



轨轮谐波位移对车轮高阶多边形的模拟效果研究

吴威威¹, 丁昊², 贺冠强¹, 李榆银¹, 秦宇杰¹, 周鸿敏¹

(1. 株洲中车时代电气股份有限公司, 湖南 株洲 412001;

2. 杭州市地铁集团有限责任公司, 浙江 杭州 310000)

摘要: 为研究轨轮谐波位移激励对车轮高阶多边形几何激励的模拟效果, 文章利用仿真分析软件建立了转向架高频激振试验台的轮-轮滚动接触有限元模型, 求解了速度440 km/h、波深0.05 mm的20阶多边形激励下的轮-轮滚动振动行为, 并在时域和频域内对比分析了两种激励的异同。结果表明, 模拟轴重17 t、速度440 km/h条件下波深为0.05 mm的20阶多边形时, 位移激励和几何激励所得时域轮-轮垂向力最大值仅相差1.5%; 位移激励下多边形激励频率在840 Hz处的轮-轮垂向力频谱峰值和轴箱加速度功率谱密度峰值与几何激励具有良好的一致性; 位移激励下的轮-轮接触点局部曲率半径恒定导致接触斑面积偏大, 进而使得接触应力偏小约21.7%; 轮-轮垂向力频谱和轴箱加速度功率谱密度幅值整体随轨轮位移幅值的增大而增大, 峰值频率基本不变。综上所述, 在转向架高频激振试验台上可采用位移激励代替几何激励模拟车轮多边形。

关键词: 试验台; 多边形; 谐波位移; 轮-轮接触力; 接触应力; 共振; 高速动车组; 有限元法

中图分类号: U270.331¹; U260.11¹ **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-128X(2025)01-0042-08

0 引言

车轮多边形是高速动车组运营过程中时常出现的问题, 容易引起轮轨高频动态相互作用, 进而降低车辆运行舒适度、激化轮轨振动噪声、加速车辆结构疲劳, 幅值过大时甚至危及行车安全^[1-4]。据现场跟踪测试, 我国运行速度300~350 km/h的动车组车轮多边形多为16~20阶^[5-6]。现有学者通过数值仿真对车轮高阶多边形激励下的轮轨动态相互作用已做了大量研究。文献[7]以实测车轮不圆为输入激励, 对比了动力学仿真与线路试验所得的振动数据, 发现刚体模型仿真所得振动幅值略小于实测幅值。文献[8]研究结果表明, 高阶多边形对临界速度和轮轨垂向力的影响显著, 而低阶多边形主要影响转向架构架和车体的垂向振动。文献[9]建立某城际高速列车的车辆-轨道耦合动力学模

型, 分析列车运行速度、车轮多边形幅值及其阶数对轮轨垂向力的影响规律, 以此提出针对多边形的车轮镟修限值。然而, 传统的动力学模型将轨道、轮对、构架等结构考虑为刚体, 高频范围内的仿真结果存在不可忽略的误差。此外, 出于对安全的考虑, 服役车轮的多边形幅值超限后需立即进行镟修, 无法提供更大幅值和更高速度的极端工况模拟条件, 而台架试验能够突破以上限制, 为不平顺激励下的轮轨高频动态相互作用以及车辆动力学性能研究提供可靠的手段。文献[10]利用高频激振试验台测得车轮多边形激励下的车轴动应力, 验证了车辆-轨道动力学模型的正确性, 提出在制定多边形安全限值时除了考虑轮轨力外还应将车轴强度考虑在内。文献[11]利用单轮对高速滚动试验台模拟了车轮踏面擦伤激励下的轴箱加速度信号, 并对有限元模型进行了验证。文献[12]通过在轮轴试验台上搭建踏面清扫装置平台, 分析了新型研磨子对车

基金项目: 国家重点研发计划项目(2021YFB3400700)

通信作者: 吴威威, 男, 硕士, 主要从事轨道车辆非标试验台方面的研究; E-mail: wuww1@csrzc.com

引用格式: 吴威威, 丁昊, 贺冠强, 等. 轨轮谐波位移对车轮高阶多边形的模拟效果研究[J]. 机车电传动, 2025(1): 42-49. DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2025.01.107.

Citation: WU Weiwei, DING Hao, HE Guanqiang, et al. Research on simulation effect of rail plate harmonic displacement on high-order wheel polygon [J]. Electric drive for locomotives, 2025(1): 42-49. DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2025.01.107.

轮多边形化的抑制效果。上述有关车轮高阶多边形的试验研究多针对速度不超过 350 km/h 的工况, 通过预制车轮周向不平顺几何来模拟多边形激励, 而采用轨轮周期性刚体位移的方式模拟车轮多边形激励是一种更加经济高效的方法。

为研究轨轮谐波位移模拟车轮高阶多边形激励的试验策略, 本文将利用有限元仿真软件建立转向架高频激振试验台的轮-轮滚动接触有限元模型, 针对 440 km/h 的超高速工况, 分别通过直接在车轮上引入周期性不平顺几何和对轨轮施加周期性刚体位移来模拟高速动车组车轮多边形激励, 对比其模拟效果, 为实物试验奠定理论基础。

1 轮-轮滚动接触有限元模型

1.1 轮-轮滚动接触建模

转向架高频激振试验台如图 1 所示, 将轨轮表面加工成多边形形状, 通过电机带动多边形轨道轮旋转, 从而带动车轮旋转, 实现对转向架的激振, 其主要技术参数如表 1 所示。

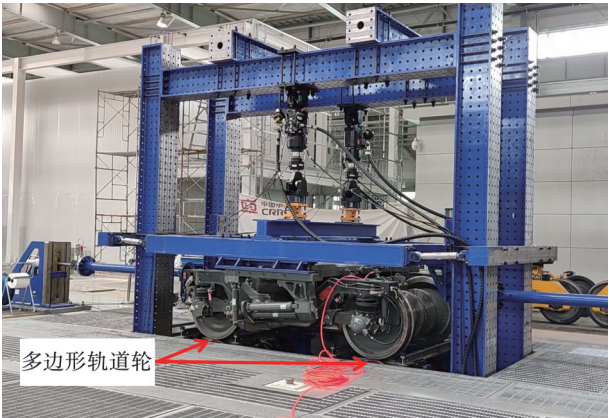


图 1 转向架高频激振试验台
Fig. 1 Bogie high-frequency excitation test bench

表 1 试验台参数

Table 1 Parameters of test bench

参数项目	参数值或说明
最高速度/(km·h ⁻¹)	500
车轮半径/mm	460
车轮廓形	LMB10
车轮材料	ER8
车轴材料	EA4T
轨轮半径/mm	330
轨轮廓形	CN60
轨轮材料	U71Mn
轨轮轴材料	35CrMo
轨底坡	1:40
最大轴重/t	25

本文主要研究轨轮位移对车轮多边形激励下轮-轮滚动接触行为的模拟效果, 且针对轮对横移量为 0 的直线运行工况开展, 因此取半个车轮和半个轨轮进行建模。由于传统的多体动力学模型不适用于车轮高阶多边形引起的高频激励响应研究, 本文采用显式有限元法对试验台的轮-轮滚动接触进行建模, 将实际的轮-轮接触廓形、时域滚滑行为和连续体弹性振动考虑在内^[13-14]。利用有限元仿真软件建立如图 2 所示的轮-轮滚动接触有限元模型, 为方便下文描述, 建立直角坐标系, x 、 y 、 z 轴分别表示纵向、横向、垂向方向, 原点位于车轮名义滚动圆上最低处。同时, 采用线性缩减积分六面体实体单元进行离散, 引入沙漏刚度以克服零能模式。为提高求解效率, 接触区域最小网格尺寸取 1 mm, 远离接触区域的网格尺寸尽量大。

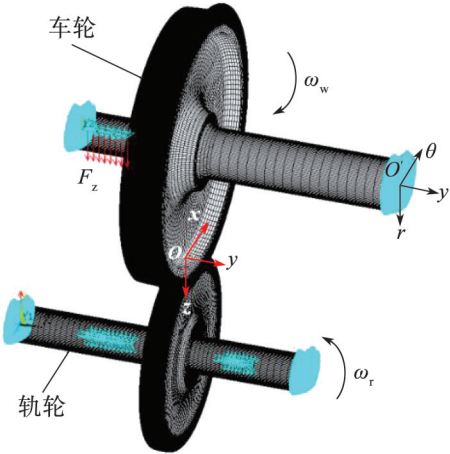


图 2 轮-轮滚动接触有限元模型
Fig. 2 Wheel-plate rolling contact finite element model

轮-轮接触采用基于罚函数的面-面接触算法进行求解, 摩擦因数取 0.5, 其余模型参数和工况参数见表 2。离散后的有限元模型节点数和单元数分别为 1 832 110 和 1 623 882。

表 2 有限元模型参数

Table 2 Parameters of finite element model

参数项目	参数值
垂向载荷/kN	78.5
模拟速度/(km·h ⁻¹)	440
车轮转速/(r·min ⁻¹)	2 537
轨轮转速/(r·min ⁻¹)	3 537
轮轨材料密度/(kg·m ⁻³)	7 790
轮轨材料弹性模量/GPa	205.9
轮轨材料泊松比	0.3
摩擦因数	0.5

模型求解过程如下: 试验车轮轮轴和轨轮轴两端施加 x 向和 y 向对称约束以模拟对称边界条件并避免静态接触求解时出现刚体位移; 对轨轮轴中心线上对应于轴承座的节点施加全约束, 对试验车轮轮轴中心线

上对应于轴箱的节点施加 x 向、 y 向位移约束和78.5 kN的 z 向载荷,并对整个模型施加重力,以模拟实际动车组17 t的轴重;试验轮对和轨轮施加绕其轴线的角速度(分别为2 537 r/min和3 537 r/min)对应的离心力,以模拟440 km/h速度下的稳态滚动位移场,如此可使得隐式到显式积分平缓过渡,进而提高模型求解效率。随后,在仿真软件中隐式求解其稳态滚动接触,并将求解结果作为初始条件导入显示仿真软件,释放车轴和轨轮轴两端的 x 向自由度并赋予对应的初始转速,使二者相对滚动。多边形激励分别可通过车轮踏面周期性不平顺几何和轨轮谐波位移来模拟(下文简称为“几何激励”和“位移激励”)。

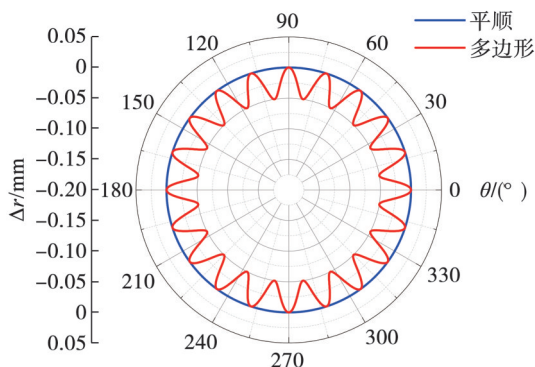
1.2 几何激励

车轮多边形表现为车轮踏面在周向上的周期性不平顺,现场中通常由多个主波长和随机不平顺叠加而成。为研究具体某阶车轮多边形的影响,将其简化为单一波长的谐波,并假设其在横向上服从抛物线分布。通过编程修改有限元模型节点坐标的方式引入三维的车轮多边形几何,如图2所示,将原来的直角坐标系 O_{xyz} 转换为柱坐标系 $O'_{r\theta y}$,其中 O' 位于车轴右端面和轴线的交点。柱坐标系下的节点修改量如下式:

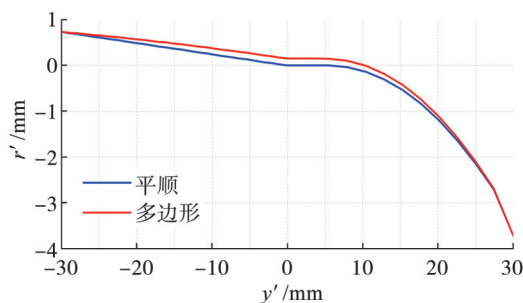
$$\left. \begin{aligned} h(\theta) &= \cos(n\theta) - 1 \\ h(y) &= 1 - \left(\frac{y-y_c}{b}\right)^2, y_c - b \leq y \leq y_c + b \\ (r', \theta', y') &= \left(r + \frac{1}{2} Dh(\theta)h(y), \theta, y\right) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: (r, θ, y) 和 (r', θ', y') 分别为初始和修改后的节点坐标; $h(\theta)$ 和 $h(y)$ 分别为周向、横向有关 θ 和 y 坐标修改系数; n 为多边形阶数; y_c 和 b 分别为施加多边形的横向中心和宽度之半; D 为多边形波深。

中国目前运营的高速铁路最高时速为350公里,暂缺时速400公里及以上的现场数据。文献[15]中记录到中国运行时速300公里、车轮直径920 mm的高速动车组上多发20阶多边形。因此本文着重模拟20阶多边形,设波深为0.05 mm,横向上分布于名义滚动圆左右-30~30 mm内。施加多边形的车轮周向与横向几何如图3所



(a) 周向几何



(b) 横向几何

图3 车轮多边形几何

Fig. 3 Wheel polygon geometry

示,其中图3(a)位于名义滚动圆,图3(b)位于 $\theta=10^\circ$ 平面,为方便展示,将坐标原点 O' 移到了名义滚动圆处。

1.3 位移激励

由于在台架试验的试样上预制固定阶数和固定波深的车轮多边形成本较高且几何精度不易控制,采用控制轨轮刚体位移的方式模拟车轮多边形激励是一种更加经济的方式。对有限元模型中轨轮轴承座对应的车轴中心节点施加下式的垂向谐波位移:

$$\Delta z = -\frac{D^*}{2} \left[\cos\left(\frac{nv}{R_0} + \varphi_0\right) + 1 \right] \quad (2)$$

式中: D^* 为位移峰峰值; v 为速度; t 为时间; R_0 为车轮名义滚动圆半径; φ_0 为轨轮谐波位移激励与车轮多边形几何的相位差。

本文针对式(1)中 v 和 R_0 分别取440 km/h和460 mm, D^* 与 D 取相同的值0.05 mm, φ_0 取 π 。

2 结果分析

2.1 轮-轮接触力

阶次为20,波深为0.05 mm的车轮多边形几何激励下的轮-轮滚动接触力如图4所示。车轮约在23.6 ms时滚过完整的1圈,在此期间,车轮与轨轮滚动接触的垂向力出现了20个峰值,与车轮表面的多边形阶数一致,且垂向力峰值总出现在多边形的波谷处,即二者相位相反。由于考虑了结构柔性,轮-轮垂向力并非在

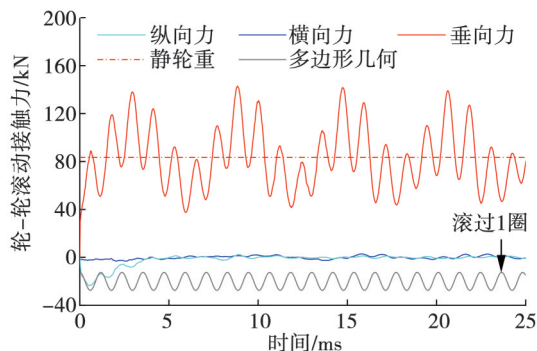


图4 几何激励下的轮-轮接触力

Fig. 4 Wheel-plate contact force under geometric excitation

静载荷附近等幅波动, 这是由于除了多边形激励频率外, 还存在另一个更低的主频率, 这两个振动相叠加导致了该结果。具体而言, 垂向力最大值和最小值分别为 142.77 kN 和 37.56 kN, 对应静载荷 83.40 kN 的轮重增/减载率分别为 71% 和 55%。由于本文模拟的是零横移的惰行工况, 未施加牵引扭矩, 仿真计算的轮-轮纵向力和横向力很小, 在初始波动后稳定在 0 附近, 最大值分别为 2.80 kN 和 1.28 kN, 与垂向力相比基本可忽略不计。因此, 下文着重分析轮-轮接触的垂向和法向动力学行为。

位移激励下的轮-轮滚动接触力如图 5 所示。从图 5 可以看出, 最大的垂向力峰值为 144.86 kN, 与多边形几何激励下的垂向力最大峰值仅相差 1.5%, 因此采用位移激励的方法能够模拟几何激励下的轮轨力峰值水平。同时, 位移激励下的垂向力时域波形与同等几何激励下的垂向力存在一定区别, 在车轮滚过 1 圈的过程中仅出现 16 个峰值, 其中, 有 4 个峰/谷值出现在轨轮谐波位移的峰/谷值处, 在局部呈现出相同的相位, 如图 5 中点划线方框所示, 而其他的峰值与多边形几何激励结果一致, 均出现在轨轮位移谷值处, 即相位相反。同样地, 纵向力和横向力仅在 0 附近小幅波动。

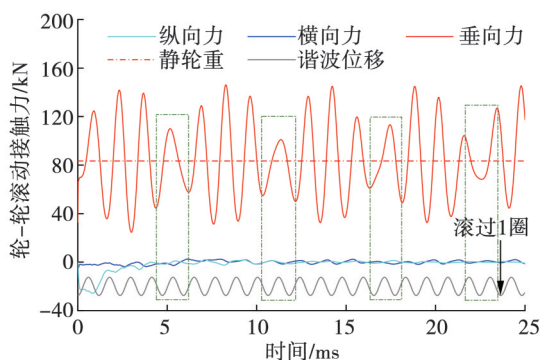


图5 位移激励下的轮-轮接触力

Fig. 5 Wheel-plate contact force under displacement excitation

2.2 垂向力差异成因分析

为分析两种多边形激励模拟方式下的轮-轮滚动接触力在时域振动上呈现出上述差异的原因, 对两种工况下的垂向力进行傅里叶变换, 所得频谱曲线如图 6 所示。由图 6 可见, 二者在大多数频段的垂向力幅值都很接近, 均在 839 Hz 即多边形激励频率处存在峰值, 且二者幅值相同, 这说明 $D=D^*$ 时的位移激励能够模拟几何激励下的稳态振动行为。不同的是, 采用几何激励时, 160 Hz 附近存在峰值, 此频率大约是多边形激励频率的 1/5, 对应于图 4 中车轮滚过 1 圈内的 4 个波长; 而在位移激励下, 679 Hz 处存在另一个峰值, 且其幅值显著大于同等多边形几何激励下的垂向力幅值, 这是造成二者垂向力波动差异的关键因素。

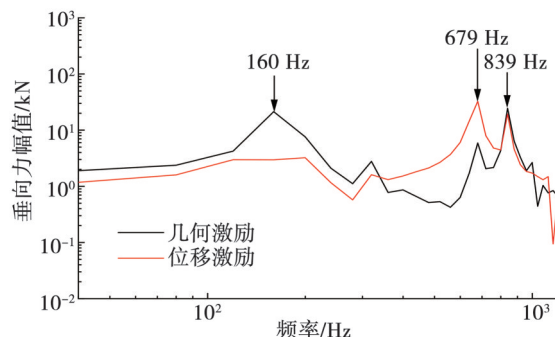


图6 轮-轮垂向力频谱

Fig. 6 Wheel-plate vertical force spectrum

对此, 图 7 给出了车轮和轨轮在 40~1 200 Hz 内提取到的部分模态, 其边界条件与滚动接触模拟过程保持一致。可见, 160 Hz 处的峰值对应于车轴弯曲加车轮偏转组合变形的固有频率 115 Hz, 由于本文模拟的时间仅为 0.025 s, 输出时间步长为 2.5×10^{-5} s, 频率分辨率为 40 Hz, 因此峰值频率 160 Hz 和固有频率 115 Hz 相差 45 Hz 是可接受的。此外, 车轮多边形激励频率 839 Hz 与轨轮伞形变形固有频率 840 Hz 相近, 而 679 Hz 的峰值频率与轨轮轴弯曲变形固有频率 624 Hz 相近。由此可知, 几何激励比位移激励更容易激发车轴弯曲加车轮偏转变形, 进而引起 1/5 倍多边形激励频率的振动; 而采用位移激励模拟车轮 20 阶多边形激励时, 容易激发轨轮轴的弯曲变形模态, 进而加剧车轮与轨轮的动态作用力。需说明的是, 有限元模型中仅约束了车轴中心部分节点的位移, 由此得到的车轴弯曲刚度应小于真实的试验台轴承支撑作用下的车轴弯曲刚度, 因此车轴弯曲模态幅值偏高。为减少轨轮轴弯曲共振对多边形模拟带来的不利影响, 在利用试验台模拟多边形时, 可考虑加装轴承、加固轴承座、加粗轨轮轴等措施, 尽量降低位移激励对几何激励的模拟误差。

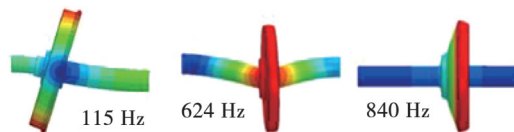


图7 车轮与轨轮模态

Fig. 7 Wheel and wheel rail modes

2.3 接触应力与接触斑面积

为了解轮-轮接触斑局部的接触行为, 提取了几何激励下的法向接触应力和接触斑面积数据, 如图 8 所示。切向接触应力主要取决于纵向力和横向力, 其值接近于 0, 在此不做赘述。可见, 法向接触应力和接触斑面积也随多边形几何呈现周期性变化。车轮滚动 1 圈内的最大法向接触应力可达 2.40 GPa, 对应的接触斑面积为 226.51 mm²。最大法向接触应力和接触斑面积在时域内具有同样的变化趋势, 但不成比例。这是因为施加几何激励后的车轮踏面局部曲率半径在周向上

不为常值, 进而加重了轮-轮接触的非线性特征。

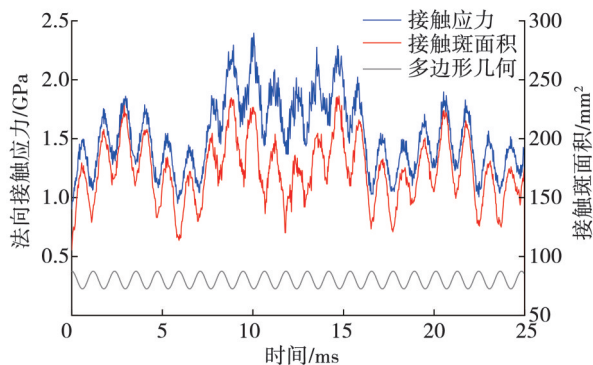


图8 几何激励下的接触应力

Fig. 8 Contact stress under geometric excitation

图9为位移激励下的轮-轮法向接触应力和接触面积数据。由于模型以轨轮刚体位移代替车轮表面的多边形几何, 车轮的曲率半径在周向上是恒定的, 因此接触斑形状仅取决于施加于车轮上的动载荷, 即取决于轨轮垂向位移大小。可见, 最大法向接触应力和接触斑面积表现出良好的线性关系, 由此可以推断, 接触斑长轴和短轴之比在时域上基本保持恒定, 即接触斑的形状特征不变而大小变化。在车轮滚动1圈的过程中, 轨轮谐波位移激起的最大法向接触应力和接触斑面积分别为1.88 GPa和230.57 mm², 前者低于几何激励下的最大法向接触应力约21.7%, 这同样是由于接触表面的局部曲率半径差异而导致的。

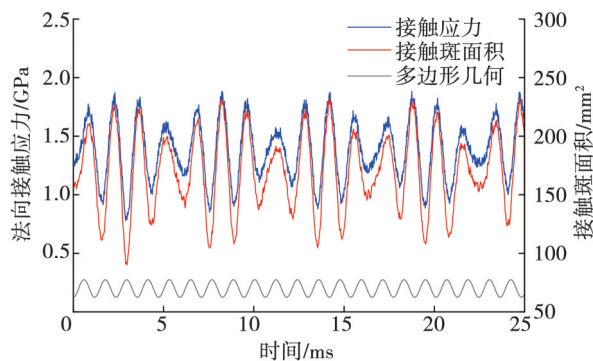


图9 位移激励下的接触应力

Fig. 9 Contact stress under displacement excitation

2.4 轴箱振动加速度

轴箱振动加速度能够反映车辆运行时产生的噪声, 同时也常被用作监测车辆运行状态和轮轨接触表面不平顺的指标。图10展示了几何激励和位移激励下轴箱垂向加速度的功率谱密度, 由轴箱对应车轴轴线上的多个节点时域平均后得到。可以看出, 二者在100~1 200 Hz频段内存在多个峰值。其中, 840 Hz处的峰值对应于多边形激励频率, 这说明多边形引起的轮-轮滚动振动传播至轮对轴箱处时仍然保留了主频特征, 即轴箱加速度信号能够定量地反映多边形引起的稳态振动行为。并

且, 采用几何激励和位移激励在840 Hz处的功率谱密度基本相同, 也说明取 $D=D^*$ 是可行的。同样地, 位移激励下680 Hz的功率谱密度峰值来源于图6中679 Hz处的垂向力频谱峰值。此外, 采用位移激励时, 960 Hz处的轴箱垂向加速度功率谱密度峰值显著低于几何激励结果, 考虑现场测试得到的多边形主阶次一般不超过24阶, 即激励频率一般低于900 Hz, 该主频的振动可能来源于车轴局部的振动或有限元模型的数值误差。

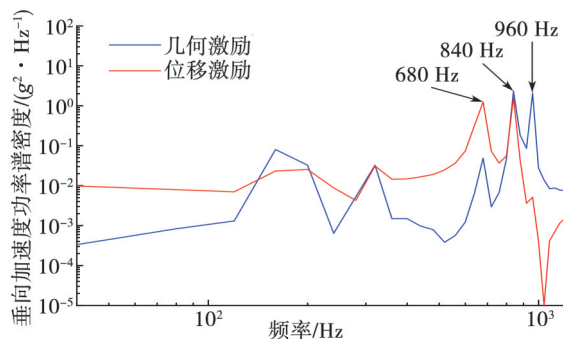
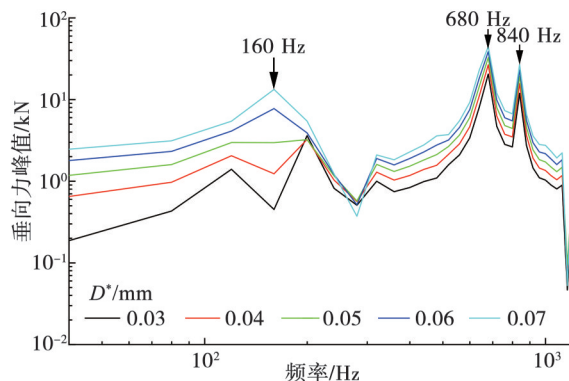


图10 轴箱垂向加速度功率谱密度

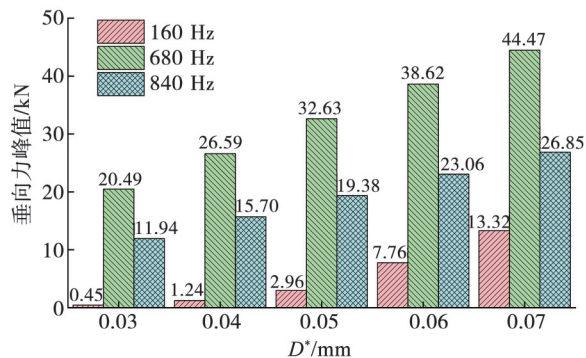
Fig. 10 PSD of axle box vertical accelerations

2.5 位移幅值影响规律

上文结果表明, 与几何激励同幅值的位移激励可准确模拟多边形激励频率下的垂向力和轴箱垂向加速度功率谱密度幅值。为研究位移激励幅值的影响规律, 保持位移激励的周期不变, D^* 取0.03~0.07 mm。图11给出



(a) 频域结果



(b) 峰值统计结果

图11 轮-轮垂向力频谱

Fig. 11 Wheel-plate vertical force spectrum

了不同位移激励幅值作用下的轮-轮垂向力频谱。由图 11(a)可以看出, 曲线在 160 Hz、680 Hz、840 Hz 处存在峰值, 而轨轮位移幅值仅改变轮-轮垂向力的幅值, 对其频域分布特征几乎没有影响。当轨轮位移幅值低于 0.05 mm 时, 仅 160 Hz 处的峰值消失。图 11(b)统计了 160 Hz、680 Hz、840 Hz 处的垂向力峰值, 分别对应车轮偏转、轨轮轴弯曲、轨轮伞形变形 (即多边形激励) 的固有频率。可见, 轨轮轴弯曲变形对垂向力波动的贡献最大, 甚至高于轨轮伞形变形的贡献, 在各个激励幅值下, 前者约为后者的 1.7 倍。轨轮位移幅值较低时, 车轮偏转振动较弱, 例如 0.03 mm 的轨轮位移幅值造成的垂向力峰值仅 0.45 kN; 当轨轮位移幅值增加到 0.07 mm 时, 车轮偏转造成的垂向力峰值上升到 13.32 kN。

图 12 为不同位移激励幅值作用下的轴箱振动加速度功率谱密度, 同样对几个主要峰值进行了统计。由图 12(a)可知, 轨轮位移幅值对轴箱加速度的影响规律和垂向力相似, 仅使 PSD 曲线的幅值整体上升, 而对其频域分布特征几乎无影响, 且存在 3 个显著的峰值频率 (160 Hz、680 Hz、840 Hz), 这是因为轴箱在时域上的振动是由轨轮位移下的轮-轮滚动接触力引起的。不同的是, 轨轮位移激励下, 轨轮伞形变形对轴箱振动加速度的影响程度反而比车轴弯曲变形的影响程度更大, 这也说明, 在转向架高频激振试验台上, 轴箱加速度比轮-轮接触力更适合用作多边形波深监测指

标。由图 12(b)可看出, 各个位移幅值激励下, 840 Hz 处的 PSD 峰值是 680 Hz 处的 1.2~1.4 倍。此外, 160 Hz 处的车轮偏转变形对轴箱加速度 PSD 值的影响较小, 在 0.07 mm 的轨位移激励幅值下, 峰值仅为 $0.11 \text{ g}^2/\text{Hz}$ 。这一方面是因为该频率远远偏离多边形激励频率, 另一方面也是由于轮轨接触振动传递至轴箱处时已经达到了一定程度的衰减。

3 结论

本文基于转向架高频激振试验台的轮-轮滚动接触有限元模型, 研究了轨轮谐波位移对车轮高阶多边形几何激励的模拟效果, 分析了两种激励方式下轮-轮动态响应特征, 得出以下结论:

①垂向力与轴箱振动主频的一致性: 位移激励与几何激励的轮-轮垂向力时域最大值仅相差 1.5%, 且二者在多边形激励主频处的频谱峰值及轴箱加速度功率谱密度幅值高度一致, 验证了位移激励对几何激励主频特征的准确复现能力。

②接触应力与接触斑差异: 位移激励下轮-轮接触点曲率半径恒定, 接触斑面积较几何激励增大, 导致最大法向接触应力降低约 21.7%。这表明位移激励虽然能模拟动态力特征, 但是在接触应力评估时需考虑曲率半径的影响。

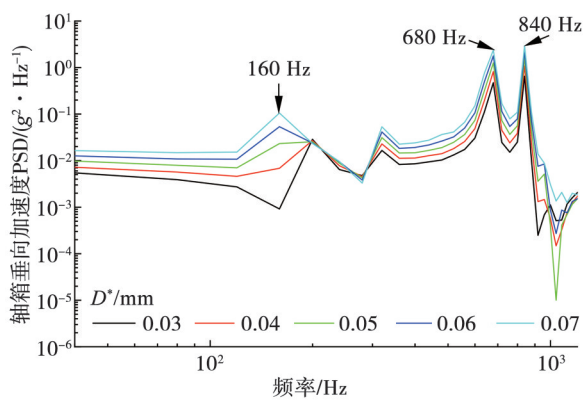
③轴箱振动加速度能有效反映轮轨不平顺: 轴箱加速度功率谱密度在 840 Hz 处峰值对应多边形激励频率, 表明轴箱垂向加速度功率谱密度幅值信号可表征多边形振动。

④位移幅值的影响规律: 位移激励幅值主要影响垂向力和轴箱加速度的幅值, 而对频域分布特征影响较小。

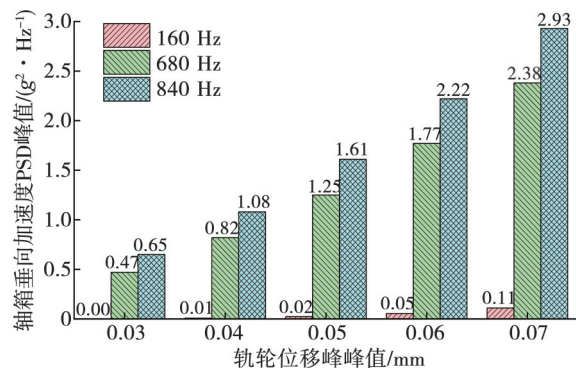
综上所述, 位移激励能够有效替代几何激励实现车轮高阶多边形的台架模拟, 尤其在主频振动行为与动态力峰值预测中具有较高精度。本研究为超高速工况下车轮多边形的台架试验设计提供了理论依据, 后续可进一步开展多阶次耦合激励、变轴重工况研究, 以完善位移激励的工程适用性。

参考文献:

- [1] 邹航宇, 张卫华, 王志伟. 车轮多边形化对高速列车齿轮箱体动态响应的影响[J]. 机车电传动, 2017(6): 52-56.
ZOU Hangyu, ZHANG Weihua, WANG Zhiwei. Influence of wheel polygonization on dynamic response of gearbox housing of high-speed train[J]. Electric drive for locomotives, 2017(6): 52-56.
- [2] 韩礼礼, 贾尚帅, 吴越, 等. 车轮高阶多边形磨耗对高速列车转向架区域噪声影响研究[J]. 噪声与振动控制, 2019, 39(3): 88-91.
HAN Tieli, JIA Shangshuai, WU Yue, et al. Effect of high-



(a) 频域结果



(b) 峰值统计结果

图 12 轴箱垂向加速度功率谱密度

Fig. 12 PSD of axle-box vertical accelerations

- order wheel polygonal wear on the noise of bogie area of high speed trains[J]. Noise and vibration control, 2019, 39(3): 88-91.
- [3] 罗仁, 石怀龙. 铁道车辆系统动力学及应用[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2018.
LUO Ren, SHI Huailong. Dynamics of railway vehicle systems and application[M]. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2018.
- [4] 王忆佳, 曾京, 罗仁, 等. 高速列车车轮多边形化对车辆动力学性能的影响[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2013, 45(3): 176-182.
WANG Yijia, ZENG Jing, LUO Ren, et al. Effect of polygonal wheel on vehicle dynamic performance[J]. Journal of Sichuan university(engineering science edition), 2013, 45(3): 176-182.
- [5] 范军, 王鹏, 刘孟奇, 等. 标准动车组车轮磨耗特征研究[J]. 噪声与振动控制, 2019, 39(6): 112-116.
FAN Jun, WANG Peng, LIU Mengqi, et al. The feature of wheel wear of Chinese standard EMUs[J]. Noise and vibration control, 2019, 39(6): 112-116.
- [6] 江英杰, 李伟, 陶功权, 等. 车轮多边形磨损对高速线路轨道动态行为影响的试验研究[J]. 噪声与振动控制, 2019, 39(6): 117-121.
JIANG Yingjie, LI Wei, TAO Gongquan, et al. Study on the effects of wheel polygonal wear on dynamic behavior of high speed tracks by field test[J]. Noise and vibration control, 2019, 39(6): 117-121.
- [7] 徐冬冬, 杨九河, 丁军君. 高速列车车轮多边形动力学试验与仿真研究[J]. 机车电传动, 2021(6): 42-48.
XU Dongdong, YANG Jiuhe, DING Junjun. Dynamic test and simulation of high-speed train polygonal wheels[J]. Electric drive for locomotives, 2021(6): 42-48.
- [8] 陈伟, 戴焕云, 罗仁. 高速列车车轮高阶多边形对车辆动力学性能的影响[J]. 铁道车辆, 2014, 52(12): 4-9.
CHEN Wei, DAI Huanyun, LUO Ren. Effect of high order polygons of wheels for high speed trains on dynamics performance of vehicles[J]. Rolling stock, 2014, 52(12): 4-9.
- [9] 尹振坤, 吴越, 韩健. 高速列车车轮多边形磨耗对轮轨垂向力的影响[J]. 铁道学报, 2017, 39(10): 26-32.
YIN Zhenkun, WU Yue, HAN Jian. Effect of polygonal wear of high-speed train wheels on vertical force between wheel and rail[J]. Journal of the China railway society, 2017, 39(10): 26-32.
- [10] 张富兵, 鄢平波, 吴兴文, 等. 高速列车车轮多边形磨耗安全限值研究[J]. 铁道学报, 2021, 43(3): 42-51.
ZHANG Fubing, WU Pingbo, WU Xingwen, et al. Research on safety limit of wheel polygonalization of high-speed train[J]. Journal of the China railway society, 2021, 43(3): 42-51.
- [11] 王晗, 刘超, 赵鑫, 等. 单轮对高速滚动试验台的动态有限元模拟研究[J]. 电力机车与城轨车辆, 2015, 38(3): 16-19.
WANG Han, LIU Chao, ZHAO Xin, et al. Simulation research of dynamic finite element based on single wheel set high speed rolling test rig[J]. Electric locomotives & mass transit vehicles, 2015, 38(3): 16-19.
- [12] 冯畅, 陈逊, 伍安旭, 等. 踏面清扫装置抑制车轮多边形现象的试验研究[J]. 轨道交通装备与技术, 2021(2): 62-64.
FENG Chang, CHEN Xun, WU Anxu, et al. Experimental study on wheel polygon suppression by wheel tread cleaning device[J]. Rail transportation equipment and technology, 2021(2): 62-64.
- [13] 徐井芒, 梁新缘, 王凯, 等. 扣件刚度非线性对波磨区轮轨瞬态滚动接触行为的影响[J]. 西南交通大学学报, 2024, 59(2): 247-255.
XU Jingmang, LIANG Xinyuan, WANG Kai, et al. Influence of fastener stiffness nonlinearity on wheel-rail transient rolling contact behavior in corrugated area[J]. Journal of southwest jiaotong university, 2024, 59(2): 247-255.
- [14] 张鹏, 赵鑫, 凌亮, 等. 轮轨高频动力作用模拟中接触模型的影响分析[J]. 机械工程学报, 2020, 56(12): 124-132.
ZHANG Peng, ZHAO Xin, LING Liang, et al. Influence of contact modeling on numerical analyses of high frequency wheel-rail interactions[J]. Journal of mechanical engineering, 2020, 56(12): 124-132.
- [15] 侯银庆. 轮轨周期性磨耗对高速轮轨系统动态特性影响研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2019.
HOU Yinqing. Study on the influence of wheel-rail periodic wear on dynamic characteristics of high-speed wheel-rail system[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2019.

Research on simulation effect of rail plate harmonic displacement on high-order wheel polygon

WU Weiwei¹, DING Hao², HE Guanqiang¹, LI Yuyin¹, QIN Yujie¹, ZHOU Hongmin¹

(1. Zhuzhou CRRC Times Electric Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001, China;
2. Hangzhou Metro Group Co., Ltd., Hangzhou, Zhejiang 310000, China)

Abstract: To study the simulation effect of rail plate harmonic displacement excitation on wheel high-order wheel polygon geometric excitation, a wheel-plate rolling contact finite element model was developed based on simulation analysis software for the bogie high-frequency excitation test bench. The wheel-plate rolling vibration behaviors under 20th-order polygon excitation with a wave depth of 0.05 mm were investigated through a solving process at a speed of 440 km/h. A comparative analysis was then conducted in both the time domain and frequency domain to identify similarities and differences between the two excitation modes. The simulation results for a 20th-order polygon with a wave depth of 0.05 mm, under an axle weight of 17 t and a speed of 440 km/h, show that the maximum time-domain wheel-plate vertical force differed by only 1.5% between displacement excitation and geometric excitation. The spectral peak of wheel-plate vertical forces and the power spectral density (PSD) peak of axle box accelerations at the polygon excitation frequency of 840 Hz under displacement excitation are in good agreement with those under geometric excitation. The constant local curvature radius at the wheel-plate contact point under displacement excitation results in a larger contact spot area and a corresponding 21.7% reduction in contact stress. The amplitude of the wheel-plate vertical force spectrum and the power spectrum density of axle box accelerations increase with higher rail plate displacement amplitudes, while the peak frequency is basically unchanged. In summary, wheel polygon can be effectively simulated using displacement excitation as an alternative to geometric excitation on the bogie high-frequency excitation test bench.

Keywords: test bench; polygon; harmonic displacement; wheel-plate contact force; contact stress; resonance; high-speed EMU; finite element method