



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E CIÊNCIAS MECÂNICAS

Laura Dacoreggio Volpato Braz

**Aplicação de modelos analíticos para previsão de ruídos em sistemas  
ferroviários utilizados para transporte de cargas**

Joinville  
2020

Laura Dacoreggio Volpato Braz

**Aplicação de modelos analíticos para previsão de ruídos em sistemas ferroviários utilizados para transporte de cargas**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.

Orientador: Prof. Dr. Thiago Antonio Fiorentin

Coorientador: Prof. Dr. Yesid Ernesto Asaff Mendoza

Joinville

2020

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Braz, Laura Dacoreggio Volpato

Aplicação de modelos analíticos para previsão de ruídos em sistemas ferroviários utilizados para transporte de cargas / Laura Dacoreggio Volpato Braz ; orientador, Thiago Antonio Fiorentin, coorientador, Yesid Ernesto Asaff Mendoza, 2020.

101 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville, Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas, Joinville, 2020.

Inclui referências.

1. Engenharia e Ciências Mecânicas. 2. Ruído ferroviário. 3. Previsão de ruído. 4. Modelagem analítica. I. Fiorentin, Thiago Antonio. II. Mendoza, Yesid Ernesto Asaff. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas. IV. Título.

Laura Dacoreggio Volpato Braz

**Aplicação de modelos analíticos para previsão de ruídos em sistemas ferroviários utilizados para transporte de cargas**

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Alexandre Mikowski, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. André Luis Condino Fugarra, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Filipe Dutra da Silva, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.

---

Prof. Dr. Régis Kovacs Scalice  
Coordenador do Programa

---

Prof. Dr. Thiago Antonio Fiorentin  
Orientador

Joinville, 07 de agosto de 2020.

## **AGRADECIMENTOS**

À Universidade Federal de Santa Catarina pelo ensino gratuito e de qualidade. Torço pelo fortalecimento do ensino público no Brasil e pela universalização do acesso à educação para que, dessa forma, cada vez mais jovens possam ter as mesmas oportunidades que tive.

Aos professores Thiago Fiorentin e Yesid Asaff pela orientação e por todo o auxílio, apoio e paciência durante esses dois anos.

Ao suporte financeiro oferecido pela VALE por meio da Fundação de Ensino e Engenharia de Santa Catarina (FEESC).

À Amanda, Giovana e Iara por toda a parceria e trabalho em equipe durante o projeto, principalmente nas medições de ruído em campo.

Aos meus pais, Fernando e Mariceia, por todo o carinho, por todo o incentivo, pelo apoio incondicional e por me darem o suporte e amparo necessários ao longo do mestrado.

Ao Alex pelo carinho, por acreditar sempre em mim e por fazer parte de todas as minhas conquistas.

À Letícia, Monique e Leonardo pela amizade que vem desde a graduação e por todo o apoio e companheirismo, especialmente nos últimos dois anos.

## RESUMO

Sistemas ferroviários para transporte de cargas têm grande potencial de geração de ruído, podendo alcançar níveis de pressão sonora prejudiciais à saúde da população que reside em áreas próximas às linhas férreas. Neste trabalho, analisa-se o ruído emitido a partir de ferrovias utilizadas para transporte de cargas no Brasil. Para isso, faz-se uso de modelos analíticos desenvolvidos para previsão de ruídos ferroviários, com foco no ruído de impacto, ruído em curvas e ruído de rolagem. Os modelos são implementados em rotinas computacionais e alimentados com informações sobre as ferrovias. Os resultados obtidos a partir deles são comparados com dados de nível de pressão sonora coletados em campo. As medições de ruído são realizadas nas ferrovias, com trens em escala real. A validação dos modelos utilizados para o ruído de impacto e para o ruído em curvas foi realizada durante operação regular da ferrovia, dificultando a coleta de um grande volume de dados. Para o caso do ruído de rolagem, foi utilizada uma composição-teste, que ofereceu maior flexibilidade na variação de parâmetros durante as medições. Nota-se que os níveis de ruído medidos na ferrovia têm comportamento similar ao descrito na literatura sobre o tema. Além disso, de modo geral os valores previstos pelos três modelos analíticos apresentam boa concordância com os dados registrados em campo, podendo ser considerados ferramentas úteis para previsão de ruído gerado por trens de carga.

**Palavras-chave:** Previsão de ruído ferroviário. Modelagem analítica. Ruído de impacto. Ruído em curvas. Ruído de rolagem. Ferrovias de carga.

## ABSTRACT

Freight railway systems are potential sources of high noise levels, which can be harmful to the health of those who live in the proximities of railroad tracks. In this research, the noise emitted from Brazilian freight railroads is analyzed. For this purpose, analytical models developed for railway noise prediction are used, focusing on impact, squeal and rolling noise. The models are implemented on computational codes, using information about the trains and the railway as input data. The results obtained by the models are compared with sound pressure level data collected in the field. Noise measurements are carried out by the railways, using full-scale trains. The validation of the models used for impact and squeal noise was performed during regular operation of the railway, making it difficult to gather a large amount of data. For the case of rolling noise, a test train was used, which offered greater flexibility in varying parameters during measurements. The noise levels registered on the railways have similar behavior to that described in the literature. Furthermore, the values predicted by the three analytical models are in good agreement with the data recorded in the field, so that they can be considered useful tools for predicting the noise generated by freight trains.

**Keywords:** Railway noise prediction. Analytical models. Impact noise. Squeal noise. Rolling noise. Freight railways.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação da propagação de ruído ferroviário. . . . .	15
Figura 2 – Seção transversal da superestrutura da via permanente. . . . .	19
Figura 3 – Via permanente (a) rígida e (b) elástica. . . . .	19
Figura 4 – Perfil de trilho ferroviário Vignole. . . . .	20
Figura 5 – Junta ferroviária com tala de junção. . . . .	21
Figura 6 – Rugosidade em trilho ferroviário. . . . .	22
Figura 7 – Desenho esquemático da seção transversal de uma roda ferroviária.	23
Figura 8 – Achatamento em roda ferroviária. . . . .	24
Figura 9 – Onda sonora senoidal. . . . .	26
Figura 10 – Escala decibel. . . . .	27
Figura 11 – Curva de ponderação A. . . . .	28
Figura 12 – Contribuição de diferentes fontes de ruído para o <i>NPS</i> total em função da velocidade do trem. . . . .	30
Figura 13 – Ilustração do mecanismo de geração do ruído de rolagem. . . . .	31
Figura 14 – Ilustração do mecanismo de geração do ruído de impacto. . . . .	34
Figura 15 – Deslocamento lateral de um truque em curva. . . . .	37
Figura 16 – Espectro de frequência do ruído gerado por um trem durante passagem em curva. . . . .	38
Figura 17 – Fontes de ruído em locomotiva diesel-elétrica SD40-2 medida a 30 m de distância e funcionando em aceleração 8 em plena carga. . . . .	40
Figura 18 – Sapatas fabricadas em material compósito pela Frenoplast (a) tipo LL (a) e (b) tipo K. . . . .	42
Figura 19 – Matriz de microfones. . . . .	45
Figura 20 – Geometrias das discontinuidades em trilhos e rodas estudadas por Vér, Ventres e Myles (1976). (a) Junta em degrau ascendente (b) Junta em nível (c) Junta em nível (d) Irregularidade suave (e) Achatamento em rodas. . . . .	52
Figura 21 – Variação do nível de pressão sonora em função da velocidade da composição para juntas em degrau descendente. . . . .	53
Figura 22 – Variação do nível de pressão sonora em função da velocidade da composição para juntas em nível. . . . .	53
Figura 23 – Variação do nível de pressão sonora de pico em função da velocidade da composição para juntas em degrau ascendente. . . . .	54
Figura 24 – Medidor de pressão sonora posicionado ao lado da ferrovia para validação experimental do modelo analítico de previsão do ruído de impacto. . . . .	55

Figura 25 – Medidor de pressão sonora posicionado ao lado da ferrovia para validação experimental do modelo analítico de previsão do ruído em curvas. . . . .	57
Figura 26 – Espectro da eficiência de irradiação sonora de trilho ferroviário. . . .	59
Figura 27 – Espectro da eficiência de irradiação sonora de roda D-29 em segunda vida. . . . .	60
Figura 28 – Dispositivo para medição de rugosidade em trilhos ferroviários. . . .	62
Figura 29 – Medidor de pressão sonora posicionado ao lado da ferrovia para validação experimental do modelo analítico de previsão do ruído de rolagem. . . . .	64
Figura 30 – Representação da junta em degrau estudada (Junta 1). . . . .	65
Figura 31 – Resultados experimentais e teóricos de NPS de pico (dB(A)) em função da velocidade do trem (km/h) para juntas em degrau. . . . .	67
Figura 32 – Representação das juntas niveladas verticalmente (Juntas 2 e 3). . .	68
Figura 33 – Resultados experimentais e teóricos de NPS de pico (dB(A)) em função da velocidade do trem (km/h) para juntas em nível. . . . .	69
Figura 34 – Imagem de satélite de curva de raio igual a 156 m (Curva 1). . . . .	70
Figura 35 – Imagem de satélite de curva de raio igual a 200 m (Curva 2). . . . .	70
Figura 36 – Imagem de satélite de curva de raio igual a 206 m (Curva 3). . . . .	71
Figura 37 – Imagem de satélite de curva de raio igual a 230 m (Curva 4). . . . .	71
Figura 38 – Resultados teóricos e experimentais de NPS (dB(A)) em função do raio da curva (m) para locomotivas. . . . .	73
Figura 39 – Resultados teóricos e experimentais de NPS (dB(A)) do ruído de rolagem em função da velocidade da composição (km/h). . . . .	75

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Frequências centrais e frequências de corte dos filtros de oitava e de 1/3 de oitava. . . . .	29
Tabela 2 – Principais frequências do ruído de rolagem. . . . .	32
Tabela 3 – Frequências do ruído de impacto gerado em juntas ferroviárias . . .	35
Tabela 4 – Frequências dos ruídos em curvas. . . . .	38
Tabela 5 – Valores utilizados como dados de entrada para previsão do ruído de impacto. . . . .	55
Tabela 6 – Valores utilizados como dados de entrada para previsão do ruído em curvas. . . . .	56
Tabela 7 – Valores utilizados como dados de entrada para previsão do ruído de rolagem. . . . .	62
Tabela 8 – Resultados experimentais e teóricos obtidos para junta em degrau.	66
Tabela 9 – Resultados experimentais obtidos para junta em nível. . . . .	68
Tabela 10 – Valores de NPS experimentais e teóricos de <i>squeal</i> emitido a partir de roda de locomotiva em curvas de diferentes raios. . . . .	72
Tabela 11 – Valores de velocidade e NPS do ruído de rolagem registrados durante passagem da composição teste. . . . .	74

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AREMA	American Railway Engineering and Maintenance-of-Way Association
ASCE	American Society of Civil Engineers
CAT	Carrinho de Análise de Corrugação
CETESB	Companhia Ambiental do Estado de São Paulo
ISO	International Organization for Standardization
NPS	Nível de Pressão Sonora
NWS	Nível de Potência Sonora
TLS	Trilho Longo Soldado
TWINS	Track–Wheel Interaction Noise Software
UIC	International Union of Railways

## LISTA DE SÍMBOLOS

$X$	Amplitude da variação de pressão em relação à pressão ambiente [Pa]
$T$	Período [s]
$f$	Frequência [Hz]
$\omega$	Frequência angular [rad/s]
$\lambda$	Comprimento de onda sonora [m]
$k$	Número de onda [1/m]
$c$	Velocidade da onda sonora no ar [m/s]
$t$	Tempo [s]
$\phi$	Ângulo de fase [rad]
$NPS$	Nível de pressão sonora [dB]
$P_{\text{eficaz}}$	Valor eficaz da pressão sonora [Pa]
$P_{\text{ref}}$	Pressão de referência [Pa]
$f_c$	Frequência central da banda [Hz]
$f_i$	Frequência de corte inferior [Hz]
$f_s$	Frequência de corte superior [Hz]
$\Delta f$	Largura de banda [Hz]
$V$	Velocidade do trem [m/s]
$V_{CR}$	Velocidade crítica em vias rígidas [m/s]
$a$	Raio da roda [m]
$g$	Aceleração gravitacional [m/s <sup>2</sup> ]
$M$	Massa do veículo suportada por cada roda [kg]
$m$	Massa da roda [kg]
$\rho_l$	Massa do trilho por unidade de comprimento [kg/m]
$K$	Rigidez da fundação da via por unidade de comprimento [Pa]
$E$	Módulo de elasticidade do trilho [Pa]
$I$	Momento de inércia do trilho [m <sup>4</sup> ]
$V_{CE}$	Velocidade crítica em vias elásticas [m/s]
$NPS_{\text{impacto}}$	NPS de pico do ruído de impacto [dBA(A)]
$V_{\text{ref}}$	Velocidade de referência [m/s]
$NPS_{\text{ref}}$	NPS de referência [dBA(A)]
$NPS_{\text{squeal}}$	NPS do ruído de squeal [dBA(A)]
$\sigma_W$	Eficiência de irradiação da roda
$A$	Área de irradiação da roda [m <sup>2</sup> ]
$L$	Distância entre eixos do truque [m]
$R$	Raio da curva [m]
$\sigma_R$	Eficiência de irradiação do trilho
$W_F$	Largura do patim [m]
$W_H$	Largura do boleto [m]

$d$	Distância entre trilho e observador em direção perpendicular à via [m]
$Z_R$	Impedância mecânica do trilho [Ns/m]
$Z_W$	Impedância mecânica da roda [Ns/m]
$\rho$	Densidade do ar [kg/m <sup>3</sup> ]
$\phi_{mR}(k)\Delta k$	Espectro do número de onda da rugosidade [dB]
$H_{cp}(k)$	Filtro da área de contato roda/trilho
$G(\eta d, \eta l)$	Decaimento do ruído
$l$	Distância entre trilho e observador em direção paralela à via [m]
$x$	Semieixo maior da elipse do contato roda/trilho [m]
$y$	Semieixo menor da elipse do contato roda/trilho [m]
$b$	Raio equivalente a região circular de mesma área que a elipse do contato roda-trilho [m]
$\alpha$	Grau de correlação entre perfis de rugosidade paralelos
$J_1$	Função de Bessel de primeiro tipo
$\eta$	Fator de amortecimento do trilho [m <sup>-1</sup> ]
$NPS_{rolagem}$	Nível de pressão sonora do ruído de rolagem [dB(A)]

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>15</b>
1.1	OBJETIVOS	16
1.1.1	<b>Objetivo geral</b>	<b>16</b>
1.1.2	<b>Objetivos específicos</b>	<b>16</b>
1.2	ESTRUTURA DO TEXTO	17
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	<b>18</b>
2.1	DEFINIÇÕES DE ENGENHARIA FERROVIÁRIA	18
2.1.1	<b>Via permanente</b>	<b>18</b>
2.1.2	<b>Rodas ferroviárias</b>	<b>22</b>
2.1.3	<b>Contato roda/trilho</b>	<b>24</b>
2.2	DEFINIÇÕES DE ACÚSTICA	25
2.2.1	<b>Representação matemática do som</b>	<b>26</b>
2.2.2	<b>Curvas de ponderação</b>	<b>28</b>
2.2.3	<b>Análise em frequência</b>	<b>28</b>
2.3	FONTES DE RUÍDO EM SISTEMAS FERROVIÁRIOS	30
2.3.1	<b>Ruído de rolagem</b>	<b>31</b>
2.3.2	<b>Ruído de impacto</b>	<b>33</b>
2.3.3	<b>Ruído em curvas</b>	<b>36</b>
2.3.4	<b>Ruído da locomotiva</b>	<b>39</b>
2.3.5	<b>Ruído de frenagem</b>	<b>41</b>
2.3.6	<b>Outras fontes de ruído</b>	<b>42</b>
2.4	NORMAS E TÉCNICAS DE MEDIÇÃO DE RUÍDO FERROVIÁRIO	43
2.5	ESTADO DA ARTE DE MODELOS ANALÍTICOS PARA PREVISÃO DE RUÍDOS FERROVIÁRIOS	45
2.5.1	<b>Modelos para previsão do ruído de impacto</b>	<b>46</b>
2.5.2	<b>Modelos para previsão do ruído em curvas</b>	<b>47</b>
2.5.3	<b>Modelos para previsão do ruído de rolagem</b>	<b>49</b>
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>51</b>
3.1	PREVISÃO DO RUÍDO DE IMPACTO	52
3.2	PREVISÃO DO RUÍDO EM CURVAS	56
3.3	PREVISÃO DO RUÍDO DE ROLAGEM	57
3.3.1	<b>Validação experimental</b>	<b>63</b>
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	<b>65</b>
4.1	VALIDAÇÃO DO MODELO ANALÍTICO PARA PREVISÃO DE RUÍDO DE IMPACTO	65
4.1.1	<b>Junta em degrau</b>	<b>65</b>
4.1.2	<b>Junta em nível</b>	<b>67</b>

4.2	VALIDAÇÃO DO MODELO ANALÍTICO PARA PREVISÃO DE RUÍDO EM CURVAS . . . . .	69
4.3	VALIDAÇÃO DO MODELO ANALÍTICO PARA PREVISÃO DE RUÍDO DE ROLAGEM . . . . .	73
5	<b>CONCLUSÃO . . . . .</b>	<b>76</b>
	<b>REFERÊNCIAS . . . . .</b>	<b>78</b>
	<b>APÊNDICE A – CÓDIGOS COMPUTACIONAIS PARA PREVISÃO DE RUÍDO DE IMPACTO . . . . .</b>	<b>88</b>
A.1	CÓDIGO COMPUTACIONAL PARA PREVISÃO DO RUÍDO DE IMPACTO EM JUNTAS EM DEGRAU . . . . .	88
A.2	CÓDIGO COMPUTACIONAL PARA PREVISÃO DO RUÍDO DE IMPACTO EM JUNTAS NIVELADAS . . . . .	91
	<b>APÊNDICE B – CÓDIGO COMPUTACIONAL PARA PREVISÃO DE RUÍDO EM CURVAS . . . . .</b>	<b>96</b>
	<b>APÊNDICE C – CÓDIGO COMPUTACIONAL SIMPLIFICADO PARA PREVISÃO DE RUÍDO DE ROLAGEM . . .</b>	<b>99</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento tecnológico das últimas décadas, apesar das facilidades e avanços que proporciona, tem acelerado o processo de degradação do meio ambiente com o aumento das fontes de poluição. O ruído ambiental é uma dessas fontes e tem se tornado motivo de insatisfação com o ambiente em que se vive (NAGEM, 2004). A exposição ao ruído gerado por sistemas de transporte, por exemplo, pode ser prejudicial à saúde, especialmente quando o Nível de Pressão Sonora (NPS) excede 60 dB(A). Doenças cardiovasculares, distúrbios do sono e incômodo são os efeitos nocivos mais relatados resultantes dessa exposição (BARREIRO; SÁNCHEZ; VILADRICH-GRAU, 2005; STASSEN; COLLIER; TORFS, 2008).

Sistemas ferroviários de transporte de cargas possuem grande potencial de geração de ruído, visto que esse tipo de composição costuma ser projetada para ser simples, robusta e para suportar o tráfego necessário, deixando de lado questões relacionadas ao conforto. Isso, somado ao fato de que, no Brasil, as ferrovias passam por dentro de diversas cidades (são aproximadamente 12 mil passagens de nível espalhadas pelo país (CONFEDERAÇÃO NACIONAL DOS TRANSPORTES, 2020)), justifica a resistência à implantação de novas linhas férreas. Por conta disso, foram elaboradas leis que limitam o nível de ruído aceitável, visando o conforto da comunidade (STANWORTH, 1983; THOMPSON, 2009; JIANG; HANSON; DOWDELL, 2015).

O controle de ruído pode ser realizado diretamente em sua fonte, em seu caminho de propagação ou no alvo receptor, conforme mostra a Figura 1.

Figura 1 – Representação da propagação de ruído ferroviário.



Fonte: Elo Meio Ambiente (2016).

A redução no caminho de propagação pode ser feita por meio da instalação de barreiras acústicas ao longo da via permanente. Já para mitigação no receptor pode-se equipar construções com janelas que possuam isolamento acústico, por exemplo. Essas medidas, no entanto, não solucionam o problema de maneira efetiva, uma vez que são projetadas para ambientes e condições de operação específicos. O controle na fonte é o mais efetivo e também o mais complexo, pois requer conhecimento dos mecanismos de geração de ruído de cada componente do sistema – neste caso, a fer-

rovia. O primeiro passo nesse tipo de estratégia é identificar a fonte de ruído dominante. Em seguida, deve-se quantificar os caminhos de propagação e contribuições de cada fonte. Recomenda-se, também, estudar quais fatores as influenciam e de que forma isso acontece. Cumpridas essas etapas, são desenvolvidas e testadas as possíveis soluções, primeiro usando modelos de previsão e depois em laboratório, sob condições controladas. Por último, são realizados testes práticos em campo. É importante garantir, ainda, que as soluções adotadas não comprometam a operação segura e econômica da ferrovia (JIANG; HANSON; DOWDELL, 2015; THOMPSON, 2009).

Neste trabalho, será adotada uma metodologia semelhante àquela utilizada para redução de ruídos na fonte. Inicialmente, será feita uma pesquisa na literatura existente sobre o tema para identificar os tipos e fontes de ruído presentes em ferrovias de carga, compreender seus mecanismos de geração e identificar os modelos analíticos de previsão de ruído já elaborados. Em seguida, três modelos serão implementados em códigos computacionais para serem validados a partir de testes realizados em ferrovias em escala real. Cada modelo diz respeito a um tipo de ruído – de rolagem, em curvas e de impacto. O objetivo é aplicar modelos analíticos de previsão de ruído em ferrovias utilizadas pra transporte de cargas no Brasil, além de investigar a precisão dos modelos em questão e verificar a influência de determinados parâmetros no nível de pressão sonora gerado por uma composição.

## 1.1 OBJETIVOS

Nesta seção, são descritos o objetivo geral e os objetivos específicos deste trabalho.

### 1.1.1 Objetivo geral

Aplicar modelos analíticos de previsão de ruído em ferrovias utilizadas para transporte de cargas no Brasil.

### 1.1.2 Objetivos específicos

- a. Identificar os modelos analíticos existentes para previsão do nível de pressão sonora emitido por um sistema ferroviário considerando três tipos de ruído - ruído de rolagem, ruído em curvas e ruído de impacto;
- b. Implementar os modelos em códigos computacionais utilizando o *software* Octave;
- c. Avaliar, para cada tipo de ruído estudado, a influência de determinados parâmetros no nível de pressão sonora gerado;

- d. Validar os modelos analíticos utilizando dados experimentais de ferrovias de carga em operação no Brasil.

## 1.2 ESTRUTURA DO TEXTO

Este trabalho é dividido em cinco capítulos, iniciando com esta introdução. No Capítulo 2, são apresentadas algumas definições de engenharia ferroviária e acústica com o objetivo de auxiliar e facilitar a compreensão deste estudo. Além disso, traz uma revisão da literatura que aborda as fontes de ruído existentes em sistemas ferroviários e as normas técnicas para medição do ruído ferroviário. O capítulo contém, ainda, o estado da arte de modelos analíticos existentes para previsão de três diferentes tipos de ruído presentes em ferrovias.

Em seguida, o Capítulo 3 descreve os modelos analíticos de previsão de ruído ferroviário utilizados nesta pesquisa e a metodologia usada para aplicação e validação experimental dos mesmos.

No Capítulo 4, são apresentados e discutidos os resultados obtidos a partir da aplicação dos três modelos analíticos estudados.

Por fim, no Capítulo 5 são feitas as considerações finais sobre a aplicação dos modelos analíticos investigados, os resultados da aplicação e validação experimental destes, além de sugestões para trabalhos futuros.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para realizar um estudo sobre a emissão de ruído em sistemas ferroviários é necessário identificar suas fontes, bem como entender os mecanismos de geração e características de cada tipo de ruído e investigar as soluções que podem ser aplicadas. É necessário, também, conhecer as metodologias que podem ser utilizadas para medição do nível de ruído e verificar como modelá-lo analiticamente. Neste capítulo, primeiro serão abordados alguns conceitos fundamentais sobre engenharia ferroviária e acústica para facilitar o entendimento do trabalho. Na sequência, será realizada uma revisão da literatura sobre o tema com a finalidade de levantar as informações citadas e identificar modelos que podem ser usados nas estimativas do nível de ruído gerado em ferrovias.

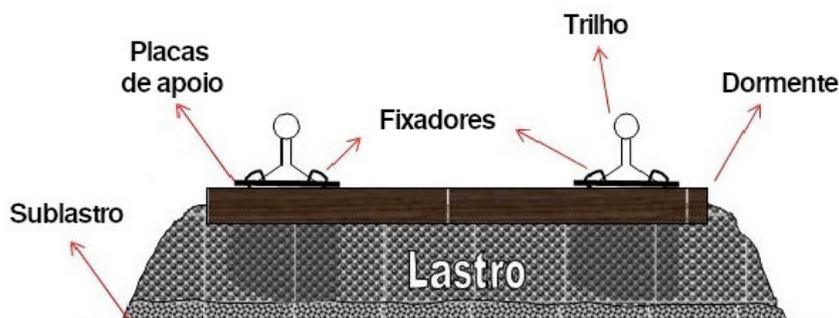
### 2.1 DEFINIÇÕES DE ENGENHARIA FERROVIÁRIA

Uma ferrovia é composta pelo material rodante, que são todos os veículos que trafegam por ela, e pela via permanente, estrutura sobre a qual o material rodante circula. A seguir, serão apresentadas algumas definições sobre a via permanente e sobre rodas ferroviárias, além de conceitos relacionados à dinâmica ferroviária, mais especificamente sobre contato roda/trilho, temas relevantes para este estudo.

#### 2.1.1 Via permanente

A via permanente é composta por dois subsistemas: a infraestrutura e a superestrutura ferroviária. A infraestrutura é o conjunto de obras que constituem a plataforma e suporte da superestrutura, abrangendo a terraplenagem (aterros e cortes), sistemas de drenagem, obras de arte e túneis. Já a superestrutura, representada na Figura 2, inclui os componentes da via que recebem os impactos diretos da carga. Ela é formada pelos trilhos, acessórios de fixação, placas de apoio, dormentes, lastro e sublastro, todos sujeitos à degradação causada pela circulação dos veículos e pela ação do meio ambiente (NABAIS, 2014).

Figura 2 – Seção transversal da superestrutura da via permanente.



Fonte: Adaptado de Porto (2004).

O sublastro é uma camada superior da infraestrutura, mas como algumas de suas características são consideradas na construção da superestrutura, ele é assumido como parte desta. Já o lastro é a camada localizada entre o sublastro e os dormentes e tem como funções principais a distribuição dos esforços gerados pela passagem de composições, a redução de vibrações e a fixação dos dormentes, evitando deslocamento longitudinal e transversal. A presença do lastro define se a via permanente é rígida ou elástica. Se os dormentes forem assentados sobre lajes de concreto ou se os trilhos forem fixados diretamente sobre uma viga, a via é dita rígida (Figura 3 (a)). Se houver um lastro para distribuir os esforços gerados pela circulação dos veículos, a via é classificada como elástica (Figura 3 (b)) (NABAIS, 2014).

Figura 3 – Via permanente (a) rígida e (b) elástica.



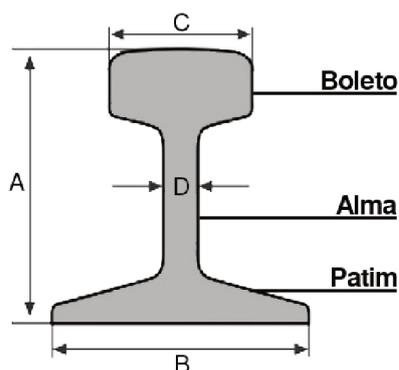
Fonte: RTM (2017).

Os dormentes são blocos retangulares fabricados em madeira, concreto ou aço. São posicionados com espaçamento regular, geralmente sobre o lastro da via. Sua função principal é transmitir ao lastro os esforços gerados pela passagem dos trens e suportar os trilhos, garantindo sua fixação. Assim, auxilia também a manter constante a bitola da via, denominação dada à distância entre trilhos. As bitolas mais utilizadas no Brasil são a métrica, de 1.000 mm, e a larga, de 1.600 mm (NABAIS, 2014).

Os trilhos são vigas de aço que são apoiadas sobre os dormentes. Eles constituem a superfície de rolamento e guiam as rodas dos veículos, recebendo grandes

esforços (NABAIS, 2014). O perfil de trilhos mais utilizado é o perfil Vignole, apresentado na Figura 4. Ele é composto por três partes: o boleto, que constitui a superfície de rolamento, a alma e o patim, que é a base de apoio. As principais dimensões do trilho são indicadas pelas letras mostradas na imagem, sendo  $A$  a altura total,  $B$  a largura do patim,  $C$  a largura do boleto e  $D$  a largura da alma.

Figura 4 – Perfil de trilho ferroviário Vignole.



Fonte: Adaptado de Açotril (s.d.).

Os trilhos são fabricados com comprimento de 12 m, 18 m ou 24 m. Para estabelecer sua continuidade, pode-se soldá-los criando um Trilho Longo Soldado (TLS) ou utilizar talas de junção para uni-los. As talas de junção são peças de aço posicionadas dos dois lados do trilho e apertadas por parafusos contra a parte inferior do boleto e contra a parte superior do patim, como mostra a Figura 5. Com a variação de temperatura do ambiente, os trilhos sofrem alteração no comprimento, que é absorvida nas juntas quando se trabalha com a tecnologia de trilhos curtos. O uso de TLS impede a movimentação causada por mudanças de temperatura, eliminando a necessidade do uso de juntas (NABAIS, 2014). Porém, como seu custo de implantação é maior, esse tipo de tecnologia costuma ser utilizado em ferrovias de alta velocidade operacional.

Figura 5 – Junta ferroviária com tala de junção.



Fonte: Autoria própria (2020).

A folga máxima permitida entre os trilhos é de 1,5 cm, aproximadamente (PORTO, 2004). O problema é que as discontinuidades geradas pela folga provocam impactos nas rodas durante a passagem dos trens, aumentando a necessidade de manutenção da via. Os formatos e dimensões das talas são padronizadas por associações técnicas ou pelas operadoras ferroviárias em função do tipo de trilho. No Brasil, as talas de junção obedecem às especificações americanas da American Society of Civil Engineers (ASCE) e American Railway Engineering and Maintenance-of-Way Association (AREMA).

Segundo Brina (1979), os principais defeitos gerados durante a fabricação dos trilhos são vazios, segregações, inclusões, defeitos de laminação e fissuras causadas por tensões geradas no resfriamento. Já em serviço, as avarias mais comuns são a deformação das extremidades dos trilhos em juntas, a autotêmpera superficial causada pela patinação das rodas das locomotivas, o escoamento de metal na superfície do boleto, a corrosão da alma e do patim, e o surgimento de desgastes ondulatórios. Esses desgastes têm dimensões que podem variar de frações de milímetro até alguns milímetros, e são conhecidos como rugosidade (Figura 6). Acredita-se que sejam causados

“[...] pelas vibrações produzidas nos trilhos, durante a passagem dos veículos, fazendo variar o grau de aderência e pressão nos pontos de contato. Isso acarreta uma variação na velocidade angular da roda e em consequência, uma série de deslizamentos elementares, que produzem no trilho o desgaste ondulatório.” (BRINA, 1979, p. 57)

Figura 6 – Rugosidade em trilho ferroviário.



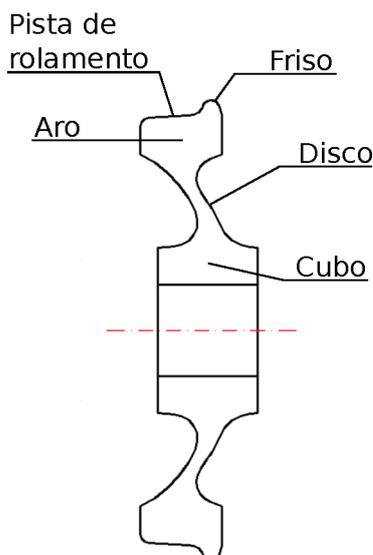
Fonte: Asaff, Fiorentin e Braz (2019).

Apesar de não representar risco à operação segura da ferrovia, a presença da rugosidade nos trilhos pode tornar o tráfego dos veículos excessivamente ruidoso (BRINA, 1979).

### 2.1.2 Rodas ferroviárias

Rodeiro ferroviário é o nome dado ao conjunto formado por um eixo e duas rodas ferroviárias. Elas são fabricadas em aço, com diâmetro variando de 0,71 m (28") a 1,06 m (42"), e podem ser classificadas de acordo com seu uso em vagões, carros de passageiros ou locomotivas e segundo as condições operacionais a que serão submetidas (NABAIS, 2014). A Figura 7 apresenta um desenho esquemático de uma roda ferroviária e suas partes principais. O friso evita deslocamentos laterais do rodeiro que possam causar descarrilamentos. O aro é a parte que fornece a pista de rolamento. O disco fica localizado entre o aro e o cubo e tem formato de "S" para aumentar a resistência aos esforços aos quais a roda é exposta, minimizando o surgimento de trincas. Por fim, o cubo é o furo central por onde a roda é fixada ao eixo.

Figura 7 – Desenho esquemático da seção transversal de uma roda ferroviária.



Fonte: Adaptado de Oliveira (2013).

A superfície de rolamento da roda é a parte da roda que fica em contato com os trilhos. Sua configuração cônica auxilia na centralização do veículo sempre que o centro de gravidade é deslocado para o lado, além de atenuar o escorregamento das rodas nas curvas, visto que a circunferência de contato da roda externa passa a ser ligeiramente maior que da roda interna devido ao deslocamento provocado pela força centrífuga (NABAIS, 2014).

Segundo Minicucci (2011), as rodas são projetadas para serem substituídas por desgaste, e não pela presença de defeitos. No entanto, a ocorrência destes pode resultar na necessidade de reperfilamento ou sucateamento. Os defeitos podem surgir devido ao processo de fabricação das rodas ou às condições de operação da ferrovia. A pista de rolamento é a parte da roda mais vulnerável pois está constantemente sujeita a fadiga gerada pela interação com os trilhos. Um dos defeitos mais comuns é o achatamento das rodas, que consiste em uma redução do raio em uma pequena seção da superfície de rolamento, como mostra a Figura 8.

Figura 8 – Achatamento em roda ferroviária.



Fonte: Transportation Safety Board of Canada (2007).

Os achatamentos são gerados pelo travamento e conseqüente deslizamento das rodas durante a frenagem e podem gerar cargas de impacto a cada rotação. Nos casos mais graves, um achatamento com comprimento de 40 a 60 mm e profundidade de 1 mm pode se deteriorar até atingir 300 a 500 mm de comprimento e 5 mm de profundidade (LEWIS; OLOFSSON, 2009). Entre as normas brasileiras, não é especificado um limite máximo para a geometria do achatamento, acima do qual comprometeria a segurança da operação. No entanto, de acordo com um manual técnico sobre manutenção de veículos ferroviários, a roda é considerada comprometida quando o comprimento do ultrapassa 0,0635 m, ou se houver dois achatamentos adjacentes de 0,0508 m de comprimento cada (MAINTENANCE... , 1966).

### 2.1.3 Contato roda/trilho

A passagem de uma composição sobre os trilhos é um dos sistemas dinâmicos mais complexos na engenharia ferroviária. Ele possui muitos graus de liberdade e envolve geometrias complexas, forças conservativas geradas pelo movimento relativo na área de contato roda/trilho, além de várias não-linearidades (WICKENS, 2003).

Diversos modelos podem ser utilizados para descrever esta interação. De maneira geral, o contato entre dois corpos rígidos pode ser não-conforme, quando descrito por um ponto ou uma linha, ou conforme, quando descrito por uma área. Quando uma carga é aplicada em um caso não-conforme, uma deformação é gerada no ponto de contato, resultando no surgimento de uma área de contato. Esta área é pequena em relação às dimensões dos corpos (SHABANA; ZAAZAA; SUGIYAMA, 2007).

A Teoria do Contato de Hertz explica o contato não-conforme entre duas superfícies. Esta é a teoria mais utilizada para determinar o formato elíptico da área de contato roda-trilho e a deformação local de suas superfícies. Parte-se da premissa de que as superfícies dos corpos são contínuas e não-conformes, e de que as deforma-

ções são pequenas em relação às dimensões dos corpos. Além disso, o efeito das forças de atrito é desprezado, assume-se que não há deformação plástica e supõe-se, ainda, que a tensão resultante da força de contato desaparece a uma determinada distância da área de contato (SHABANA; ZAAZAA; SUGIYAMA, 2007).

Por conta da elasticidade dos corpos e da carga aplicada, alguns pontos na região de contato podem escorregar e outros podem grudar quando há movimento relativo entre a roda e trilho. A diferença entre as deformações tangenciais desses corpos na região de adesão leva a um pequeno deslizamento aparente, chamado de *creepage*. No caso do contato roda/trilho, esse deslizamento gera forças tangenciais de *creep* e momento de rotação de *creep*, uma vez que o movimento da roda em relação ao trilho é uma combinação de rolamento e deslizamento. Essas forças e momentos de *creep* têm efeito significativo na direção e na estabilidade dos veículos ferroviários (SHABANA; ZAAZAA; SUGIYAMA, 2007).

## 2.2 DEFINIÇÕES DE ACÚSTICA

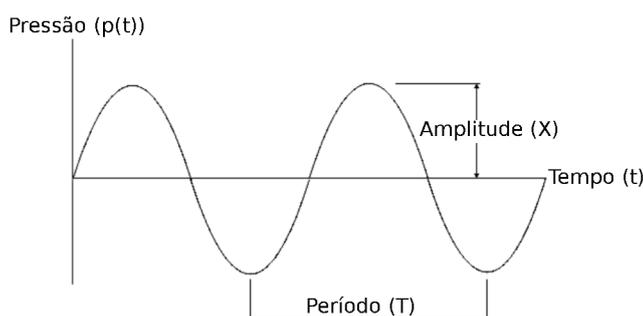
O som é uma perturbação flutuante do ar causada pela propagação de ondas de pressão. A vibração de um corpo perturba as moléculas de ar, fazendo com que elas sejam comprimidas e descomprimidas, alternadamente. Essa variação resulta em uma onda de pressão que se propaga com velocidade constante, gerando o som. Já o ruído é entendido como um som indesejável, resultante das atividades diárias de uma comunidade, por exemplo. Em níveis suficientemente altos pode ser prejudicial à saúde, causando perda de audição, aumento da pressão arterial, interferência na comunicação oral, *stress*, redução da concentração, perturbação do sono, entre outros efeitos. Além disso, também pode ter efeitos mecânicos, causando danos ou falhas estruturais em edifícios, por exemplo (NELSON, 1997; BISTAFA, 2011).

Alguns estudos buscam analisar a qualidade acústica de equipamentos, com o objetivo de entender e solucionar os efeitos mecânicos de ruídos e vibrações. Visando prever a vibração e o comportamento acústico de sistemas ou componentes ainda em fase de projeto, uma análise numérica foi desenvolvida com base em técnicas de *Acoustic Transfer Vector* e *Modal Acoustic Transfer Vector* (OLIVEIRA; FIORENTIN; SILVA, 2008). Para o caso de aeronaves, foi elaborado um modelo para analisar o fluxo de energia da tubulação do sistema hidráulico para a fuselagem da aeronave. Este também pode ser usado para conduzir estudos de sensibilidade ou otimização na fase de projeto (FIORENTIN; FERGUSON *et al.*, 2013). Outros exemplos são a aplicação de modelos analíticos e numéricos para prever a potência sonora em reatores a núcleo de ar, e o uso de modelos de elementos finitos para visualizar o mecanismo de geração de vibrações e ruído em trocadores de calor (FIORENTIN; LOPES *et al.*, 2016; FIORENTIN; MIKOWSKI *et al.*, 2017).

### 2.2.1 Representação matemática do som

Os sons são caracterizados pela amplitude e frequência das variações de pressão. Geralmente, um som contém diversos componentes de frequência que, juntos, formam um espectro sonoro (NELSON, 1997). A Figura 9 mostra a variação de pressão em função do tempo para uma onda sonora senoidal composta por uma única frequência. Este tipo de som é conhecido como um tom puro.

Figura 9 – Onda sonora senoidal.



Fonte: Autoria própria (2019).

O parâmetro indicado por  $X$  é a amplitude da variação de pressão em relação à pressão ambiente, e o período, indicado por  $T$ , é o intervalo de tempo para que se complete um ciclo na curva de variação da pressão em função do tempo. O inverso do período define a frequência  $f = 1/T$ , variável bastante utilizada em estudos de acústica que descreve o número de ciclos realizados pela onda em um segundo. Ela também pode ser relacionada à frequência angular  $\omega$  pela expressão  $\omega = 2\pi f = 2\pi/T$ .

A distância percorrida pela onda durante um período é chamada de comprimento de onda  $\lambda$ , que pode ser relacionado ao número de onda  $k$  pela expressão

$$k = 2\pi/\lambda. \quad (1)$$

Segundo Bistafa (2011), o comportamento temporal da onda sonora, descrito por  $\omega$ , e o seu comportamento espacial, descrito por  $k$ , podem ser relacionados pela Equação (2), visto que o mecanismo de propagação de ondas sonoras é não-dispersivo. Na expressão abaixo,  $c$  é a velocidade da onda sonora no ar, que é de, aproximadamente, 340 m/s à temperatura ambiente.

$$k = \frac{\omega}{c} \quad (2)$$

O movimento da onda sonora apresentada no gráfico pode ser descrito pela Equação (3), sendo  $t$  o tempo,  $\omega$  a frequência angular e  $\phi$  o ângulo de fase, que nesse caso é nulo.

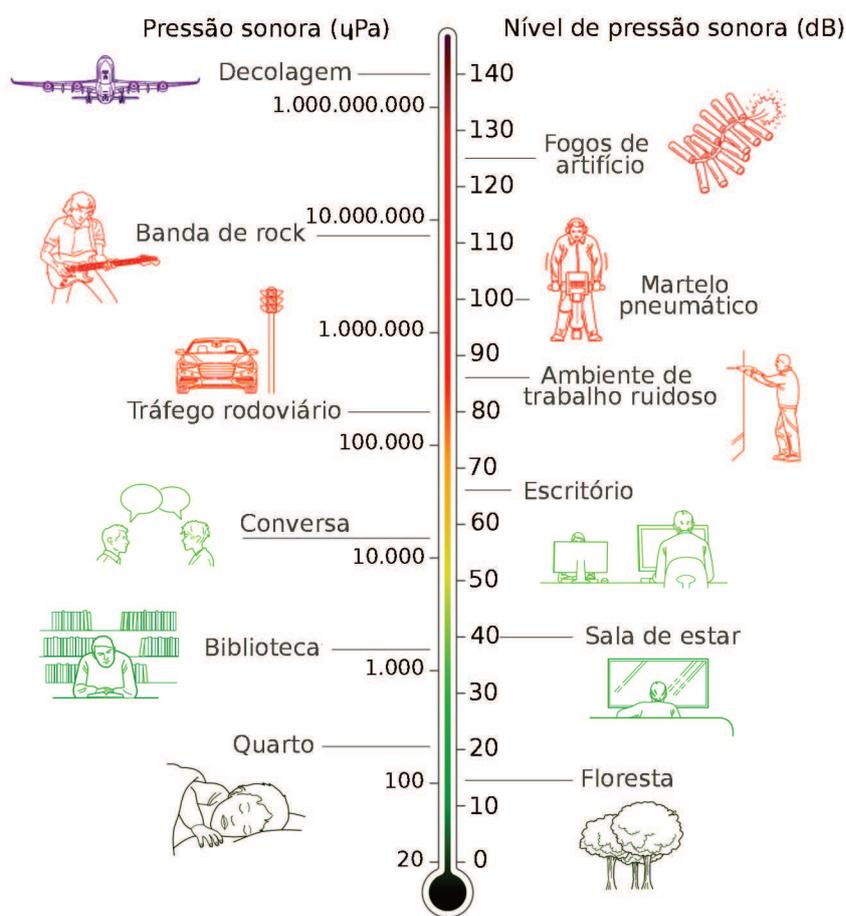
$$p(t) = X \sin(\omega \cdot t + \phi) \quad (3)$$

A sensação do “volume” dos sons pode ser representada pelo nível de pressão sonora (*NPS*). Esta é uma medida física expressa em decibel e calculada conforme a Equação (4), a partir da comparação entre o valor eficaz da pressão sonora ( $P_{\text{eficaz}}$ ) e uma pressão de referência ( $P_{\text{ref}} \approx 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ ). Visto que a escala decibel é logarítmica, deve-se atentar para que operações de soma, subtração e média, por exemplo, não sejam realizadas de forma aritmética (BISTAFA, 2011).

$$NPS = 10 \log \left( \frac{P_{\text{eficaz}}^2}{P_{\text{ref}}^2} \right) \quad [\text{dB}]. \quad (4)$$

A menor variação de pressão que a audição humana é capaz de identificar, conhecida como limiar da audição, é de cerca de  $2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$ , que corresponde ao valor eficaz da pressão de referência e resulta em um *NPS* de 0 dB. O limiar da dor é da ordem de  $100.000.000 \mu\text{Pa}$ , cerca de 130 dB. A Figura 10 apresenta algumas situações do cotidiano e seus níveis de pressão sonora correspondentes.

Figura 10 – Escala decibel.

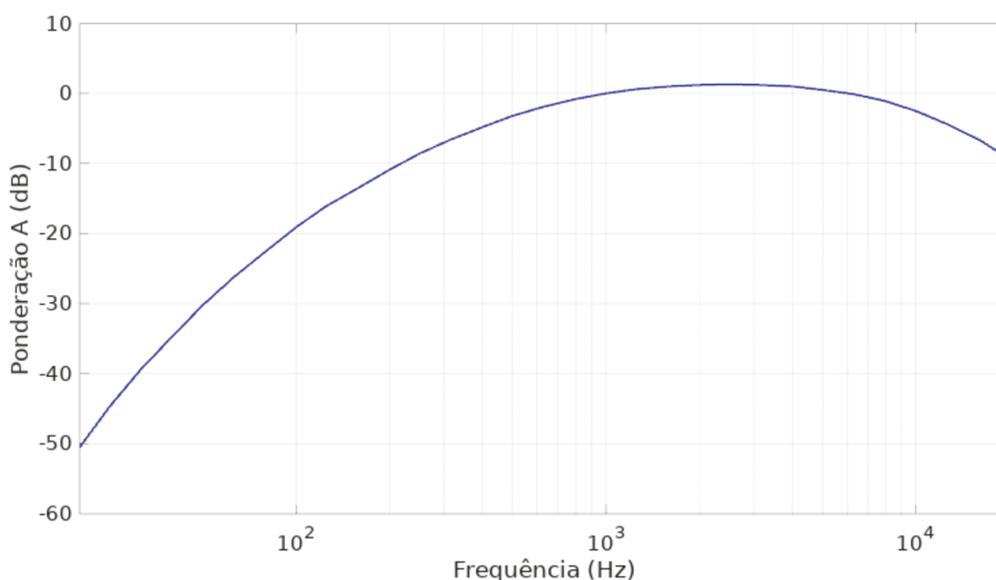


Fonte: Bruel & Kjaer (2017).

### 2.2.2 Curvas de ponderação

A audição humana responde de maneira não uniforme a sons de diferentes frequências. Um som com NPS de 70 dB será percebido como sendo muito mais intenso a uma frequência de 1.000 Hz do que a 100 Hz. Por isso, foram criados filtros de ponderação com o objetivo de refletir a sensibilidade humana ao espectro de ruído, desvalorizando os intervalos de frequência aos quais o ouvido é menos sensível. A curva de ponderação A, apresentada na Figura 11, é a mais utilizada para representar a resposta humana ao som em estudos relacionados a trânsito e descrição de ruído em comunidades (NELSON, 1997).

Figura 11 – Curva de ponderação A.



Fonte: Autoria própria (2020).

De acordo com Nelson (1997), uma desvantagem dessa ponderação é que ela não reflete o incômodo causado por tons, cliques e zumbidos que podem compor um som. Um exemplo deste efeito é o nível de ruído gerado por trens passando sobre juntas em comparação com trilhos soldados. Embora o NPS ponderado A possa ser o mesmo, o ruído de impacto gerado na junta soará mais alto e atrairá mais atenção.

### 2.2.3 Análise em frequência

Em estudos de acústica, é conveniente converter o sinal do domínio do tempo para o domínio de frequência. O espectro resultante mostra a distribuição da energia sonora sobre a faixa de frequência em análise e é bastante útil para caracterização de ruído e definição de estratégias de controle (NELSON, 1997).

Para realizar a análise espectral são utilizados filtros passa-banda. Idealmente, toda a energia contida na largura da banda seria aceita integralmente, e toda a energia fora deste intervalo seria rejeitada. Na prática, a energia contida fora da largura da banda também é admitida. No entanto, é consideravelmente atenuada, de forma que sua contribuição para a energia total da banda torna-se desprezível (BISTAFA, 2011).

Os filtros passa banda mais utilizados são os filtros de  $1/n$  oitava, caracterizados pela frequência central da banda ( $f_c$ ) e pelas frequências de corte inferior e superior da banda ( $f_i$  e  $f_s$ , respectivamente). A largura das bandas é calculada por  $\Delta f = f_s - f_i$ . Esses filtros são conhecidos como filtros com largura de banda de porcentagem constante, pois a largura de cada banda é uma porcentagem constante da frequência central. Os mais utilizados são os filtros de oitava ( $n = 1$ ) e de 1/3 de oitava ( $n = 3$ ) (BISTAFA, 2011). As diversas bandas dos filtros de oitava e 1/3 de oitava são especificadas por suas frequências centrais, descritas na Tabela 1.

Tabela 1 – Frequências centrais e frequências de corte dos filtros de oitava e de 1/3 de oitava.

Oitava			1/3 oitava		
Limite inferior [Hz]	Frequência central [Hz]	Limite superior [Hz]	Limite inferior [Hz]	Frequência central [Hz]	Limite superior [Hz]
11	16	22	11,2	12,5	14,1
			14,1	16	17,8
			17,8	20	22,4
22	31,5	44	22,4	25	28,2
			28,2	31,5	35,5
			35,5	40	44,7
44	63	88	44,7	50	56,2
			56,2	63	70,8
			70,8	80	89,1
88	125	177	89,1	100	112
			112	125	141
			141	160	178
177	250	355	178	200	224
			224	250	282
			282	315	355
355	500	710	355	400	447
			447	500	562
			562	630	708
710	1.000	1.420	708	800	891
			891	1.000	1.122
			1.122	1.250	1.413
1.420	2.000	2.840	1.413	1.600	1.778
			1.778	2.000	2.239
			2.239	2.500	2.818
2.840	4.000	5.680	2.818	3.150	3.548
			3.548	4.000	4.467
			4.467	5.000	5.623
5.680	8.000	11.360	5.623	6.300	7.079
			7.079	8.000	8.913
			8.913	10.000	11.220
11.460	16.000	22.720	11.220	12.500	14.130
			14.130	16.000	17.780
			17.780	20.000	22.390

Fonte: Bistafa (2011).

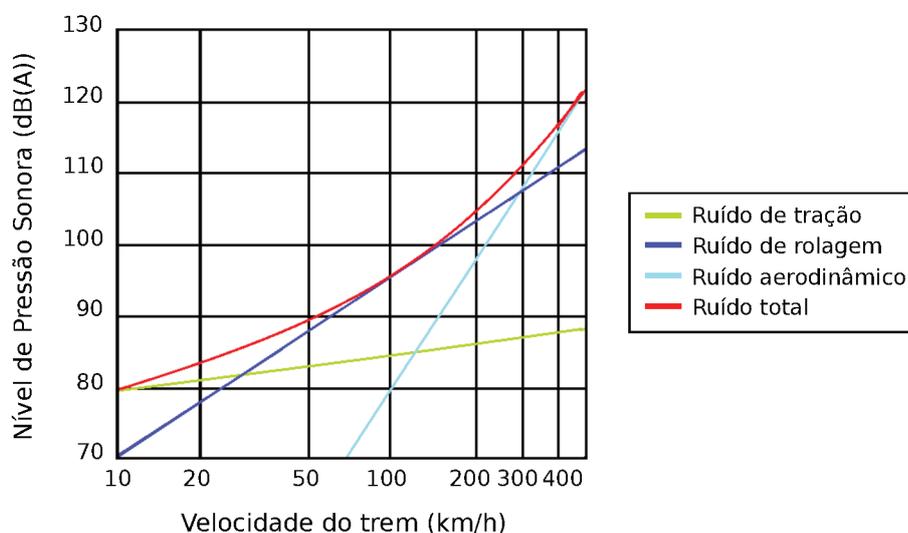
A escolha da largura de banda a ser utilizada na análise depende da resolução necessária. A resolução é um detalhamento de como a energia sonora se distribui ao longo da faixa de frequências. Caso o ruído possua tons puros em frequências próximas, estes não serão identificados se forem utilizados filtros de bandas largas (BISTAFA, 2011).

### 2.3 FONTES DE RUÍDO EM SISTEMAS FERROVIÁRIOS

Sistemas ferroviários possuem diversas fontes de ruído, e aquela considerada dominante varia de acordo com a situação (THOMPSON, 2009). As principais fontes citadas pelos pesquisadores da área são a interação entre roda e trilho em trechos retos e curvos, a locomotiva, o escoamento de ar sobre os trens, a frenagem e aceleração das composições e a tração e compressão dos veículos decorrente dessas operações (JIANG; HANSON; DOWDELL, 2015; LEŠTINSKÝ; ZVOLENSKÝ, 2019; ZHANG; SQUICCIARINI; THOMPSON, 2019).

A Figura 12 mostra a contribuição das principais fontes de ruído para o *NPS* total em função da velocidade de circulação da composição. Em baixas velocidades nota-se a dominância do ruído de tração gerado pela locomotiva. O ruído de rolagem passa a ser a fonte dominante em velocidades médias, de 30 a 300 km/h, e o aerodinâmico se torna expressivo apenas em velocidades superiores a 300 km/h, não sendo relevante para trens de carga. Há pouca divergência entre pesquisadores com relação aos valores de velocidade apresentados na imagem, e esta se deve às diferenças entre configurações de veículos e condições de via (DITTRICH; ZHANG, 2006; THOMPSON; GAUTIER, 2006; HEMSWORTH, 2008)

Figura 12 – Contribuição de diferentes fontes de ruído para o *NPS* total em função da velocidade do trem.



Fonte: Adaptado de Hemsworth (2008).

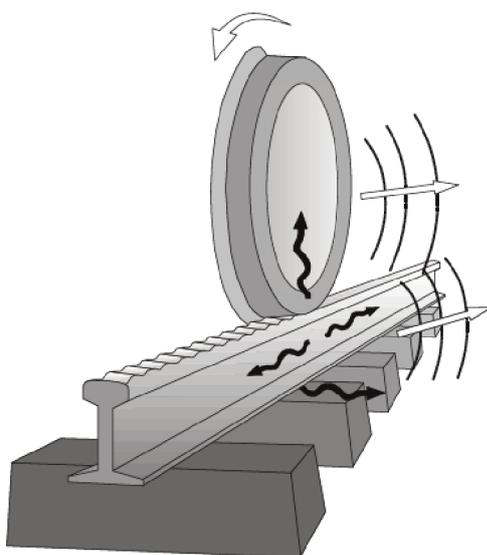
Estudos sobre controle de ruído em ferrovias costumam ter enfoque em trens de passageiros, visto que o projeto deste tipo de composição deve garantir o conforto das pessoas, além da sua segurança. Já os veículos ferroviários para transporte de cargas são projetados para serem simples, robustos e suportarem o tráfego necessário. O projeto da suspensão, portanto, é realizado priorizando apenas a segurança, desprezando, muitas vezes, questões relacionadas ao conforto (STANWORTH, 1983).

Nas seções a seguir, os principais tipos de ruído serão descritos mais detalhadamente, com ênfase aos trens de carga. Serão apresentadas as características de cada tipo de ruído com relação a intensidade sonora e frequência, seu mecanismo de geração e possíveis soluções para sua redução ou mitigação.

### 2.3.1 Ruído de rolagem

Principal fonte de ruído ferroviário, o ruído de rolagem se sobressai em trechos retos, na ausência de discontinuidades nos trilhos e rodas, e é atribuído às irregularidades presentes nas superfícies desses corpos, que não são perfeitamente lisas. A rugosidade dessas superfícies induz um deslocamento relativo entre roda e trilho, gerando vibrações que são propagadas ao ar na forma de ruído (REMINGTON, 1976; ZVOLENSKÝ *et al.*, 2017). Na Figura 13, observa-se uma ilustração deste mecanismo de geração. A ondulação da superfície do boleto do trilho leva à vibração, representada pelas setas em preto, de todo o sistema e, conseqüentemente, à irradiação de ruído, representada pelas setas retas em branco. A seta curvada em branco na parte superior da figura indica o sentido de rotação da roda.

Figura 13 – Ilustração do mecanismo de geração do ruído de rolagem.



Fonte: Thompson (2009).

Segundo Thompson (2009), a frequência ( $f$ ) da vibração excitada pela rugosidade depende da velocidade da composição ( $V$ ) e do comprimento de onda da rugosidade ( $\lambda$ ), seguindo a relação dada pela Equação (5). O autor afirma, ainda, que é comum assumir uma relação linear entre a amplitude de uma rugosidade com determinado comprimento de onda e o NPS gerado na frequência correspondente.

$$f = \frac{V}{\lambda} \quad (5)$$

Essa dependência da velocidade do trem e do comprimento de onda da rugosidade dificulta uma determinação precisa da faixa de frequências na qual o ruído de rolagem é mais significativo, logo, este pode ser entendido como um ruído de banda larga. A Tabela 2 sintetiza as informações apresentadas por diferentes autores referentes à frequência do ruído de rolagem.

Tabela 2 – Principais frequências do ruído de rolagem.

<b>Tons principais</b>		
Thompson (1996)	500 Hz a 2,5 kHz	
Nelson (1997)	250 Hz a 2 kHz	
<b>Fonte dominante</b>		
	<b>Rodas</b>	<b>Trilhos</b>
Remington et al. (1975)	200 Hz a 400 Hz	400 Hz a 1 kHz
Thompson e Gautier (2006)	1,5 kHz e 2 kHz a 5 kHz	100 Hz a 1 kHz

Fonte: Autoria própria (2020).

Thompson (1996) afirma que o ruído de rolagem tem componentes de frequências entre 100 Hz e 5 kHz, atingido seus valores máximos na faixa de 500 Hz a 2,5 kHz. Já Nelson (1997) sugere que há um pico largo entre 250 Hz e 2 kHz.

Remington, Rudd e Vér (1975) não especificam uma faixa de frequência para esse tipo de ruído, mas discutem a contribuição de cada componente em determinadas frequências. A roda é considerada fonte dominante entre 200 Hz e 400 Hz devido à baixa eficiência de irradiação do trilho nessa faixa de frequências. O trilho passa a se sobressair entre 400 Hz e 1 kHz, pois a impedância mecânica da roda é muito maior que a do trilho, e as eficiências de irradiação da roda e trilho passam a ser semelhantes. Acima de 1 kHz a fonte dominante depende da distância entre o receptor e a via. Com relação à fonte dominante do ruído de rolagem, Thompson e Gautier (2006) afirmam que o trilho vibra com a amplitude da rugosidade em frequências de 100 a 1 kHz, e a roda vibra em frequências de 1,5 kHz e 2 kHz a 5 kHz.

O perfil de rugosidade das superfícies das rodas e trilhos pode ser decomposto em um espectro contínuo de comprimentos de onda. Thompson (1996) afirma que rugosidades com comprimentos de onda de 10 mm a 300 mm são os mais significativos

na geração do ruído de rolagem. Para Hardy e Jones (2004), tanto para as rodas quanto para os trilhos, os comprimentos de onda da rugosidade superficial mais relevantes estão entre 5 mm e 200 mm. No entanto, há um efeito de filtragem para comprimentos de onda mais curtos que a área de contato. Nesses casos, a rugosidade da superfície é atenuada pela média da rugosidade através do contato. Portanto, considerando uma área de contato com dimensões de 10 mm a 15 mm, rugosidades com dimensões inferiores a 1,5 mm, aproximadamente, não devem produzir ruído significativo em comparação com componentes de menor frequência (NELSON, 1997).

Conforme mencionado, acredita-se que a rugosidade presente na superfície de rodas e trilhos seja a principal causa do ruído de rolagem. Logo, deve-se buscar soluções para reduzi-la a fim de controlar o ruído diretamente em sua fonte. De acordo com Remington, Rudd e Vér (1975), a usinagem das rodas juntamente com o esmerilhamento dos trilhos em intervalos regulares pode resultar em reduções de ruído consideráveis (de 10 a 20 dB). Sadeghi e Hasheminezhad (2016) alertam que é necessário dar atenção para essas práticas de manutenção, porém, afirma que o esmerilhamento é uma operação cara e demorada, que pode ser otimizada. A partir do estudo da influência do esmerilhamento dos trilhos na emissão de ruído para um trem de alta velocidade, Aoki *et al.* (2016) perceberam que o padrão da rugosidade gerada após o procedimento influencia na propagação do som. Foi desenvolvido, então, o “esmerilhamento acústico”, uma técnica de esmerilhamento que altera a velocidade e pressão utilizadas. Ao esmerilhar o trilho lentamente e com menor pressão, obtém-se um resultado mais uniforme e reduz-se a ocorrência de comprimentos de onda relevantes para esse tipo de ruído.

Além disso, uma das razões pelas quais trens de carga emitem um nível significativo de ruído é o uso do sistema de frenagem por sapatas de ferro fundido, que atuam na superfície de rolagem das rodas. Isso as tornam ásperas, levando à formação de irregularidades quase periódicas em suas superfícies (THOMPSON; GAUTIER, 2006). Para reduzir a rugosidade das rodas em composições com esse tipo de freio, uma alternativa ao reperfilamento é o uso de sapatas fabricadas em material compósito em substituição às aquelas fabricadas em ferro fundido (HEMSWORTH, 2008).

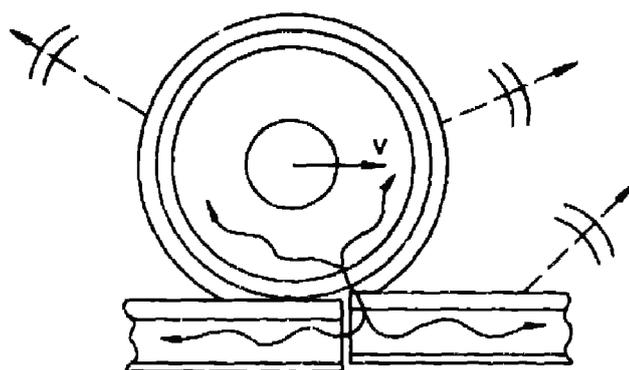
Por fim, o uso de barreiras de altura ligeiramente superior à altura dos trilhos é uma alternativa para tratar o ruído de rolagem em seu caminho de propagação (REMINGTON; RUDD; VÉR, 1975). No entanto, cabe ressaltar que esta abordagem pode não solucionar totalmente o problema, visto que não atua em sua fonte.

### 2.3.2 Ruído de impacto

No instante em que a composição passa por alguma descontinuidade, seja ela na superfície do trilho ou de alguma das rodas, são geradas grandes forças de impacto causadas pelo deslocamento relativo entre rodas e trilhos. Como consequência, um

forte ruído impulsivo é emitido, denominado ruído de impacto, que se soma ao ruído normal de rolagem gerado pela passagem do trem (SUEKI; KITAGAWA; KAWAGUCHI, 2017). A Figura 14 ilustra o mecanismo de geração do ruído de impacto descrito. Na imagem, observa-se uma descontinuidade nos trilhos. As setas curvadas indicam as vibrações estruturais resultantes do impacto, e as setas retas representam o ruído irradiado a partir do trilho e da roda.

Figura 14 – Ilustração do mecanismo de geração do ruído de impacto.



Fonte: Remington, Rudd e Vér (1975).

Visto que a excitação é predominantemente vertical, o mecanismo de geração deste tipo de ruído é bastante similar ao do ruído de rolagem, apresentado na seção anterior, em que irregularidades superficiais induzem um deslocamento vertical relativo entre as rodas e os trilhos (YANG; THOMPSON, 2014).

As descontinuidades mais comuns em trilhos são as juntas que os unem e os aparelhos de mudança de via. Nesses casos, o som resultante é uma série quase periódica de ruídos de impacto originados na posição da descontinuidade, que podem significar um acréscimo de 5 dB a 8 dB no ruído gerado em relação à uma seção contínua de trilhos (VÉR; VENTRES; MYLES, 1976; WU; THOMPSON, 2003; SUEKI; KITAGAWA; KAWAGUCHI, 2017).

Nas rodas, os defeitos mais comuns são os achatamentos causados pelo travamento da roda, e conseqüente desgaste, que ocorre durante a frenagem. Com a rolagem da roda, o ruído de impacto é gerado toda vez em que a parte achatada entra em contato com o boleto do trilho. Nota-se um aumento de cerca de 9 dB(A) no ruído, resultante de uma série de ruídos de impactos periódicos, irradiados de diferentes locais, espaçados entre si a distância de um perímetro da roda. Tanto para descontinuidades em trilhos, quanto em rodas, a força do impacto e a frequência de repetição do ruído aumentam linearmente com a velocidade do trem (VÉR; VENTRES; MYLES, 1976; WU; THOMPSON, 2002; CORDIER *et al.*, 2006).

Vér, Ventres e Myles (1976) estabelecem o conceito de velocidade crítica como a velocidade da composição acima da qual ocorre perda de contato entre a roda e o

trilho ao passar por uma descontinuidade. Segundo os autores, as leis que regem a geração do ruído de impacto são diferentes para valores de velocidade inferiores ou superiores ao valor crítico. Dependendo da geometria da descontinuidade, sugerem, ainda, que o nível de pressão sonora atinge seu nível máximo e se estabiliza em velocidades superiores à velocidade crítica. A partir de seus estudos, Wu e Thompson (2002, 2003) afirmam que o impacto e a conseqüente irradiação de ruído estão relacionados à velocidade do trem, à geometria da junta do trilho e à carga estática da roda e que a variação do NPS em função da velocidade sofre alteração acima da velocidade crítica para algumas geometrias de descontinuidades. No entanto, contestam a ideia de que o ruído atinge um valor constante.

Em seus estudos Sueki, Kitagawa e Kawaguchi (2017), avaliam as características vibratórias e acústicas do ruído de impacto gerado em juntas e discutem a contribuição dos trilhos e dormentes. As principais componentes do ruído de impacto estão na faixa de 250 Hz a 2 kHz. Os autores afirmam que abaixo de 500 Hz esse tipo de ruído é dominado pelo som irradiado a partir dos dormentes, enquanto que os trilhos passam a ser a fonte dominante acima de 1 kHz. Já de acordo com Yang e Thompson (2014), os dormentes são a fonte principal de ruído abaixo de 250 Hz, o trilho tem maior contribuição em frequências entre 400 Hz e 1,6 kHz, e a irradiação da roda tem efeito significativo apenas entre 250 Hz e 400 Hz e acima de 2 kHz. Essas informações estão organizadas na Tabela 3 para facilitar a compreensão.

Tabela 3 – Frequências do ruído de impacto gerado em juntas ferroviárias

	Yang e Thompson (2014)	Sueki et al. (2017)
<b>Principais componentes</b>	–	250 Hz a 2 kHz
<b>Dormentes</b>	Inferior a 250 Hz	Inferior a 500 Hz
<b>Trilhos</b>	400 Hz a 1,6 kHz	Superior a 1 kHz
<b>Rodas</b>	250 Hz a 400 Hz e superior a 2 kHz	–

Fonte: Autoria própria (2020).

Para os os casos em que o ruído de impacto é gerado devido a achatamentos em rodas, Eadie, Santoro e Kalousek (2005) afirmam que a frequência varia de 50 Hz a 250 Hz, dependendo da velocidade da composição. Para este tipo de defeito, Wu e Thompson (2003) e Yang e Thompson (2014) mostram picos de NPS em frequências próximas de 300 Hz e 1.200 Hz.

Visto que o ruído de impacto é gerado por descontinuidades nas superfícies dos trilhos e rodas, é possível reduzi-lo garantindo a manutenção da via permanente e do material rodante e limitando os valores máximos tolerados para os desalinhamentos em juntas e para a profundidade do achatamento em rodas. Os achatamentos podem ser reduzidos, ou até eliminados, a partir do reperfilamento das rodas. O uso de trilhos

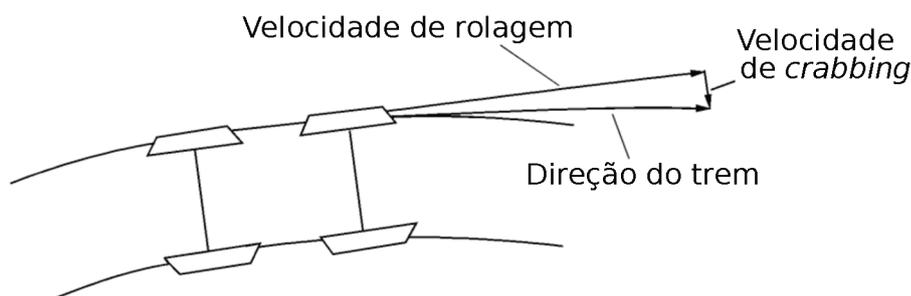
soldados também é uma alternativa pois elimina as maiores discontinuidades presentes na via, no entanto é uma solução que envolve custos altos. Uma vez que o NPS gerado no impacto depende da velocidade da composição, a limitação da velocidade de tráfego em pontos críticos pode ser usada como medida de controle de ruído paliativa até a implementação de outra solução mais efetiva. Além disso, pode-se ainda utilizar rodas resilientes ou com diâmetro maior, porém é necessário ressaltar o alto custo dispendido para adoção dessas alternativas (VÉR; VENTRES; MYLES, 1976; KALKER; PÉRIARD, 1996; SUEKI; KITAGAWA; KAWAGUCHI, 2017).

### 2.3.3 Ruído em curvas

O ruído gerado em curvas é um som tonal agudo que pode surgir quando uma composição trafega por uma curva. Ele pode ser significativamente mais alto que o ruído normal de rolagem (30 dB ou mais) e costuma ocorrer em frequências nas quais a audição humana tem maior sensibilidade, sendo, portanto, bastante incômodo para populações vizinhas à ferrovia (MEEHAN; LIU, 2018; ANDERSON *et al.*, 2008). Por vezes, é descrito como um fenômeno aleatório, cuja ocorrência é difícil de prever devido a interação de diversas variáveis (HANSON *et al.*, 2014). No entanto, sabe-se que está associado ao raio das curvas, tendo maior incidência em curvas mais acentuadas, com raios inferiores a 500 m (EADIE; SANTORO; KALOUSEK, 2005).

Alguns pesquisadores diferenciam o ruído em curvas em função de suas características. O ruído de friso (*flanging noise*) é um ruído de banda larga que surge devido a altas forças laterais e ao contato resultante entre o friso da roda e o boleto do trilho durante a passagem da composição em trechos de curva (ANDERSON *et al.*, 2008; JIANG; HANSON; DOWDELL, 2015). Já o ruído de *squeal* tem uma forte componente tonal e, segundo Heckl e Abrahams (2000), é irradiado a partir de rodeiros que são excitados pelas forças de atrito seco associadas ao deslizamento lateral das rodas sobre o boleto do trilho. Este deslocamento ocorre quando um truque com eixos paralelos rígidos contorna uma curva. Como as rodas não se alinham tangencialmente ao trilho, as rodas do eixo dianteiro tendem a sair da curva e as do eixo de traseiro tendem a entrar, como mostrado na Figura 15.

Figura 15 – Deslocamento lateral de um truque em curva.



Fonte: Heckl e Abrahams (2000).

A velocidade de uma roda é, portanto, composta pela velocidade de rolagem e pela velocidade de deslizamento lateral (*crabbing*), que é perpendicular à primeira e depende do ângulo entre roda e trilho, denominado ângulo de ataque. Este movimento induz uma força de atrito normal ao plano da roda, que excita oscilações fora do plano, ou de flexão. Uma roda em oscilação de flexão é um irradiador de ruído muito eficiente, o que justifica a alta intensidade do *squeal* (HECKL; ABRAHAMS, 2000).

Segundo Anderson *et al.* (2008), é possível, também, categorizar o ruído em curvas em função do seu mecanismo de geração. O primeiro tipo, “controlado por atrito”, é um ruído moderado associado a uma pequena proporção do material rodante, normalmente menos de 10% dos eixos. A sua mitigação é possível por meio da aplicação de modificadores de atrito nos trilhos e por alterações na tribologia que podem ser causadas por variações nas condições ambientais, por exemplo, o que justifica o seu caráter aleatório. Por isso, o mesmo trem pode passar pela mesma curva várias vezes e emitir ruídos diferentes. O segundo tipo, “controlado por direção”, é um ruído grave e comumente associado a menos de 2% dos eixos da composição. Esse som pode estar relacionado com uma dinâmica de direção (*steering*) ruim, que é detectada por sensores instalados ao lado da ferrovia, possibilitando que esses vagões sejam direcionados para manutenção. Por fim, o terceiro tipo é denominado “sistêmico” e envolve uma grande proporção de eixos da composição. Pequenos ajustes, como práticas de lubrificação dos trilhos, podem oferecer redução desse tipo de ruído. No entanto, em alguns casos, alterações significativas na via e/ou na configuração do material rodante podem ser necessárias (ANDERSON *et al.*, 2008).

Na Tabela 4, é apresentado um resumo da discussão acerca das frequências do ruído em curvas, que será detalhada na sequência.

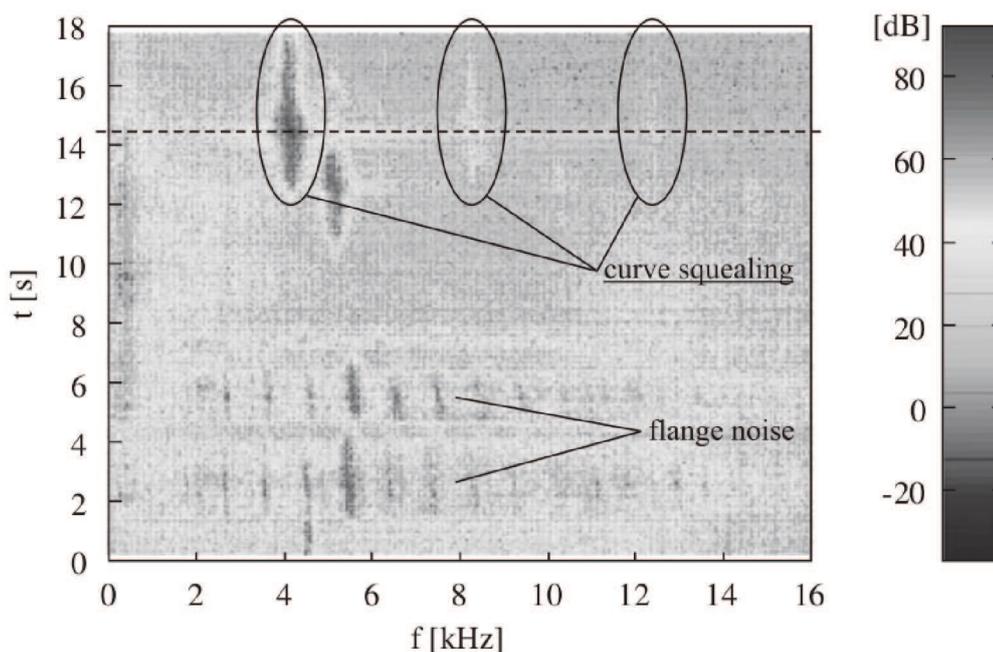
Tabela 4 – Frequências dos ruídos em curvas.

	Ruído de friso	Ruído de <i>squeal</i>
Eadie et al. (2005)	5 kHz a 10 kHz	1 kHz a 5 kHz
Glocker et al. (2009)	Ruído de banda larga	4 kHz, harmônicos em 8 kHz e 12 kHz
Hanson et al. (2014)	-	Frequência única, acima de 1,5 kHz
Jiang et al. (2015)	-	1 kHz a 6 kHz

Fonte: Autoria própria (2020).

Eadie, Santoro e Kalousek (2005) sugerem que os dois tipos de ruído abrangem diferentes faixas de frequência – entre 1 kHz e 5 kHz para o *squeal*, e de 5 kHz a 10 kHz para o ruído de friso. Hanson *et al.* (2014) e Jiang, Hanson e Dowdell (2015) também fazem esta distinção, porém definem frequências características apenas para o *squeal*. Hanson *et al.* (2014) afirmam que este é dominado por uma única frequência, geralmente acima de 1,5 kHz, enquanto que Jiang, Hanson e Dowdell (2015) definem uma faixa de frequência variando de 1 kHz a 6 kHz. O gráfico da Figura 16, elaborado por Glocker, Cataldi-Spinola e Leine (2009), mostra o espectro de frequência do ruído gerado por um trem ao passar por uma curva. Nota-se a presença do *squeal* (*curve squealing*) na frequência de 4 kHz, com harmônicos em 8 kHz e 12 kHz que indicam seu caráter não-linear. O ruído de friso (*flange noise*) pode ser observado entre 2 s e 6 s e se diferencia do *squeal* devido ao seu espectro de frequência de banda larga.

Figura 16 – Espectro de frequência do ruído gerado por um trem durante passagem em curva.



Fonte: Glocker, Cataldi-Spinola e Leine (2009).

O uso de barreiras para esse caso não é adequado pois oferece redução de apenas 10 dB, quantidade insuficiente visto que o ruído em curvas chega a ser 30 dB superior ao ruído ferroviário em geral (ANDERSON *et al.*, 2008). Por isso, na busca por soluções para o ruído em curvas, deve-se procurar atuar no controle diretamente em sua fonte, e não no caminho de propagação.

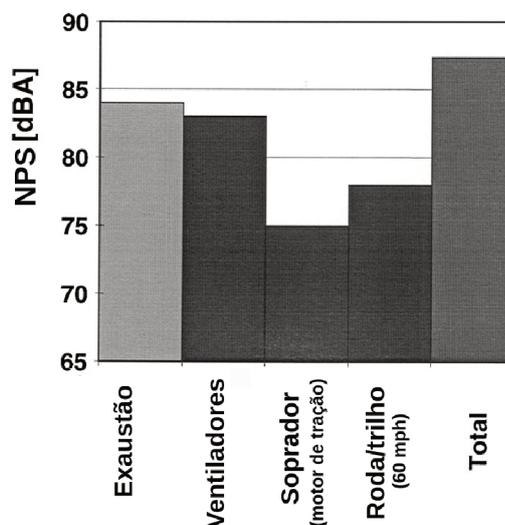
No estudo de Stanworth (1983), a incidência do *squeal* em curvas com raio de 120 m apresentou redução significativa após a instalação de sprays de água para umedecer as rodas e trilhos. Eadie, Santoro e Kalousek (2005) verificaram que o uso de modificadores de atrito pode reduzir o nível global do ruído em curvas para diferentes configurações de ferrovias. No entanto, em sistemas ferroviários para transporte de carga, a lubrificação efetiva da linha de bitola também pode ser necessária devido às altas cargas laterais, especialmente em curvas mais fechadas. Além da lubrificação da linha de bitola e modificação do atrito no boleto do trilho, Hanson *et al.* (2014) sugerem como medida para mitigação desse tipo de ruído a melhora da performance do material rodante em curvas.

#### 2.3.4 Ruído da locomotiva

O ruído da locomotiva costuma ser ignorado pois geralmente é “abafado” pelo ruído de rolagem do trem, que se sobressai em velocidades médias. O ruído de tração, portanto, passa a ser dominante especialmente em velocidades inferiores a 60 km/h, em operações de manobra ou condições de aceleração para uma larga faixa de velocidades. Dessa forma, é significativo em regiões próximas a estações ferroviárias ou pátios de manobras e em trechos de aceleração dos trens ou subidas (STANWORTH, 1983; DITTRICH; ZHANG, 2006).

As locomotivas têm diversas fontes potenciais de ruído, sendo as principais o motor e sua estrutura, os sistemas de admissão e exaustão de ar, os compressores e os ventiladores usados para refrigeração do motor (STANWORTH, 1983; DITTRICH; ZHANG, 2006; HEMSWORTH, 2008). A Figura 17 mostra dados de ruído baseados em medições realizadas na faixa de frequências de 40 Hz a 10 kHz, a cerca de 30 m de uma locomotiva de 300 HP. Nota-se, pela imagem, que o sistema de exaustão e os ventiladores tem grande contribuição para o nível de ruído total.

Figura 17 – Fontes de ruído em locomotiva diesel-elétrica SD40-2 medida a 30 m de distância e funcionando em aceleração 8 em plena carga.



Fonte: Remington, Rudd e Mason (1980), citado por Remington, Knight *et al.* (2005).

Cada uma das fontes citadas apresenta diferentes mecanismos de geração e propagação do som. No entanto, como mencionado, os ruídos provenientes da locomotiva não tem grande relevância pois geralmente ocorrem em baixas frequências e são abrandados pelo ruído dos vagões. Por isso, os mecanismos de geração de cada fonte apresentada nesta seção não serão descritos com o mesmo nível de detalhamento das seções anteriores. Segundo Dittrich e Zhang (2006), o parâmetro que mais influencia estas fontes é a rotação do eixo do motor, que nem sempre é diretamente relacionada com a velocidade do trem, como no caso de acionamentos diesel-elétricos e diesel-hidráulicos, ventiladores, compressores, geradores e outros equipamentos rotativos. Nesses casos, a rotação do eixo depende mais da potência e refrigeração demandadas do que da velocidade da composição em si. Hemsworth (2008) também afirma que a velocidade do trem não é o parâmetro dominante na geração de ruído, mas sim a potência necessária em determinadas operações.

É consenso entre os pesquisadores que o ruído da locomotiva é caracterizado por baixas frequências (LOTZ, 1977; COTANA; ROSSI, 2002; REMINGTON; KNIGHT *et al.*, 2005). Os autores divergem, no entanto, na definição da frequência dos níveis máximos de ruído. De acordo com Cotana e Rossi (2002), a frequência do principal componente do ruído das locomotivas depende da condição de operação do motor e pertence ao intervalo de 31,5 Hz a 63 Hz. Já Remington, Knight *et al.* (2005) afirma que os níveis máximos ocorrem entre 40 Hz e 150 Hz.

Para reduzir o ruído gerado pelo sistema de exaustão, uma das principais fontes de ruído na locomotiva, é possível utilizar diversos tipos de silenciadores, desenvolvidos há mais de trinta anos. Cotana e Rossi (2002) propuseram um sistema baseado

em técnicas de controle ativo de ruído. O protótipo original consiste em um silenciador eletrônico que funciona juntamente com o silenciador passivo tradicional, proporcionando efeitos significativos para frequências entre 31,5 Hz e 63 Hz. Remington, Knight *et al.* (2005) propôs o controle desse tipo de ruído a partir de uma combinação de tratamentos passivos e ativos, e um silenciador de escape resistivo. A solução proposta é capaz de reduzir cerca de 10 dB para frequências entre 25 Hz e 200 Hz.

Embora equipamentos de substituição de baixo ruído, como ventiladores, estejam disponíveis, é provável que, a curto e médio prazo, a redução do ruído seja possível apenas quando houver a opção de substituir a locomotiva por uma menos ruidosa. Para que isso seja viável, deve haver uma locomotiva mais silenciosa em uso na rede e deve ser possível transferir as tarefas dessa locomotiva de uma rota para outra. Logo, o efeito de redirecionar a locomotiva mais barulhenta precisará ser avaliado. O cenário mais provável é que, quando o ruído da locomotiva tiver contribuição significativa para o ruído em um pátio de manobras, por exemplo, será necessário seguir uma estratégia a longo prazo para o projeto e introdução de locomotivas mais silenciosas (HEMSWORTH, 2008).

### 2.3.5 Ruído de frenagem

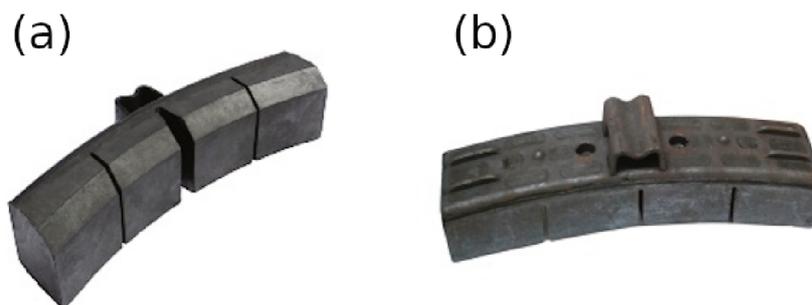
Durante a frenagem, tanto para parada total quanto para redução de velocidade, trens de carga podem emitir um som semelhante ao *squeal* em curvas. Este ruído é atribuído às vibrações instáveis geradas pelo atrito que ocorre entre as rodas e sapatas – ou disco, dependendo do sistema utilizado – durante a aplicação do freio (JANSEN; DITTRICH; SIKMA, 2008; JIANG; HANSON; DOWDELL, 2015; WANG *et al.*, 2017).

Jansen, Dittrich e Sikma (2008) e Zhang, Li *et al.* (2017) afirmam que a faixa de frequências desse tipo de ruído é ampla, por vezes contendo tons de alta frequência que são induzidos pela excitação da roda, que é gerada pelo seu deslizamento. Segundo Wang *et al.* (2017), as componentes deste ruído podem ser classificadas como sendo de baixa frequência – entre 100 Hz e 1.000 Hz – ou como *squeal* de alta frequência – 1.000 Hz a 12.000 Hz –, sendo este objeto de estudo por pesquisadores devido ao tom agudo e alta intensidade sonora. Já Zhang, Li *et al.* (2017) classifica como ruído de vibração as componentes de frequência inferior a 500Hz, e como *squeal* aquelas superiores a este valor.

A frenagem por sapatas de ferro fundido é o sistema mais usado em trens de carga. Utilizar sapatas fabricadas em material compósito é uma forma de reduzir o ruído durante a frenagem, seja em parada total da composição ou apenas para redução de velocidade (JANSEN; DITTRICH; SIKMA, 2008; SHCHURYK, 2015; ZVOLENSKÝ *et al.*, 2017). Um projeto de pesquisa desenvolvido pela International Union of Railways (UIC) avaliou o efeito de dois tipos de sapatas fabricadas em material compósito no ruído de frenagem. Foram testadas sapatas em material compósito do tipo LL e tipo K,

apresentadas na Figura 18, e ambas possibilitaram uma redução de ruído entre 8 dB e 10 dB. No entanto, o uso de sapatas tipo K em vagões que já estão em circulação é inviável pois são necessárias adaptações que resultam em custos extras. Seu uso em vagões novos, porém, é vantajoso, visto que oferecem melhor desempenho de frenagem com custo similar às fabricadas em ferro fundido (OERTLI; HUBNER, 2008).

Figura 18 – Sapatas fabricadas em material compósito pela Frenoplast (a) tipo LL (a) e (b) tipo K.



Fonte: Frenoplast (2009).

De acordo com Jiang, Hanson e Dowdell (2015), a escolha da solução depende do mecanismo de geração dominante e pode envolver, além do uso de sapatas fabricadas em materiais alternativos, o projeto de dispositivos de freio visando a remoção de ressonâncias, programas de capacitação do maquinista ou controle eletrônico para garantir aplicações de freio mais uniformes. Shchuryk (2015) aponta como alternativa o uso da frenagem a disco, que evita o desgaste da superfície de rolamento da roda, atuando também no controle do ruído de rolagem. No entanto, o custo da adaptação dos vagões para receber este sistema é alto, tornando-o uma solução de aplicação viável apenas em vagões novos. No trabalho de Wang *et al.* (2017), são citados parâmetros que podem ser modificados para reduzir o ruído de frenagem no sistema a disco, como a forma geométrica e material das pastilhas de freio.

### 2.3.6 Outras fontes de ruído

Além daquelas já descritas neste estudo, outras fontes de ruído estão presentes em sistemas ferroviários. Porém, não são relevantes em trens de carga ou são relacionadas à segurança, não cabendo, portanto, atuação no sentido de mitigá-las. O som produzido pelas buzinas das locomotivas, por exemplo, é incômodo para a população que vive perto da ferrovia. No entanto, é um item necessário para garantir a operação segura do sistema (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2017).

O ruído gerado pelo escoamento de ar sobre a superfície dos trens é denominado ruído aerodinâmico e se torna significativo apenas em altas velocidades – geralmente acima de 250 km/h, dependendo do veículo. À medida em que a velo-

cidade da composição aumenta, o fluxo de ar sobre o trem gera turbulências em sua superfície, que levam ao surgimento de vibrações e consequente irradiação sonora (HEMSWORTH, 2008; IGLESIAS; THOMPSON; SMITH, 2017; LEŠTINSKÝ; ZVOLENSKÝ, 2019). Assim, este tipo de ruído não é relevante para trens de carga, que costumam operar em velocidades mais baixas.

## 2.4 NORMAS E TÉCNICAS DE MEDIÇÃO DE RUÍDO FERROVIÁRIO

Ao medir o nível de ruído emitido pela passagem de um trem, podem ocorrer diferenças devido a temperatura, umidade, ventos, velocidade das composições, geometria dos trilhos e rodas, entre outros efeitos que dificultam a reprodução dos testes (DITTRICH; JANSSENS, 2000; THOMPSON, 2009). Por conta disso, organizações de padronização desenvolveram normas para fixar as condições necessárias para mensurar os níveis de ruído emitidos por sistemas de transporte.

A International Organization for Standardization (ISO) é responsável pela ISO 3095:2005, norma que especifica as condições necessárias para obtenção de resultados de medição de nível e espectro de ruído ferroviário possíveis de reproduzir e comparar. Esse padrão é aplicado a todos os tipos de veículos que operem sobre trilhos ou outros tipos de via fixa, com exceção de veículos utilizados na manutenção da via permanente (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2005).

No Brasil, a norma mais comumente utilizada para medição de ruído de fontes móveis é a NBR 10151/2000, desenvolvida pela Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). Ela fixa as condições necessárias para avaliação da aceitabilidade do ruído em comunidades, especificando o método de medição, aplicação de fatores de correção e comparações dos níveis corrigidos. A norma ainda fornece especificações para calibração dos medidores e fatores de correção para ruídos com características especiais, porém não se refere especificamente a sistemas de transporte (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2000).

A Companhia Ambiental do Estado de São Paulo (CETESB) desenvolveu um procedimento para avaliação de níveis de ruído em sistemas lineares de transporte. Bastante similar à NBR 10151/2000, a norma utiliza especificações parecidas para medidores e calibradores e as mesmas distâncias de medição. A CETESB DD 100 orienta, ainda, que as medições sejam feitas durante a operação normal do sistema e que sejam iniciadas no instante em que o ruído da composição se tornar claramente audível, e encerradas após a passagem, quando o ruído não for mais audível (COMPANHIA AMBIENTAL DO ESTADO DE SÃO PAULO, 2009).

A norma ABNT NBR 16425, em vigor desde 2016, aborda os aspectos gerais para medição e avaliação de níveis de pressão sonora provenientes de sistemas de transportes. Ela descreve a instrumentação que deve ser utilizada, sua calibração e ajuste em campo, as condições gerais de medição e descritores sonoros para análise

dos sons. A Parte 4 dessa norma diz respeito, especificamente, à medição de ruído gerado por sistemas ferroviários e esteve em consulta pública no ano de 2017, porém ainda não entrou em vigor. Essa parte da norma define os descritores sonoros para análise do NPS gerado em ferrovias, o procedimento de medição a ser executado, bem como a avaliação e orientação sobre os limites de ruído permitidos (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2016)

Pesquisadores vem buscando aprimorar essas metodologias, propondo outras técnicas de medição. Nesse contexto, surgiu o MetaRail, projeto de pesquisa desenvolvido com o objetivo de propor procedimentos e métodos para reduzir erros sistemáticos e aumentar a reprodutibilidade desses testes (KALIVODA; KUDRNA; PRESLE, 2003).

O relatório final do projeto apresenta diversas orientações e metodologias que podem ser utilizadas a fim de aprimorar as normas vigentes. Uma das possibilidades é reduzir a distância na qual a medição é realizada para diminuir a influência de vagões adjacentes. Para reduzir variações no nível de ruído causadas por diferentes velocidades e pela transmissão sonora no local, pode-se utilizar múltiplas seções de medição ao longo da via, reduzindo o número de passagens da composição necessárias para caracterizar o ruído (WIRNSBERGER *et al.*, 1999).

Além disso, um sistema de medição de antena, apresentado na Figura 19, foi adaptado especificamente para aplicações de ruído ferroviário. As antenas (conjunto de microfones) criam um mapa acústico, fornecendo uma forma de visualizar a intensidade do som perto do trem, permitindo localizar suas fontes e quantificá-las. A reflexão do solo, a distribuição de fontes na parte superior do trem na presença de fontes concentradas em rodas e trilhos e a curta distância até a fonte limitam o uso desse sistema em ferrovias. Também são encontradas limitações de resolução em baixas frequências ou para fontes próximas, como rodas e trilhos. No entanto, o sistema é viável para determinar a emissão de ruído de determinada roda, da superestrutura, e para localizar fontes na superestrutura (DITTRICH; JANSSENS, 2000).

Figura 19 – Matriz de microfones.



Fonte: Thompson, Squicciarini *et al.* (2018).

Thompson, Squicciarini *et al.* (2018) realizaram testes em campo a fim de comparar o desempenho dos métodos existentes para separação das fontes do ruído de rolagem. Os valores de referência da contribuição do trilho e das rodas para o nível de ruído global foram estimados pelo Track–Wheel Interaction Noise Software (TWINS), um *software* criado com o objetivo avaliar diferentes tipos de rodas e trilhos em relação à geração de ruído. Foram testados seis métodos: extração de assinaturas de onda usando matriz de microfones, técnica de formação de feixes, método de separação de múltiplas entradas e saídas únicas, modelos de irradiação do TWINS, método de análise avançada do caminho de propagação e método de análise de passagem. A maioria deles pode obter a contribuição dos trilhos para o nível de ruído ruído com precisão satisfatória.

Análises mais detalhadas de outras fontes de ruído requerem métodos diferentes. Fontes estacionárias, como compressores e ventiladores do motor, são medidas nos pátios com procedimentos padrão para determinar o Nível de Potência Sonora (NWS) a partir de medições do nível de pressão sonora. Fontes altas, como pantógrafos, são medidas no teto da locomotiva ou em vias equipadas com barreiras, que fornecem uma blindagem das fontes mais baixas. (KURZE, 1996; LICITRA *et al.*, 2016).

## 2.5 ESTADO DA ARTE DE MODELOS ANALÍTICOS PARA PREVISÃO DE RUÍDOS FERROVIÁRIOS

A modelagem analítica da interação entre roda e trilho pode ser feita no domínio do tempo ou da frequência. Neste caso, assume-se um sistema linear e utiliza-se fun-

ções de resposta em frequência, como receptâncias ou impedâncias para representar o comportamento dinâmico do veículo, da via e da área de contato entre eles. Caso se deseje considerar as não-linearidades do sistema, pode-se modelar a emissão de ruído no domínio do tempo. Este tipo de modelo, no entanto, é mais exigente em termos computacionais (PIERINGER, 2013).

Nesta seção será apresentado o estado da arte de estudos relacionados à modelagem do ruído gerado pelo tráfego ferroviário e sua validação experimental. Serão abordados o ruído de impacto, ruído em curvas e ruído de rolagem, tópicos de interesse desta pesquisa.

### 2.5.1 Modelos para previsão do ruído de impacto

A partir da geometria, da cinemática e da dinâmica do sistema roda/trilho, Vér, Ventres e Myles (1976) desenvolveram modelos analíticos que identificam as principais variáveis que controlam a geração do ruído de impacto por irregularidades nas superfícies desses componentes. Como a dinâmica do impacto depende da configuração da via, se é rígida ou elástica, esses casos são tratados separadamente. Os autores estabeleceram o conceito de velocidade crítica, acima da qual ocorre perda de contato entre roda e trilho, e desenvolveram equações simples para o cálculo da velocidade crítica, do impulso e do NPS de pico em função da velocidade da composição. Essas equações foram elaboradas para cinco tipos de irregularidades, compreendendo juntas com desnível vertical, espaçamento entre trilhos e achatamento em rodas. Os resultados sugerem que o modelo analítico proposto é seguro.

Este modelo foi aprimorado por Remington, Dixon e Wittig (1984), que estimaram um espectro de rugosidade equivalente às juntas e aos achatamentos. Dessa forma, pode-se compará-los com espectros de rugosidade medidos em rodas e trilhos sem irregularidades significativas e assim determinar o potencial de geração de ruído de uma descontinuidade. A validação do modelo foi feita em uma pista de testes com microfones montados na carroceria do vagão e também com microfones posicionados a diferentes distâncias da via, em uma altura de 1,20 m. Os valores previstos apresentaram boa concordância com as medições realizadas em campo. As discrepâncias observadas são justificadas pelas condições da pista de teste, e os autores afirmam que este modelo é uma ferramenta razoável para o projeto e avaliação de novos tratamentos para controle de ruído.

Wu e Thompson (2003) modelam, no domínio do tempo, os impactos gerados durante a passagem de um trem sobre juntas ferroviárias. As forças de impacto são transformadas para o domínio da frequência e convertidas em um espectro de rugosidade equivalente, de maneira similar ao proposto por Remington, Dixon e Wittig (1984). Neste caso, porém, o espectro é utilizado como dado de entrada no *software* TWINS.

O modelo híbrido proposto por Xiao, Jin e Sheng (2008) descreve o ruído emi-

tido pela roda devido ao impacto gerado em juntas. Ele consiste em um modelo de interação dinâmica veículo/via acoplado que trabalha no domínio do tempo e um modelo vibroacústico, no domínio da frequência, de elementos finitos e elementos de contorno para a roda. Os resultados sugerem que o modelo pode ser considerado adequado para prever a irradiação sonora da roda devido ao impacto.

Yang, Boogaard *et al.* (2018) utilizam um modelo baseado na técnica de elementos finitos para simular vibrações e ruídos de impacto de alta frequência gerados em uma junta isolada. A validação é feita por um teste de martelo e por uma medição realizada durante a passagem de um trem. Os resultados indicam que o modelo proposto pode efetivamente reproduzir vibrações e ruídos de impacto de até 10 kHz.

O impacto entre roda e trilho causado por achatamentos em rodas foi estudado por Mazilu (2007) utilizando o método da função Green para resolver as equações de movimento. Apesar de não abordar o ruído, essa análise no domínio do tempo pode ser utilizada para esta finalidade a partir do uso de espectros da força de impacto.

O modelo numérico de Yang e Thompson (2014) para previsão da vibração e ruído causados por achatamentos na roda também trata a interação roda/trilho no domínio do tempo, utilizando um modelo numérico não-hertziano que descreve o contato entre as duas superfícies. Para previsão do ruído, a força de interação roda/trilho foi transformada para o domínio da frequência e convertida em um espectro de rugosidade equivalente, que é então usado em um modelo linear para prever o NPS. A comparação com os cálculos realizados de forma direta mostrou que a abordagem híbrida proposta é adequada para previsão desse tipo de ruído.

### 2.5.2 Modelos para previsão do ruído em curvas

Rudd (1976) apresenta um modelo analítico para previsão do nível de pressão sonora do ruído de *squeal* gerado em curvas. Esse tipo de ruído é causado por um mecanismo de deslizamento que, de acordo o autor, pode ser descrito como um amortecimento negativo. Se esse amortecimento negativo exceder o amortecimento natural positivo da roda, qualquer vibração, uma vez iniciada, irá crescer e produzir o *squeal*. O fenômeno é de instabilidade da vibração da roda, e não de amplificação ressonante: existe apenas uma gama limitada de condições sob as quais a vibração é instável e, portanto, sob a qual o ruído pode ocorrer. Esse modelo foi desenvolvido com o objetivo de identificar essas condições, prever os níveis de pressão sonora e compreender quais parâmetros devem ser modificados para evitar a ocorrência do ruído. A validação experimental foi realizada em uma pista de testes, pela qual um veículo ferroviário, com um microfone acoplado em sua lateral, trafegava pelas curvas em diferentes velocidades. Segundo os autores, a diferença entre o NPS medido e aquele previsto pelo modelo é justificada pelas condições da via e pela distância entre o microfone e a roda que gera o *squeal*.

Este modelo também foi validado por Ruiten (1988). Neste caso, as medições foram realizadas em três cidades, com sete tipos de trams circulando em vias de diferentes configurações. O microfone foi posicionado no primeiro eixo embaixo do primeiro truque dos trams. Além do ruído, foi registrada a velocidade da composição e sua localização. A partir desses resultados, foi analisada a influência dos parâmetros mais importantes para ocorrência e para o nível do ruído em curvas.

Desde então, diversos modelos, cada vez mais sofisticados, consistindo em vários submodelos, foram publicados (HECKL; ABRAHAMS, 2000). Estes tomam partes do modelo de Rudd (1976) como base, porém não são puramente analíticos.

O modelo de Schneider, Popp e Irretier (1988), por exemplo, é constituído por três partes. Na primeira, as vibrações naturais de flexão da roda são calculadas utilizando elementos finitos. Na segunda parte, as oscilações forçadas e autossustentadas são determinadas usando técnicas de expansão modal. A terceira parte, por fim, descreve o cálculo da pressão e potência sonora geradas pela oscilação das rodas.

Fingberg (1990) analisa o *squeal* desde sua fonte até o receptor utilizando técnicas como elementos finitos e elementos de contorno. Os resultados numéricos são comparados com medições feitas usando uma roda de aço fabricada em escala 1:5. O campo sonoro espacial de diversas formas modais é determinado em uma sala com isolamento acústico, medindo-se a pressão sonora em diferentes pontos de uma meia esfera ao redor da roda. Segundo o autor, os resultados convergem qualitativamente com o conhecimento acerca deste tipo de ruído.

Heckl e Abrahams (2000) modelam a geração do *squeal* considerando um disco com vários modos de vibração fora do plano, excitados em um ponto em sua borda por uma força de atrito que depende da velocidade desse disco. As simulações numéricas realizadas produziram históricos de tempo que mostram fenômenos transitórios, como crescimento de amplitude e o início de ciclos limites. Apesar de não realizarem a validação experimental do modelo, os autores afirmam que os resultados estão em concordância com aqueles obtidos por Remington, Rudd e Vér (1975).

O modelo proposto por De Beer *et al.* (2000) trata o *squeal* no domínio da frequência, tomando como base uma combinação de modelos existentes para mecânica de contato, dinâmica de contato, dinâmica de roda e dinâmica ferroviária. Em sua validação, foi usado um modelo em escala 1:3 de uma roda rolando sobre outra, que representa o trilho; a geração do *squeal* foi alcançada ao se desalinhar os eixos de ambas as rodas (JANSSENS *et al.*, 2000).

Pieringer (2014) propôs modelar a interação roda/trilho em curvas no domínio do tempo. Essa abordagem inclui o acoplamento entre as direções normal e tangencial e descreve a roda e o trilho como sistemas lineares usando funções de resposta ao impulso pré-calculadas, derivadas de modelos de elementos finitos. O modelo é avaliado considerando atrito constante, utilizando perfis reais de roda e trilho medidos. Os

resultados apresentaram boa concordância com estudos publicados anteriormente e sugerem que oscilações do tipo *stick-slip* também ocorrem no caso de atrito constante. A ocorrência e amplitude dessas oscilações são influenciadas pela escolha do deslizamento lateral (*lateral creepage*), pelo valor do coeficiente de atrito e pela posição de contato lateral na pista de rolamento da roda.

Meehan e Liu (2018) investigaram a amplitude de vibração e do NPS do ruído em curvas usando um modelo matemático que integra a mecânica da curva e a mecânica de contato com a vibração modal da roda. A verificação do modelo é feita por meio de um equipamento de testes que consiste em dois discos em contato, e também por medições realizadas em campo. A tendência do NPS converge com a registrada em várias velocidades de deslizamento lateral (*crabbing*) – que é proporcional ao ângulo de ataque – para o equipamento de testes operando em diferentes velocidades. Além disso, é realizada uma verificação adicional utilizando dados de ruído registrados em em uma curva de 300 m. A solução analítica fornece informações sobre os motivos pelos quais o NPS aumenta com a velocidade do deslizamento lateral, ou ângulo de ataque, e como sua amplitude é afetada pelos parâmetros que influenciam o *squeal*.

### 2.5.3 Modelos para previsão do ruído de rolagem

O primeiro modelo analítico para previsão do ruído de rolagem foi desenvolvido por Remington, Rudd e Vér (1975) e serviu de base para a elaboração dos modelos subsequentes. Nele, o nível de ruído é calculado em função da rugosidade dos trilhos e rodas levando em consideração a posição do receptor em relação ao trem e as propriedades dinâmicas do trilho e da roda. O espectro do NPS em bandas de 1/3 de oitava é obtido calculando-se o nível global de ruído a partir das contribuições do trilho e das rodas em cada banda de frequência. Para validar o modelo, as rugosidades dos trilhos e rodas foram medidas e usadas no cálculo analítico do NPS, cujo valor foi comparado com aqueles obtidos em medições realizadas em uma pista de testes, com o microfone acoplado ao veículo.

Este modelo serviu de base para a elaboração de novas propostas como o TWINS, já mencionado no texto. Este não é um modelo totalmente analítico pois utiliza a técnica de elementos finitos em sua metodologia. Uma série de experimentos foi realizada para validar o *software* proposto para uma série de situações convencionais. O NPS foi registrado durante a passagem da composição por um microfone posicionado ao lado da via em diferentes alturas, e a rugosidade das rodas e trilhos foi medida por um transdutor de deslocamento e utilizada como dado de entrada (THOMPSON; HEMSWORTH; VINCENT, 1996). Desde então, modificações vêm sendo feitas no modelo a fim de melhorar sua precisão (JONES; THOMPSON, 2003).

Hardy, Jones e Turner (2006) discutem o método desenvolvido em 1995, no Reino Unido, para calcular o ruído gerado por ferrovias. O método original considera

trilhos novos e lisos, desprezando a contribuição da rugosidade superficial para a geração do ruído. Por esse motivo, os autores desenvolveram correções para que o método de cálculo reflita as condições reais das ferrovias, aprimorando sua precisão.

Mazilu (2013) propôs outro modelo para previsão do ruído de rolagem com base no trabalho de Remington, Rudd e Vér (1975). Ele também considera a contribuição dos trilhos e rodas para emissão de ruído separadamente. Os cálculos descritos são simples, porém diversos termos das equações são deixados sem explicações e não se tem informações detalhadas sobre a precisão do modelo proposto.

Jiang, Meehan *et al.* (2014) estudaram a relação entre o crescimento da rugosidade das rodas e trilhos e o aumento do ruído de rolagem. Em seu estudo, é realizada a validação experimental de um *software* que prevê o crescimento da rugosidade e o aumento correspondente no nível de ruído. Este modelo foi desenvolvido com base no TWINS e também utiliza a metodologia de elementos finitos, não sendo, portanto, totalmente analítico. Para sua validação, foram realizadas campanhas de medição da rugosidade dos trilhos em um período de 8 meses utilizando um Carrinho de Análise de Corrugação (CAT). No caso das rodas, foi estimado um espectro médio de rugosidade de rodas europeias. O NPS foi registrado por um microfone posicionado ao lado da via durante a passagem de diferentes tipos de veículos, com velocidades variando entre 60 km/h e 85 km/h. As campanhas de medição de ruído foram feitas logo após cada campanha de medição de rugosidade.

Os efeitos da rugosidade dos trilhos em trechos de reta e curva no ruído de rolagem também foram investigados experimentalmente por Sadeghi e Hasheminezhad (2016). O ruído foi registrado durante a passagem de um veículo ferroviário em um teste em campo realizado com base na norma ISO 3095, e a rugosidade foi medida por meio de um método indireto, eficaz e de baixo custo, desenvolvido pelos autores. Um filtro *Butterworth* foi utilizado para distinguir o ruído de rolagem do ruído total e para extrair alguns sinais de rugosidade. Os resultados obtidos proporcionam melhor compreensão da relação entre rugosidade e ruído e podem ser usados para validar os modelos de previsão de ruído de rolagem do trilho existentes.

Neste estudo, propõe-se selecionar três modelos de previsão de ruídos ferroviários, sendo estes modelos puramente analíticos, de fácil implementação. O objetivo é avaliá-los com relação à precisão, comparando os valores de NPS estimados, teóricos, e os valores experimentais registrados em campo, além de verificar a influência de alguns parâmetros no nível de pressão sonora gerado.

### 3 METODOLOGIA

A abordagem científica no estudo da emissão de ruído em ferrovias pode ser definida em diferentes níveis: uma investigação teórica das fontes de ruído e seus caminhos de propagação, a simulação e modelagem da propagação do ruído e seu impacto ambiental, a verificação da teoria e modelagem computacional a partir de pesquisas experimentais, e a elaboração de procedimentos e métodos para redução do ruído ferroviário (ZVOLENSKÝ *et al.*, 2017).

O objetivo desta pesquisa é verificar a possibilidade de se aplicar, em sistemas ferroviários de transporte de cargas, os modelos analíticos para previsão do ruído de rolagem, de impacto e em curvas propostos por Remington, Rudd e Vér (1975), Vér, Ventres e Myles (1976) e Rudd (1976), respectivamente. Para tanto, faz-se uso dos três primeiros níveis citados por Zvolenský *et al.* (2017): o estudo das fontes de ruído, a modelagem do NPS gerado e a verificação experimental dos modelos estudados.

Primeiro, foi feita uma busca na literatura sobre o tema com a finalidade de identificar os tipos e fontes de ruído existentes em ferrovias de carga, conhecer suas características e compreender seus mecanismos de geração. Durante esse estudo, foram identificados também os modelos já desenvolvidos para previsão do nível de ruído e são estudadas as técnicas e normas existentes para aferir o NPS em ferrovias.

A partir da revisão bibliográfica, são selecionados três modelos analíticos, um para previsão do ruído de rolagem, um para previsão do ruído de impacto e outro para previsão do ruído em curvas. Em seguida, é feito um levantamento dos dados necessários para realizar a previsão de ruído conforme cada modelo. As informações relativas à geometria e massa dos veículos ferroviários são obtidas a partir de catálogos, folhas de dados ou contato com os fabricantes de seus componentes. Já os dados referentes à via permanente comumente são tabelados para o tipo de trilho. Para determinados parâmetros, que serão especificados no texto, são utilizados valores típicos encontrados na literatura ou indicados pelos autores dos modelos.

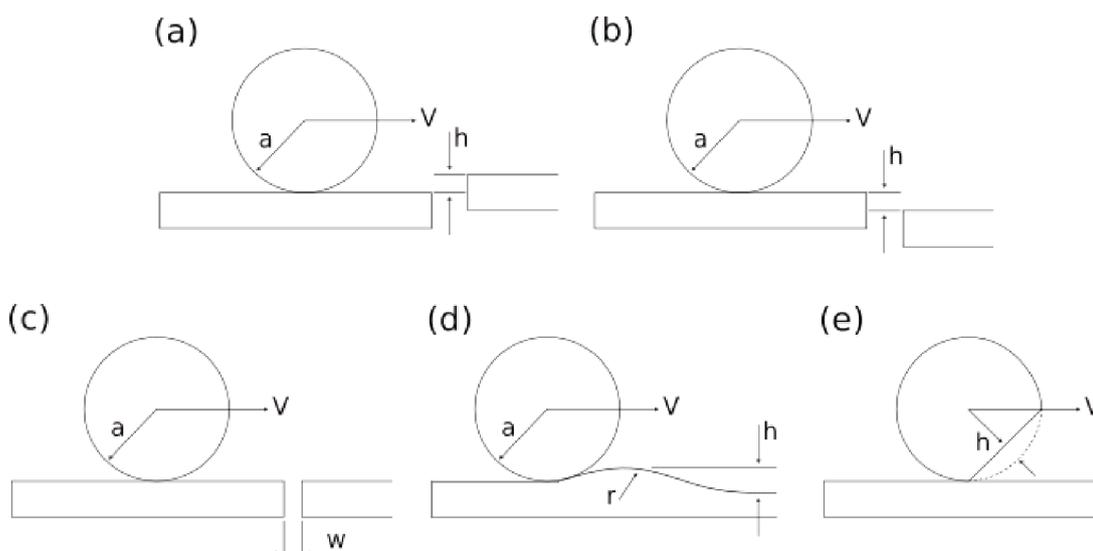
Cada modelo analítico é implementado separadamente em um código computacional no *software* Octave versão 4.2.2 (EATON *et al.*, 2017) para possibilitar a avaliação dos parâmetros que influenciam o NPS gerado de acordo com o tipo de ruído e para se ter ideia da precisão dos modelos. A validação experimental é realizada por meio de medições de ruído feitas em campo durante a passagem de composições.

A seguir, serão descritos com maior detalhamento os modelos analíticos utilizados para previsão do ruído, bem como os materiais e métodos usados para a validação experimental de cada um deles.

### 3.1 PREVISÃO DO RUÍDO DE IMPACTO

Para estimar o ruído de impacto, optou-se pelo modelo de Vér, Ventres e Myles (1976), considerando a via permanente como elástica. Conforme mencionado no capítulo anterior, o modelo trata a dinâmica do impacto em função da configuração da via, que influencia também o cálculo da velocidade crítica, acima da qual ocorre perda de contato entre roda e trilho. O modelo fornece equações para o cálculo da velocidade crítica e do impulso para cinco tipos de irregularidades, apresentadas na Figura 20, sendo (a) junta em degrau ascendente, (b) junta em nível, (c) junta em nível, (d) irregularidade suave e (e) achatamento em rodas. Além disso, são apresentados gráficos que relacionam a velocidade da composição ao NPS de pico no impacto.

Figura 20 – Geometrias das discontinuidades em trilhos e rodas estudadas por Vér, Ventres e Myles (1976). (a) Junta em degrau ascendente (b) Junta em nível (c) Junta em nível (d) Irregularidade suave (e) Achatamento em rodas.



Fonte: Adaptado de Vér, Ventres e Myles (1976).

A Equação (6) é utilizada para calcular a velocidade crítica em vias rígidas ( $V_{CR}$ ) no caso de juntas em degrau descendente e em nível. Nessas situações, a velocidade crítica é função do raio da roda ( $a$ ), da aceleração gravitacional ( $g$ ), da massa do veículo suportada por cada roda ( $M$ ), e da massa da roda ( $m$ ).

$$V_{CR} = \left[ ag \left( 1 + \frac{M}{m} \right) \right]^{1/2} \quad (6)$$

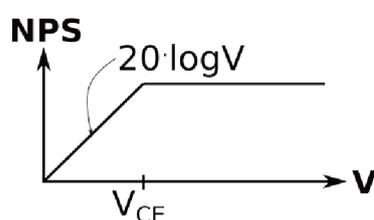
No caso de vias elásticas, a velocidade crítica em juntas em degrau descendente e em nível é calculada pela Equação (7). Ela depende da velocidade crítica em vias rígidas ( $V_{CR}$ ), da massa do trilho por unidade de comprimento ( $\rho_l$ ) e de um parâmetro  $\beta = (K/4EI)^{1/4}$ . Nesta expressão,  $K$  é o módulo de via, definido por Spada (2003, p. 13) como “uma medida vertical da rigidez do apoio do trilho”, ou seja, a força por

unidade de comprimento necessária para produzir um deslocamento vertical unitário do trilho;  $E$  é o módulo de elasticidade do trilho e  $I$  é o momento de inércia de sua seção transversal.

$$V_{CE} = V_{CR} \left( 1 + \frac{m\beta}{\rho_l \frac{2}}{2} \right)^{1/2} \quad (7)$$

O NPS de pico do impacto para juntas em degrau descendente cresce de acordo com a expressão  $20 \log V$  e atinge seu valor máximo quando alcança a velocidade crítica para vias elásticas ( $V_{CE}$ ), como mostra a Figura 21 (VÉR; VENTRES; MYLES, 1976).

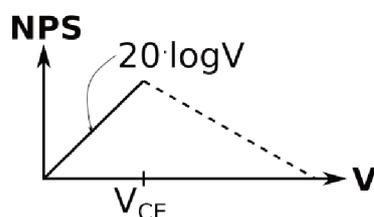
Figura 21 – Variação do nível de pressão sonora em função da velocidade da composição para juntas em degrau descendente.



Fonte: Adaptado de Vér, Ventres e Myles (1976).

Juntas em nível crescem da mesma forma em função da velocidade até atingir a velocidade crítica  $V_{CE}$  (Figura 22). A partir desse valor de velocidade, não se conhece o comportamento do NPS de pico. Por esse motivo, a linha passa a ser tracejada (VÉR; VENTRES; MYLES, 1976).

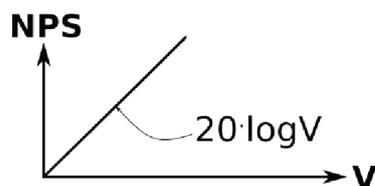
Figura 22 – Variação do nível de pressão sonora em função da velocidade da composição para juntas em nível.



Fonte: Adaptado de Vér, Ventres e Myles (1976).

A junta em degrau ascendente, especificamente, não tem velocidade crítica e, em teoria, é a geometria que gera os maiores níveis de ruído (VÉR; VENTRES; MYLES, 1976). O gráfico apresentado na Figura 23 mostra a variação do NPS de pico em função da velocidade da composição para este tipo de junta. Nota-se que o nível de ruído cresce com a velocidade  $V$  da composição de acordo com a expressão  $20 \log V$  sem atingir um nível máximo no qual se limita.

Figura 23 – Variação do nível de pressão sonora de pico em função da velocidade da composição para juntas em degrau ascendente.



Fonte: Adaptado de Vér, Ventres e Myles (1976).

No presente estudo, são abordadas apenas as juntas em degrau ascendente e descendente e juntas niveladas horizontalmente, com espaçamento entre trilhos. Os casos de achatamento em rodas não serão tratados visto que a validação do modelo é feita durante a operação normal da ferrovia, o que dificulta a identificação da roda achatada, além de não se ter conhecimento da geometria deste defeito. Irregularidades suaves em trilhos também não serão discutidas devido à dificuldade de se obter dados precisos sobre sua geometria.

Vér, Ventres e Myles (1976) não especificam como deve ser feito o cálculo do NPS do ruído de impacto, apenas mostram a sua variação em função da velocidade da composição. Optou-se por utilizar a equação citada por Thompson (2009) para previsão do nível de ruído ferroviário (Equação (8)). A previsão do NPS de pico do ruído de impacto ( $NPS_{\text{impacto}}$ ), portanto, foi feita com base em um dado conhecido de velocidade ( $V_{\text{ref}}$ ), registrado durante a passagem de um trem, e NPS de impacto correspondente ( $NPS_{\text{ref}}$ ) também medido em campo. Nota-se, a partir dos gráficos apresentados nas Figuras 21, 22 e 23 que o nível de ruído de impacto cresce de acordo com a expressão  $20 \log V$ . Por esse motivo, atribuiu-se valor igual a 20 para o fator  $N$ .

$$NPS_{\text{impacto}} = NPS_{\text{ref}} + N \cdot \log \frac{V}{V_{\text{ref}}} \quad (8)$$

Os valores de velocidade crítica para vias rígidas e elásticas foram calculados a partir dos valores apresentados na Tabela 5. As rodas consideradas no estudo foram rodas D-29 em segunda vida – ou seja, após seu primeiro reperfilamento –, com raio de 0,3625 m e massa de 308 kg. A massa do veículo suportada por cada roda foi obtida dividindo-se a massa média dos vagões, 73,1 t, pelo número de rodas em um vagão com dois truques, cada um com dois rodeiros, resultando em 8 rodas. A massa do trilho por unidade de comprimento, o momento de inércia de sua seção transversal e o módulo de elasticidade do material são valores tabelados em função do tipo de trilho; neste caso, foi considerado um trilho TR-37. O valor de 10 MPa para o módulo de via ( $K$ ) foi obtido a partir do trabalho de Bastos (1999), considerando uma via de baixa qualidade, em más condições de conservação.

Tabela 5 – Valores utilizados como dados de entrada para previsão do ruído de impacto.

Variável	Valor	
Aceleração da gravidade ( $g$ )	9,81	m/s <sup>2</sup>
Raio da roda ( $a$ )	0,3625	m
Massa da roda ( $m$ )	308,00	kg
Massa do veículo suportada por cada roda ( $M$ )	9.125,00	kg
Massa do trilho por unidade de comprimento ( $\rho_l$ )	37,10	kg/m
Momento de inércia da seção transversal do trilho ( $I$ )	$951,10 \cdot 10^{-8}$	m <sup>4</sup>
Módulo de elasticidade do trilho ( $E$ )	$2,10 \cdot 10^6$	Pa
Módulo de via ( $K$ )	$10 \cdot 10^6$	Pa

Fonte: Autoria própria (2020).

A Equação (8) foi implementada em uma rotina computacional conforme os gráficos elaborados por Vér, Ventres e Myles (1976) para cada junta estudada, juntamente com o cálculo da velocidade crítica em via rígida e elástica. O valor previsto pelo modelo foi comparado com o NPS registrado em campo durante a passagem de composições sobre as juntas. Para o registro dos dados, foi utilizado um medidor de pressão sonora tipo 2270, fabricado pela Bruel&Kjær. O medidor calibrado foi posicionado a cerca de 1,8 m de distância da junta, na altura do boleto do trilho (Figura 24).

Figura 24 – Medidor de pressão sonora posicionado ao lado da ferrovia para validação experimental do modelo analítico de previsão do ruído de impacto.



Fonte: Autoria própria (2020).

A velocidade do trem foi aferida com auxílio de uma pistola radar. Em cada junta, os dados foram coletados durante a passagem de mais de um trem, já que um par de valores de velocidade e NPS deve ser utilizado como referência ( $NPS_{ref}$  e  $V_{ref}$ ).

### 3.2 PREVISÃO DO RUÍDO EM CURVAS

A previsão do ruído gerado em curvas foi realizada por meio do modelo analítico proposto por Rudd (1976). Em resumo, o modelo estabelece que o cálculo do NPS do *squeal* gerado por uma única roda a 15,24 m de distância ( $NPS_{squeal}$ ) é feito pela Equação (9). Pela expressão, nota-se que a amplitude do ruído depende da eficiência de irradiação da roda ( $\sigma_W$ ), da sua área de irradiação ( $A$ ) definida pelo seu raio ( $a$ ), da velocidade da composição ( $V$ ), da distância entre eixos do truque ( $L$ ) e do raio da curva ( $R$ ). Cabe ressaltar que a aplicação desta equação é válida para curvas de raio superior a 30 vezes a distância entre eixos do truque e inferior a 100 vezes esta distância ( $30L < R < 100L$ ).

$$NPS_{squeal} = 10 \log_{10}(\sigma_W AV^2) + 10 \log_{10} \left[ \left( \frac{L}{R} - \frac{1}{100} \right) / \left( \frac{3}{100} - \frac{L}{R} \right) \right] + 93 \quad (9)$$

Supôs-se, neste estudo, que a roda irradia ruído apenas da sua face externa, portanto, a área de irradiação é igual a  $A = \pi a^2$ . A eficiência de irradiação da roda ( $\sigma_W$ ) foi considerada igual a 1,00, valor definido por Rudd (1976), autor do modelo. Os valores de raio da roda e distância entre eixos do truque variam conforme a origem do ruído, se é proveniente da roda de uma locomotiva ou de um vagão. A Tabela 6 apresenta os valores considerados em cada caso.

Tabela 6 – Valores utilizados como dados de entrada para previsão do ruído em curvas.

Variável	Valor - locomotiva		Valor - vagão	
Eficiência de irradiação da roda ( $\sigma_W$ )	1,00	–	1,00	–
Raio da roda ( $a$ )	0,5080	m	0,3625	m
Distância entre eixos do truque ( $L$ )	2,4380	m	1,5760	m

Fonte: Autoria própria (2020).

Para cada composição analisada, foram utilizados valores de raio de curva variando de 30 até 100 vezes a distância entre eixos ( $30L$  a  $100L$ ). A velocidade considerada para o cálculo do NPS em cada caso foi aquela aferida em campo durante a passagem da composição.

A verificação dos valores previstos pelo modelo foi feita a partir de medições de ruído em campo durante a passagem de composições por diferentes curvas. Um medidor de pressão sonora tipo 2270, fabricado pela Bruel&Kjær, foi calibrado e posi-

cionado na região central da curva a aproximadamente 15 m de distância da ferrovia, e a 1,20 m de altura do solo, como mostra a Figura 25.

Figura 25 – Medidor de pressão sonora posicionado ao lado da ferrovia para validação experimental do modelo analítico de previsão do ruído em curvas.



Fonte: Autoria própria (2020).

Os dados de NPS foram registrados pelo dispositivo no domínio do tempo, utilizando a ponderação A. A ocorrência do *squeal* foi percebida durante as medições e o pico de ruído foi identificado posteriormente na análise dos dados. A velocidade da composição foi aferida com uma pistola radar.

### 3.3 PREVISÃO DO RUÍDO DE ROLAGEM

O modelo analítico inicialmente utilizado neste trabalho para prever o ruído de rolagem foi desenvolvido por Remington, Rudd e Vér (1975). Nele, o NPS emitido é calculado em função da rugosidade dos trilhos e rodas considerando a posição do receptor em relação ao trem e as propriedades dinâmicas do trilho e da roda.

O espectro do NPS gerado por uma composição, em bandas de 1/3 de oitava, é calculado a partir das contribuições do trilho e de cada roda em cada banda de frequência, conforme as Equações (10) e 11).

$$\begin{aligned}
 NPS_{\text{Trilho}}(\omega) = & 10 \log_{10} \sigma_R + 10 \log_{10} \left( \frac{W_H + W_F}{\pi d} \right) + 10 \log_{10} \left| \frac{Z_W}{Z_W + Z_R} \right|^2 \\
 & + 10 \log_{10} \left[ \left( \frac{\rho c \omega}{P_{ref}} \right)^2 \phi_{mR}(k) \Delta k |H_{cp}(k)|^2 \right] \\
 & + 10 \log_{10} G(\eta d, \eta l)
 \end{aligned} \tag{10}$$

$$\begin{aligned}
 NPS_{Roda}(\omega) = & 10 \log_{10} \sigma_W + 10 \log_{10} \left( \frac{a^2}{2d^2} \right) + 10 \log_{10} \left| \frac{Z_R}{Z_W + Z_R} \right| \\
 & + 10 \log_{10} \left[ \left( \frac{\rho c \omega}{P_{ref}} \right)^2 \phi_{mR}(k) \Delta k |H_{cp}(k)|^2 \right]
 \end{aligned} \tag{11}$$

Nessas expressões,  $\omega$  é a frequência angular central da banda. Os parâmetros  $\sigma_R$  e  $\sigma_W$  se referem, respectivamente, à eficiência acústica do trilho e da roda. A largura do patim e do boleto do trilho são indicados por  $W_F$  e  $W_H$ , o raio da roda é dado por  $a$ , e a distância do observador ao trilho é dada por  $d$ . A impedância do trilho e da roda é dada por  $Z_R$  e  $Z_W$ , respectivamente. O termo  $\rho$  é a densidade do ar,  $c$  é a velocidade do som no ar, e  $P_{ref}$  é a pressão sonora de referência. O termo  $\phi_{mR}(k)\Delta k$  é o espectro do número de onda da rugosidade, sendo  $k$  o número de onda.  $H_{cp}(k)$  se refere ao filtro da área de contato em função do número de onda, e  $G(\eta d, \eta l)$  é uma função que determina o decaimento do ruído a uma distância  $d$  perpendicular à via e outra distância  $l$  ao longo dos trilhos.

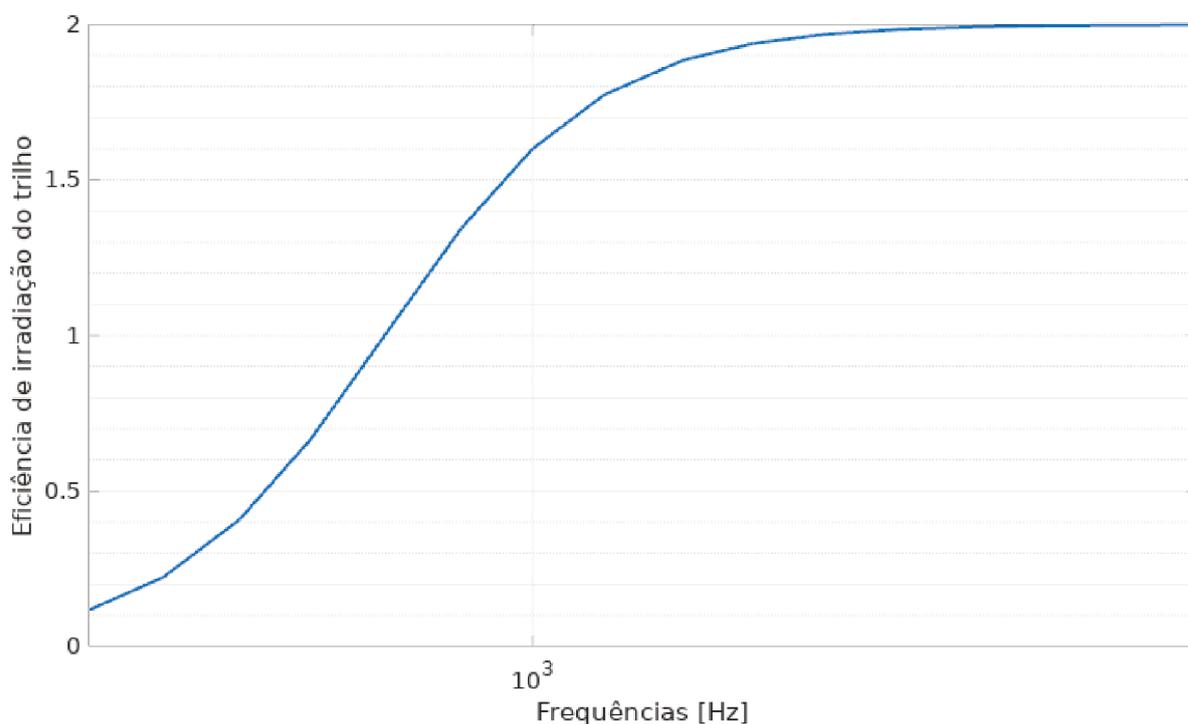
As dimensões do trilho ( $W_F$  e  $W_H$ ) dependem do tipo de trilho utilizado na via permanente. Neste estudo, foram considerados os valores tabelados para um trilho do tipo TR-37. Para o raio da roda ( $a$ ), foi considerado o valor do raio de uma roda D-29 em segunda vida. Os valores de  $d$  e  $l$  são determinados pela distância do receptor (local onde foi realizada a validação do modelo) até a fonte de ruído. A densidade do ar ( $\rho$ ), a velocidade do som no ar ( $c$ ) e a pressão sonora de referência ( $P_{ref}$ ) variam em função da temperatura ambiente e da altitude. Nesse caso, foram considerados os valores para o nível do mar e temperatura de 25°C.

A eficiência de irradiação dos trilhos ( $\sigma_R$ ) é obtida pela equação proposta por Remington (1987) para excitação vertical do trilho, apresentada a seguir (Equação (12)). Ela varia apenas com a frequência de excitação ( $f$ ) e é válida para frequências de 250 Hz a 8000 Hz. No entanto, visto que as principais frequências do ruído de rolagem se encontram dentro dessa faixa de valores, optou-se por utilizar essa equação com o objetivo de simplificar os cálculos.

$$\sigma_R = \frac{2}{1 + \left( \frac{630}{f} \right)^3} \tag{12}$$

Na Figura 26, são apresentados os valores de eficiência de irradiação do trilho, calculados em função da frequência, conforme a Equação (12). Em baixas frequências, entre 250 Hz e 630 Hz, a eficiência de irradiação sonora do trilho varia de 0,11, aproximadamente, a 1,00. Para frequências entre 2.000 Hz e 8.000 Hz, o valor de  $\sigma_R$  se estabiliza próximo de 2,00.

Figura 26 – Espectro da eficiência de irradiação sonora de trilho ferroviário.



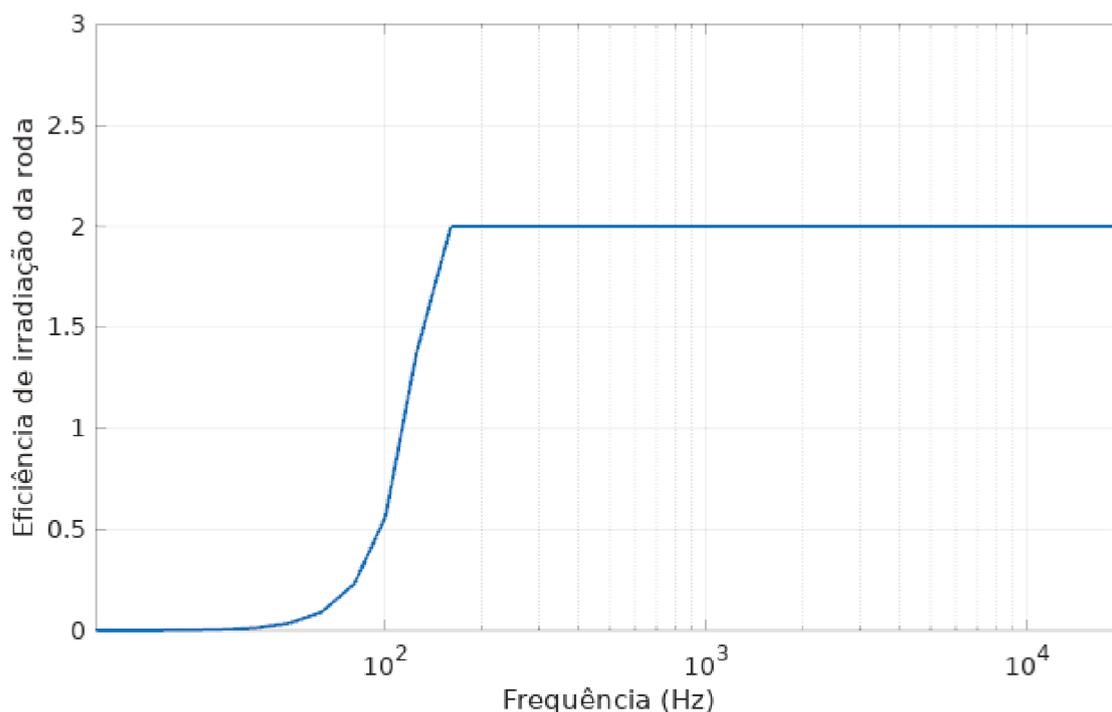
Fonte: Autoria própria (2020).

A eficiência de irradiação da roda ( $\sigma_W$ ) é aproximada pela eficiência de irradiação de um disco *unbaffled*, que depende do número de onda acústico ( $k$ ) e do raio da roda ( $a$ ) (REMINGTON; RUDD; VÉR, 1975). O cálculo é feito da seguinte forma:

$$\begin{aligned} \sigma_W &\cong 2, & \text{para } ka \gg 1 \\ \sigma_W &\cong 3(ka)^4, & \text{para } ka \ll 1 \end{aligned} \quad (13)$$

Os valores calculados pela expressão acima são apresentados na Figura 27, considerando bandas de 1/3 de oitava, rodas D-29 em segunda vida, condições ambientais de temperatura igual a 25°C e altitude igual ao nível do mar. Nota-se, a partir da imagem, que a eficiência de irradiação da roda pode ser considerada igual a 2,0 para frequências superiores a 160 Hz.

Figura 27 – Espectro da eficiência de irradiação sonora de roda D-29 em segunda vida.



Fonte: Autoria própria (2020).

A impedância mecânica do trilho ( $Z_R$ ) depende do módulo de elasticidade do material ( $E$ ), do momento de inércia de sua seção transversal ( $I$ ), da sua massa por unidade de comprimento ( $\rho_l$ ) e da frequência analisada ( $\omega$ ). O cálculo é feito pela expressão abaixo, sendo  $j = \sqrt{-1}$  (REMINGTON; RUDD; VÉR, 1975).

$$Z_R = 2(EI)^{1/4}(\rho_l)^{3/4}\omega^{1/2}(1 - j) \quad (14)$$

Para a roda, a impedância mecânica é modelada como a impedância de uma massa simples, seguindo a Equação (15), descrita por Remington, Rudd e Vér (1975), em que  $m$  é a massa da roda,  $\omega$  é a frequência analisada e  $j = \sqrt{-1}$ .

$$Z_W = j\omega m \quad (15)$$

Remington, Rudd e Vér (1975) afirmam que na medida em que a roda passa sobre a área de contato e esta se move sobre o trilho, os componentes do espectro de rugosidade com comprimento de onda superiores às dimensões da área de contato não são afetados. Já os componentes com comprimento de onda menores ou iguais às dimensões dessa área podem ser atenuados pelo processo de média (*averaging process*) nessa região. O grau de correlação entre perfis de rugosidade medidos em caminhos paralelos ao longo do trilho e ao redor da roda também é importante para determinar o grau da filtragem do número de onda, dado pelo termo  $H_{cp}(k)$ .

O contato entre a roda e o trilho é descrito por uma pequena elipse de semieixos  $x$  e  $y$ . Para simplificar o cálculo da função de transferência, essa região é aproximada por uma área de contato circular. A expressão abaixo determina o raio  $b$  equivalente a uma região circular de mesma área que a elipse. O valor adotado pelos autores do modelo para o raio da área de contato circular equivalente é igual a 6,8 mm (REMINGTON; RUDD; VÉR, 1975).

$$b = \frac{1}{2} \sqrt{cd} \quad (16)$$

A função de transferência relativa à filtragem de comprimentos de onda na área de contato é dada pela Equação (17) para uma área de contato circular de raio  $b$ . Nesta expressão,  $k$  é o número de onda ao longo do trilho ou ao redor da roda e  $\alpha$  é a constante que determina o grau de correlação entre perfis de rugosidade paralelos. Quanto maior o valor de  $\alpha$ , mais fraca a correlação. O termo  $J_1$  indica uma função de Bessel de primeiro tipo, e  $\psi$  é a variável de integração. Como valor típico para o grau de correlação  $\alpha$ , foi considerado o valor de  $\alpha = 10$  adotado por Remington, Rudd e Vér (1975) em seus estudos.

$$|H_{cp}(k)|^2 = \frac{4}{\alpha} \frac{1}{(kb)^2} \int_0^{\arctan \alpha} J_1^2(kb \sec \psi) d\psi \quad (17)$$

O termo  $G(\eta d, \eta l)$  descreve o decaimento do ruído a uma distância  $d$  perpendicular à via e a uma distância  $l$  ao longo dos trilhos. Este parâmetro define se o trilho se comporta como uma fonte sonora pontual ou linear. Considerando o ponto receptor posicionado perpendicularmente à fonte de ruído (o contato roda-trilho, por exemplo), tem-se que  $l \ll d$ , logo, a distância  $l$  pode ser desprezada e o decaimento pode ser descrito pela Equação (18), ou seja,  $G(\eta d, \eta l) = f(\eta d)$ , sendo  $\eta$  uma medida da atenuação de ruído no trilho (REMINGTON; RUDD; VÉR, 1975).

$$\begin{aligned} G(\eta l, \eta d) = f(\eta d) &= 1, & \text{para } \eta d < 1 \\ G(\eta l, \eta d) = f(\eta d) &= \frac{1}{\eta d}, & \text{para } \eta d > 1 \end{aligned} \quad (18)$$

Uma vez que o valor de  $\eta$  costuma ser muito pequeno na maioria das frequências de interesse (REMINGTON; RUDD; VÉR, 1975), e o receptor é posicionado próximo da ferrovia – ou seja, as medições de ruído são realizadas perto da linha –, o valor de  $\eta d$  será inferior à unidade, fazendo com que a função  $G(\eta d, \eta l)$  assumira valor igual a 1,00.

A Tabela 7 sintetiza todos os parâmetros utilizados no modelo analítico para previsão do ruído de rolagem e os valores que foram inseridos como dados de entrada para o cálculo do NPS.

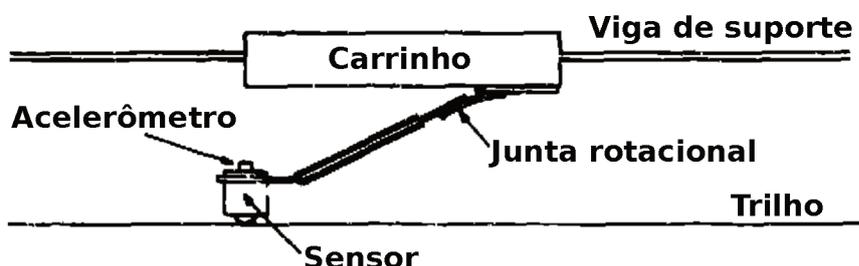
Tabela 7 – Valores utilizados como dados de entrada para previsão do ruído de rolagem.

Variável	Valor	
Eficiência de irradiação do trilho ( $\sigma_R$ )	0,11 a 2,00	–
Eficiência de irradiação da roda ( $\sigma_W$ )	2,00	–
Largura do boleto do trilho ( $W_H$ )	0,06270	m
Largura do patim do trilho ( $W_F$ )	0,12220	m
Raio da roda ( $a$ )	0,36250	m
Impedância mecânica do trilho ( $Z_R$ )		
Módulo de elasticidade ( $E$ )	$2 \cdot 10^6$	N/m <sup>2</sup>
Momento de inércia da seção transversal ( $I$ )	$951,1 \cdot 10^{-8}$	m <sup>4</sup>
Impedância mecânica da roda ( $Z_W$ )		
Massa da roda ( $m$ )	308	kg
Densidade do ar ( $\rho$ )	1,1839	kg/m <sup>3</sup>
Velocidade do som no ar ( $c$ )	346,13	m/s
Pressão sonora de referência ( $P_{ref}$ )	$2 \cdot 10^{-5}$	Pa
Filtro da área de contato ( $H_{cp}(k)$ )		
Grau de correlação entre perfis de rugosidade ( $\alpha$ )	10	–
Raio equivalente da área de contato ( $b$ )	$6,8 \cdot 10^{-3}$	m
Decaimento do ruído ( $G(\eta d, \eta l)$ )		
Atenuação de ruído no trilho ( $\eta$ )	$\approx 0$	m <sup>-1</sup>
Distância perpendicular entre a ferrovia e o receptor ( $d$ )	10	m
Distância até o receptor ao longo dos trilhos ( $l$ )	$\approx 0$	m

Fonte: Autoria própria (2020).

O espectro do número de onda da rugosidade é obtido com auxílio de um dispositivo similar ao desenvolvido por Remington, Rudd e Vér (1975), exibido na Figura 28.

Figura 28 – Dispositivo para medição de rugosidade em trilhos ferroviários.



Fonte: Remington, Rudd e Vér (1975).

Este dispositivo consiste em um acelerômetro conectado a um carrinho por uma junta rotacional. Para medir rugosidades em trilhos, o carrinho é montado em uma viga de suporte, ao longo da qual desliza, de maneira que o sensor percorra todo o comprimento do trilho. Para medir a rugosidade em rodas, o carrinho é mantido fixo em uma estrutura de suporte, enquanto a roda é rotacionada para que o sensor do ace-

lerômetro percorra seu perímetro. Neste caso, um isolamento é colocado na base da estrutura de suporte com a finalidade de reduzir a interferência de vibrações externas, e acelerômetros auxiliares são utilizados para medir essas vibrações, evitando que alterem o resultado da medição de rugosidade da roda. O resultado dessas medições são valores de aceleração em bandas de 1/3 de oitava. Esses valores são utilizados para calcular o deslocamento do sensor, que dá a medida da amplitude da rugosidade, em função do número de onda.

### 3.3.1 Validação experimental

Devido à pandemia de coronavírus e a consequente suspensão das atividades presenciais na UFSC no primeiro semestre do ano de 2020<sup>1</sup>, não foi possível concluir a construção dos dispositivos para medição de rugosidade, tampouco os testes práticos para validação do modelo proposto por Remington, Rudd e Vér (1975). Como alternativa, optou-se por utilizar a equação apresentada por Thompson (2009) para previsão do ruído de rolagem. A expressão é dada pela Equação (19), semelhante àquela utilizada para previsão do ruído de impacto, e estabelece que o NPS do ruído de rolagem ( $NPS_{rolagem}$ ) é proporcional ao logaritmo da velocidade do trem ( $V$ ).

$$NPS_{rolagem} = NPS_{ref} + N \cdot \log_{10} \left( \frac{V}{V_{ref}} \right) \quad (19)$$

Os termos  $NPS_{ref}$  e  $V_{ref}$  se referem, respectivamente, a valores de velocidade e NPS correspondente que devem ser adotados como referência para os cálculos. De acordo com Thompson (2009), o valor do fator  $N$  é determinado a partir de medições com base em regressão linear e costuma variar de 25 a 35, com valor típico igual a 30.

Para verificar a validade desta abordagem, a Equação (19) foi implementada em uma rotina computacional utilizando um par de valores de velocidade e NPS correspondente. Este par de dados foi obtido a partir de valores de velocidade e NPS registrados durante a passagem de uma composição teste em diferentes velocidades por um determinado trecho da ferrovia. A composição foi formada por vagões do tipo gôndola (GDE). Um medidor de pressão sonora tipo 2270, fabricado pela Bruel&Kjær, foi calibrado e posicionado a aproximadamente 2 m do centro da linha, na altura do contato roda-trilho, de onde se origina o ruído de rolagem (Figura 29).

<sup>1</sup> Universidade Federal de Santa Catarina. Portaria Normativa Nº 364/2020/GR, de 29 de maio de 2020. Estabelece medidas complementares às portarias normativas nº 352/2020/GR e nº 353/2020/GR, de 16 de março de 2020, nº 354/2020/GR, de 18 de março de 2020, nº 355/2020/GR, de 24 de março de 2020, nº 356/2020/GR, de 31 de março de 2020, nº 357/2020/GR, de 7 de abril de 2020, e nº 359/GR/2020, de 29 de abril de 2020, bem como define prazos sobre o funcionamento das atividades administrativas e acadêmicas na UFSC.

Figura 29 – Medidor de pressão sonora posicionado ao lado da ferrovia para validação experimental do modelo analítico de previsão do ruído de rolagem.



Fonte: Autoria própria (2020).

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo, serão apresentados e analisados os resultados obtidos a partir da utilização dos três modelos analíticos estudados e a partir de medições de ruído realizadas em campo. Primeiro, serão abordados os resultados referentes ao modelo para previsão do ruído de impacto, seguido dos resultados obtidos a partir dos modelos usados para previsão do ruído em curvas e ruído de rolagem.

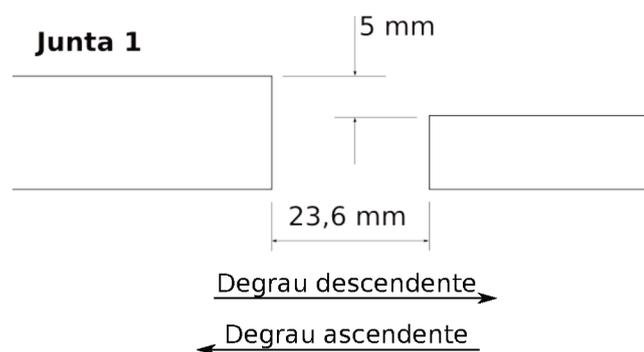
### 4.1 VALIDAÇÃO DO MODELO ANALÍTICO PARA PREVISÃO DE RUÍDO DE IMPACTO

O ruído de impacto em juntas foi previsto de acordo com o modelo de Vér, Ventres e Myles (1976), descrito na Seção 3.1. Os tipos de junta analisados – em degrau e em nível – foram tratados separadamente para sua implementação em rotinas computacionais. Os valores considerados como dados de entrada para a estimativa analítica foram aqueles apresentados na Tabela 5.

#### 4.1.1 Junta em degrau

A geometria da junta em degrau selecionada para o estudo é mostrada na Figura 30. O espaçamento entre trilhos é de 23,6 mm, e o desnível vertical entre eles é de 5 mm. Dependendo do sentido de circulação da composição, a junta se comporta como um degrau ascendente ou descendente.

Figura 30 – Representação da junta em degrau estudada (Junta 1).



Fonte: Autoria própria (2020).

O cálculo da velocidade crítica para juntas em degrau descendente foi feito a partir das Equações (6) e (7). Considerando a geometria da Junta 1 e as características da via e do veículo, a velocidade crítica em vias rígidas ( $V_{CR}$ ) calculada foi igual a 10,44 m/s, e em vias elásticas ( $V_{CE}$ ) igual a 92,86 m/s. Visto que os testes foram realizados em ferrovia com lastro e dormentes de madeira, ou seja, via de configuração

elástica, a velocidade crítica a ser adotada como critério para perda de contato entre roda e trilho e estabilização do NPS é de 92,86 m/s. No entanto, uma ferrovia de carga não permite tráfego de veículos em velocidades tão altas, impossibilitando a validação do modelo analítico nessa faixa de valores.

A Tabela 8 apresenta os resultados experimentais obtidos durante a passagem de três composições pela mesma junta em diferentes sentidos de circulação, bem como os valores teóricos, estimados pelo modelo, e a diferença absoluta entre eles. A velocidade e o NPS registrados durante a passagem do Trem 1 pela junta em sentido de degrau ascendente foram usados como valores de referência na Equação (8). Por esse motivo, a diferença entre o valor medido em campo e aquele previsto pelo modelo é nula. Para as outras duas composições, a diferença entre o valor experimental e teórico foi pequena, de -0,83 dB(A) para o Trem 2 e 1,17 dB(A) para o Trem 3. Nota-se, portanto, que o modelo utilizado para previsão do ruído de impacto apresenta resultados significativos, dentro do esperado.

Tabela 8 – Resultados experimentais e teóricos obtidos para junta em degrau.

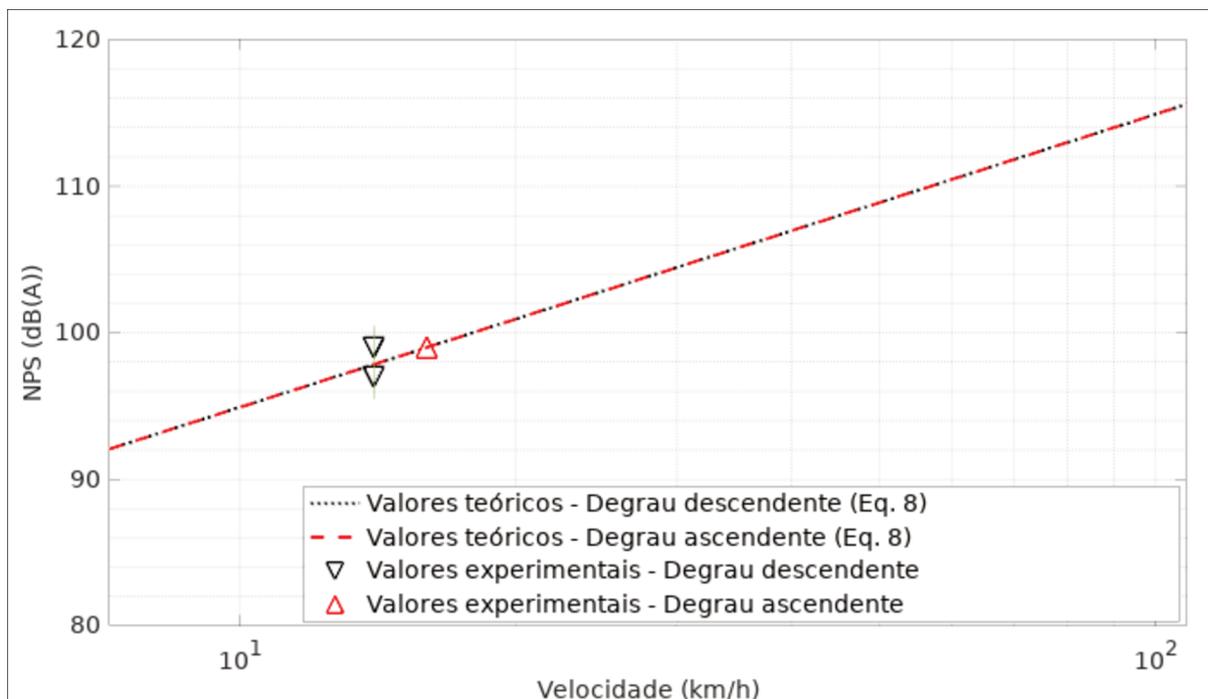
Composição	Degrau	Velocidade	NPS experimental	NPS teórico	Diferença absoluta
Trem 1	Ascendente	16 km/h	99,00 dB(A)	99,00 dB(A)	0,00 dB(A)
Trem 2	Descendente	14 km/h	97,00 dB(A)	97,83 dB(A)	-0,83 dB(A)
Trem 3	Descendente	14 km/h	99,00 dB(A)	97,83 dB(A)	1,17 dB(A)

Fonte: Autoria própria (2020).

Os Trens 2 e 3 passaram sobre a junta com mesma velocidade e sentido – 14 km/h em sentido de degrau descendente – e condições semelhantes de carga, porém apresentaram valores distintos para a diferença absoluta entre o NPS experimental, medido em campo, e o NPS teórico. Isso pode ser justificado pelas condições dos rodeiros de cada composição, além de outros fatores como temperatura e presença de ventos, que podem influenciar o resultado da medição de ruído.

Na Figura 31, observa-se os valores de NPS teóricos, estimados pelo modelo para juntas em degrau ascendente (linha tracejada vermelha) e descendente (linha pontilhada preta), que são coincidentes até a velocidade crítica. O gráfico também exhibe os valores experimentais registrados em campo, sendo os valores registrados para degrau ascendente assinalados com “△” em vermelho, e em degrau descendente com “▽” em preto.

Figura 31 – Resultados experimentais e teóricos de NPS de pico (dB(A)) em função da velocidade do trem (km/h) para juntas em degrau.



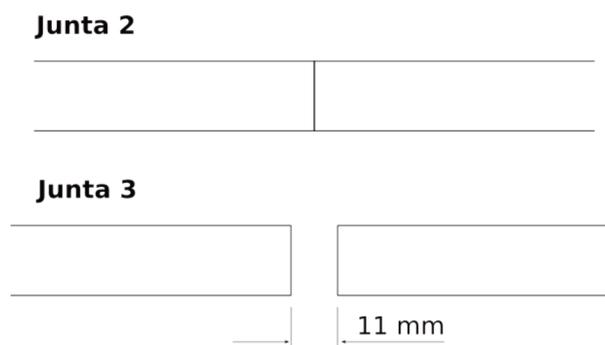
Fonte: Autoria própria (2020).

Para avaliar se o modelo prevê corretamente o comportamento do nível de ruído em função da velocidade, os ensaios deveriam ser repetidos com composições trafegando em diferentes velocidades sobre a mesma junta. No entanto, como os testes foram feitos com trens circulando em condições normais de operação, e não em uma pista de testes, a faixa de variação das velocidades em um determinado trecho da ferrovia é muito pequena.

#### 4.1.2 Junta em nível

Para o estudo de juntas niveladas verticalmente, foram selecionadas duas juntas com geometrias diferentes: uma sem espaçamento entre os trilhos (Junta 2), e a outra com espaçamento de 11 mm (Junta 3), como mostra a Figura 32. Dessa forma, a partir das medições realizadas na Junta 3 é possível avaliar o potencial de geração de ruído das juntas em nível, visto que a Junta 2 tem comportamento semelhante ao de uma seção de trilhos contínua.

Figura 32 – Representação das juntas niveladas verticalmente (Juntas 2 e 3).



Fonte: Autoria própria (2020).

Assim como as juntas em degrau descendente, as juntas niveladas verticalmente também possuem uma velocidade crítica, acima da qual ocorre perda de contato entre roda e trilho. Neste caso, este valor continua sendo superior ao permitido para o tráfego de veículos em ferrovias de carga. Portanto, não é possível verificar o comportamento do ruído em velocidades superiores à velocidade crítica.

A Tabela 9 descreve os valores experimentais, obtidos a partir dos ensaios em campo. Uma mesma composição passou pelo trecho que continha as duas juntas com velocidade igual a 11 km/h, gerando um NPS igual a 86 dB(A) na Junta 2, e 92 dB(A) na Junta 3.

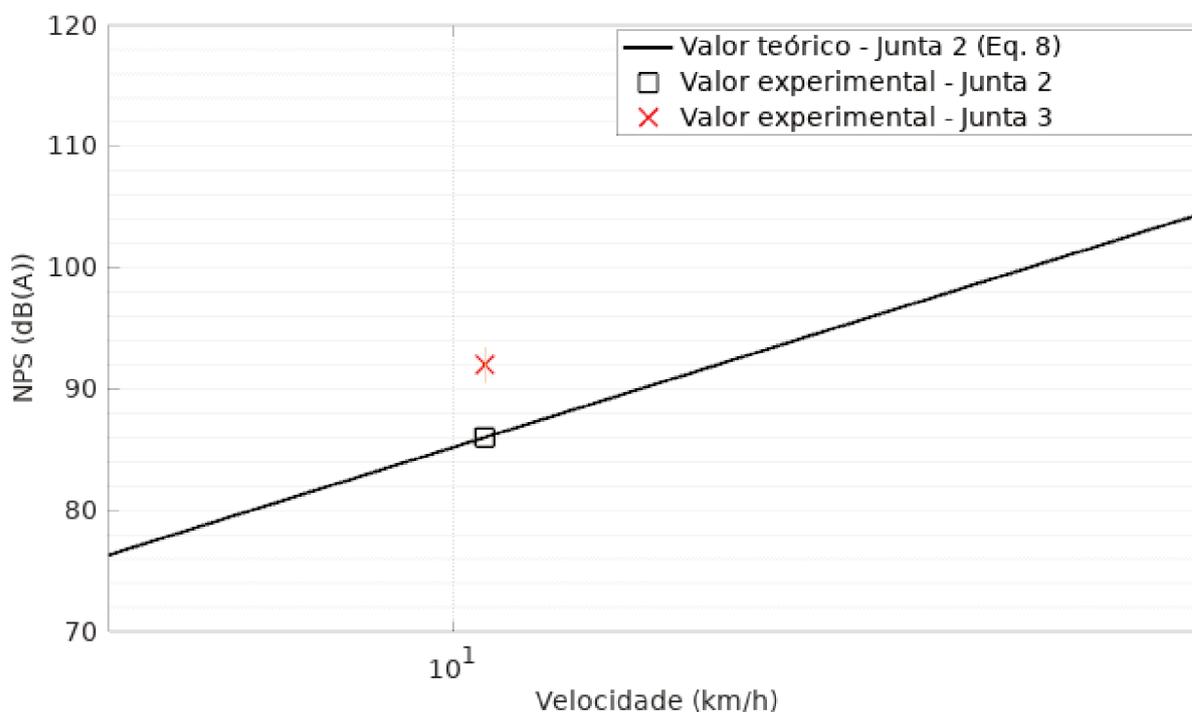
Tabela 9 – Resultados experimentais obtidos para junta em nível.

Junta	Espaçamento entre trilhos	Velocidade da composição	NPS experimental
Junta 2	0 mm	11 km/h	86,00 dB(A)
Junta 3	11 mm	11 km/h	92,00 dB(A)

Fonte: Autoria própria (2020).

O gráfico apresentado na Figura 33 mostra o NPS teórico previsto pelo modelo (linha contínua) em função da velocidade da composição, além dos valores experimentais registrados em campo na Junta 2, indicado pelo quadrado preto, na e Junta 3, indicado pelo símbolo “×” em vermelho. Os valores de velocidade e NPS da Junta 2 foram utilizados como referência na Equação (8). Por isso, o NPS previsto pelo modelo coincide com aquele registrado em campo.

Figura 33 – Resultados experimentais e teóricos de NPS de pico (dB(A)) em função da velocidade do trem (km/h) para juntas em nível.



Fonte: Autoria própria (2020).

Nota-se que o NPS registrado em campo na Junta 3 é 6 dB(A) superior ao estimado pelo modelo. Este comportamento era esperado visto que a junta em questão apresenta espaçamento entre trilhos, e está de acordo com os resultados obtidos por Sueki, Kitagawa e Kawaguchi (2017), que afirmam que o ruído de impacto gerado na presença de juntas pode exceder em 5 dB a 8 dB o ruído normal de rolagem do trem.

Os ensaios deveriam ser repetidos em diferentes velocidades para avaliar se o modelo prevê corretamente o comportamento do NPS em função da velocidade. Porém, assim como no caso das juntas em degrau, os testes foram feitos com trens em circulação, e não em uma pista de testes, logo a faixa de variação das velocidades no trecho estudado é muito pequena.

#### 4.2 VALIDAÇÃO DO MODELO ANALÍTICO PARA PREVISÃO DE RUÍDO EM CURVAS

Conforme descrito na Seção 3.2, o modelo analítico utilizado para previsão do ruído em curvas foi o proposto por Rudd (1976). Este foi implementado em uma rotina computacional considerando os valores apresentados na Tabela 6, dependendo do veículo gerador do *squeal* durante os testes em campo.

Foram realizadas medições de ruído em trechos de curvas de diferentes raios, visando verificar se o modelo prevê corretamente o comportamento do NPS em função

do raio da curva. As Figuras 34, 35, 36 e 37 mostram imagens aéreas das curvas escolhidas para realização da validação experimental. A ferrovia é destacada pela linha em amarelo, e o ponto vermelho indica o local onde foi posicionado o medidor de nível de pressão sonora. Os raios das curvas são 156 m, 200 m, 206 m e 230 m para as Curvas 1, 2, 3 e 4, respectivamente.

Figura 34 – Imagem de satélite de curva de raio igual a 156 m (Curva 1).



Fonte: Adaptado de Google Earth (Acesso em 21 de abril de 2020).

Figura 35 – Imagem de satélite de curva de raio igual a 200 m (Curva 2).



Fonte: Adaptado de Google Earth (Acesso em 21 de abril de 2020).

Figura 36 – Imagem de satélite de curva de raio igual a 206 m (Curva 3).



Fonte: Adaptado de Google Earth (Acesso em 21 de abril de 2020).

Figura 37 – Imagem de satélite de curva de raio igual a 230 m (Curva 4).



Fonte: Adaptado de Google Earth (Acesso em 21 de abril de 2020).

O nível de ruído foi registrado durante a passagem de composições pelo local e o pico de NPS relativo à ocorrência do *squeal* foi identificado posteriormente, durante a análise dos dados. Conforme mencionado, esse tipo de ruído é resultado da interação de diversas variáveis, de maneira que pode ser descrito como um fenômeno aleatório (HANSON *et al.*, 2014). Isso justifica a não ocorrência de *squeal* em algumas das medições realizadas.

A Tabela 10 apresenta os valores de NPS experimentais, aferidos em campo, e os valores teóricos, estimados pelo modelo analítico, bem como a diferença absoluta entre eles para os casos em que o *squeal* teve origem nas rodas das locomotivas das composições.

Tabela 10 – Valores de NPS experimentais e teóricos de *squeal* emitido a partir de roda de locomotiva em curvas de diferentes raios.

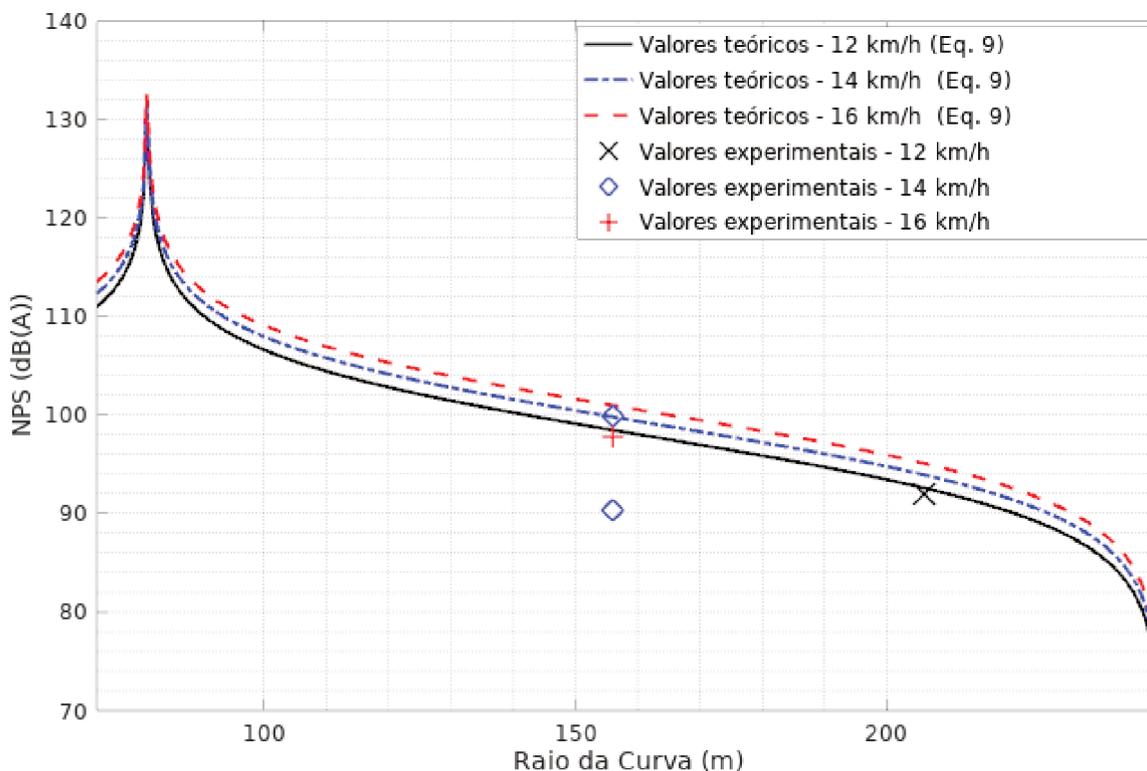
Composição	Velocidade	Raio da curva	NPS experimental	NPS teórico	Diferença absoluta
Trem 1	16 km/h	156 m (Curva 1)	97,80 dB(A)	100,97 dB(A)	-3,17 dB(A)
Trem 2	14 km/h	156 m (Curva 1)	99,90 dB(A)	99,81 dB(A)	0,09 dB(A)
Trem 3	14 km/h	156 m (Curva 1)	90,34 dB(A)	99,81 dB(A)	-9,47 dB(A)
Trem 4	12 km/h	206 m (Curva 3)	92,00 dB(A)	92,59 dB(A)	-0,59 dB(A)

Fonte: Autoria própria (2020).

De modo geral, nota-se pequena diferença entre os resultados experimentais e teóricos. A maior discrepância foi encontrada durante a passagem do Trem 3, nesse caso o NPS experimental foi de 90,34 dB(A), 9,47 dB(A) inferior ao valor previsto pelo modelo analítico. Uma possível justificativa é a variação do ponto de ocorrência do *squeal* ao longo da curva. O medidor de pressão sonora é posicionado em um ponto fixo ao lado da ferrovia, e o ponto de geração do ruído pode variar devido ao seu caráter aleatório. No entanto, o modelo proposto por Rudd (1976) estima o NPS do *squeal* gerado por uma única roda a 15 m de distância do receptor, sem considerar a possibilidade de haver variações nessa distância. Além disso, cabe ressaltar que nesse caso, houve variação da altura na qual o medidor de NPS foi posicionado – durante a passagem do Trem 3, o medidor foi colocado em uma altura de aproximadamente 2 m em relação ao trilho, enquanto que na passagem das demais composições, o medidor foi posicionado a 1,20 m de altura.

A Figura 38 mostra um gráfico com os resultados apresentados na Tabela 10. Na imagem, observa-se o NPS teórico, previsto pelo modelo analítico, para composições circulando com velocidade de 12 km/h (linha contínua preta), 14 km/h (linha ponto-traço azul) e 16 km/h (linha tracejada vermelha), além dos resultados experimentais, obtidos em campo, estes assinalados com “×” em preto para 12 km/h, “◇” azul para 14 km/h e “+” em vermelho para 16 km/h.

Figura 38 – Resultados teóricos e experimentais de NPS (dB(A)) em função do raio da curva (m) para locomotivas.



Fonte: Autoria própria (2020).

Apesar de não prever com exatidão o nível de ruído proveniente do *squeal* em rodas de locomotivas, os resultados sugerem que o modelo analítico pode fornecer uma ideia do comportamento do NPS em curvas em função de seu raio e da velocidade das composições. Os ensaios devem ser repetidos em curvas com raios inferiores a 150 m para avaliar se o modelo prevê corretamente o comportamento do NPS em curvas mais fechadas. Porém, os testes foram feitos com trens em circulação em uma ferrovia real, e não em uma pista de testes, o que dificulta a realização de medições em curvas com tais características.

#### 4.3 VALIDAÇÃO DO MODELO ANALÍTICO PARA PREVISÃO DE RUÍDO DE ROLAGEM

A Seção 3.3 detalha o modelo analítico elaborado por Remington, Rudd e Vér (1975) que, inicialmente, seria utilizado para previsão do ruído de rolagem nesta pesquisa. Porém, por conta da suspensão de atividades presenciais na universidade durante o primeiro semestre de 2020, foi necessário adotar uma abordagem alternativa, com base na Equação (19), proposta por Thompson (2009).

Foram registrados valores de velocidade e NPS durante a passagem de uma composição teste em diferentes velocidades por um mesmo trecho da ferrovia. Na

Tabela 11, são descritas as velocidades e os níveis de pressão sonora registrados durante cada passagem da composição. Segundo Thompson (2009), a cada dobro de velocidade é esperado um aumento no NPS do ruído de rolagem de cerca de 8 dB(A) a 10 dB(A). Os valores apresentados na tabela abaixo corroboram essa afirmação. Com a composição trafegando a 15 km/h, por exemplo, o ruído de rolagem alcança 73 dB(A), enquanto que a 30 km/h o nível de ruído chega a 83 dB(A); nota-se, portanto, um aumento de 10 dB(A).

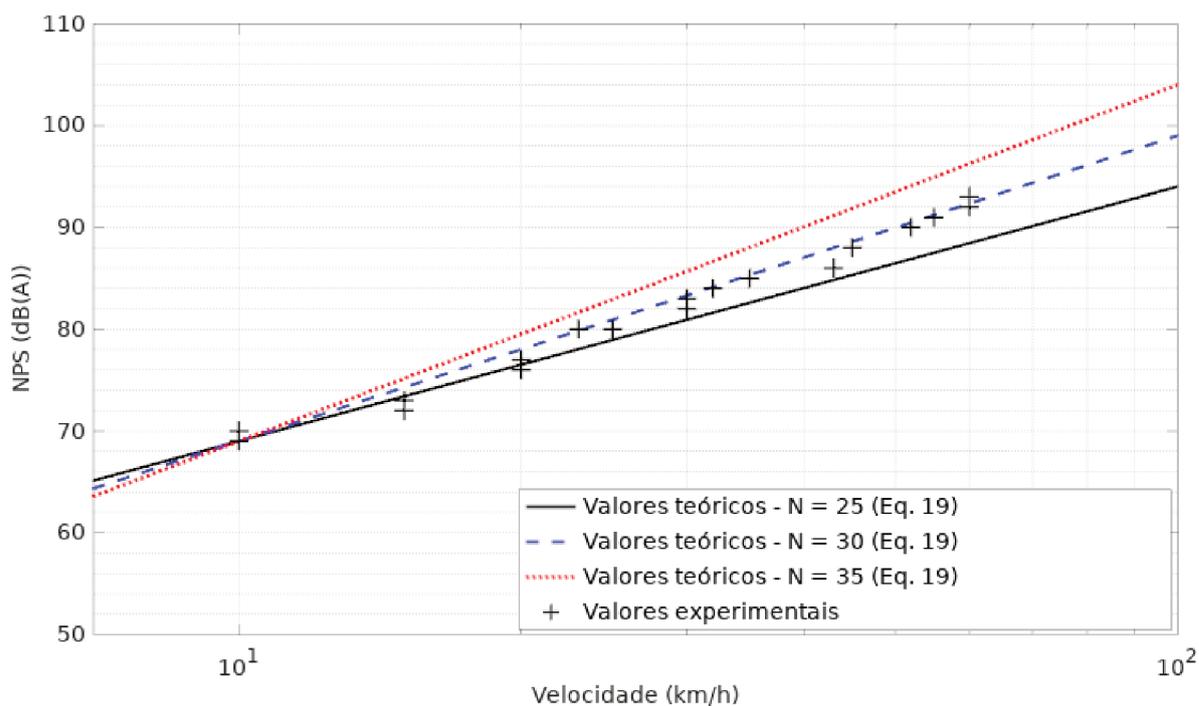
Tabela 11 – Valores de velocidade e NPS do ruído de rolagem registrados durante passagem da composição teste.

Velocidade (km/h)	NPS (dB(A))	Velocidade (km/h)	NPS (dB(A))
10	69	30	83
10	70	32	84
15	72	35	85
15	73	43	86
20	76	45	88
20	77	52	90
23	80	55	91
25	80	60	92
30	82	60	93

Fonte: Autoria própria (2020).

O valor mais baixo de velocidade registrado em campo e o valor de NPS correspondente – 10 km/h e 69 dB(A), respectivamente – foram utilizados como valores de referência na Equação (19). Essa expressão foi implementada em uma rotina computacional, considerando três valores para o fator  $N$  – 25, 30 e 35. Na Figura 39, são observados os valores teóricos para cada caso e os aqueles registrados em campo. A linha contínua preta indica os valores previstos pela Equação (19) considerando  $N$  igual a 25, enquanto as linha tracejada azul e pontilhada vermelha indicam os valores previstos para  $N$  igual a 30 e 35, respectivamente. Já os valores experimentais registrados na ferrovia são indicados pelo símbolo “+”.

Figura 39 – Resultados teóricos e experimentais de NPS (dB(A)) do ruído de rolagem em função da velocidade da composição (km/h).



Fonte: Autoria própria (2020).

Os dados registrados em campo concordam com os valores estimados, apresentando o comportamento esperado em função do aumento da velocidade da composição. Nota-se que o fator  $N = 30$  é o mais adequado para previsão do ruído de rolagem, conforme sugerido por Thompson (2009), especialmente para velocidades superiores a 20 km/h.

## 5 CONCLUSÃO

Sistemas ferroviários de transporte de cargas têm grande potencial de geração de ruído e, no Brasil, suas linhas cruzam diversas cidades. A exposição a altos níveis de ruído gerados pela circulação de trens é fonte de incômodo para a população que reside em áreas próximas à ferrovia e pode, inclusive, ser prejudicial a saúde causando doenças cardiovasculares, distúrbios do sono, entre outros efeitos.

A tentativa de controlar o ruído em sua fonte exige conhecimento dos seus mecanismos de geração e dos fatores que o influenciam. Por isso, é necessário realizar um estudo das fontes de ruído existentes no sistema em questão com a finalidade de identificar a fonte dominante. O próximo passo é quantificar as contribuições de cada fonte e verificar os parâmetros que possuem maior influência para cada caso. Para isso, podem ser utilizados modelos de previsão de ruído.

Esta pesquisa teve como objetivo geral a aplicação de modelos analíticos de previsão de ruído em ferrovias utilizadas para transporte de cargas no Brasil. O estudo foi focado no ruído de impacto gerado em juntas, no ruído em curvas e no ruído de rolagem, que são os tipos de ruído mais relevantes em ferrovias de carga. Para compreender seus mecanismos de geração e identificar os modelos analíticos de previsão de ruído já elaborados para os mesmos, foi realizada uma pesquisa na literatura sobre o tema.

Foram selecionados três modelos de previsão de ruído – um para o ruído de impacto, um para o ruído em curvas e outro para o ruído de rolagem. Cada modelo foi implementado separadamente em códigos computacionais no *software* Octave com a intenção de verificar a influência de determinados parâmetros no nível de ruído gerado e investigar a precisão dos modelos em questão.

Para os três casos, foi seguida a mesma metodologia. Primeiro, o modelo foi implementado em um código computacional utilizando informações sobre as composições e a via permanente como dados de entrada. Na sequência, os resultados fornecidos pela modelagem analítica foram validados a partir de informações de nível de ruído registradas na ferrovia durante a passagem de trens.

Os valores de NPS em juntas ferroviárias previstos a partir do modelo analítico para ruído de impacto apresentaram boa concordância com aqueles medidos em campo durante operação normal da ferrovia. A variação do nível de ruído em função da velocidade para o caso de juntas em degrau apresentou o comportamento esperado. As diferenças encontradas podem ser justificadas pelas condições da via permanente e do material rodante, como defeito em alguma roda ou outro componente, que podem contribuir para o nível global de ruído. No caso da junta nivelada horizontalmente, o crescimento do NPS com o aumento do espaçamento entre trilhos também era previsto e está de acordo com dados encontrados na literatura.

A previsão do ruído de *squeal* em curvas também mostrou resultados satisfatórios, com pouca diferença em relação aos valores medidos na ferrovia durante o tráfego regular de veículos. O modelo analítico fornece uma visão do comportamento do nível de pressão sonora gerado em função do raio da curva para o caso de ocorrência do ruído de *squeal*.

Cabe ressaltar que a validação dos dois modelos analíticos mencionados – para previsão do ruído de impacto e em curvas – foi realizada durante a operação normal de uma ferrovia utilizada para transporte de cargas. Isso dificulta a obtenção de grande quantidade de dados uma vez que se está sujeito a atrasos, cancelamento de trens, ocorrência de acidentes durante a rota do veículo, entre outros fatores, além da baixa densidade de tráfego na região estudada. Além disso, durante o tráfego regular de veículos não é possível obter uma variação considerável de velocidades em um mesmo trecho para verificar o comportamento do ruído de impacto acima da velocidade crítica, por exemplo. A validação experimental em uma ferrovia real em vez de uma pista de testes também dificulta a realização de testes em curvas fechadas, que possibilitaria uma melhor compreensão da ocorrência do ruído de *squeal*.

No caso do estudo sobre ruído de rolagem, foi necessário, ao longo do trabalho, optar por outro modelo analítico, mais simples que aquele inicialmente selecionado. Neste caso, porém, as medições realizadas para a validação experimental do modelo foram feitas utilizando uma composição-teste. Isso facilitou a coleta de um volume maior de dados em toda a faixa de velocidades desejada. Os resultados obtidos convergem com a literatura sobre o tema, e o modelo utilizado pode ser considerado uma ferramenta útil para previsão do ruído de rolagem em trens de carga.

Futuras pesquisas sobre o tema podem ter como objetivo verificar a precisão do modelo de previsão de ruído de impacto em velocidades superiores à velocidade crítica, realizando medições de NPS em trechos da ferrovia que permitam a circulação de trens em velocidades mais altas ou utilizando uma pista de testes. Cabe, também, avaliar o uso deste modelo em via permanente de configuração rígida e a possibilidade de sua aplicação para casos de defeitos em rodas. Pode-se, ainda, verificar a precisão do modelo utilizado para o ruído de *squeal* a partir do estudo do comportamento do NPS gerado em curvas de raio inferior a 150 m, além de estudar quais parâmetros mais influenciam na ocorrência deste tipo de ruído. Trabalhos futuros também podem ser focados na aplicação do modelo proposto por Remington, Rudd e Vér (1975), inicialmente selecionado para uso neste estudo, para prever o nível do ruído de rolagem emitido por trens de carga e verificar a influência da rugosidade de trilhos e rodas na emissão de ruído.

## REFERÊNCIAS

AÇOTRIL. **Trilhos ferroviários**. Acesso em: 27 abr. 2020. s.d. Disponível em: <<http://www.acotril.com.br/trilhos>>.

ANDERSON, Dave *et al.* Mitigation of curve squeal Noise in Queensland, New South Wales and South Australia. *In*: CONFERENCE ON RAILWAY ENGINEERING. Perth, Austrália: [s.n.], set. 2008.

AOKI, Toshiyuki *et al.* Study of acoustic grinding method developed for Tokaido Shinkansen. *In*: KROPP, W.; ESTORFF, O. von; SCHULTE-FORTKAMP, B. (Ed.). **Proceedings of Internoise 2016**. Hamburgo, Alemanha: Institute of Noise Control Engineering, ago. 2016. p. 886–1878.

ASAFF, Yesid; FIORENTIN, Thiago Antonio; BRAZ, Laura. Noise characterization of a freight railroad in Brazil. *In*: WORLD CONGRESS ON RAILWAY RESEARCH, 12. Tóquio: WCRR Papers, 2019.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10151**: Avaliação do ruído em áreas habitadas, visando o conforto da comunidade: Procedimento. Rio de Janeiro, 2000.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15680**: Via férrea: Travessia rodoviária: Requisitos de projeto para passagem em nível pública. Rio de Janeiro, 2017.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16425**: Medição e avaliação de níveis de pressão sonora provenientes de sistemas de transportes. Rio de Janeiro, 2016.

BARREIRO, Jesús; SÁNCHEZ, Mercedes; VILADRICH-GRAU, Montserrat. How much are people willing to pay for silence? A contingent valuation study. **Applied Economics**, Informa UK Limited, v. 37, n. 11, p. 1233–1246, jun. 2005. DOI: <10.1080/00036840500123234>.

BASTOS, Paulo Sérgio dos Santos. **Análise experimental de dormentes de concreto protendido reforçados com fibra de aço**. 1999. Tese (Doutorado em Engenharia de Estruturas) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1999.

BISTAFA, Sylvio R. **Acústica aplicada ao controle de ruído**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blucher Ltda., 2011.

BRINA, Helvécio Lapertosa. **Estradas de Ferro**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1979. v. 1.

- BRUEL & KJÆR. **Sound pressure level poster**. [S.l.: s.n.], 2017. Acesso em: 16 jul. 2020. Disponível em: <<https://bksv.com/~media/files/brochures/sound-pressure-poster>>.
- COMPANHIA AMBIENTAL DO ESTADO DE SÃO PAULO. **DD 100: Procedimento para medição de níveis de ruído em sistemas lineares de transporte**. São Paulo, 2009.
- CONFEDERAÇÃO NACIONAL DOS TRANSPORTES. **Boletim unificado - Fevereiro 2020**. [S.l.], 2020.
- CORDIER, J. F.; LETOURNEAUX, F.; FORTMANN, J. C.; MÜLLER, R. Acoustic impact of defects on railway wheel running surfaces. *In: WORLD CONGRESS ON RAILWAY RESEARCH*, 7. Montreal: WCRR Papers, jun. 2006.
- COTANA, Franco; ROSSI, Federico. Active noise control technique for diesel train locomotor exhaust noise abatement. **The Journal of the Acoustical Society of America**, Acoustical Society of America (ASA), v. 112, n. 5, p. 2427–2427, nov. 2002. DOI: <10.1121/1.4779956>.
- DE BEER, F. G.; JANSSENS, M. H. A.; KOOIJMAN, P. P.; VLIET, W. J. van. Curve squeal of railbound vehicles (part 1): frequency domain calculation model. *In: CASSEREAU, Didier (Ed.). Proceedings of Internoise 2000*. Nice, França: International Institute of Noise Control Engineering, ago. 2000.
- DITTRICH, Martin; JANSSENS, M. H. A. Improved measurement methods for railway rolling noise. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 231, n. 3, p. 595–609, mar. 2000. DOI: <10.1006/jsvi.1999.2547>.
- DITTRICH, Michael G.; ZHANG, Xuetao. The Harmonoise/IMAGINE model for traction noise of powered railway vehicles. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 293, n. 3-5, p. 986–994, jun. 2006. DOI: <10.1016/j.jsv.2005.12.022>.
- EADIE, Donald T.; SANTORO, Marco; KALOUSEK, Joe. Railway noise and the effect of top of rail liquid friction modifiers: Changes in sound and vibration spectral distributions in curves. **Wear**, Elsevier BV, v. 258, n. 7-8, p. 1148–1155, mar. 2005. DOI: <10.1016/j.wear.2004.03.061>.
- EATON, John W.; BATEMAN, David; HAUBERG, Søren; WEHBRING, Rik. **GNU Octave version 4.2.1 manual: a high-level interactive language for numerical computations**. [S.l.], 2017. Disponível em: <<https://www.gnu.org/software/octave/doc/v4.2.1/>>.
- ELO MEIO AMBIENTE. **Ruído de Ferrovias**. Acesso em: 27 abr. 2020. 2016. Disponível em: <<http://eloambiente.com.br/ruído-de-ferrovias/>>.

FINGBERG, Udo. A model of wheel-rail squealing noise. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 143, n. 3, p. 365–377, dez. 1990. DOI: <10.1016/0022-460X(90)90729-J>.

FIORENTIN, Thiago; FERGUSON, Neil; RENNO, Jamil; LENZI, Arcanjo. Structural response of an aircraft fuselage to hydraulic system: A wave and mobility approach. **Noise Control Engineering Journal**, Institute of Noise Control Engineering (INCE), v. 61, n. 1, p. 87–99, jan. 2013. DOI: <10.3397/1.3702009>.

FIORENTIN, Thiago; LOPES, Leonardo Ferreira; SILVA JUNIOR, Olavo Mecias da; LENZI, Arcanjo. Vibroacoustic models of air-core reactors. **The International Journal of Acoustics and Vibration**, International Institute of Acoustics e Vibration (IIAV), v. 21, n. 4, p. 453–461, dez. 2016. DOI: <10.20855/ijav.2016.21.4440>.

FIORENTIN, Thiago; MIKOWSKI, Alexandre; SILVA, Olavo; LENZI, Arcanjo. Noise and vibration analysis of a heat exchanger: A case study. **The International Journal of Acoustics and Vibration**, International Institute of Acoustics e Vibration (IIAV), v. 22, n. 2, p. 270–275, jun. 2017. DOI: <10.20855/ijav.2017.22.2473>.

FRENOPLAST. **Composite brake shoes**. Acesso em: 27 abr. 2020. 2009. Disponível em: <<http://frenoplast.eu/index.dhtml>>.

GLOCKER, Christoph; CATALDI-SPINOLA, E.; LEINE, Remco I. Curve squealing of trains: Measurement, modelling and simulation. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 324, n. 1-2, p. 365–386, jul. 2009. DOI: <10.1016/j.jsv.2009.01.048>.

HANSON, David; JIANG, Jiandong; DOWDELL, Bruce; DWIGHT, Richard. Curve squeal: causes, treatments and results. In: DAVY, John *et al.* (Ed.). **Proceedings of Internoise 2014**. Melbourne, Austrália: The Australian Acoustical Society, nov. 2014.

HARDY, Andrew E. J.; JONES, Richard R. K.; TURNER, Stephen. The influence of real-world rail head roughness on railway noise prediction. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 293, n. 3-5, p. 965–974, jun. 2006. DOI: <10.1016/j.jsv.2005.12.019>.

HARDY, Andrew. E. J.; JONES, Richard R. K. **Rail and wheel roughness: Implications for noise mapping based on the calculation of railway noise procedure**. Derby, Inglaterra, 2004. AEATR-PC&E-2003-002.

HECKL, Maria A.; ABRAHAMS, I. David. Curve squeal of train wheels, part 1: mathematical model for its generation. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 229, n. 3, p. 669–693, jan. 2000. DOI: <10.1006/jsvi.1999.2510>.

HEMSWORTH, Brian. **Environmental noise directive development of action plans for railways**. Paris, 2008. International Union of Railways.

- IGLESIAS, Eduardo Latorre; THOMPSON, David J.; SMITH, Malcom. Component-based model to predict aerodynamic noise from high-speed train pantographs. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 394, p. 280–305, abr. 2017. DOI: <10.1016/j.jsv.2017.01.028>.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **3095**: Railway applications: Acoustics: Measurement of noise emitted by railbound vehicles. Suíça, 2005.
- JANSEN, Erwin H; DITTRICH, Michael G; SIKMA, Erik L. Brake noise measurements on mixed freight trains with composite brake blocks. **The Journal of the Acoustical Society of America**, Acoustical Society of America (ASA), v. 123, n. 5, p. 3266–3266, 2008. DOI: <10.1121/1.2933586>.
- JANSSENS, M. H. A.; VAN VLIET, W. J.; KOOIJMAN, P. P.; BEER, F. G. de. Curve squeal of rail bound vehicles (part 3): Measurement techniques for wheel/rail contact velocities and forces at squeal noise frequencies. *In*: CASSEREAU, Didier (Ed.). **Proceedings of Internoise 2000**. Nice, França: International Institute of Noise Control Engineering, ago. 2000.
- JIANG, Jiandong; HANSON, David; DOWDELL, Bruce. At-source control of freight rail noise: A case study. **Acoustics Australia**, v. 43, n. 3, set. 2015. DOI: <10.1007/s40857-015-0026-3>.
- JIANG, Shijie; MEEHAN, Paul A. *et al.* Validation of a prediction model for tangent rail roughness and noise growth. **Wear**, Elsevier BV, v. 314, n. 1-2, p. 261–272, jun. 2014. DOI: <10.1016/j.wear.2013.11.038>.
- JONES, Christopher J. C.; THOMPSON, David J. Extended validation of a theoretical model for railway rolling noise using novel wheel and track designs. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 267, n. 3, p. 509–522, out. 2003. DOI: <10.1016/S0022-460X(03)00711-9>.
- KALIVODA, Manfred T.; KUDRNA, M.; PRESLE, Gérard. Application of MetaRail railway noise measurement methodology: comparison of three track systems. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 267, n. 3, p. 701–707, out. 2003. DOI: <10.1016/S0022-460X(03)00734-X>.
- KALKER, Joost J.; PÉRIARD, F. Wheel-rail noise: Impact, random, corrugation and tonal noise. **Wear**, Elsevier BV, v. 191, n. 1-2, p. 184–187, jan. 1996. DOI: <10.1016/0043-1648(95)06713-2>.
- KURZE, Ulrich J. Tools for measuring, predicting and reducing the environmental impact from railway noise and vibration. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 193, n. 1, p. 237–251, mai. 1996. DOI: <10.1006/jsvi.1996.0264>.

LEŠTINSKÝ, Lukáš; ZVOLENSKÝ, Peter. New methods of noise reduction in railway carriages. **Transportation Research Procedia**, Elsevier BV, v. 40, p. 778–783, 2019. DOI: <10.1016/j.trpro.2019.07.110>.

LEWIS, R.; OLOFSSON, U. (Ed.). **Wheel-rail interface handbook**. Cambridge: Woodhead Publishing, 2009. ISBN 978-1-84569-412-8.

LICITRA, Gaetano; FREDIANELLI, Luca; PETRI, Davide; VIGOTTI, Maria Angela. Annoyance evaluation due to overall railway noise and vibration in Pisa urban areas. **Science of the total environment**, Elsevier BV, v. 568, p. 1315–1325, out. 2016. DOI: <10.1016/j.scitotenv.2015.11.071>.

LOTZ, R. Railroad and rail transit noise sources. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 51, n. 3, p. 319–336, 1977. DOI: <10.1016/S0022-460X(77)80071-0>.

MAZILU, Traian. A dynamic model for the impact between the wheel flat and rail. **UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering**, v. 69, n. 2, p. 45–58, jan. 2007.

MAZILU, Traian. Rolling noise simulation of a railway vehicle. **Mechanical Journal Fiability and Durability**, v. 1, mai. 2013.

MEEHAN, Paul A.; LIU, Xiaogang. Modelling and mitigation of wheel squeal noise amplitude. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 413, p. 144–158, jan. 2018. DOI: <10.1016/j.jsv.2017.10.032>.

MINICUCCI, Domingos José. **Rodas e eixos ferroviários: Conceitos básicos**. Caçapava: MWL do Brasil, 2011.

NABAIS, Rui José da Silva. **Manual básico de engenharia ferroviária**. 1. ed. São Paulo: Oficina de Textos, 2014. ISBN 9788579751318.

NAGEM, Míriam Pompeu. **Mapeamento e análise do ruído ambiental: Diretrizes e metodologia**. 2004. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Faculdade de Engenharia Civil, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2004.

NELSON, James T. **Wheel/Rail noise control manual**. Oakland, CA, 1997.

OERTLI, Jakob; HUBNER, Peter. **Noise Reduction in Rail Freight: A 2007 report on the state of the art**. Paris, 2008. International Union of Railways.

OLIVEIRA, André de; FIORENTIN, Thiago A.; SILVA, Marcelo G. Design of System and Components - NVH view - Test and Simulation. *In*: SAE Technical Paper Series. São Paulo: SAE International, out. 2008. DOI: <10.4271/2008-36-0239>.

OLIVEIRA, Luiz Gustavo de. **Influência do processo de fabricação no comportamento mecânico de rodas ferroviárias**. 2013. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

PIERINGER, Astrid. A numerical investigation of curve squeal in the case of constant wheel/rail friction. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 333, n. 18, p. 4295–4313, set. 2014. DOI: <10.1016/j.jsv.2014.04.024>.

PIERINGER, Astrid. On the modelling of wheel/rail noise. *In*: AIA-DAGA 2013: Proceedings of the International Conference on Acoustics. Merano, Itália: DEGA, mar. 2013.

PORTO, Telmo Giolito. **PTR 2501- Ferrovia**. Acesso em: 27 ago. 2019. 2004. Disponível em: <[http://files.labtopope.webnode.com/200000811-987fc9a724/APOSTILA\\_PTR\\_2501\\_FERROVIA\\_USP\\_2004.pdf](http://files.labtopope.webnode.com/200000811-987fc9a724/APOSTILA_PTR_2501_FERROVIA_USP_2004.pdf)>.

REMYNGTON, P. J.; KNIGHT, J. S.; HANNA, D.; ROWLEY, C. A hybrid active/passive exhaust noise control system for locomotives. **The Journal of the Acoustical Society of America**, Acoustical Society of America (ASA), v. 117, n. 1, p. 68–78, jan. 2005. DOI: <10.1121/1.1836851>.

REMYNGTON, P. J.; RUDD, M. J.; VÉR, I. L. **Wheel/rail noise and vibration Vol. I: Mechanics of wheel/rail noise generation**. Washington, EUA, 1975. UMTA-MA-06-0025-75-10.

REMYNGTON, Paul J. Wheel/rail noise — Part IV: Rolling noise. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 46, n. 3, p. 419–436, jun. 1976. DOI: <10.1016/0022-460X(76)90864-6>.

REMYNGTON, Paul J. Wheel/rail rolling noise, I: Theoretical analysis. **The journal of the Acoustical Society of America**, Acoustical Society of America (ASA), v. 81, n. 6, p. 1805–1823, jun. 1987. DOI: <10.1121/1.394746>.

REMYNGTON, Paul J.; DIXON, Nicholas R.; WITTIG, Larry E. **Control of wheel/rail noise and vibration**. Washington, DC, 1984. UMTA-MA-06-0099-82-5.

RTM. **Ballast or slab?** Acesso em: 09 set. 2019. 2017. Disponível em: <<http://www.railtechnologymagazine.com/Comment/ballast-or-slab>>.

RUDD, Michael J. Wheel/rail noise — part II: Wheel squeal. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 46, n. 3, p. 381–394, jun. 1976. DOI: <10.1016/0022-460X(76)90862-2>.

RUITEN, C. J. M. Van. Mechanism of squeal noise generated by trams. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 120, n. 2, p. 245–253, jan. 1988. DOI: <10.1016/0022-460X(88)90432-4>.

SADEGHI, Javad; HASHEMINEZHAD, Araz. Correlation between rolling noise generation and rail roughness of tangent tracks and curves in time and frequency domains. **Applied Acoustics**, Elsevier BV, v. 107, p. 10–18, jun. 2016. DOI: <10.1016/j.apacoust.2016.01.006>.

SCHNEIDER, E; POPP, K; IRRETIER, H. Noise generation in railway wheels due to rail-wheel contact forces. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 120, n. 2, p. 227–244, jan. 1988. DOI: <10.1016/0022-460X(88)90431-2>.

SHABANA, Ahmed A.; ZAAZAA, Khaled E.; SUGIYAMA, Hiroyuki. **Railroad vehicle dynamics: A computational approach**. 1. ed. Flórida, EUA: CRC Press, 2007. ISBN 9781420045819.

SHCHURYK, Oleh. **Rail Noise: Various solutions of its reduction (Including Composite K- and LL-brake blocks)**. Bruxelas, Bélgica, 2015.

SPADA, Jorge Luís Goudene. **Uma abordagem de mecânica dos pavimentos aplicada ao entendimento do mecanismo de comportamento tensão-deformação da via férrea**. 2003. Tese (Doutorado em Ciências em Engenharia Civil) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2003.

STANWORTH, Colin G. Consideration of some noise sources due to railway operation. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 87, n. 2, p. 233–239, mar. 1983. DOI: <10.1016/0022-460X(83)90558-8>.

STASSEN, Kristien Ria; COLLIER, Pieter; TORFS, Rudi. Environmental burden of disease due to transportation noise in Flanders (Belgium). **Transportation Research Part D: Transport and Environment**, Elsevier BV, v. 13, n. 6, p. 355–358, ago. 2008. DOI: <10.1016/j.trd.2008.04.003>.

SUEKI, Takeshi; KITAGAWA, Toshiki; KAWAGUCHI, Tsugutoshi. Evaluation of acoustic and vibratory characteristics of impact noise due to rail Joints. **Quarterly report of RTRI**, Railway Technical Research Institute, v. 58, n. 2, p. 119–125, 2017. DOI: <10.2219/rtriq.58.2\_119>.

THOMPSON, David. On the relationship between wheel and rail surface roughness and rolling noise. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 193, n. 1, p. 149–160, mai. 1996. DOI: <10.1006/jsvi.1996.0254>.

THOMPSON, David. **Railway noise and vibration: Mechanisms, modelling and means of control**. 1. ed. Amsterdam: Elsevier, 2009. ISBN 9780080451473.

THOMPSON, David; GAUTIER, Pierre-Etienne. Review of research into wheel/rail rolling noise reduction. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 220, n. 4, p. 385–408, jul. 2006. DOI: <<https://doi.org/10.1243/0954409JRRT79>>.

THOMPSON, David; HEMSWORTH, Brian; VINCENT, Nicolas. Experimental validation of the TWINS prediction program for rolling noise, part 1: description of the model and method. **Journal of Sound and vibration**, Elsevier BV, v. 193, n. 1, p. 123–135, mai. 1996. DOI: <10.1006/jsvi.1996.0252>.

THOMPSON, David; SQUICCIARINI, Giacomo *et al.* Assessment of measurement-based methods for separating wheel and track contributions to railway rolling noise. **Applied Acoustics**, Elsevier BV, v. 140, p. 48–62, nov. 2018. DOI: <10.1016/j.apacoust.2018.05.012>.

TRANSPORTATION SAFETY BOARD OF CANADA. **Railway investigation report: R07M0017**. Canadá, 2007.

U. S. GOVERNMENT PRINTING OFFICE. **Maintenance of railway cars**. Washington, EUA: Headquarters, Department of the Army, jul. 1966.

VÉR, I. L.; VENTRES, C. S.; MYLES, M. M. Wheel/rail noise - part III: Impact noise generation by wheel and rail discontinuities. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 46, n. 3, p. 395–417, jun. 1976. DOI: <10.1016/0022-460X(76)90863-4>.

WANG, D. W. *et al.* Improving tribological behaviours and noise performance of railway disc brake by grooved surface texturing. **Wear**, Elsevier BV, v. 376-377, p. 1586–1600, abr. 2017. DOI: <10.1016/j.wear.2017.01.022>.

WICKENS, Alan H. **Fundamentals of rail vehicle dynamics: Guidance and stability**. 1. ed. Lisse, Holanda: CRC Press, 2003. ISBN 902651946X.

WIRNSBERGER, Michael *et al.* **METARAIL Project Final Report for Publication**. [S.l.], 1999.

WU, T. X.; THOMPSON, D. J. A hybrid model for the noise generation due to railway wheel flats. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 251, n. 1, p. 115–139, mar. 2002. DOI: <10.1006/jsvi.2001.3980>.

WU, T. X.; THOMPSON, D. J. On the impact noise generation due to a wheel passing over rail joints. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 267, n. 3, p. 485–496, out. 2003. DOI: <10.1016/S0022-460X(03)00709-0>.

XIAO, Xinbiao; JIN, Xuesong; SHENG, Xiaozhen. A hybrid model for noise generation from a railway wheel due to wheel/rail impact. *In*: SCHULTE-WERNING, Burkhard *et al.* (Ed.). **Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems**. Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design. Berlin: Springer, 2008. v. 99. p. 278–284. DOI: <10.1007/978-3-540-74893-9\_39>.

YANG, Jiannan; THOMPSON, David J. Time-domain prediction of impact noise from wheel flats based on measured profiles. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 333, n. 17, p. 3981–3995, ago. 2014. DOI: <10.1016/j.jsv.2014.04.026>.

YANG, Zhen; BOOGAARD, Anthonie *et al.* Numerical and experimental study of wheel-rail impact vibration and noise generated at an insulated rail joint. **International Journal of Impact Engineering**, Elsevier BV, v. 113, p. 29–39, mar. 2018. DOI: <10.1016/j.ijimpeng.2017.11.008>.

ZHANG, Jin; SQUICCIARINI, Giacomo; THOMPSON, David J. Implications of the directivity of railway noise sources for their quantification using conventional beamforming. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier BV, v. 459, out. 2019. DOI: <10.1016/j.jsv.2019.07.007>.

ZHANG, Jun; LI, Yong-hua; FANG, Ji; ZHAO, Wen-zhong. Research on squeal noise of tread brake system in rail freight vehicle. *In*: INTERNATIONAL CONFERENCE ON DESIGN, MATERIALS, AND MANUFACTURING, 2. Beijing: IOP Publishing, 2017. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. DOI: <10.1088/1757-899X/220/1/012040>.

ZVOLENSKÝ, Peter; GREŇČIK, Juraj; PULTZNEROVÁ, Alžbeta; KAŠIAR, Ľubomír. Research of noise emission sources in railway transport and effective ways of their reduction. **MATEC Web of Conferences**, EDP Series, v. 107, 2017. DOI: <10.1051/mateconf/201710700073>.

# **Apêndices**

## APÊNDICE A – CÓDIGOS COMPUTACIONAIS PARA PREVISÃO DE RUÍDO DE IMPACTO

### A.1 CÓDIGO COMPUTACIONAL PARA PREVISÃO DO RUÍDO DE IMPACTO EM JUNTAS EM DEGRAU

#### Step.m

```

1 % =====
2 % Cálculo da velocidade crítica e NPS
3 % para junta step-down
4 % =====
5 clc, close, clear
6
7 %
8 % Definindo parâmetros
9 %
10 g = 9.81; % Aceleração da gravidade [m/s^2]
11 v0 = 2; % Velocidade inicial da composição [m/s]
12 vf = 30; % Velocidade final da composição [m/s]
13 %g = 386; % Aceleração da gravidade [in/s^2]
14 %v0 = 10; % Velocidade inicial da composição [in/s]
15 %vf = 200; % Velocidade final da composição [in/s]
16
17 % DADOS DO VEÍCULO
18 a = 0.725/2; % Raio da roda [m]
19 m = 308; % Massa equivalente de uma roda [kg]
20 Mveic = 73100; % Massa do veículo [kg]
21 n = 8; % Número de rodas
22 M = Mveic/n; % Massa do veículo por roda (massa total/
    quantidade de rodas)
23 %mass_ratio = 2.4;
24
25 % DADOS DA VIA - considerando TR - 45
26 K = 10*10^6; % Rigidez da fundação/unidade de comprimento do
    trilho [N/m^2] ????
```

```
27 rho_l = 37.1 ; % Massa de trilho por unidade de comprimento [kg/
    m]
28 E = 2.1 * 10^6 ; % Módulo de Young do trilho [N/m^2]
29 I = 951.1 * 10^(-8) ; % Momento de inércia da seção transversal do
    trilho [m^4]
30 beta = (K / (4 * E * I))^(1/4) ; % Beta, parâmetro calculado
31
32 % DADOS DA JUNTA
33 h = 5/1000 ; % Diferença de altura entre trilhos [m]
34
35 % VALORES DE REFERÊNCIA
36 %Vref = 11/3.6 ; % Velocidade de referência [m/s]
37 Vref = 16/3.6 ; % Velocidade de referência [m/s]
38 NPSref = 99 ; % NPS de referência [dB]
39
40 %
41 % Cálculo da Velocidade Crítica - Via rígida (Vcr)
42 %
43 %Vcr = sqrt(a * g * (1 + mass_ratio)) ;
44 Vcr = sqrt(a * g * (1 + M/m)) ;
45
46 %
47 % Cálculo da Velocidade Crítica - Via elástica (Vce)
48 %
49 Vce = Vcr * sqrt(1 + ((m * beta) / (2 * rho_l))) ;
50
51 %
52 % Nível de pressão sonora
```

```
53 %
54 V=linspace(v0,vf,(vf-v0)*2);
55 V_kmh = V*3.6;
56
57 size = length(V); % Verifica o tamanho do vetor v
58
59 for i=1:size
60     if V(i)<Vce
61         NPS_down(i) = NPSref+20*log10(V(i)/Vref);
62     else
63         NPS_down(i) = max(NPS_down);
64     endif
65 endfor
66
67 NPS_up=NPSref+20*log10(V/Vref);
68
69 %
70 % Valores experimentais
71 %
72 %Vexp_d = [11 14];
73 Vexp_d = [14 14];
74 NPSexp_d = [97 99];
75 Vexp_u = [16];
76 NPSexp_u = [99];
77 %
78 % Apresentando resultados
79 %
80 plot(V_kmh,NPS_down,'linewidth',2,':','color','k');
81 set(gca,"xscale","log","fontsize",14);
```

```

82 hold on
83 plot(V_kmh,NPS_up,'linewidth',2,'--','color','r');
84 %axis([v0 vf]);
85 plot(Vexp_d,NPSexp_d,'linewidth',1.5,'v',"markersize",12,'
      color','k')
86 plot(Vexp_u,NPSexp_u,'linewidth',1.5,'^',"markersize",12,'
      color','r')
87 err=1.5;
88 errorbar(Vexp_d,NPSexp_d,err,"~")
89 j = legend('Valores teóricos - Degrau descendente (Eq. 8)', '
      Valores teóricos - Degrau ascendente (Eq. 8)', ...
90 'Valores experimentais - Degrau descendente', 'Valores
      experimentais - Degrau ascendente');
91 legend(j, "location", "southeast")
92 axis([V_kmh(1) V_kmh(56) 80 120]);
93 xlabel("Velocidade (km/h)", "fontsize", 14)
94 ylabel("NPS (dB(A))", 'fontsize', 14);
95 grid minor
96 %title({"NPS em junta em degrau vs. velocidade da composição"})
97 %
98 % Observações e resultados
99 %
100 disp('Velocidade crítica para via rígida - Vcr [m/s]:'), disp(
      Vcr);
101 disp('Velocidade crítica para via elástica - Vce [m/s]:'), disp(
      Vce);

```

## A.2 CÓDIGO COMPUTACIONAL PARA PREVISÃO DO RUÍDO DE IMPACTO EM JUNTAS NIVELADAS

### Level.m

```

1 % =====
2 % Cálculo da velocidade crítica e NPS
3 % para junta em nível
4 % =====

```

```
5
6 % Inicializando o ambiente de trabalho
7 %
8 clc, close, clear
9 %
10 % Definindo parâmetros
11 %
12 g = 9.81; % Aceleração da gravidade [m/s^2]
13 v0 = 1; % Velocidade inicial da composição [m/s]
14 vf = 50; % Velocidade final da composição [m/s]
15
16 % DADOS DO VEÍCULO
17 a = 0.725/2; % Raio da roda [m]
18 m = 308; % Massa equivalente de uma roda [kg]
19 Mveic = 73000; % Massa do veículo [kg]
20 n = 8; % Número de rodas
21 M = Mveic/n; % Massa do veículo por roda (massa total/
    quantidade de rodas)
22 %mass_ratio = 2.4;
23
24 % DADOS DA VIA - considerando TR-68
25 rho_l = 37.1; % Massa de trilho por unidade de comprimento [kg/
    m]
26 K = 10*10^6; % Rigidez da fundação/unidade de comprimento do
    trilho [N/m^2] ???
27 E = 2.10*10^6; % Módulo de Young do trilho [N/m^2]
28 I = 951.1*10^(-8); % Momento de inércia da seção transversal do
    trilho [m^4]
29 beta = (K/(4*E*I))^(1/4); % Beta, parâmetro calculado
30
31 % DADOS DA JUNTA
32 w = 11/1000; % Vão entre trilhos [m]
33
```

```
34 % VALORES DE REFERÊNCIA
35 Vref = 11/3.6 ; % Velocidade de referência [in/s]
36 NPSref = 86 ; % NPS de referência [dB]
37
38 %
39 % Cálculo da Velocidade Crítica - Via Rígida (Vcr)
40 %
41 Vcr = sqrt(a*g*(1+M/m)) ;
42
43 %
44 % Cálculo da Velocidade Crítica - Via elástica (Vce)
45 %
46 Vce = Vcr*sqrt(1+((m*beta)/(2*rho_l))) ;
47
48 %
49 % Nível de pressão sonora
50 %
51 V = linspace(v0,Vce,(Vce-v0)^2) ; % Criação do vetor de
    velocidades [m/s]
52 V_kmh = V*3.6 ;
53
54 size = length(V) ; % Verifica o tamanho do vetor v
55
56 NPS_level=NPSref+20*log10(V/Vref) ;
57
58 %
```

```
59 % Valores experimentais
60 %
61 Vexp_1 = [11];
62 NPSexp_1 = [86];
63 Vexp_2 = [11];
64 NPSexp_2 = [92];
65
66 %
67 % Apresentando resultados
68 %
69
70 plot(V_kmh,NPS_level,'linewidth',2,'k')
71 set(gca,'xscale','log','fontsize',14);
72 axis([V_kmh(1) Vce]);
73 xlabel("Velocidade (km/h)","fontsize",14)
74 ylabel("NPS (dB(A))",'fontsize',14);
75 %title({"NPS em junta em nível vs. velocidade"})
76 grid minor
77 hold on
78 plot(Vexp_1,NPSexp_1,'linewidth',1.5,'s',"markersize",10,'
    color','k')
79 plot(Vexp_2,NPSexp_2,'linewidth',1.5,'x',"markersize",10,'
    color','r')
80 err=1.5;
81 errorbar(Vexp_2,NPSexp_2,err,"~")
82 legend('Valor teórico - Junta 2 (Eq. 8)', 'Valor experimental -
    Junta 2', 'Valor experimental - Junta 3')
83 %
84 % Observações e resultados
```

```
85 %  
86 disp('Velocidade crítica para via rígida (Vcr):'), disp(Vcr);  
87 disp('Velocidade crítica para via elástica (Vce):'), disp(Vce);  
88 disp('Comportamento do NPS após velocidade crítica para junta  
em nível não é conhecido.');
```

## APÊNDICE B – CÓDIGO COMPUTACIONAL PARA PREVISÃO DE RUÍDO EM CURVAS

### SquealLoco.m

```

1 %=====
2 % Cálculo do NPS do squeal (Lp) a 15,2 m de distância da via
3 % para diferentes valores de velocidade (V) e raio da curva (R)
4 %=====
5
6 % Inicializando o ambiente de trabalho
7 %
8 clc, close, clear
9 %
10 % Definindo parâmetros
11 %
12 sigma_w = 1; % Eficiência de irradiação da roda
13 %a = 0.725/2; % Raio da roda [m]
14 a = 1.016/2; % Locomotiva
15 A = pi*power(a,2); % Área de irradiação da roda [m^2]
16 V = [12/3.6 14/3.6 16/3.6 30/3.6 40/3.6 50/3.6 60/3.6 70/3.6];
    % Vetor velocidade da composição - três componentes [m/s]
17 %L = 1.576; % Distância entre eixos [m]
18 L = 2.438; % Locomotiva
19 r0 = 30*L; % Raio de curva mínimo [m]
20 %rf = 500; % Raio de curva máximo [m]
21 rf = 100*L;
22
23 %
24 % NPS de uma única roda
25 %

```

```
26 R = linspace(r0, rf, (rf - r0) * 2)'; % R: raio da curva [m]
27 N = length(R);
28
29 for i = 1:N
30     NPS1(i) = 10*log10(sigma_w*A*power(V(1), 2))+10*log10(((L/R(i))
31         ) - 0.01) / (0.03 - (L/R(i))))+93; % 12 km/h
32     NPS2(i) = 10*log10(sigma_w*A*power(V(2), 2))+10*log10(((L/R(i))
33         ) - 0.01) / (0.03 - (L/R(i))))+93;
34     NPS3(i) = 10*log10(sigma_w*A*power(V(3), 2))+10*log10(((L/R(i))
35         ) - 0.01) / (0.03 - (L/R(i))))+93;
36 endfor
37
38 %
39
40 % Valores experimentais
41 %
42
43 %Mafra - SFS
44 Rexp_1 = [206];
45 NPSexp_1 = [92]; % 12 km/h
46 %SFS - Mafra
47 Rexp_2 = [156 156]; %156];
48 NPSexp_2 = [99.9 90.34]; % 14 km/h
49 %Mafra - SFS
50 Rexp_3 = [156];
51 NPSexp_3 = [97.8]; % 16 km/h
52
53 %
54
55 % Apresentando resultados
56 %
57
58 %subplot(1,2,1);
```

```
53 plot(R,NPS1,'linewidth',2,'-','color','k');
54 set(gca,"fontsize",12)
55 hold on
56 plot(R,NPS2,'linewidth',2,'-.','color','b');
57 grid minor
58 xlabel("Raio da Curva (m)","fontsize",14)
59 axis([r0 rf])
60 ylabel("NPS (dB(A))","fontsize",14)
61 hold on
62 %plot(R,NPS2,'linewidth',2);
63 plot(R,NPS3,'linewidth',2,'--','color','r');
64 %title("NPS vs. Raio da curva","fontsize",12);
65 plot(Rexp_1,NPSexp_1,'linewidth',1.5,'x',"markersize",12,'
    color','k')
66 plot(Rexp_2,NPSexp_2,'linewidth',1.5,'d',"markersize",12,'
    color','b')
67 plot(Rexp_3,NPSexp_3,'linewidth',1.5,'+',"markersize",12,'
    color','r')
68
69 legend("Valores teóricos - 12 km/h (Eq. 9)","Valores teóricos -
    14 km/h (Eq. 9)","Valores teóricos - 16 km/h (Eq. 9)",...
70 "Valores experimentais - 12 km/h","Valores experimentais - 14
    km/h","Valores experimentais - 16 km/h");
```

## APÊNDICE C – CÓDIGO COMPUTACIONAL SIMPLIFICADO PARA PREVISÃO DE RUIÍDO DE ROLAGEM

Rolagem\_simplificado.m

```

1 %=====
2 % Cálculo do NPS do ruído de rolamento - Simplificado
3 %=====
4 % Inicializando o ambiente de trabalho
5 clc , close all , clear all
6
7 % =====
8 % DEFININDO PARÂMETROS
9 % =====
10 NPSref = 69 ; % NPS de referência [dB(A) ]
11 Vref = 10/3.6 ; % Velocidade de referência [m/s]
12 % Inserir em quilômetros por hora para facilitar
13
14 V0 = 1/3.6 ; % Velocidade inicial [m/s]
15 Vf = 100/3.6 ; % Velocidade final [m/s]
16
17 %
18
19 % Nível de pressão sonora previsto
20
21
22
23 V=linspace (V0, Vf, ( Vf - V0) * 2) ;
24 V_kmh = V* 3.6 ;
25
26 size = length (V) ; % Verifica o tamanho do vetor v
27
28 for i=1:size
29     NPS_25(i) = NPSref+25*log10 (V(i) / Vref) ;
30     NPS_30(i) = NPSref+30*log10 (V(i) / Vref) ;
31     NPS_35(i) = NPSref+35*log10 (V(i) / Vref) ;
32 endfor

```

```
32 %
33 % Nível de pressão sonora medido
34 %
35
36 V_med = [10 10 15 15 20 20 23 25 30 30 32 35 43 45 52 55 60 60]
      ;
37 NPS_med = [69 70 73 72 77 76 80 80 82 83 84 85 86 88 90 91 92
      93];
38
39 %
40 % Apresentando resultados
41 %
42 semilogx(V_kmh,NPS_25,'linewidth',2,'-','color','k');
43 hold on
44 semilogx(V_kmh,NPS_30,'linewidth',2,'--','color','b');
45 semilogx(V_kmh,NPS_35,'linewidth',2.5,':','color','r');
46 semilogx(V_med,NPS_med,'linewidth',1.5,'+',"markersize", 12,'
      color','k')
47 set(gca,"fontsize", 14);
48 axis([7 100 50 110]);
49 xlabel("Velocidade (km/h)",'fontsize',14)
50 ylabel("NPS (dB(A))",'fontsize',14);
51 grid minor
52 %title({"NPS do ruído de rolagem vs. velocidade da composição
      "})
53 j = legend('Valores teóricos - N = 25 (Eq. 19)', 'Valores teó
      ricos - N = 30 (Eq. 19)', ...
54 'Valores teóricos - N = 35 (Eq. 19)', 'Valores experimentais');
55 legend(j, "location", "southeast")
```