

CATEGORIA 2

MODELOS PARA PREDIÇÃO DE RUÍDO FERROVIÁRIO

AUTORES

Thiago Antonio Fiorentin, Laura D. V. Braz, Yesid E. A. Mendoza

INTRODUÇÃO

Apesar dos benefícios e facilidades que oferece à vida cotidiana, o acelerado avanço tecnológico das últimas décadas tem intensificado o processo de degradação do meio-ambiente. Isso pode ser notado pelo surgimento de novas formas de poluição. Entre elas, a poluição ambiental tem se tornado motivo de insatisfação com o ambiente em que se vive, especialmente em grandes centros urbanos (NAGEM, 2004). A exposição a altos níveis de ruído por longos períodos de tempo pode ser prejudicial à saúde, principalmente quando o Nível de Pressão Sonora (NPS) excede 60 dB(A). Doenças cardiovasculares, distúrbios do sono e incômodo são os efeitos nocivos mais relatados (BARREIRO; SÁNCHEZ; VILADRICH-GRAU, 2005; STASSEN; COLLIER; TORFS, 2008).

Sistemas ferroviários de transporte de carga são projetados para serem simples e suportarem condições severas de operação, deixando de lado questões relacionadas

26ª SEMANA DE TECNOLOGIA METROFERROVIÁRIA
7º PRÊMIO TECNOLOGIA E DESENVOLVIMENTO METROFERROVIÁRIOS



ao conforto. Além disso, estão sujeitos a procedimentos de manutenção mais grosseiros em relação a trens de passageiros (STANWORTH, 1983). O potencial de geração de ruído por composições ferroviárias, somado ao fato de que, seja transportando cargas ou pessoas, as ferrovias brasileiras cruzam diversas cidades (são aproximadamente 12 mil passagens de nível espalhadas pelo país de acordo com a CNT (2020)) constituem obstáculos significativos à ampliação do transporte ferroviário, fundamental para o desenvolvimento do país. No Brasil, 20,7% de todo o transporte de mercadorias é feito por trens de carga (CNT, 2020). Além disso, as ferrovias são responsáveis pelo transporte de 3,7 bilhões de passageiros por ano, especialmente nos metrô nas grandes cidades (ANP TRILHOS, 2019). Por conta disso, no Brasil e em diversos outros países, foram elaboradas leis que limitam o nível de ruído aceitável, visando o conforto das comunidades vizinhas às ferrovias (STANWORTH, 1983; THOMPSON, 2009; JIANG; HANSON; DOWDELL, 2015; FIORENTIN et al., 2019).

Diferentes estratégias podem ser adotadas para controle de ruído: controle diretamente em sua fonte, no caminho de propagação ou no alvo receptor. O controle na fonte é a alternativa mais efetiva. No entanto, sua implementação é complexa pois exige compreensão acerca dos mecanismos de geração dos ruídos presentes no sistema -- neste caso, a ferrovia. A primeira etapa deste tipo de estratégia é identificar a fonte de ruído dominante. Depois, é necessário estudar seu mecanismo de geração, quais fatores a influenciam e como isso ocorre. Com essas informações, é possível

desenvolver soluções para o problema e testá-las. Os testes são feitos, primeiramente, utilizando modelos de previsão, depois em laboratório e por fim em campo (JIANG; HANSON; DOWDELL, 2015; THOMPSON, 2009).

Pesquisas já foram realizadas em ferrovias brasileiras com o objetivo de analisar o ruído gerado por trens de carga (FIORENTIN; BRAZ; ASAFF, 2019). O presente estudo, no entanto, é focado na previsão do NPS resultante da passagem dessas composições. Serão analisados, separadamente, dois modelos analíticos para prever dois tipos de ruído ferroviário - o ruído de impacto e o ruído em curvas. Inicialmente, são identificados os modelos analíticos elaborados com essa finalidade. Um modelo é selecionado para previsão do ruído de impacto, e outro para previsão de ruído em curvas. Na sequência, os modelos são implementados em rotinas computacionais com as alterações necessárias para sua aplicação conforme as condições desta pesquisa. Por fim, os resultados obtidos são comparados com medições de ruído realizadas em uma ferrovia para transporte de cargas, durante sua operação normal.

Neste artigo, após a introdução, serão descritos os tipos de ruído citados e será apresentado o estado da arte dos modelos analíticos disponíveis para previsão. Em seguida, serão descritos os modelos utilizados neste trabalho e a metodologia usada para a validação experimental. Por último, serão discutidos os resultados obtidos.

DIAGNÓSTICO

Como mencionado, as ferrovias brasileiras passam por dentro de diversas cidades, cruzando inclusive áreas urbanas. Logo, a população que reside em áreas próximas a essas linhas está sujeita ao ruído resultante da passagem de trens. O mesmo acontece próximo a ruas muito movimentadas, rodovias e aeroportos. Alguns desses sons ocorrem em frequências nas quais a audição humana é especialmente sensível e, dependendo de sua intensidade, pode provocar incômodo. Além da perturbação, a exposição a níveis de ruído elevado pode resultar em estresse, distúrbios do sono, doenças cardiovasculares, entre outros, representando risco à saúde.

Esses fatores podem ser motivo de reclamações relacionadas à ferrovia, constituindo um obstáculo à implantação de novas linhas. Além disso, outro possível impacto por vezes observado é a desvalorização imobiliária na região. Por isso, é necessário desenvolver soluções para controlar o nível de ruído gerado pela circulação dos trens a fim de minimizar o impacto ambiental.

ESTADO DA ARTE DE MODELOS ANALÍTICOS PARA PREVISÃO DE RUÍDOS FERROVIÁRIOS

Diversas fontes de ruído estão presentes em ferrovias, e aquela considerada dominante varia conforme a situação operacional. As fontes ou tipos de ruído mais comentados pelos pesquisadores são o ruído de rolagem do trem, ruído de impacto,

ruído em curvas, ruído da locomotiva, aerodinâmico, de frenagem, entre outros (THOMPSON, 2009; JANG; HANSON; DOWDELL, 2015). Visto que os ruídos mais relevantes para este estudo são os ruídos de impacto e em curvas, eles serão explicados brevemente a seguir, juntamente com o estado da arte de modelos analíticos para previsão do NPS gerado por cada um.

Ruído de impacto

Trilhos e rodas podem, por vezes, apresentar discontinuidades em suas superfícies de rolamento. Durante a rolagem da roda sobre o trilho na presença de alguma discontinuidade, ocorre um deslocamento relativo entre eles. Como resultado, são geradas forças de impacto e um consequente ruído impulsivo, denominado ruído de impacto (SUEKI; KITAGAWA; KAWAGUCHI, 2017).

As discontinuidades mais comuns em trilhos são as juntas ferroviárias. Neste caso, o ruído resultante é uma sequência de pulsos quase periódicos gerados a partir da junta. Nas rodas, os achatamentos são o tipo de discontinuidade mais comum e geram uma série de ruídos periódicos, irradiados de locais diferentes com espaçamento de um perímetro da roda. Nos dois casos, a frequência de repetição do ruído aumenta linearmente com a velocidade do trem (VÉR; VENTRES; MYLES, 1976). A Figura 1 representa o mecanismo de geração do ruído de impacto causado por uma discontinuidade nos trilhos. As setas curvadas representam a vibração, e as setas retas o ruído irradiado.

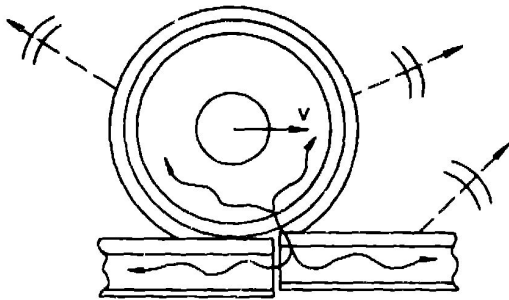


Figura 1 – Ilustração do mecanismo de geração do ruído de rolagem (REMINGTON; RUDD; VÉR, 1975)

Diversos modelos analíticos para previsão do ruído de impacto foram desenvolvidos. Um dos primeiros foi elaborado por Vér, Ventres e Myles (1976) e aborda a geração do ruído de impacto para diferentes tipos de descontinuidades em trilhos e rodas. Este modelo foi aprimorado posteriormente por outros autores, que estimaram um espectro de rugosidade equivalente às descontinuidades (REMINGTON; DIXON; WITTIG, 1984). Wu e Thompson (2003) adotaram abordagem semelhante, porém o espectro de rugosidade equivalente foi utilizado como dado de entrada em um software de previsão de ruído ferroviário. Foi desenvolvido, também, um modelo híbrido que consiste em um modelo de interação dinâmica elaborado no domínio do tempo e outro modelo vibroacústico elaborado no domínio da frequência (XIAO; JIN; SHENG, 2008). Yang, Boogaard et al. (2018) utilizaram a técnica de elementos finitos como base para a sua proposta. Para o caso de descontinuidades nas rodas, pode-se citar o modelo elaborado por Mazilu (2007), que mesmo não abordando especificamente o ruído, pode ser usado com este objetivo a partir dos espectros da força de impacto. Yang e Thompson (2014) utilizaram uma abordagem híbrida para

tratar esse tipo de caso. Os modelos mais recentes, no entanto, não são puramente analíticos, o que justifica, neste estudo, a escolha do modelo criado por Vér, Ventres e Myles (1976).

Ruído em curvas

De acordo com alguns pesquisadores, dois tipos de ruídos podem ser gerados quando uma composição contorna uma curva. O ruído de friso é um ruído de banda larga causado pelo contato entre o friso da roda e a lateral do boleto do trilho (ANDERSON et al., 2008; JIANG; HANSON; DOWDELL, 2015). Já o ruído de squeal é gerado pelo deslizamento lateral das rodas sobre o topo do boleto durante a passagem pela curva. Como os eixos do truque são rígidos, as rodas não se alinham tangencialmente à curva, de modo que as rodas do eixo dianteiro tendem a sair da curva, e as do eixo traseiro tendem a entrar, como pode ser observado na Figura 2. Dessa forma, a velocidade da roda tem uma componente tangencial à curva (velocidade de rolagem) e uma componente radial (velocidade de crabbing) (HECKL; ABRAHAMS, 2000). Neste trabalho, o ruído em curvas em questão é denominado squeal.

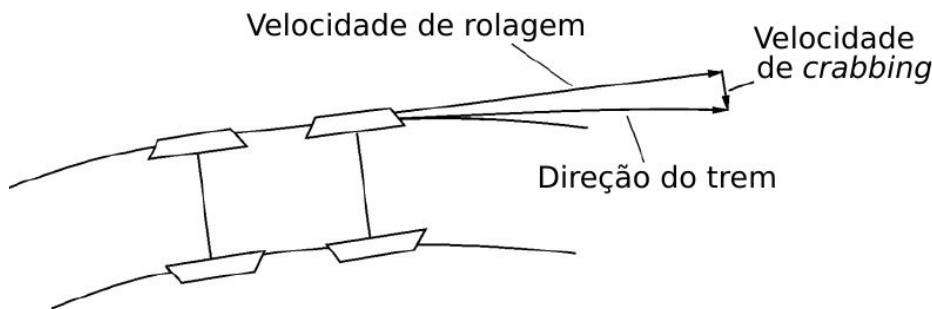


Figura 2 – Ilustração do mecanismo de geração do squeal (HECKL; ABRAHAMS, 2000)

O squeal pode superar em até 30 dB o ruído normal de rolagem do trem e costuma estar associado a frequências nas quais a audição humana é mais sensível, sendo, portanto, bastante incômodo (MEEHAN; LIU, 2018; ANDERSON et al., 2008). Devido à interação de diversas variáveis em sua geração, é descrito como um fenômeno aleatório e difícil de prever (HANSON et al., 2014). Porém, pode ser associado com o raio da curva, de maneira que sua ocorrência aumenta com a redução do raio (EADIE; SANTORO; KALOUSEK, 2005).

Rudd (1976) desenvolveu um modelo analítico para prever o NPS do squeal considerando características do veículo e da curva. Modelos mais sofisticados foram desenvolvidos, consistindo em vários submodelos (HECKL; ABRAHAMS, 2000). Schneider, Popp e Irretier (1988), por exemplo, elaboraram um modelo composto de três partes baseado em técnicas de elementos finitos e expansão modal. Fingberg (1990) utilizou a técnica de elementos finitos e elementos de contorno para estudar o squeal desde sua fonte até o receptor. A geração do squeal foi modelada por Heckl e

Abrahams (2000) considerando um disco com vários modos de vibração fora do plano, que são excitados em um ponto de sua borda por uma força de atrito que depende da velocidade do disco. De Beer et al. (2000) trataram o squeal no domínio da frequência combinando diferentes modelos para mecânica de contato, dinâmica de contato, dinâmica de roda e dinâmica ferroviária. A interação roda-trilho em curvas também pode ser modelada no domínio do tempo, conforme Pieringer (2014). Já Meehan e Liu (2018) utilizaram um modelo que integra a mecânica da curva, mecânica de contato e vibração modal da roda para estudar a amplitude de vibração e do ruído em curvas. Apesar de tomar o modelo de Rudd (1976) como base, estes não são puramente analíticos. Por isso, o modelo proposto por Rudd (1976) será utilizado neste estudo para previsão do squeal.

METODOLOGIA

Após selecionar os modelos analíticos a serem utilizados para analisar cada tipo de ruído, metodologias similares foram aplicadas aos dois casos. Nas duas seções a seguir, será feita uma breve explicação dos modelos analíticos e da metodologia aplicada para cada um.

Previsão do ruído de impacto segundo Vér, Ventres e Myles (1976)

Vér, Ventres e Myles (1976) estudaram o ruído de impacto gerado por descontinuidades de diferentes geometrias presentes nos trilhos ferroviários e rodas

das composições. De acordo com estes autores, o impacto apresenta comportamento diferente conforme a configuração da via permanente - se ela é rígida, como vias em laje, por exemplo, ou elástica, como vias com dormentes apoiados sobre o lastro. Neste estudo, será considerado o caso de via elástica, visto que esta é a configuração da ferrovia analisada.

O comportamento do impacto, e conseqüentemente do ruído, também é influenciado pela velocidade dos trens, além da geometria da descontinuidade. Acima da velocidade crítica, são observadas diferentes tendências de aumento do ruído. A velocidade crítica é definida como a velocidade acima da qual ocorre perda de contato entre o trilho e a roda na presença de alguma descontinuidade e seu cálculo também depende da configuração da via (VÉR; VENTRES; MYLES, 1976).

O modelo analítico proposto por Vér, Ventres e Myles (1976) considera cinco tipos de irregularidades. No entanto, neste trabalho serão estudadas apenas as três geometrias de juntas: junta nivelada, junta em degrau ascendente e junta em degrau descendente. A Figura 3 ilustra a geometria das juntas analisadas neste estudo e suas principais dimensões. A primeira (Junta 1) é uma junta em degrau, com espaçamento de 23,6 mm entre trilhos e 5 mm de desnível vertical. Ela se comporta como degrau descendente quando o trem trafega da esquerda para direita, e como degrau ascendente quando trafega no sentido oposto. A segunda junta (Junta 2) é uma junta sem desnível vertical e sem espaçamento entre trilhos, que pode ser considerada ideal

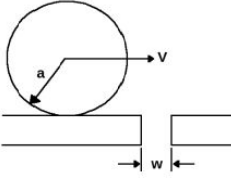
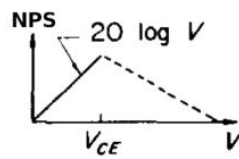
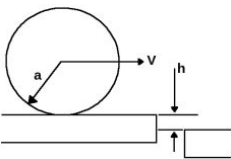
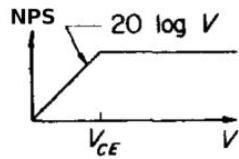
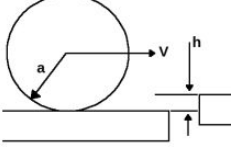
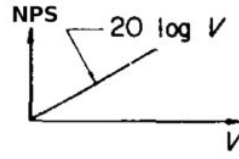
em termos de geração de ruído. Por fim, a terceira (Junta 3) é uma junta nivelada verticalmente, porém com espaçamento de 11 mm entre trilhos.



Figura 3 – Geometria das juntas estudadas

Na Tabela 1 é apresentado um resumo das equações utilizadas para o cálculo da velocidade crítica para cada configuração de junta, e também um gráfico ilustrando o comportamento do NPS de pico em função da velocidade da composição de acordo com Vér, Ventres e Myles (1976). Pelas expressões presentes na tabela, nota-se que a velocidade crítica depende do raio da roda (a), da aceleração gravitacional (g), da massa do veículo suportada por cada roda (M) - obtida pela divisão da massa do veículo pelo número de rodas -, da massa da roda (m), da massa do trilho por unidade de comprimento (ρ_l) e de um parâmetro β . Este parâmetro é calculado segundo a expressão $\beta = \sqrt[4]{(K/EI)}$ e depende do módulo de via (K), do módulo de elasticidade do trilho (E) e do momento de inércia de sua seção transversal (I).

Tabela 1 - Resumo das equações propostas por Vér, Ventres e Myles (1976)
referentes ao ruído de impacto em juntas ferroviárias (VÉR; VENTRES; MYLES, 1976)

Nome e geometria	Velocidade crítica em via rígida (V_{CR})	Velocidade crítica em via elástica (V_{CE})	NPS de pico x velocidade
Junta em nível 	$V_{CR} = \sqrt{ag \left(1 + \frac{M}{m}\right)}$	$V_{CE} = V_{CR} \sqrt{1 + \frac{m\beta}{2\rho_l}}$	
Junta em degrau descendente 			
Junta em degrau ascendente 	_____	_____	

A velocidade crítica para juntas em nível e em degrau descendente é calculada da mesma forma. O NPS de pico para juntas em nível cresce conforme a expressão $20\log_{10}V$ até atingir a velocidade crítica; depois disso, seu comportamento é desconhecido. No caso das juntas em degrau descendente, o NPS de pico atinge seu máximo quando a composição trafega acima da velocidade crítica. Já as juntas em degrau ascendente não possuem velocidade crítica, e o NPS de pico cresce com a

velocidade sem atingir um limite no qual se estabiliza. Por isso, é considerada a junta com maior potencial de emissão de ruído.

Os valores considerados na modelagem analítica do ruído de impacto para cada um desses parâmetros são descritos na Tabela 2.

Tabela 2 - Dados de entrada utilizados na modelagem analítica do ruído de impacto

Variável	Valor
Aceleração da gravidade (g)	9,81 m/s ²
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 (ρ_l)	37,10 kg/m
Módulo de via (K)	10,00 MPa
Módulo de elasticidade do trilho (E)	2,10 MPa
Momento de inércia da seção transversal do trilho (I)	951,10.10 ⁻⁸ m ⁴

Apesar de apresentarem gráficos que fornecem uma ideia do comportamento do NPS de pico, Vér, Ventres e Myles (1976) não especificam como essa estimativa deve ser feita. Com essa finalidade, foi utilizada a expressão proposta por Thompson (2009) para previsão do nível de ruído ferroviário, descrita a seguir.

$$NPS_{impacto} = NPS_{ref} + N \cdot \log_{10} \frac{V}{V_{ref}} \quad (1)$$

Dessa forma, o ruído de impacto depende da velocidade da composição (V), e é estimado com base em um par de dados de referência de NPS (NPS_{ref}) e velocidade (V_{ref}) conhecidos, medidos em campo durante a passagem de um trem. Os gráficos apresentados na Tabela 1 mostram que o NPS de pico cresce conforme a expressão $20\log_{10} V$, razão pela qual optou-se por adotar o fator N como sendo igual a 20.

O modelo de Vér, Ventres e Myles (1976) foi implementado em um código computacional. Para sua aplicação, foram feitas medições de ruído ao lado das juntas ilustradas na Figura 3 com um medidor de pressão sonora calibrado e posicionado a, aproximadamente, 1,80 m de distância da junta na altura do boleto do trilho (Figura 4).



Figura 4 – Medidor de nível de pressão sonora posicionado próximo da junta em degrau

A velocidade do trem foi aferida com auxílio de uma pistola radar. A junta em degrau foi analisada separadamente considerando os dois sentidos de circulação do trem. Já os resultados das medições de ruído feitas na junta em nível foram analisados em conjunto com aqueles obtidos a partir das medições realizadas na junta sem qualquer espaçamento ou desnível. Para cada uma dessas duas situações, um par de dados de velocidade e NPS serviu como referência para o modelo analítico.

Previsão do ruído em curvas segundo Rudd (1976)

O modelo proposto por Rudd (1976) estabelece uma equação, descrita a seguir, para estimar o nível de pressão sonora gerado pelo *squeal* proveniente de uma roda a cerca de 15 m de distância do receptor (NPS_{squeal}).

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

Na Equação (2), o termo σ_w refere-se à eficiência de irradiação sonora da roda, que neste caso é considerada como sendo igual a 1,00 conforme estimado por Rudd (1976). O termo A é a área de irradiação da roda, que depende do seu raio (a) segundo a expressão $A = \pi a^2$, considerando que o ruído é irradiado apenas a partir da face externa da roda. A variável V é a velocidade do trem, L é a distância entre os eixos de um mesmo truque e R é o raio da curva. Esta expressão é válida apenas para

curvas com raio variando de 30 a 100 vezes a distância entre eixos do truque, ou seja,
 $30L < R < 100L$.

Os dados referentes às características do veículo (raio da roda e distância entre eixos) dependem do tipo de roda que gera o squeal, visto que esses valores são diferentes para roda de locomotiva ou de vagão. Após a medição de ruído na via, identifica-se a roda geradora do squeal e então escolhe-se os valores adequados para serem utilizados na modelagem analítica. Na Tabela 3, são descritos os valores de raio da roda e distância entre eixos do truque para o caso da locomotiva e do vagão.

Tabela 3 - Valores utilizados como dados de entrada para previsão do ruído em curvas

Variável	Valor - locomotiva	Valor - vagão
Raio da roda (a)	0,5080 m	0,3625 m
Distância entre eixos do truque (L)	2,4380 m	1,5760 m

Com exceção da velocidade (V), todos os dados do veículo foram coletados previamente. A velocidade, no entanto, é medida com auxílio de uma pistola radar durante a passagem da composição e posteriormente inserida no código computacional. Para o raio da curva, foram considerados na modelagem analítica todos os valores dentro da faixa na qual a Equação 2 é válida. Logo, para o caso da

26ª SEMANA DE TECNOLOGIA METROFERROVIÁRIA
7º PRÊMIO TECNOLOGIA E DESENVOLVIMENTO METROFERROVIÁRIOS



locomotiva são utilizados valores de raio de curva entre 73,14 m e 243,80 m. Para os vagões, esses valores variam de 47,28 m a 157,60 m.

A coleta de dados experimentais foi feita próximo da ferrovia, em quatro curvas de diferentes raios que atendessem à restrição de aplicação do modelo ($30L < R < 100L$). Na Figura 5, são apresentadas imagens aéreas das quatro curvas onde foram realizadas medições de ruídos. Os valores de raio são iguais a 156 m, 200 m, 206 m e 230 m para as Curvas 1, 2, 3 e 4, respectivamente. As setas amarelas nas imagens indicam os raios das curvas, e a linha tracejada em preto destaca o centro da ferrovia. O ponto vermelho, por fim, indica o local no qual foi posicionado o medidor de ruído durante a coleta dos dados.



Figura 5 – Medidor de nível de pressão sonora posicionado próximo da junta em degrau

Um medidor de pressão sonora foi posicionado a aproximadamente 15 m do centro da curva, a 1,20 m de altura do solo. O pico de ruído correspondente ao squeal, quando houve ocorrência, foi posteriormente identificado durante a análise dos dados. Esses resultados experimentais são comparados com os valores obtidos analiticamente após alimentar o modelo com os valores de velocidade registrados em campo.

ANÁLISE DOS RESULTADOS

A seguir, são apresentados os resultados obtidos a partir da modelagem analítica do ruído de impacto e em curvas, e da validação experimental realizada para cada caso.

Resultados da modelagem analítica do ruído de impacto

Conforme mencionado, a junta em degrau analisada neste trabalho tem geometria caracterizada por um espaçamento de 23,6 mm entre trilhos e por um desnível vertical de 5 mm entre eles. O comportamento da junta como degrau ascendente ou descendente depende do sentido de circulação do trem.

O cálculo da velocidade crítica para o caso de junta em degrau descendente foi feito conforme as equações apresentadas na Tabela 1, e considerando os valores

descritos na Tabela 2. A velocidade crítica em via rígida (V_{CR}) neste caso é igual a 10,44 m/s, e em via elástica (V_{CE}) é igual a 108,35 m/s. O valor de 108,35 m/s é a velocidade crítica a ser adotada como critério para perda de contato entre roda e trilho, já que a ferrovia na qual foram realizados os testes tem configuração elástica. A validação do modelo analítico não pode ser realizada nessa faixa de valores pois não é permitido o tráfego de veículos em velocidades tão altas. Logo, não é possível verificar se a estabilização do NPS realmente ocorre acima da velocidade crítica. Cabe ressaltar que para o caso da junta se comportar como junta em degrau ascendente, o cálculo da velocidade crítica não é realizado.

Na Figura 6, são apresentados os valores de NPS de pico do ruído de impacto previstos pelo modelo analítico e os valores registrados em campo para a Junta 1. A linha preta pontilhada indica os valores previstos considerando que a junta se comporta como degrau descendente, enquanto a linha tracejada vermelha indica os valores previstos para o caso de degrau ascendente. Nota-se, pela imagem, que esses valores são coincidentes. O triângulo preto voltado para baixo indica o NPS de pico do ruído de impacto medido na ferrovia durante a passagem de uma composição pela Junta 1 no sentido de degrau descendente. O triângulo vermelho, por fim, indica o nível de ruído registrado na Junta 1 no sentido de degrau ascendente.

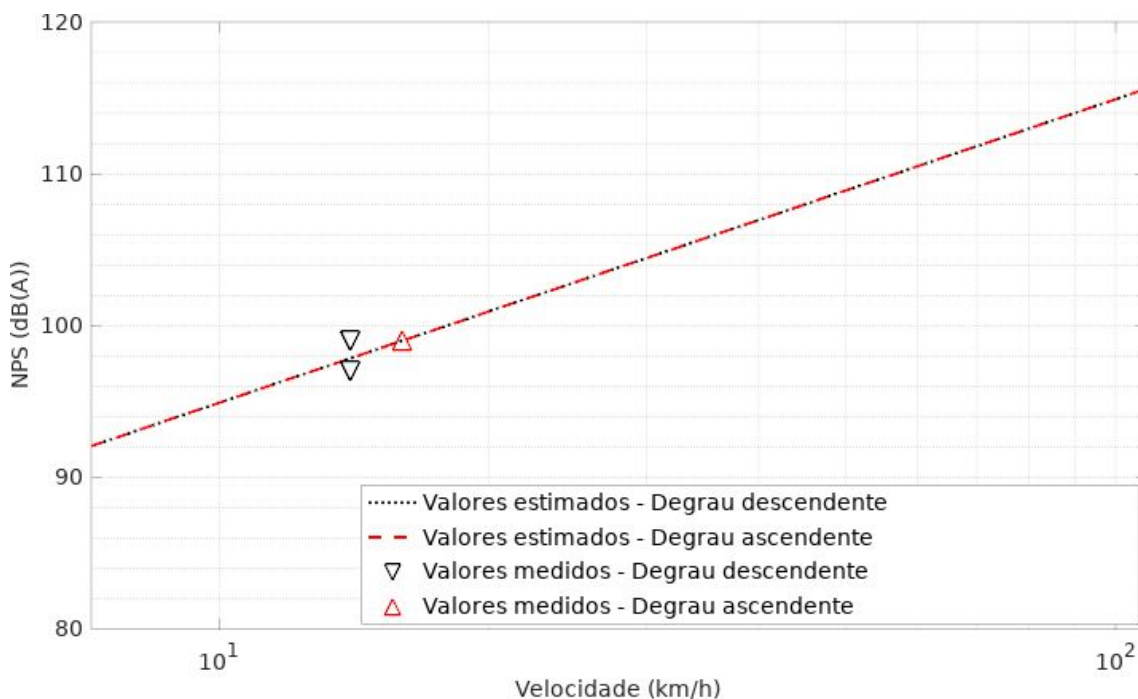


Figura 6 - Valores estimados e medidos de NPS de pico (dB(A)) em função da velocidade do trem (km/h) para junta em degrau

A velocidade e o NPS de pico registrados na passagem do trem pela Junta 1 no sentido de degrau ascendente (triângulo vermelho) foram utilizados como valores de referência na Equação (1). Por isso, os valores medido e previsto para esse caso são coincidentes.

Durante as outras duas medições realizadas, as composições passaram pela junta no mesmo sentido (degrau descendente) e com a mesma velocidade de 14 km/h.

Pode-se afirmar, a partir dos dados anteriores, que o modelo analítico para previsão do ruído de impacto apresenta resultados satisfatórios. Apesar de trafegarem no mesmo sentido e velocidades iguais, os resultados de NPS de pico foram ligeiramente diferentes. Isso pode ocorrer devido às condições ambientais como temperatura, ocorrência de ventos, entre outros fatores. Outra possível justificativa é a possibilidade de haver algum defeito em alguma roda da composição, diferença de carga ou interferência de algum outro tipo de ruído proveniente dos vagões.

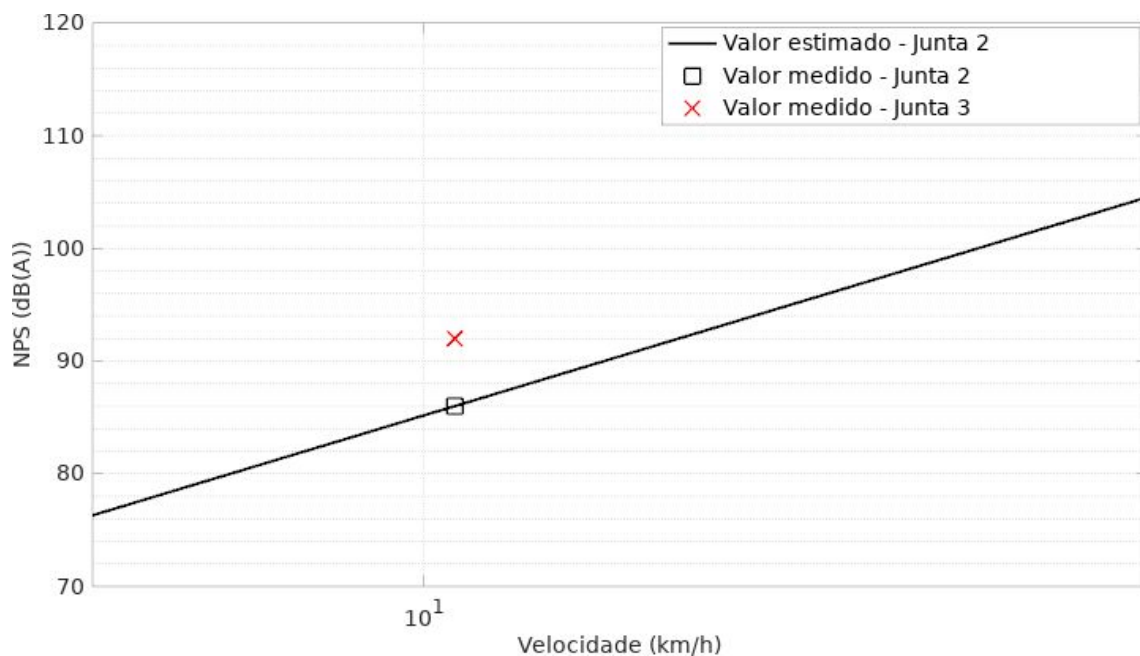
Os ruídos de impacto emitidos a partir das juntas niveladas verticalmente (Junta 2 e 3) são modelados em conjunto, em uma mesma rotina computacional. O objetivo é avaliar o potencial de geração de ruído da Junta 3, que tem espaçamento de 11 mm entre trilhos, em relação à junta 2, que pode ser considerada uma junta ideal em termos de geração de ruído.

A velocidade crítica é calculada conforme as equações presentes na Tabela 1, considerando os valores descritos na Tabela 2. Assim como no caso das juntas em degrau, a velocidade crítica calculada supera o limite de velocidade estipulado no trecho da ferrovia em estudo. Logo, não é possível verificar se o comportamento do NPS de pico acima da velocidade crítica em vias elásticas.

A Figura 7 mostra o NPS de pico previsto pelo modelo analítico em função da velocidade da composição para juntas em nível. A linha preta indica os valores previstos pelo modelo, o quadrado preto indica o valor de NPS de pico registrado em

campo ao lado da Junta 2, e o “X” vermelho representa o nível de ruído registrado ao lado da Junta 3. Neste caso, as medições foram realizadas ao mesmo tempo nas duas juntas, de modo que um mesmo trem passou pelas duas juntas com a mesma velocidade de 11 km/h.

Figura 7 - Valores estimados e medidos de NPS de pico (dB(A)) em função da



velocidade do trem (km/h) para juntas em nível

A velocidade e NPS de pico correspondente relativos à Junta 2 são utilizados como dados de referência na modelagem analítica, por isso o valor registrado em campo coincide exatamente com o previsto pelo modelo. O NPS de pico registrado na Junta 2 durante a passagem do trem foi igual a 86,00 dB(A). Na Junta 3, o nível de ruído medido foi igual a 92,00 dB(A), 6 dB(A) acima do valor previsto pelo modelo.

Conforme mencionado, a Junta 2 pode ser considerada ideal do ponto de vista de geração de ruído, já que não possui espaçamento entre trilhos e nem desnivelamento vertical. Por isso, essa diferença de 6 dB(A) era esperada, uma vez que a Junta 3 tem espaçamento entre os trilhos, e esse converge com outras pesquisas que apontam que o ruído de impacto gerado em uma junta pode exceder em 5 dB a 8 dB o ruído de rolagem normal da composição (SUEKI; KITAGAWA; KAWAGUCHI, 2017).

Com a finalidade de verificar a precisão do modelo analítico estudado em relação à velocidade, os ensaios devem ser repetidos, em cada junta, durante a passagem de composições com velocidades diferentes. Porém, os testes foram realizados durante a operação normal da ferrovia, o que limita a faixa de velocidades uma vez que a faixa de variação das velocidades em um trecho da ferrovia é pequena.

Resultados da modelagem analítica do ruído em curvas

Na Figura 8, as linhas indicam os valores de NPS estimados pela modelagem analítica, a linha preta para uma composição trafegando a 12 km/h, a linha azul ponto-traço para 14 km/h e a linha vermelha tracejada para 16 km/h. Os valores de squeal registrados em campo são assinalados por um X em preto para a velocidade de 12 km/h, por um losango azul para 14 km/h e pelo símbolo “+” vermelho para a velocidade de 16 km/h. Esses resultados são referentes ao squeal gerado a partir de rodas de locomotiva, mais frequente durante as medições realizadas.

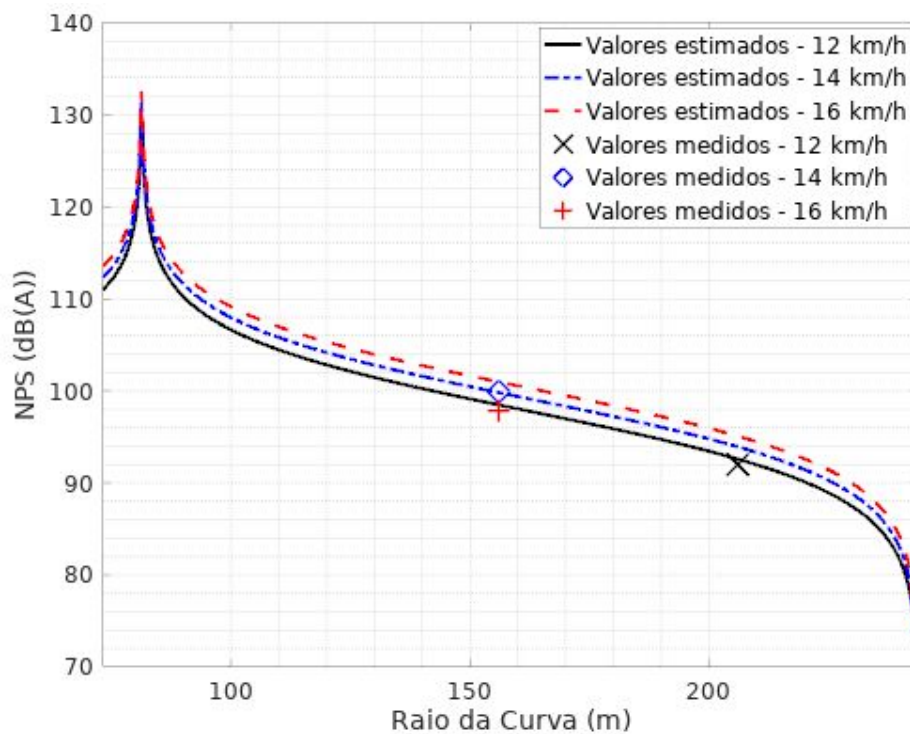


Figura 8 - Valores estimados e medidos de NPS (dB(A)) em função do raio da curva (m) para squeal proveniente de rodas de locomotivas

Percebe-se, pela imagem, que o squeal só foi registrado nas Curvas 2 e 3, de raio igual a 156 m e 206 m, respectivamente. Isso pode ser justificado a partir da afirmação de Hanson et al. (2014) de que a ocorrência desse fenômeno depende de várias variáveis, o que o caracteriza como um fenômeno aleatório e difícil de prever.

Os valores registrados em campo apresentam pequena divergência em relação à estimativa feita a partir do modelo analítico de previsão de ruído. Neste estudo, o microfone foi mantido fixo em determinado local próximo à via, registrando a passagem da composição. Uma vez que o *squeal* pode ser gerado por qualquer roda em qualquer ponto da curva, a distância entre o microfone e a roda que gera o ruído é uma das principais dificuldades encontradas na tentativa de prever com exatidão esse fenômeno e também uma das causas mais importantes de diferenças entre valor previsto e valor medido.

Esses resultados sugerem que o modelo analítico proposto por Rudd (1976) é capaz de prever o comportamento do NPS do *squeal* gerado em ferrovias de carga em função do raio da curva e da velocidade dos trens. Para verificar se essa previsão é feita corretamente ao longo de toda a faixa de raios de curva para a qual o modelo é válida, é necessário realizar medições de ruído em curvas com raios inferiores a 150 m. No entanto, como a validação foi feita em uma ferrovia real, e não em pista de testes, o acesso a esse tipo de curva pode ser difícil. Além de encontrar uma curva com as características necessárias e de fácil acesso, também se está sujeito à ocorrência, ou não, do *squeal*.

CONCLUSÕES

Este estudo foi desenvolvido com a finalidade de avaliar modelos analíticos de previsão do ruído gerado em ferrovias brasileiras de transporte de cargas. Os dois tipos

de ruído estudados foram o ruído de impacto gerado em juntas e o *squeal*, um tipo de ruído emitido em curvas. Os modelos analíticos utilizados para cada caso foram implementados em rotinas computacionais, e os resultados obtidos a partir dessa modelagem foram comparados com os níveis de ruído registrados em campo.

A validação de ambos os modelos foi feita durante a operação regular da ferrovia, que tem baixa densidade de tráfego no trecho estudado. Dessa forma, é difícil coletar um grande volume de dados, visto que se está sujeito a cancelamento de trens, atrasos, acidentes, entre outros. A realização de testes durante o tráfego de composições impede grandes variações de velocidades no trecho, impossibilitando a verificação do comportamento dos ruídos em diferentes velocidades. Além disso, medições em curvas mais fechadas, para o caso do *squeal*, se tornam mais difíceis, visto que nem sempre se tem acesso a elas.

No entanto, o nível de ruído de impacto previsto pelo modelo analítico apresentou boa concordância em relação aos valores registrados em campo. Para a junta em degrau estudada, o comportamento do NPS de pico em relação à velocidade dos trens ficou dentro do esperado. Diferenças nas condições ambientais em cada teste, bem como no material rodante ou possíveis defeitos em rodas justificam as pequenas divergências constatadas. Para as juntas niveladas foi possível notar o efeito do espaçamento entre trilhos no nível de ruído de impacto emitido, resultado que concorda com dados encontrados na literatura.

Os resultados obtidos a partir da previsão do *squeal* em curvas apresentaram pouca diferença relativa em comparação com o nível de ruído medido na ferrovia. Portanto, o modelo proposto por Rudd (1976) pode ser utilizado para se obter uma ideia do comportamento do ruído em função do raio da curva e velocidade do trem.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

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.

ANPTRILHOS - Associação Nacional dos Transportadores de Passageiro sobre Trilhos. Balanço do setor metroferroviário 2018/2019. São Paulo, 2019. Disponível em: <<https://anptrilhos.org.br/balanco-do-setor-metroferroviario-2018-2019/>>.

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>.

CNT - Confederação Nacional dos Transportes. Boletim unificado - fevereiro 2020. 2020. Disponível em: <<https://www.cnt.org.br/boletins>>.

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.

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>.

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, T. A.; ASAFF, Y. ; BRAZ, L. D. V.; CONRADT, A.; SILVA, G. G.; ROCHA, I. C.. Comparação das normas utilizadas para avaliação do ruído ferroviário no Brasil. In: Congresso Nacional do Meio Ambiente, 2019, Poços de Caldas. **Anais 16º Congresso Nacional de Meio Ambiente de Poços de Caldas 2019**, 2019. v. 11.

26ª SEMANA DE TECNOLOGIA METROFERROVIÁRIA
7º PRÊMIO TECNOLOGIA E DESENVOLVIMENTO METROFERROVIÁRIOS



FIORENTIN, T. A.; BRAZ, L. D. V.; ASAFF, Y. Análise acústica de uma ferrovia de carga no Brasil. In: Semana de Tecnologia Metroferroviária, 2019, São Paulo. Semana de Tecnologia Metroferroviária, 2019.

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.

HECKL, Maria A.; ABRAHAM, 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>.

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>.

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.

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>.

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.

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>.

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

REMINGTON, 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.

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>.

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>.

26ª SEMANA DE TECNOLOGIA METROFERROVIÁRIA
7º PRÊMIO TECNOLOGIA E DESENVOLVIMENTO METROFERROVIÁRIOS



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/rtriqr.58.2_119>.

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

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>.

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. Berlim: 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>.