stick flange lubrication. Simpósio de interface roda-trilho (SIRT). Instituto Militar de Engenharia (IME). Rio de Janeiro, Brasil. 2019.

HUTCHINGS, I. M. Tribology: friction and wear of engineering materials. Ed. Cambridge: Butherworth Heinemann. 1992.

HUTCHINGS, I.; SHIPWAY, P. Tribology: friction and wear of engineering materials. Segunda edição. 2017.

JOST, H. P. (2006). Tribology: How a word was coined 40 years ago. Tribology and Lubrication Technology. 62 (3), pp 24-29

KALOUSEK, J. Modifying and Managing Friction. Surface Transportation Technology. 1997.

KALOUSEK, J.; MAGEL, E. Rheological model of solid layer in rolling contact. Wear. 1997.

KAPOOR, A. Wear by Plastic Ratchetting. Wear, Vol 212, 1997, p 119–130.

KATO, K; HOKKIRIGAWA, K. Abrasive wear diagram. Proc. 4th Int. Congr. on Trihology (Eurotrib '851, Ecully, 1985. Elsevier, Amsterdam, 1985. paper 3.

KENNEDY, F. E. Thermal and thermomechanical effects in dry sliding. Wear, v. 100, 1984, p. 453-4676.

KIM, D.; SUH, N. On microscopic mechanisms of friction and wear. Wear, v. 149, p. 199-208. 1991.

KIMURA, Y. Maintenance tribology: its significance and activity in Japan. Wear, v. 207, 1997, p.63-66.

KOZYREV, N. A.; PROTOPOPOV, E. V.; AIZATULOV, R.S.; BOIKOV, D. V. New production technology for rail steel, Steel in Translation. 42 (2012) 110–113. doi:10.3103/S0967091212020118.

Kragelskii, I.V., *Trenie i iznos (Friction and Wear)*, Moscow: Mashinostroenie, 1968.

LAMSON, S. T.; LONGSON, B. H. Development of rail profile grinding at Hamersley iron, Second International Heavy Haul Railway Conference, Colorado Springs. 1982.

LARIN, T. V. On optimal hardness of friction pair “wheel-rail” elements. *Vestn. Vse-Ross. Nauchn. Inst. Zhelezn. Transport, Russia*, 1965, n. 3, pp. 5 – 9.

LB FOSTER. Technical Data Sheet – LCF. Solid stick. 2015.

LB FOSTER. Disponível em: <https://lbfooster.com/en/market-segments/rail-technologies/friction-management/products-and-solutions/freight-solutions/on-board-wheel-flange-lubrication-for-freight>. Acesso em: 17 out. 2020.

LB FOSTER. Disponível em: <https://lbfooster.eu/en/rail-technologies/solutions/total-friction-management/flange-lubrication-lcf/>. Acesso em: 17 out. 2020.

LB FOSTER. Disponível em: <https://lbfooster.eu/perch/resources/solutions/lbfooster-onboard-friction-management-datasheet.pdf>. Acesso em: 17 out. 2020.

LEAL, L.C. Apostila de Tribologia. Departamento de Engenharia Mecânica, UF Santa Catarina. 1981.

LEITE, M. V.; FIGUEROA, C. A.; CORUJEIRA GALLO, S.; ROVANI, A. C.; BASSOB, R. L. O; MEID, P. R.; BAUMVOLB, I. J. R.; SINATORA, A. Wear mechanisms and microstructure of pulsed plasma nitrided aisi h13 tool steel. *Wear*. 269:466-472. 2010.

LEWIS, R.; WANG, W.; BURSTOW, M.; LEWIS, S. Investigation of the Influence of Rail Hardness on the Wear of Rail and Wheel Materials under Dry Conditions. Third International Conference on Railway Technology: Research Development and Maintenance, At Paper 151, Volume: "Proceedings of the Third International Conference on Railway Technology:

Research, Development and Maintenance", Civil-Comp Press, Stirlingshire, UK, Paper 151, 2016.

LEWIS, R.; OLOFSSON, U. Wheel-rail interface handbook. Woodhead Publishing Limited. 2009.

LEWIS, R.; OLOFSSON, U. Mapping rail wear regimes and transitions, 257 (2004) 721–729. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.03.019>

LIMA NETO, A. O desgaste de rodas e o processo de referfilamento. Monografia. Especialização em Transporte Ferroviário de Carga. IME. Rio de Janeiro. Brasil. 2006.

LINHARES, V.B. Os entraves do setor ferroviário brasileiro. In: Revista Ferroviária. São Paulo, ano 75, ago/set, p. 70-71. 2014.

LONSDALE, C. et al. Introduction and discussion of guidelines. Guidelines to best practices for heavy haul railway operations. Management of the wheel and rail interface. International Heavy Haul Association (IHHA). pp. 4.10 – 4.12; 4.20. USA. 2015.

MAILÄNDER, R.; DIES, K. Contributions to investigation in the process taking place during wear. Arch. Eisenhüttenwissenschaft. 16:385-398. 1943.

MAGEL, E.; KALOUSEK, J.; SROBA. Chasing the wear rate. Proceedings of the second International Conference of Railway Technology: research, development and maintenance. Civil-Comp Press, Stirlingshire, UK, Paper 116, 2014. doi: 10.4203/ccp.104.116

MARKOV, D.P. Increased of rolled-stock wheel hardness (Presuppositions and perspectives). Vestn. Vse-Ross. Nauchn. Inst. Zhelezn. Transport, Russia, 1995, n. 3, pp. 10 – 17.

MAYA-JOHNSON, S.; SANTA, J. F.; TORO, A. Dry and lubricated wear of rail steel under rolling contact fatigue - Wear mechanisms and crack growth. Wear. 2017. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2017.03.025>

MINICUCCI, D. J.; FONSECA, S. T.; VILLAS BOAS, R. L.; GOLDENSTEIN, H.; MEI, P. R. Development of niobium microalloyed steel for railway wheel with pearlitic bainitic microstructure. *Materials Research*. 2019. DOI: <http://dx.doi.org/10.1590/1980-5373-MR-2019-0324>

MINICUCCI, D. J. Curso de metalurgia ferroviária. 2020.

MIRANDA, R. S.; REZENDE, A. B.; FONSECA, S. T.; FERNANDES, F. M.; SINATORA, A.; MEI, P. R. Fatigue and wear behavior of pearlitic and bainitic microstructures with the same chemical composition and hardness using twin-disc tests. *Wear*. 2022. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2022.204253>

GREWOOD. Análise e tratamento de dados: Miniprof Rail. 2020.

MOORE, A. J. W.; TEGART, W. J. Mcg. Relation between friction and hardness. *Proceedings of the Royal Society A*, vol. 212, iss. 1111, pp. 452–458, 1952, doi: 10.1098/rspa.1952.0234

MOSER, A.; POINTNER, P. Head-hardened rails produced from rolling heat. *Transportation Transition Recorded*, 1341, pp. 70-74. 1992.

OLDKNOW, K. Wheel-rail interaction fundamentals. Oldknow Consultings. WRI Principles course. 2017.

OLOFSSON, U.; TELLISKIVI, T. Wear, friction and plastic deformation of two rail steels—full-scale test and laboratory study, *Wear* 254 (2003) 80–93.

ORGANIZAÇÃO DAS NAÇÕES UNIDAS, Brasil. Disponível em: <https://brasil.un.org/pt-br/sdgs/13>. Acessado em: 05 dez. 2020.

PASTRELLO, B.; OLIVEIRA, D. A. S.; VIDON, F. O.; LAGE, F. S.; MAROTTA, R. D.; SANTORO, R. C.; VIANA, T. G. DT VIA 3656/2020 Análise e otimização do projeto de gestão total do atrito na VLI. 2020.

PASTRELLO, B.; TORRES, H.; DINIZ, J. A. A.; MACEDO, P. D. F.; VIANA, T. G. DT VIA 12323-2017 Estratégia de Manutenção de Superestrutura de Via Permanente da VLI. 2020.

PETRAKOVA, A. G. Optimization of Material Hardness of Solid-Rolled Wheel of Freight Cars. ISSN 1068-3666, Journal of Friction and Wear, 2009, Vol. 30, No. 1, pp. 41–45. © Allerton Press, Inc., 2009.

PRATES, L., GOLDENSTEIN, H. BOZZI, A. C., SCANDIAN, C., FALQUETO, L. E. Study of sliding wear of the wheel flange - Rail gauge corner contact conditions: Comparative between cast and forged steel wheel materials. WEAR. 2019. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2019.05.009>

PROFITO, F. J. Notas de aulas: Desgaste por deslizamento. PPGEM, USP. 2017.

PROGRAMA DAS NAÇÕES UNIDAS PARA O DESENVOLVIMENTO (PNUD). Disponível em: <https://www.br.undp.org/content/brazil/pt/home/presscenter/articles/2020/acordo-preve-estudos-para-certificacao-verde-de-programa-ferrovi.html> . Acesso em: 27 out. 2020.

RABINOWICZ E. The least wear. Wear, v. 100, p. 533-541, 1984

RABINOWICZ, E. Wear coefficients-metals. Pp 501-502 in Wear Control Handbook. ASME. 1980.

RABINOWICZ, E. Friction and wear of materials. First edition, USA, 1976.

RABINOWICZ, E. Journal Applied Physucs Supp., v. 1, p. 82. 1951.

RAMOS, P. P. Desenho técnico: pino-disco (roda-trilho). 2021.

RAZAK, I. H. A.; AHMAD, M. A.; PUASA, S. W. Tribological and physiochemical properties of greases for rail lubrication. *Tribology Online*. Japanese Society of Tribologists. Vol. 14, n° 5 (2019) 293-300. ISSN 1881-2198. DOI 10.2474/troll.14.293

RAZHKOVSKIY, A. A.; BUNKOVA, T. G.; PETRAKOVA, A. G.; GATELUK, O. V. Optimization of hardness ratio in rail-wheel friction pair. Omsk State Railway University, Russia. ISSN 1068-3666, *Journal of Friction and Wear*, Vol. 36, n. 4, pp. 334 – 341, 2015.

REZENDE, A. B.; DA FONSECA, S. T.; FERNANDES, F. M.; MIRANDA, R. S.; GRIJALBA, F. A. F.; FARINA, P. F. S.; MEI, P. R. Wear behavior of bainitic and pearlitic microstructures from microalloyed railway wheel steel. *WEAR*, v. 1, p. 203377, 2020.

REZENDE, A. B.; FONSECA, S. T.; MIRANDA, R. S.; FERNANDES, F. M.; GRIJALBA, F. A. F.; FARINA, P. F. S.; MEI, P. R. Effect of niobium and molybdenum addition on the wear resistance and the rolling contact fatigue of railway wheels. *WEAR*, v. 1, p. 203571, 2020.

REZENDE, A. B.; AMORIM, G. A.; MINICUCCI, D. J.; FONSECA, S. T.; MEI, P. R. Effect of Vanadium Addition on the Surface Roughness and Fatigue Crack Propagation in a Railroad Wheel Using Twin Disc Wear Test. *Defect and Diffusion Forum*, v. 391, p. 66-73, 2019.

RIETVELD, P. Infrastructure and regional development – a survey multiregional economic models. *The annals of regional science*. 23, 255-74. 1989.

RIGNEY, D.A. Comments on the sliding wear of metals. *Tribology International* Vol. 30, No. 5 pp. 361-367, 1997.

RONEY, M.; EADIE, D. T.; OLDKNOW, K.; SROBA, P.; CALDWELL, R.; SANTORO, M. Total friction management on Canadian Pacific. Canada. 2009.

RONEY, M. Introduction and discussion of guidelines. Guidelines to best practices for heavy haul railway operations. Management of the wheel and rail interface. International Heavy Haul Association (IHHA). pp. 1.1 – 1.7. USA. 2015.

RONEY, M.; MAGEL, E.; SROBA, P.; EADIE, D.; STOCK, R.; HETTASCH, G. Wheel/rail maintenance processes. Guidelines to best practices for heavy haul railway operations. Management of the wheel and rail interface. International Heavy Haul Association (IHHA). pp. 7.1 – 7.58. USA. 2015.

ROVANI, A. C. Estudo da transição do regime de desgaste moderado para o desgaste severo a seco e sob o regime de lubrificação limítrofe. Tese. USP. Brasil. 2014.

SANTORO, M. Solid stick wheel flange lubrication: freight. Simpósio de interface roda-trilho (SIRT). Instituto Militar de Engenharia (IME). Rio de Janeiro, Brasil. 2019.

SEO, J.; KWON, S.; JUN, H.; LEE, C. Effects of wheel materials on wear and fatigue damage behaviors of wheels/rails. Tribology Transactions. 2019. DOI: 10.1080/10402004.2019.1588446

SHI, X.; YAN, Q.; ZHANG, X.; DIAO, G.; ZHANG, C.; HONG, Z.; WEN, Z.; JIN, X. Hardness matching of rail/wheel steels for high-speed-train based on wear rate and rolling contact fatigue performance. Materials Research Express. 2019. Doi: <https://doi.org/10.1088/2053-1591/ab072d>

SHI, X.; ZHANG, X.; DIAO, G.; YAN, Q. Wear behavior of high-speed wheel and rail steels under various hardness matching. ASM International. 2022. Doi: <https://doi.org/10.1007/s11665-022-07062-2>

SHNEIDER, E. L. Análise da vida remanescente de trilhos com defeitos transversais desgastados em serviço. UFRGS/PPGEM. Porto Alegre. 2005.

SHUR, E. A. On optimal correlation of hardness rails and wheels. Proc. Sci.-Techn. Conf. “Contemporary problems of interaction of rolling stock and line” Moscow: Allruss. Sci. Inst. Railway Transport, Russia, 2003, pp. 87 – 93.

SINATORA, A. Notas de aulas: Desgaste por deslizamento. PPGEM, USP. 2017.

SINATORA, A. Tribologia: um resgate histórico e o estado da arte. Erudição apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. 2005.

SPORRER, A. 5 rail sustainability trends for 2021. Freight Waves. Disponível em: <https://www.freightwaves.com/news/5-rail-sustainability-trends-for-2021> . Acesso em: 05 dez. 2020.

STACHOWIAK, G. W; BATCHELOR, A. W. Engineering Tribology. Butterworth, Boston. 2001.

STEELE, R.; REIFF, R. Rail – It's Behaviour and Relationship to Total System Wear. Proceedings of the 2nd Heavy Haul Conference, Colorado Springs, USA, Sept. 1982.

STOCK, R. Influencing rolling contact fatigue and wear by different rail grades and contact conditions. Dissertation. Leoben. 2011.

STOCK, R.; EADIE, D.; OLDKNOW, K. Rail grade selection and friction management: a combined approach for optimizing rail–wheel contact. Ironmaking and Steelmaking. Institute of Materials, Minerals and Mining. 2013. DOI 10.1179/1743281212Y.0000000038

STOCK, R.; PIPPAN, R. Rail grade dependent damage behavior – characteristics and damage formation hypothesis. Wear, 314, 2014, 44-50, <https://doi.org/10.1016/j.wear.2013.11.029>

STOCK, R.; OLDKNOW, K.; MAGEL, E. Addressing perceptions regarding the influence of relative hardness on wheel/rail performance. 12th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2022). Melbourne, Australia, 4 – 7 September 2022.

STREY, N. F.; REZENDE, A. B.; MIRANDA, R. S.; FONSECA, S. T.; MEI, P. R.; SCANDIAN, C. Comparison of rolling contact fatigue damage between railway wheels and twin-disc test specimens. Tribology International, v. 1, p. 107037-1, 2021.

TIBAU, J. V. R. Apresentação do modal Ferroviário para fins de comparação com outros modais de transporte no Brasil. Academia Militar das Agulhas Negras (AMAN). Trabalho de conclusão de curso. 2019.

TOURNAY, H.; FROHLING, R.; SMITH, R.; STICHEL, S.; WU, H.; ZHAI, W. The fundamentals of vehicle/track interaction. Guidelines to best practices for heavy haul railway operations. Management of the wheel and rail interface. International Heavy Haul Association (IHHA). pp. 2.1 – 2.72. USA. 2015.

TOURNAY, H. Supporting technologies vehicle track interaction. Guidelines to Best Practice for Heavy Haul Railway Operations. Wheel and Rail Interface Issues. International Heavy Haul Association, Virginia Beach, VA, USA, 2-1-2.73. 2001.

TRESSIA, G.; SINATORA, A.; GOLDENSTEIN, H.; MASOUMI, MOHAMMAD. Improvement in the wear resistance of a hypereuctetoid rail via heat treatment. *Wear*, <https://doi.org/10.1016/j.wear.2019.203122>

TRESSIA, G.; SINATORA, A.; GOLDENSTEIN, H.; MASOUMI, M. Improvement in the wear resistance of a hypereuctetoid rail via heat treatment. *Wear*, v. 442–443, 2020.

TRESSIA, G.; IGNACIO, J. P.; PENAGOS, J. J.; BORTOLETO, E.; SINATORA, A. Effect of in-service work hardening on the sliding wear resistance of a heavy haul rail in the gauge corner

Wear Volumes 482–483, 15 October 2021, 203979

VIÁFARA, C. C.; CASTRO, M. I.; VÉLEZ, J. M.; TORO, A. Unlubricated sliding wear opearlitic and bainitic steels. *Wear* 259 (2005) 405–411. 2005.

VIÁFARA, C. C. Transição no regime de desgaste por deslizamento dos aços: uma abordagem termodinâmica. Tese. USP. 2010.

VIANA, T. G. DT 010-2012_Resultado dos testes de lubrificação VLI. Brasil. 2012.

VIANA, T. G. Estudo comparativo do comportamento de aços (trilhos) premium na tenacidade à fratura e na propagação de trinca por fadiga, de aplicação ferroviária. Dissertação. REDEMAT/UFOP/Escola de Minas. 2015

VIANA, T. G.; MOREIRA, L. P.; GODEFROID, L. B.; FARIA, G. L.; CÂNDIDO, L. C. Study of fracture toughness of five different steels for railroad applications. Congresso annual da ABM. Rio de Janeiro. 2015.

VIANA, T. G. DT VIA 11928-2017 Análise de performance e resultados gerados pela Gestão Total do Atrito (Local de teste: Centro Leste – Silva Oliveira). Brasil. 2017.

VIANA, T. G.; MOREIRA, L. P.; GODEFROID, L. B.; FARIA, G. L.; CÂNDIDO, L. C. Effect of microstructure on fracture toughness and fatigue crack growth strength of rails applied in a Brazilian railroad. 11th International Heavy Haul Conference. Cape Town, South Africa. 2 – 6 September, 2017.

VIANA, T. G. DT VIA 926-2018 Elaborar estimativa da vida útil de trilhos na VLI. Brasil. 2018.

VIANA, T. G.; PASTRELLO, B.; MAROTTA, R. D. Gestão Total do Atrito (GTA). Informativo técnico (Locais de testes: Centro Leste – Serra do Tigre e Centro Norte – Serra do Cravinhos). Brasil. 2020.

VIANA, T. G.; TRESSIA, G.; SINATORA, A. Sliding wear of rail and wheel steels: effect of hardness ratio, normal load and lubrication. Tribology in Industry. Vol. 42, No. 3 (2020) 428-442, DOI: 10.24874/ti.815.12.19.07

VIDON, F. O. Gerenciamento do atrito: introdução, fundamentos, métodos e monitoramento. Workshop. 2012.

VLI Logística. Disponível em: <http://www.vli-logistica.com.br/conheca-a-vli/vli-em-numeros/>. Acesso em: 05 dez. 2020.

Voest

Alpine.

https://cdnstorevoestalpine.blob.core.windows.net/images/786230/Open_CMS_Section/heat-treatment-technology2.jpg (01/12/2021)

YOON, E-S; KONG, H.; KWON, O-K; OH, J-E. Evaluation of frictional characteristics for a pin-on-disk apparatus with different dynamic parameters. *Wear*, 203-204 (1997) 341-349. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(96\)07365-6](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(96)07365-6)

YOSHIDA, Y. et al. JFE Steel Corporation. Rail heat treatment device and rail heat treatment method. United States patent application publication. Pub. No.: US 2015/0021836A1. Jan. 22, 2015.

WAARA, P.; NORRBY, T.; PRAKASH, B. Tribochemical wear in rail flanges lubricated by synthetic ester based model lubricants. *Tribology Letters*, vol. 17, pp. 561–568, 2004, doi: 10.1023/B:TRIL.0000044505.42373.0e

WANG, W. J.; LEWIS, R.; EVANS, M. D.; LIU, Q. Y. Influence of different application of lubricants on wear and pre-existing rolling contact fatigue cracks of rail materials. *Tribo Left*. 2017. DOI 10.1007/s11249-017-0841-9

WELSH, N. C. The Dry Wear of Steels I The General Pattern of Behaviour. 1964. Vol. 257. A 1077. pp. 31 – 50.

WELSH, N. C. The Dry Wear of Steels II: Interpretation and Special Features. 1964. Vol.257. pp. 51 – 70.

ZAREMBSKI, A. M., Palese, J.W. and Martens, J.H. The effect of improved rail manufacturing process on rail fatigue life. *American Railway Association Bulletin* 733, Vol. 92. USA. 1991.

ZAREMBSKI, A. M. The art and science of rail grinding. USA. 2005.

ZUM GAHR, K .H. Wear by hard particles. Tribology International Vol. 31, No. 10, pp. 587–596, 1998.

ZUM GAHR, K. H. Microstructure and Wear of Materials. Elsevier. 1987.