

# 考虑滚动噪声的地铁波磨打磨限值评估方法\*

周月<sup>1,3</sup>, 文永蓬<sup>1,2,3</sup>, 王向阳<sup>2</sup>, 宗志祥<sup>4</sup>, 吴俊汉<sup>1,3</sup>

(1. 上海工程技术大学城市轨道交通学院 上海, 201620)

(2. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都, 610031)

(3. 上海工程技术大学上海市轨道交通振动与噪声控制技术工程研究中心 上海, 201620)

(4. 上海地铁维护保障有限公司车辆分公司 上海, 200235)

**摘要** 钢轨打磨能有效抑制波磨的发展,目前的打磨限值制定标准主要以车辆运行平稳性和行车安全性为依据,对影响环境线路的轮轨滚动噪声重视不足。为了获取服役条件下轮轨滚动噪声约束的地铁波磨打磨限值,根据对某地铁线路噪声段波磨情况的调查,建立了地铁波磨打磨限值综合评估模型。模型中将连续谐波模拟钢轨波磨作为系统输入,根据车辆-轨道耦合动力学理论以及轮轨接触关系确定轮轨作用力和轮轨表面粗糙度之间的关系,分析获取了车辆-轨道耦合系统的振动响应和轮轨滚动噪声,指出了轮轨作用力、轮重减载率和轮轨滚动噪声声压级3个指标对地铁线路钢轨波磨打磨限值的影响,进而形成了融合轮轨滚动噪声的地铁波磨打磨限值评估方法。结果表明:考虑轮轨滚动噪声影响的钢轨波磨打磨限值评估,不仅满足车辆运行平稳性和行车安全性的要求,而且保证地铁沿线噪声处于合理范围;基于轮轨滚动噪声对钢轨波磨最为敏感的特性,综合评估地铁波磨打磨限值,提高了载重变化时的车辆运行平稳性。

**关键词** 波磨;车辆-轨道耦合;轮轨动态作用;滚动噪声;打磨限值

**中图分类号** TH113

## 引言

近年来,地铁线路出现了钢轨波磨现象,会引发车辆运行平稳性、旅客乘坐舒适性下降<sup>[1]</sup>。定期对波磨线路进行校正性打磨是解决波磨问题的有效治理方法,准确而全面地评估钢轨波磨打磨限值,制定科学的打磨策略,逐渐成为研究的热点。

国内外学者对钢轨波磨的影响及其打磨限值进行了大量研究<sup>[1-7]</sup>。Wang等<sup>[2]</sup>研究了波磨对高速铁路轮轨动态作用的影响,发现波磨对轮轨振动有很大影响。刘国云等<sup>[3]</sup>研究了车速、波长和波深与轮轨力间的关系,发现轮轨力随着波深的增加而变大,随着其波长的增加而减小。金学松等<sup>[4]</sup>提出了钢轨维修成本综合经济学模型,发现合理制定钢轨打磨方案可以有效降低钢轨维修成本。张晴等<sup>[5]</sup>研究了地铁钢轨波磨对车辆运行安全性的影响,初步确定时速为80 km/h地铁线路波磨的安全控制限值。李伟等<sup>[6]</sup>从行车安全性和轨道疲劳破坏两方面提出了钢轨打磨限值。宋小林等<sup>[7]</sup>借助波深时变率来制定钢轨打磨标准。波磨会加剧车辆、轨道系统振动,导

致轮轨冲击,进而造成车辆和环境的噪声问题,故钢轨的打磨必须考虑噪声的影响。Han等<sup>[8]</sup>提出了基于车辆内部噪声极限的轨道打磨控制方法。可见,制定钢轨打磨标准时,对行车安全性和车辆运行平稳性比较重视,当考虑噪声时,仅针对车内噪声制定打磨控制标准,对地铁线路轮轨滚动噪声的影响没有予以充分考虑。

笔者基于轮轨滚动噪声对地铁沿线居民生活环境的影响,建立服役条件下轮轨滚动噪声的地铁波磨打磨限值评估模型。模型不仅将轮轨作用力、轮重减载率作为约束指标,还融合轮轨滚动噪声的影响,提出考虑轮轨滚动噪声的地铁波磨打磨限值评估方法,从而制定科学的钢轨打磨策略。

## 1 地铁线路噪声段的波磨调查

据调查,某地铁线路k0+100至k0+600区段(简称k0100段)、k1+200至k1+700区段(简称k1200段)存在较为严重的噪声污染问题。对该线路进行实地观察,发现存在较为明显的钢轨波磨现象,如图1所示。

\* 国家自然科学基金资助项目(11472176);上海市自然科学基金资助项目(15ZR1419200);西南交通大学牵引动力国家重点实验室开放课题资助项目(TPL2103)

收稿日期:2021-10-08;修回日期:2021-11-12



图 1 某地铁线路噪声段钢轨波磨现象

Fig.1 Rail corrugation of a metro line in noise section

钢轨波磨测量现场如图 2 所示。利用波磨分析仪分别对上述区段下股钢轨存在的波磨进行实地测量。



图 2 钢轨波磨测量现场

Fig.2 Rail corrugation measurement on line

k0100 和 k1200 段钢轨不平顺的 1/3 频谱图如图 3 所示。由图 3 可知,调查区段的钢轨不平顺水平曲线整体处于 ISO3095 标准之上,单个频带的水平数值大于峰值 6 dB,相邻频带的水平数值也大于 3 dB,说明调查区段的钢轨波磨十分严重。k0100 段,k1200 段的波磨特征基本一致,存在主次特征波长,主波长约为 80~110 mm,次波长约为 20~30 mm。

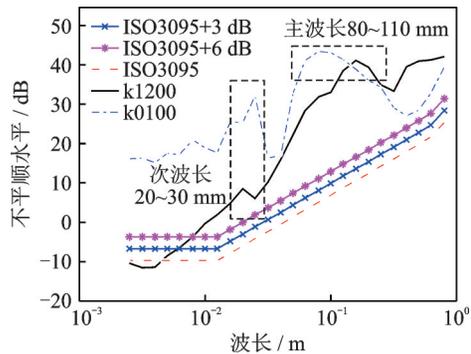


图 3 k0100 和 k1200 段钢轨不平顺的 1/3 频谱图

Fig.3 1/3 frequency spectrum of rail irregularity in section k0100 and k1200

该波磨主波长数值反映的是轨枕与扣件之间的特征频率,次波长数值反映的是 Pinned-Pinned 振动特征频率<sup>[9]</sup>。Pinned-Pinned 振动容易恶化轮轨接触关系,辐射大量噪声,对居民生活环境造成负面影响。

## 2 地铁波磨打磨限值评估模型及验证

### 2.1 评估模型

根据车辆-轨道耦合动力学理论<sup>[10]</sup>,建立如图 4 所示的考虑波磨的车辆-轨道垂向耦合振动模型。

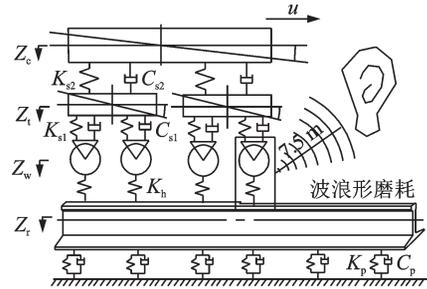


图 4 考虑波磨的车辆-轨道垂向振动模型

Fig.4 Vehicle-track vertical vibration model considering corrugation

本研究采用的车辆为城市轨道某 A 型车,轨道为长枕埋入式无砟轨道。表 1 为某地铁线路车辆-轨道动力学模型参数。

表 1 某地铁线路车辆-轨道动力学模型参数

Tab.1 Parameters of vehicle track dynamic model of a metro line

参数	单位	数值	含义
$M_r$	kg/m	60.64	钢轨单位长度质量
$K_p$	MN/m	60	扣件等效刚度
$C_p$	(N·s)/m	$7.5 \times 10^4$	扣件等效阻尼
$M_c$	kg	$2.0685 \times 10^4$	车体质量(空载)
$M_t$	kg	$3.525 \times 10^3$	转向架的质量
$M_w$	kg	$1.3 \times 10^3$	轮对质量
$L$	m	21.88	车体总长度
$R_w$	m	0.42	车轮半径

车-轨系统振动方程为

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \quad (1)$$

由于波磨会导致车辆的振动加剧,因此将连续谐波性激励作为输入。波磨可表示为

$$R(t) = \frac{1}{2} D(1 - \cos(2\pi v/\lambda)t) \quad (2)$$

其中: $D$ 为波磨波深; $\lambda$ 为波磨波长; $v$ 为运行速度。

根据 Newmark- $\beta$ 法得到车辆-轨道系统的  $M, C, K$ , 考虑车轮间时滞关系, 得到车辆系统激励力  $F_{cc}$  和轨道系统激励力  $F_{rr}$  分别为

$$F_{cc} = [0 \ 0 \ 0 \ K_h \times R(t) \ K_h \times R(t+t_2) \ K_h \times R(t+t_3) \ K_h \times R(t+t_4) \ 0 \ 0 \ 0]^T \quad (3)$$

$$F_{rr} = -K_h Y R_j(t) \quad (4)$$

其中:  $R_j(t) = [R(t) \ R(t+t_2) \ R(t+t_3) \ R(t+t_4)]^T$ ;  $Y$  为车轮在钢轨上的位置矩阵;  $t_2, t_3, t_4$  为第 2, 3, 4 轴车轮与第 1 轴车轮之间的时滞;  $R_j(t)$  为第  $j$  轴车轮对应的轮轨间不平顺。

轮轨耦合时的轮轨动作用力  $F_j$  为

$$F_j = -K_h (Z_j(t) - Z_r(x_j, t) - R_j) \quad (5)$$

其中:  $j = 1, 2, 3, 4$ ;  $F_j$  为第  $j$  轴车轮受力;  $K_h$  为轮轨接触刚度;  $Z_j(t)$  为第  $j$  轴车轮的垂向位移;  $Z_r(x_j, t)$  为第  $j$  轴轮轨接触处钢轨的垂向位移。

考虑车辆的运行平稳性, 将轮轨动作用力作为预测打磨限值指标, 根据式(5)计算的轮轨动作用力得到波磨打磨限值  $D_{\max}^{F_j}$ 。

根据轮轨间的相对位移激励理论, 轮轨耦合时的轮轨间动作用力  $F_j$  可写成

$$F_j = -(\alpha^w F_{ccj} - \alpha^R F_{rrj} - R_j)(1/\alpha^C) \quad (6)$$

其中:  $\alpha^w$  为轮轨接触处车轮的动柔度,  $\alpha^w = 1/K_M - 1/M_w \omega_0^2$ ;  $\omega_0 = \sqrt{K_M/M_w}$ ,  $\omega_0$  为 430 Hz;  $\alpha^C$  为轮轨接触柔度,  $\alpha^C = 1/K_h$ ;  $\alpha^R$  为轮轨接触处钢轨的动柔度,  $\alpha^R = Z_r(\Delta x, \Delta t)/F$ ;  $F$  为单位简谐力;  $F_{rrj}$  为第  $j$  轴轮轨接触处钢轨的受力,  $F_{rrj} = -F_{ccj}$ 。

第  $j$  轴轮重减载率  $Q$  为

$$Q = F_j / \bar{P} \quad (7)$$

其中:  $\bar{P}$  为轮对的平均静轮重。

从行车安全性角度出发, 将轮重减载率作为预测打磨限值指标, 可得轮重减载率下波磨打磨限值  $D_{\max}^Q$ 。

将式(6)化简, 得到轮轨相互作用力与轮轨间粗糙度的关系式为

$$F_j = -\frac{R_j}{\alpha^w + \alpha^C + \alpha^R} \quad (8)$$

为了评估轮轨作用力下产生的轮轨滚动噪声辐射, 将轮轨相互作用力转换成等效粗糙度谱  $R(\omega)$  为

$$R(\omega) = -\frac{F(\omega)}{\alpha^w(\omega) + \alpha^C(\omega) + \alpha^R(\omega)} \quad (9)$$

轮轨接触处的垂向振动速度自功率谱密度分别为  $\Phi_w(\omega)$  和  $\Phi_r(\omega)$ 。

$$\Phi_w(\omega) = \omega_1^2 |H_w(\omega)|^2 |\phi(R(\omega))|^2 R(\omega) \quad (10)$$

$$\Phi_r(\omega) = \omega_1^2 |H_r(\omega)|^2 |\phi(R(\omega))|^2 R(\omega) \quad (11)$$

车轮、钢轨在轮轨接触处的垂向振动加速度谱为

$$S_w(\omega) = \omega^4 |H_w(\omega)|^2 |\phi(R(\omega))|^2 R(\omega) \quad (12)$$

$$S_r(\omega) = \omega^4 |H_r(\omega)|^2 |\phi(R(\omega))|^2 R(\omega) \quad (13)$$

当轮对轴数为  $N$  的列车通过时, 可得路旁钢轨辐射平均噪声的声压级<sup>[11]</sup>为

$$L_r(\omega) = 10 \log \left\{ \frac{\sigma_r N (\rho c)^2 (r_h + r_f) \bar{S}_r(\omega)}{2dP_0^2} \right\} \quad (14)$$

其中:  $\bar{S}_r(\omega)$  为钢轨平均垂向振动功率谱;  $P_0$  为标准参考声压;  $r_h, r_f$  分别为轨头、轨底宽度;  $\sigma_r$  为钢轨竖向振动辐射效率,  $\sigma_r = 2/[1 + (630/\omega)^3]$ 。

同理, 将车轮看作一个点声源, 线路旁车轮辐射平均噪声的声压级为

$$L_w(\omega) = 10 \log \left\{ \frac{N \sigma_w A_w (\rho c)^2 \bar{S}_w(\omega)}{2dVTP_0^2} \right\} \quad (15)$$

其中:  $\bar{S}_w(\omega)$  为车轮平均垂向振动功率谱;  $\sigma_w$  为车轮径向辐射效率;  $A_w$  为车轮径向辐射面积;  $d$  为观测点距离。

根据车轮和钢轨的辐射平均噪声声压级谱公式, 可得在观测点  $d$  处轮轨滚动噪声的声压级为

$$L_w(\omega) = 10 \log \left\{ \frac{\sigma_r N (\rho c)^2 (r_h + r_f) \bar{S}_r(\omega) + \frac{N \sigma_w A_w (\rho c)^2 \bar{S}_w(\omega)}{2dVTP_0^2}}{2d} \right\} \quad (16)$$

在评估波磨打磨限值时, 考虑车辆的运行平稳性、行车安全性及环境噪声污染程度, 分别以轮轨动作用力、轮重减载率、轮轨滚动噪声声压级作为约束指标, 得到波磨打磨综合限值为

$$D_{\lim} = \min \{ D_{\max}^{F_j}, D_{\max}^Q, D_{\max}^{L_{\max}} \} \quad (17)$$

其中:  $D_{\max}^{F_j}, D_{\max}^Q$  和  $D_{\max}^{L_{\max}}$  分别为轮轨动作用力、轮重减载率、轮轨滚动噪声声压级为约束条件下的波磨打磨限值。

图5为钢轨波磨打磨限值评估流程图。钢轨波磨打磨限值评估可通过建立的地铁波磨打磨限值评估模型, 求出耦合系统各自由度的振动位移, 计算得到波磨条件下的轮轨动作用力、轮重减载率及轮轨滚动总噪声, 从行车安全性、车辆运行平稳性和环境噪声污染3个角度给出线路波磨不平顺的波磨打磨限值。

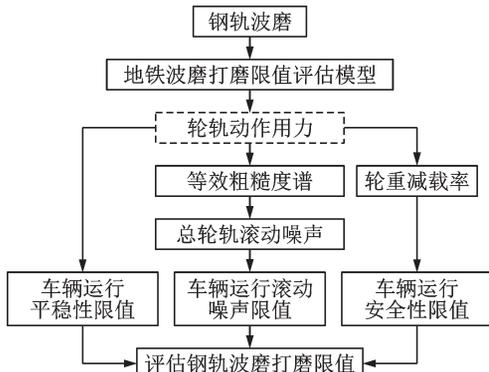


图 5 钢轨波磨打磨限值评估流程图

Fig.5 Flow chart of rail corrugation grinding limit evaluation method

### 2.2 模型验证

为了验证模型的正确性,建立 Simpack 整车模型,选取轮轨动作用力为验证对象。图 6 为 Simpack 整车模型图。将波长设为 30 mm,波深设为 0.01 mm,两者得到的轮轨动作用力如图 7 所示。

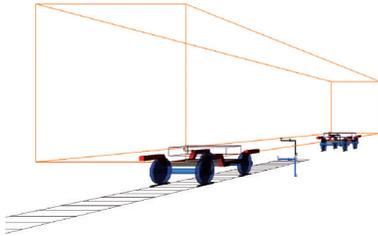


图 6 Simpack 整车模型图

Fig.6 Simpack vehicle model diagram

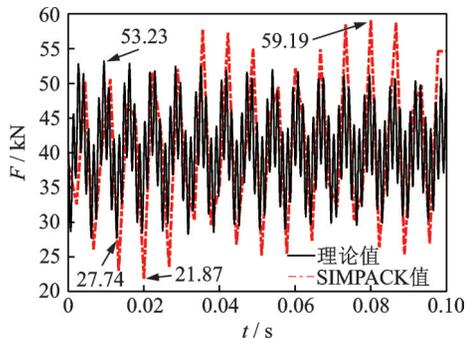


图 7 轮轨动作用力

Fig.7 Comparison of wheel-rail action force

由图 7 可知, Simpack 模型求解的轮轨动作用力最大值和最小值间的误差为 5.96 kN, 5.87 kN。误差产生的原因是模型在求解轮轨动作用力时,将轮轨间的接触关系考虑为线性接触,导致数值略微偏小,但计算结果与 Simpack 模型结果总体趋势一致,且误差在可接受范围内。因此,建立的地铁波磨打

磨限值评估模型仿真计算结果与成熟软件结果基本一致,能够正确反映轮轨动作用力,可用于对钢轨波磨打磨限值的评估。

### 3 波磨对车辆振动与噪声的影响

考虑到地铁稳定速度的运行特性和真实服役工况的变化性,针对波长为 30 mm 的波磨进行研究,采用的车速为地铁服役最高速度 80 km/h。分析波磨对车-轨系统振动情况及轮轨动作用力的影响。图 8 为车轮及钢轨在不同波深下的振动幅值。

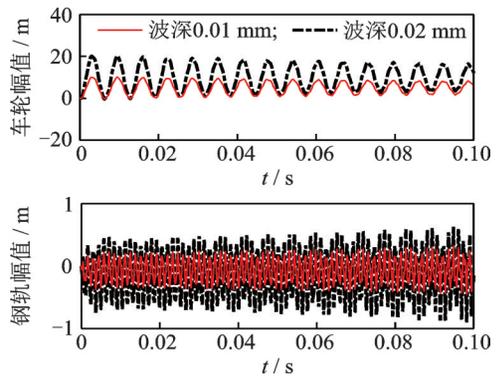


图 8 车轮及钢轨在不同波深下的振动幅值

Fig.8 Vibration amplitude of wheel and rail at different wave depths

由图 8 可知,随着波深的增大,车轮和钢轨的垂向振动幅值增大,且车轮的垂向振动最大幅值远大于钢轨的垂向振动最大幅值,造成车辆的运行平稳性降低,轮轨间的剧烈振动甚至会引发行车安全问题。

为了表示轮轨间振动对车-轨系统的影响,计算得到轮轨动作用力及等效粗糙度谱如图 9 所示。由图 9 可知,轮轨动作用力和等效粗糙度谱与波深也呈递增的关系。等效粗糙度谱以轮轨间动作用力为基础,波深越大,轮轨间的振动越剧烈,轮轨动作用力越大,转换得到的轮轨间不平顺也越大。

当波深为 0.01 mm 时,钢轨、车轮及总轮轨滚动噪声如图 10 所示。由图 10 可知:轮轨总噪声在 2 kHz 处存在转折点,转折点频率前,钢轨噪声的变化趋势与总轮轨滚动噪声一致,先升高后降低;在 800 Hz 处,两者同时出现噪声最大值 63.71 dB;在转折点频率后,车轮噪声与总轮轨滚动噪声几乎重合,这说明频率在 200~2 000 Hz 时,钢轨噪声为总轮轨滚动噪声的主要来源;在 2 000 Hz 以上时,车轮噪声是总轮轨滚动噪声的主要来源。因此,当研究频率为 200~2 000 Hz 时,钢轨噪声可近似为总轮轨滚动噪声。

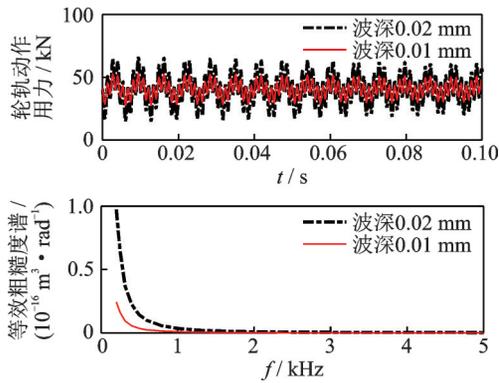


图9 轮轨动作用力及等效粗糙度谱图  
Fig.9 Spectrum of wheel-rail action force and equivalent roughness

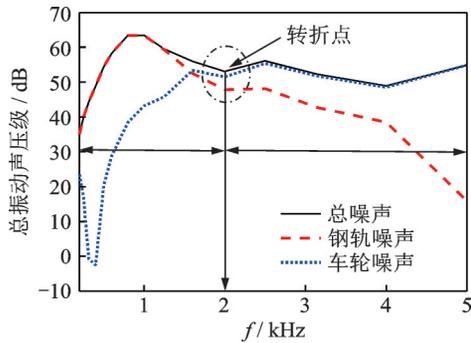


图10 波深为0.01 mm时钢轨、车轮及总轮轨滚动噪声  
Fig.10 Rolling noise of rails, wheels and total wheel rails when the wave depth is 0.01 mm

### 4 3种指标约束下地铁波磨打磨限值

#### 4.1 轮轨间动作用力约束下的打磨限值

轮轨间作用力的限值为  $P_{Max} \leq 90 + P_{st}$ , 其中,  $P_{st}$  为静轮重<sup>[12]</sup>。根据选取的地铁车辆参数, 得到轮轨动作用力的限值为 143.085 kN。

图 11 为轮轨动作用力随波深变化图。由图可知, 当轮轨作用力为 143.085 kN 时, 对应的波深达到 0.088 mm。由此可知, 在轮轨作用力指标要求下的波磨打磨限值  $D_{max}^F$  为 0.088 mm。

#### 4.2 轮重减载率约束下的打磨限值

轮重减载率是减载侧车轮轮重减载量与轮对的平均静轮重之比, 即  $\Delta P/\bar{P}$ , 根据我国国家标准 GB 5599—2019 规定, 其安全指标为

$$\begin{cases} \Delta P/\bar{P} \leq 0.65 & (\text{危险限度}) \\ \Delta P/\bar{P} \leq 0.60 & (\text{允许限度}) \end{cases} \quad (18)$$

为满足行车安全性, 选取轮重减载率最大值不超过 0.65 作为建议打磨限值的评价指标。

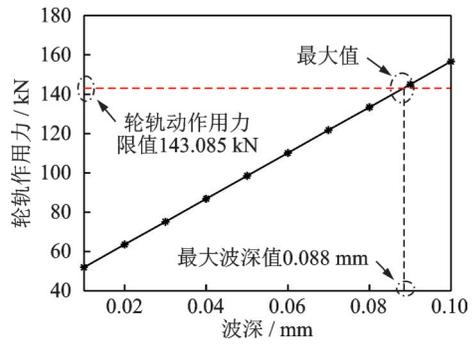


图 11 轮轨动作用力随波深变化图  
Fig.11 Diagram of wheel/rail action force changing with wave depth

图 12 为轮重减载率随波深的变化图。由图可知, 波深越大, 轮重减载率越高, 当轮重减载率达到 0.65 时, 对应的波深为 0.055 mm。由此可确定, 以轮重减载率为指标要求下的波磨打磨限值  $D_{max}^Q$  为 0.055 mm。

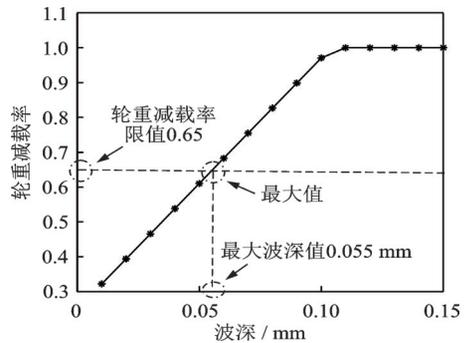


图 12 轮重减载率随波深的变化图  
Fig.12 Diagram of wheel load reduction rate with wave depth

轮轨冲击不仅会影响车辆运行平稳性, 还会产生噪声, 造成环境污染。按照国际标准化组织规定, 听力损失检查频率范围为 500~2 000 Hz<sup>[13]</sup>, 为保护听力, 最大允许环境噪声不超过 78 dB<sup>[14]</sup>。为避免影响地铁沿线居民的生活环境, 故需要计算满足轮轨动作用力指标和轮重减载率指标下的轮轨滚动噪声。

图 13 为 2 种波深下的轮轨滚动噪声。在频率 500~2 000 Hz 范围内, 当波深为 0.88 mm 时, 最大轮轨滚动噪声为 82.36 Hz; 当波深为 0.55 mm 时, 最大轮轨滚动噪声为 78.28 Hz。波深为 0.55 mm 和 0.88 mm 时的轮轨滚动噪声已经超过了噪声安全区范围, 会对地铁沿线居民生活产生影响。

因此, 只根据轮轨动作用力和轮重减载率指标并不能得到最合适的波磨打磨限值, 需要考虑轮轨滚动噪声, 共同作为约束指标, 获得更全面的波磨打

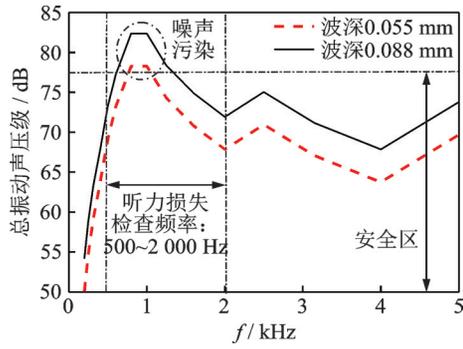


Fig.13 Wheel/rail rolling noise under recommended limits

磨限值。这样不仅满足车辆运行平稳性和行车安全性的要求,还能保证地铁沿线噪声处于合理范围。

### 4.3 轮轨滚动噪声约束下的打磨限值

在 500~2 000 Hz 频率范围内,钢轨噪声是总轮轨滚动噪声的主要来源,所以控制总轮轨滚动噪声在 70 dB 以内,相当于以钢轨噪声为指标,在距地铁沿线 7.5 m 监测处(500~2 000 Hz)的钢轨噪声最大限值为 78 dB。

计算不同波深条件下的钢轨噪声,得到钢轨噪声随波深的变化图如图 14 所示。

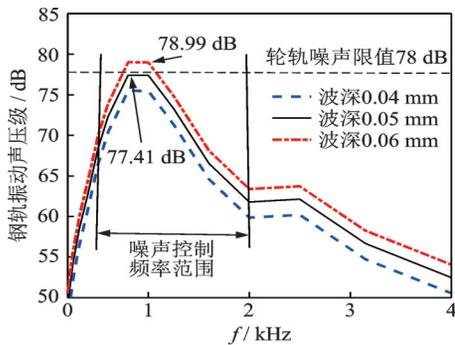


Fig.14 Graph of rail noise change with wave depth

由图 14 可知,波深越大,钢轨噪声越严重。当波深为 0.05 mm 时,钢轨噪声的最大值为 77.41 dB;当波深为 0.06 mm 时,钢轨噪声最大值为 78.99 dB。考虑到钢轨打磨现场可操作性,可确定以轮轨滚动噪声为指标下的波磨打磨限值  $D_{max}^{L_{max}}$  约为 0.05 mm。

利用波深对约束指标的影响,确定敏感指标,并同时满足 3 个指标限制。综合考虑行车安全性、车辆运行平稳性及地铁沿线噪声,获得 30 mm 波长为例的地铁波磨打磨建议限值  $D_{lim}$  为

$$D_{lim} = \min \{ D_{max}^F, D_{max}^Q, D_{max}^{L_{max}} \} = 0.05 \text{ mm} \quad (19)$$

## 5 地铁波磨打磨限值评估验证

轨道车辆的客流量在市中心区域往往较大,车辆大部分时间都处于满载工况。载客量的变化会导致轮轨动作用力的差异。利用 Sperling 平稳性指标<sup>[15]</sup>,考察地铁车辆在最大服役速度为 80 km/h 运行时,达到 3 个约束指标下最大波深时不同载重下的车辆平稳性。不同工况下的 Sperling 平稳性指标如图 15 所示。

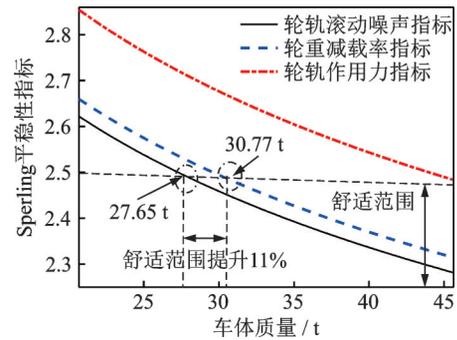


Fig.15 Sperling stability index under different working conditions

由图 15 可知,从空载到满载的载重变化过程中,按照轮轨动作用力指标进行打磨的钢轨,车辆平稳性均未达到舒适范围要求;按照轮重减载率指标进行打磨的钢轨,其平稳性等级在 30.77 t 后为舒适,在该值前并未满足要求。按照轮轨滚动噪声指标进行打磨的钢轨,其平稳性等级在 27.65 t 后达到舒适要求,较按照轮重减载率指标进行打磨时的舒适范围提升了 11%。

考虑轮轨滚动噪声影响的钢轨波磨打磨限值评估,能同时满足行车安全性、车辆运行平稳性和地铁沿线噪声的要求,获得更全面的地铁波磨打磨限值。

## 6 结 论

1) 地铁波磨打磨限值的评估,应全面考虑车辆运行平稳性、行车安全性、轮轨滚动噪声 3 方面的影响,否则波磨引起的噪声会对环境造成噪声污染,影响地铁沿线居民的生活。

2) 考虑轮轨滚动噪声的地铁波磨打磨限值评估方法提高了车辆运行品质。由于轮轨滚动噪声对钢轨波磨最为敏感,打磨限值指标的选取融合了轮轨滚动噪声影响,全面评估地铁波磨打磨限值,提高了最大服役速度下载重变化时的车辆运行平稳性,同时使地铁沿线噪声处于合理范围。

3) 开展地铁波磨打磨限值评估时,通过车轨耦

合模型得到系统的振动响应,得出轮轨间动作用力和轮重减载率。将轮轨动作用力转换成轮轨间粗糙度,获得轮轨滚动噪声。分析波深对3个指标的影响,确定敏感指标,最终获得地铁波磨的打磨限值。

### 参 考 文 献

- [1] 关庆华,张斌,熊嘉阳,等.地铁钢轨波磨的基本特征、形成机理和治理措施综述[J].交通运输工程学报,2021,21(1):316-337.  
GUAN Qinghua, ZHANG Bin, XIONG Jiayang, et al. Review on basic characteristics, formation mechanisms, and treatment measures of rail corrugation in metro systems[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(1): 316-337. (in Chinese)
- [2] WANG K Y, LIU P F, ZHAI W M, et al. Wheel/rail dynamic interaction due to excitation of rail corrugation in high-speed railway[J]. Science China Technological Sciences, 2015, 58(2): 226-235.
- [3] 刘国云,曾京,张波.钢轨波磨对高速车辆振动特性的影响[J].振动与冲击,2019,38(6):137-143.  
LIU Guoyun, ZENG Jing, ZHANG Bo. Influence of rail corrugation on high-speed vehicle vibration performances[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(6): 137-143. (in Chinese)
- [4] 金学松,杜星,郭俊,等.钢轨打磨技术研究进展[J].西南交通大学学报,2010,45(1):1-11.  
JIN Xuesong, DU Xing, GUO Jun, et al. State of arts of research on rail grinding[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2010, 45(1): 1-11. (in Chinese)
- [5] 张晴,杜星,凌亮,等.地铁线路钢轨波磨安全限值研究[J].噪声与振动控制,2015,35(3):41-45.  
ZHANG Qing, DU Xing, LING Liang, et al. Study on the safety limit of rail corrugation of metro lines[J]. Noise and Vibration Control, 2015, 35(3): 41-45. (in Chinese)
- [6] 李伟,曾全君,朱士友,等.地铁钢轨波磨对车辆和轨道动态行为的影响[J].交通运输工程学报,2015,15(1):34-42.  
LI Wei, ZENG Quanjun, ZHU Shiyu, et al. Effect of metro rail corrugation on dynamic behaviors of vehicle and track[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2015, 15(1): 34-42. (in Chinese)
- [7] 宋小林,翟婉明,王开云.波磨对轮轨系统动力特性的影响分析[J].中国铁道科学,2018,39(5):42-50.  
SONG Xiaolin, ZHAI Wanming, WANG Kaiyun. Effect of rail corrugation on dynamic properties of wheel-rail system[J]. China Railway Science, 2018, 39(5): 42-50. (in Chinese)
- [8] HAN J, XIAO X, WU Y, et al. Effect of rail corrugation on metro interior noise and its control[J]. Applied Acoustics, 2018, 130:63-70.
- [9] 文永蓬,纪忠辉,翁琳,等.双重钢轨吸振器对轨道系统的振动抑制研究[J].机械工程学报,2020,56(12):184-195.  
WEN Yongpeng, JI Zhonghui, WENG Lin, et al. Study on vibration suppression of track system via double rail vibration absorber[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(12): 184-195. (in Chinese)
- [10] 邹钰,文永蓬,纪忠辉,等.车轨耦合下钢轨复合吸振器的减振方法研[J].振动、测试与诊断,2021,41(5):888-896.  
ZOU Yu, WEN Yongpeng, JI Zhonghui, et al. Vibration reduction method of rail composite shock absorber with vehicle-track coupling [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2021, 41(5): 888-896. (in Chinese)
- [11] 刘林芽,雷晓燕,练松良.轨道交通轮轨滚动噪声的预测[J].振动与冲击,2007,26(12):146-150.  
LIU Linya, LEI Xiaoyan, LIAN Songliang. Prediction of wheel/rail rolling-noise during rail transit[J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(12): 146-150. (in Chinese)
- [12] 中华人民共和国国家市场监督管理总局,中国国家标准化管理委员会.GB/T 5599—2019 机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范[S].北京:中国标准出版社,2019.
- [13] 国家标准局.GB/T 7583—1987 声学 纯音气导听阈测定 听力保护用[S].北京:中国标准出版社,1987.
- [14] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局.GB/T 7928—2003 地铁车辆通用技术条件[S].北京:中国标准出版社,2004.
- [15] 祁慧,文永蓬,纪忠辉.考虑车体弹性的轨道车辆多吸振器减振方法[J].振动、测试与诊断,2021,41(6):1155-1163.  
QI Hui, WEN Yongpeng, JI Zhonghui. Vibration reduction method of multiple dynamic vibration absorbers considering vehicle body elasticity[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2021, 41(6): 1155-1163. (in Chinese)



**第一作者简介:**周月,女,1997年9月生,硕士生。主要研究方向为城市轨道交通车辆轮轨振动与噪声。  
E-mail:694064741@qq.com

**通信作者简介:**文永蓬,男,1979年10月生,博士、副教授。主要研究方向为城市轨道交通车辆振动与控制、城市轨道交通车辆关键结构优化设计以及城市轨道交通车辆车轮磨损。  
E-mail:yp\_wen@163.com