

## 点阵型滚柱活齿设计及抗冲击性能研究

张爽<sup>1</sup> 殷桂虎<sup>2</sup> 陈美宇<sup>3</sup> 宜亚丽<sup>3</sup> 吴萌蕾<sup>3</sup>

(1. 燕山大学 工程训练中心, 秦皇岛 066004)

[2. 江苏泰隆减速机(集团)股份有限公司, 泰州 225400]

(3. 燕山大学 机械工程学院, 秦皇岛 066004)

**摘要:**【目的】针对滚柱活齿长期承受冲击载荷而存在振动明显的问题,基于空心滚柱结构提出了一种新型点阵型滚柱活齿。【方法】首先,采用等效刚度预测和抗冲击试验,分析了4种点阵结构抗冲击能力,确定了抗冲击性能最优的点阵结构及点阵型滚柱活齿结构参数。其次,通过仿真分析探究了实心滚柱活齿、空心滚柱活齿及点阵型滚柱活齿的等效应力及振动特性。最后,搭建了滚柱活齿振动特性测试平台,对比分析了不同类型活齿振动加速度。【结果】结果表明,所提点阵型滚柱相比实心滚柱等效应力减小了28.72%,相比空心滚柱等效应力减小了3.96%;另外,相较于实心滚柱活齿、空心滚柱活齿,点阵型滚柱活齿振动加速度峰值降低明显,具有良好的减振效果。试验结果与仿真结果趋势一致,验证了仿真模型的可靠性以及试验结果的准确性。研究结果可为减振型活齿结构设计提供参考。

**关键词:** 滚柱活齿; 点阵结构; 冲击试验; 等效应力; 振动加速度; 活齿传动

**中图分类号:** TH132.4 10.16579/j.issn.1001.9669.XXXX.XX.001

## 0 引言

滚柱活齿减速器结构紧凑、具有较高的承载能力<sup>[1]</sup>,在工程机械等领域有着广泛的应用前景<sup>[2]</sup>。在实际应用中,滚柱活齿多采用实心滚柱,滚柱活齿在冲击载荷工况下存在接触应力大<sup>[3]</sup>、振动噪声大<sup>[4]</sup>等问题,抗冲击能力较低,难以保证传动过程的平稳性。

针对实心滚柱所存在的缺陷,空心滚动体开始进入人们的视野,研究者对比实心滚柱分析了空心滚动体的接触应力分布情况及最优空心度<sup>[5-7]</sup>,在相同工况下,预负荷空心滚动体的受力情况优于无预负荷空心滚动体<sup>[8]</sup>,因此后续研究多针对预负荷空心滚动体进行。空心滚动体虽然能有效增加接触半宽,改善或消除接触应力的“边缘效应”,但对降低等效应力意义不大,为解决这一问题,学者针对空心滚动体进行了各种新型构型研究<sup>[9-12]</sup>。针对空心滚柱极易产生疲劳断裂问题,姚齐水等<sup>[13]</sup>提出了一种复合圆柱滚动体,并确定其内部嵌入材料聚四氟乙烯的最优填充度为55%。杨文<sup>[14]</sup>提出了深穴复合圆柱滚动体,研究其受力情况与深穴半径以及角度参数的关系,确定了它的最优尺寸。随后众学者针对弹性复合圆柱滚子轴承的承载性能<sup>[15]</sup>、静态径向刚度<sup>[16]</sup>、接触特性<sup>[17]</sup>等进行了深入研究分析,取得了大量成果。然而,如何减小

弹性复合圆柱滚动体的内孔弯曲应力以保障疲劳寿命是其研究中的一个重要考量点<sup>[18]</sup>。

鉴于点阵结构具有高孔隙率、高稳定性和高能量吸收等优良力学性能<sup>[19-20]</sup>,基于空心滚柱结构提出了一种点阵型滚柱活齿(图1),在空心滚柱活齿内部填充具有减振吸能效果的金属点阵结构。点阵结构对空心滚柱外壳具有支撑作用,使其不易产生疲劳破坏,保证其使用寿命;而且点阵结构具有一定孔隙率,增大了滚柱接触变形,有利于减小接触应力,改善啮合状态,

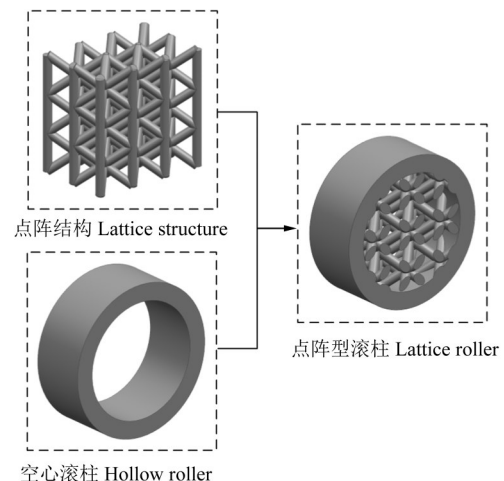


图1 点阵型滚柱活齿

Fig. 1 Lattice roller movable teeth

收稿日期: 2025-03-17 修回日期: 2025-04-24

基金项目: 国家自然科学基金项目(52375064); 河北省自然科学基金项目(E2024203121)

作者简介: 张爽,女,1987年生,河北秦皇岛人,硕士,实验师; 主要研究方向为新型活齿传动理论与应用; E-mail: zhangshuang@ysu.edu.cn.

引用格式: 张爽,殷桂虎,陈美宇等.点阵型滚柱活齿设计及抗冲击性能研究[J].机械强度,DOI:10.16579/j.issn.1001.9669.XXXX.XX.001.

ZHANG Shuang, YIN Guihu, CHEN Meiyu, et al. Study on the design and impact resistance performance of lattice roller movable teeth [J]. Journal of Mechanical Strength, DOI: 10.16579/j.issn.1001.9669.XXXX.XX.001.

减小活齿振动,进而降低传动系统振动,保证传动平稳性。采用选区激光熔化技术制备试验试件,利用抗冲击试验确定点阵型滚柱活齿构型及参数,并通过仿真分析和试验相结合的方法,检验点阵型滚柱活齿的抗冲击性能。研究结果可为其他类型点阵胞元与实体一体化成型性能分析提供一定的参考。

## 1 点阵结构构型选取

本文选择体心立方胞元BCC、BCC\_Z以及面心立方胞元F<sub>2</sub>CC、F<sub>2</sub>CC\_Z作为滚柱活齿的内部填充结构,点阵单元如图2所示。

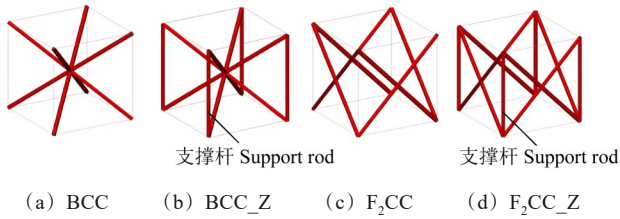


图2 4种点阵单元

Fig. 2 Four types of lattice elements

### 1.1 点阵单胞等效刚度预测

采用渐近均匀化方法分析4种点阵单胞的力学性能,由于结构的特殊性,在构建单胞时考虑与点阵结构连接实体部分的力学贡献。点阵型滚柱活齿外径 $\Phi 13$  mm,等效分析单胞尺寸设为 $3.5\text{ mm}\times 3.5\text{ mm}\times 3.5\text{ mm}$ ,上、下实体结构厚度为 $0.3\text{ mm}$ ,材料选择316L不锈钢,单胞杆径均为 $0.5\text{ mm}$ 。以BCC\_Z结构为例,载荷施加方式如图3所示,各支撑杆与上、下实体单元紧密连接。

各点阵结构的等效刚度预测值如表1所示。依据表1各项数据分析,不同点阵单胞的拉伸刚度及弯曲刚度具有较大差异,4种点阵单胞在 $x$ 、 $y$ 方向的拉伸刚度与 $z$ 方向的拉伸刚度相差较大。其原因在于, $x$ 、 $y$ 方向的拉伸刚度由实体部分与点阵结构提供,在此结构下,实体部分的作用更显著;而 $z$ 方向的拉伸刚度主要由点阵结构提供,实体部分作用较小。4种点阵单胞中,BCC\_Z的各项刚度系数都较大,这是由于BCC\_Z单胞中,各杆件与实体结构连接紧密,且各杆件之间具有较好的连接性,提升了单胞刚度。

### 1.2 点阵结构冲击试验

#### 1.2.1 冲击试验试件制备

采用落锤冲击试验对比不同点阵结构抗冲击能力,选取抗冲击性能最优结构作为点阵型滚柱活齿内部填充结构。采用选区激光熔化技术制备点阵结构冲击试验试件,使用中瑞科技SLM280型选区激光熔化设备,所选用工艺参数为激光功率 $150\text{ W}$ ,扫描速度 $800\text{ mm/s}$ ,扫描间距 $0.08\text{ mm}$ 。

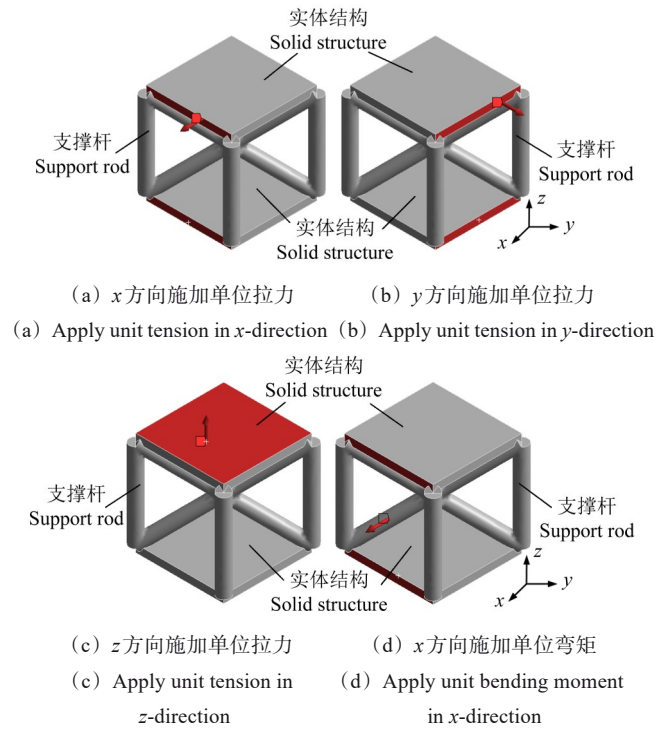


图3 施加载荷

Fig. 3 Applied load

表1 点阵单胞的等效刚度预测值

构型 Configuration	拉伸刚度 Tensile stiffness/ $(10^6\text{ N/mm})$			弯曲刚度 Bending stiffness/ $(10^4\text{ N/mm})$
	$A_{xx}$	$A_{yy}$	$A_{zz}$	$D_{xx}$
BCC	95.877	95.877	2.565	11.090
BCC_Z	116.904	116.904	4.092	31.730
F <sub>2</sub> CC	109.689	109.689	3.247	6.314
F <sub>2</sub> CC_Z	115.750	115.750	3.839	7.470

制备试件为 $\Phi 10\text{ mm}\times 55\text{ mm}$ 的圆柱体,制备完成的点阵结构冲击试验试件如图4所示,冲击试件成型质量良好,并未出现塌陷、翘曲现象,证明了使用选区激光熔化技术制备试件的可行性。

#### 1.2.2 抗冲击性能分析

根据国家标准GB/T 229—2020<sup>[21]</sup>,采用INSTRON CEAST 9350型落锤冲击试验机(图5)开展落锤冲击试验,设置冲击能量为 $50\text{ J}$ 。

试验完成后4种试件断裂情况如图6所示。BCC\_Z结构未发生完全断裂,仅发生较大弯曲变形,弯曲角度为 $42.2^\circ$ ,而BCC、F<sub>2</sub>CC、F<sub>2</sub>CC\_Z均发生完全断裂。试件的原有直径为 $\Phi 10\text{ mm}$ ,其中,BCC结构、BCC\_Z结构和F<sub>2</sub>CC结构在与冲击锤头直接接触一侧有较为明显的内凹痕迹,压缩变形大小分别为 $1.36$ 、 $1.62$ 、 $1.60\text{ mm}$ ,而F<sub>2</sub>CC\_Z结构仅发生较小的压缩变形,为 $1.02\text{ mm}$ 。

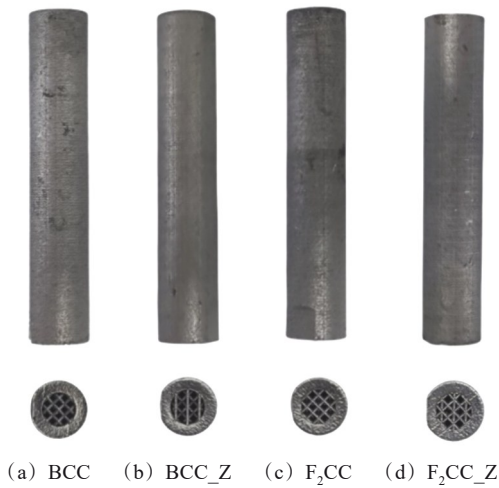


图4 4种点阵结构冲击试件

Fig. 4 Impact specimens for four types of lattice structure

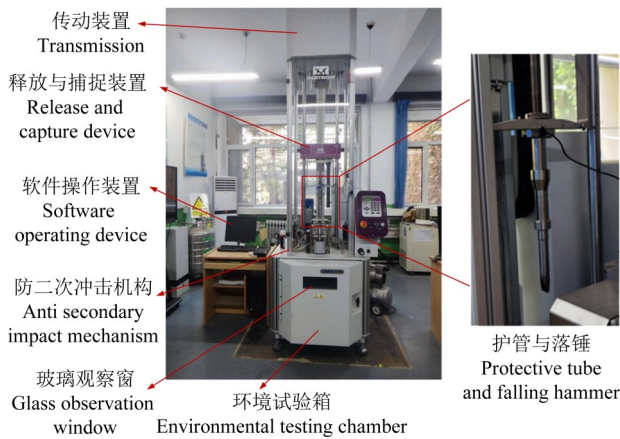


图5 试验设备实物图

Fig. 5 Physical picture of test equipment

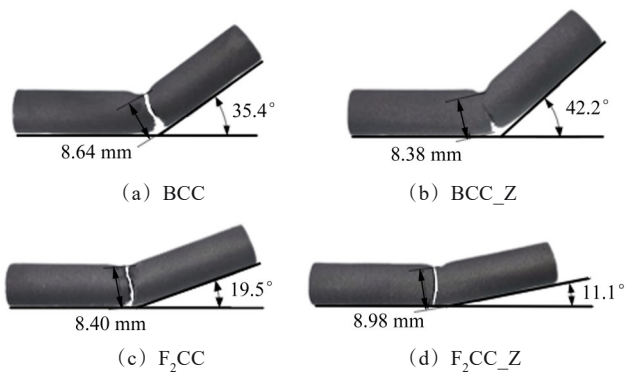


图6 点阵试件冲击断裂图

Fig. 6 Impact fracture diagram of lattice specimens

对4种点阵结构的变形过程进行分析:BCC结构、F<sub>2</sub>CC结构直接与冲击锤头接触的一侧结构受到冲击时,首先向内凹陷,随后发生塑性断裂。这是由于BCC结构与F<sub>2</sub>CC结构具有一定的韧性,在受到冲击时并不会直接发生断裂,而是沿受力方向发生一定程度的塑性变形以吸收能量抵抗冲击。F<sub>2</sub>CC\_Z直接接触冲击锤头的一侧并未发生明显凹陷,这是因为结构具有较强的刚性,在承受冲击时发生较小塑性变形

后,出现脆性断裂。BCC\_Z结构直接接触冲击锤头的一侧受到挤压,另一侧发生拉伸断裂,但并未发生完全断裂,抗冲击能力优于另外3种点阵结构。

对落锤试验机所测数据进行导出处理,得到不同点阵结构冲击载荷-位移曲线如图7所示。通过对比可以发现,两种体心立方胞元结构BCC、BCC\_Z与面心立方胞元结构F<sub>2</sub>CC的冲击载荷-位移曲线变化趋势相似,面心立方胞元结构F<sub>2</sub>CC\_Z与其他3种结构的冲击载荷-位移曲线变化趋势存在较大不同。

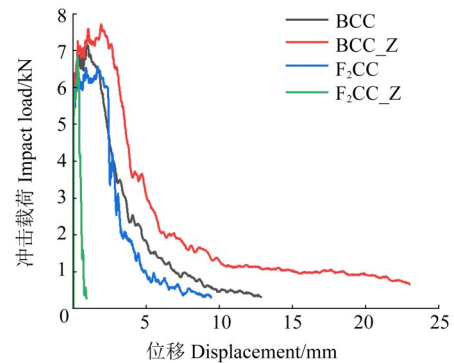


图7 点阵结构冲击载荷-位移曲线

Fig. 7 Impact load-displacement curves of lattice structures

由4种点阵结构冲击载荷-位移曲线可以看出,4种点阵结构的冲击力峰值数值上,BCC\_Z(7.8 kN) > BCC(7.1 kN) > F<sub>2</sub>CC\_Z(6.8 kN) > F<sub>2</sub>CC(6.4 kN)。F<sub>2</sub>CC\_Z点阵结构在1 mm位移内发生完全断裂,由于F<sub>2</sub>CC\_Z结构的刚性在4种点阵结构中最大,当试件受到冲击锤头冲击力时,点阵结构在较短的位移内产生塑性变形,从而发生断裂。F<sub>2</sub>CC结构、BCC结构均在10 mm位移左右时才发生完全断裂,由于这两种点阵胞元结构与F<sub>2</sub>CC\_Z结构相比,韧性更强,BCC结构断裂的时间较晚,抗冲击能力更强。根据试验数据分析,当位移为20 mm时,冲击锤头与点阵结构仍存在接触,BCC\_Z的抗冲击能力最强。

通过对仿真结果与试验结果进行分析,可以看出BCC\_Z结构抗冲击能力较强,不仅具有较强刚度,且具有一定韧性,能够承受较大的瞬时冲击力,适用于冲击载荷工况,将其作为点阵型滚柱活齿内部填充结构。

## 2 滚柱活齿结构设计

### 2.1 滚柱活齿结构参数选取

依据点阵型滚柱活齿的外形尺寸设计L<sub>9</sub>(3<sup>3</sup>)正交试验,为减小接触应力并使点阵结构能够达到良好的减振吸能效果,在点阵型滚柱外径为Φ13 mm的基础上,滚柱活齿填充度取92.5%、85.0%、77.5%,单个点阵胞元的边长尺寸取2.5、3.0、3.5 mm,胞元杆径取0.4、0.6、0.8 mm。试验因素及水平如表2所示。

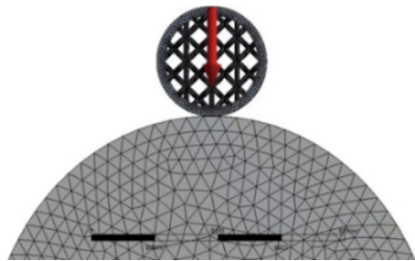
表 2 正交试验因素和水平

Tab. 2 Orthogonal test factors and levels

正交试验 Orthogonal test	A	B	C
	填充度 Filling degree/%	单个胞元边长 Edge length of single cell/mm	点阵结构杆径 Rod diameter of lattice structure/ mm
1	92.5	2.5	0.4
2	85.0	3.0	0.6
3	77.5	3.5	0.8

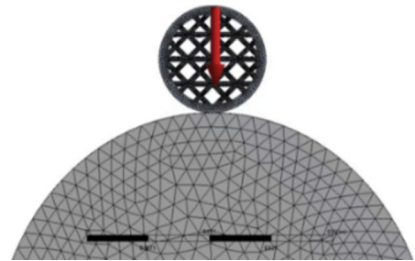
## 2.2 滚柱活齿变形一致量分析

BCC\_Z点阵结构在不同方向上受力产生变形不同,较易发生疲劳失效,为使所设计滚柱活齿具有良好的受力状态,以滚柱活齿在不同方向受力时所发生的变形的一致性进行分析,确定合适的结构参数。使用UG软件建立点阵型滚柱活齿仿真模型,点阵结构自身较为复杂,且接触问题为高度非线性问题,需要将网格细化,将仿真模型导入HyperMesh软件中进行网格划分,点阵型滚柱活齿的网格尺寸细化,激波器与中心轮划分较粗网格。为得到最大变形一致量,选择两个极限位置(沿支撑杆轴向和沿支撑杆径向)进行模型仿真,仿真时在点阵型滚柱活齿上施加径向载荷1200 N,如图8所示。仿真得到9组滚柱活齿变形一致量如表3所示。



(a) 沿支撑杆轴向

(a) Along the axial direction of the support rod



(b) 沿支撑杆径向

(b) Along the radial direction of the support rod

图8 点阵型滚柱两极限位置施加径向载荷

Fig. 8 Application of radial load at the two extreme positions of the lattice roller

对表3中变形一致量进行极差分析,其中 $K_j$ 值为任意一列因素水平数为 $j$ 时,所对应的仿真结果的总和。极差 $R = \max\{K_1, K_2, K_3\} - \min\{K_1, K_2, K_3\}$ ,计算结果如表4所示。

表 3 不同参数点阵型滚柱活齿的仿真结果

Tab. 3 Simulation results of lattice roller movable teeth with different parameters

试验 Test	A	B	C	变形一致量
				Deformation consistent quantity/( $10^{-3}$ mm)
1	1	1	1	5.959
2	1	2	2	7.444
3	1	3	3	6.077
4	2	1	2	3.486
5	2	2	3	1.956
6	2	3	1	2.125
7	3	1	3	1.253
8	3	2	1	1.298
9	3	3	2	1.673

表 4 变形一致量的分析结果

Tab. 4 Analysis results of deformation consistent quantity

项目 Project	A	B	C
$K_1$	$19.480 \times 10^{-3}$	$10.698 \times 10^{-3}$	$9.382 \times 10^{-3}$
$K_2$	$7.567 \times 10^{-3}$	$10.698 \times 10^{-3}$	$12.603 \times 10^{-3}$
$K_3$	$4.224 \times 10^{-3}$	$9.875 \times 10^{-3}$	$9.286 \times 10^{-3}$
$R$	$15.256 \times 10^{-3}$	$0.823 \times 10^{-3}$	$3.317 \times 10^{-3}$
优水平 Excellent level	$A_3$	$B_3$	$C_3$

变形一致量越小,说明点阵型滚柱活齿在两个极限位置所发生的变形量越接近,接触半宽也越接近。根据表4数据判断 $A_3$ 为因素A的优水平。同理,分别对B、C的优水平筛选,得到优水平分别为 $B_3$ 、 $C_3$ 。因此,设计滚柱活齿的参数为填充度77.5%,单个胞元边长3.5 mm,点阵结构杆径0.8 mm,此时滚柱活齿的变形量最为接近。

## 3 滚柱活齿性能分析

### 3.1 滚柱活齿等效应力分析

为探究不同类型滚柱活齿强度特性,评估不同类型滚柱活齿力学性能,在同一条件下对实心滚柱、空心滚柱及点阵型滚柱活齿施加载荷,得到等效应力云图如图9所示。

由图9可以看出,实心滚柱与空心滚柱的最大应力主要集中于滚柱外圆弧面,且靠近滚柱外径处,而点阵型滚柱的最大应力位于BCC\_Z点阵结构中所增加的Z方向支撑杆。点阵型滚柱与实心滚柱相比,最大等效应力减小249.52 MPa(28.72%),原因在于点阵型滚柱活齿中引入点阵结构,导致其内部孔隙率增加,使得其强度降低,弹性变形增大,等效应力降低;与空心滚柱相比,最大等效应力减小25.54 MPa

(3.96%),且点阵型滚柱最大应力均集中在Z方向支撑杆上,相较于空心滚柱外壳疲劳破坏,点阵结构所受的力可以逐层传递,并不会因为某一杆件破坏而对结构造成较大影响,相较于空心滚柱疲劳寿命更高。

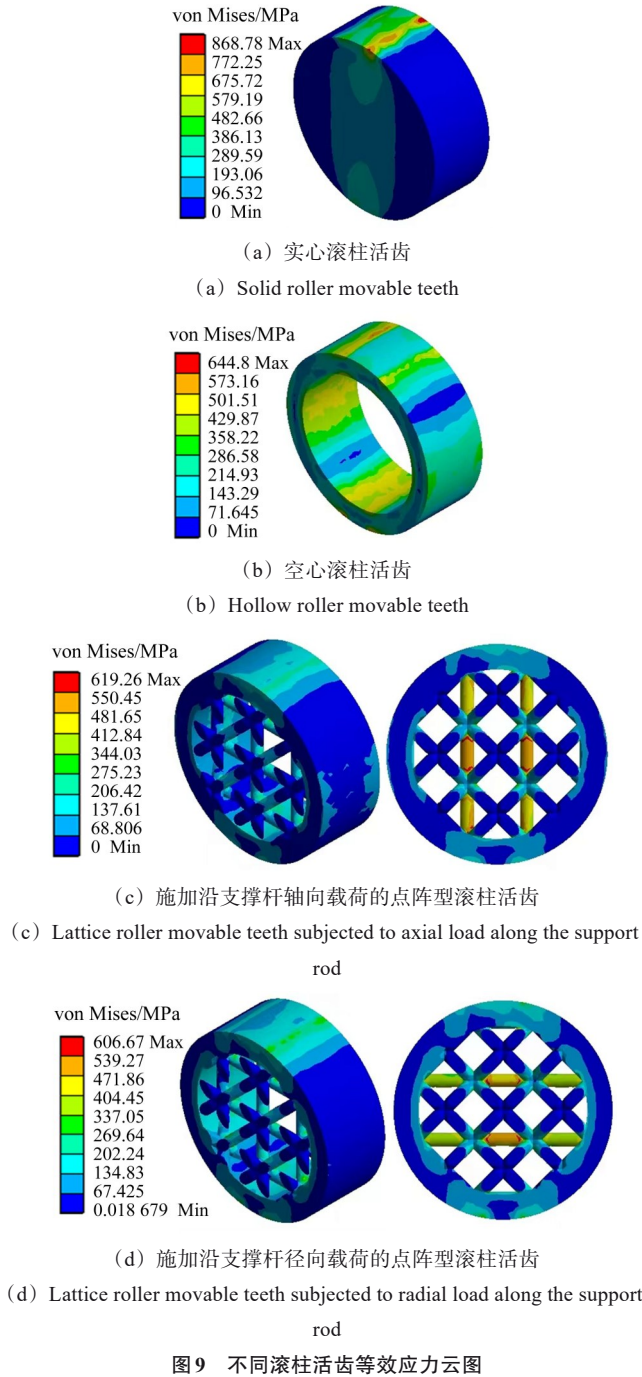


图9 不同滚柱活齿等效应力云图

Fig. 9 Equivalent stress nephogram of different roller movable teeth

### 3.2 滚柱活齿振动加速度分析

为探究点阵型滚柱活齿减振效果,利用Abaqus软件建立点阵型滚柱活齿有限元模型,并进行模态计算生成包含活齿材料、振型频率等信息的中性文件。将点阵型滚柱活齿柔性体导入Adams软件中通过主节点与其他刚性构件组成点阵型滚柱活齿传动刚-柔耦合模型如图10所示。

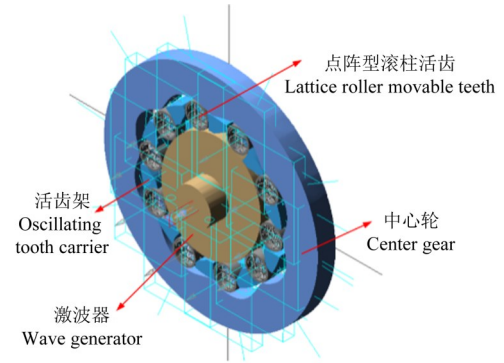


图10 点阵型滚柱活齿传动的刚-柔耦合模型

Fig. 10 Rigid-flexible coupling model of transmission of lattice roller movable teeth

滚柱活齿传动系统运行时由于受到内外激励,极易产生振动,输出端(即活齿架)直接承受负载,振动更为明显。因此,对活齿传动输出端的振动加速度特性进行分析。设置负载为4 N·m,采集滚柱活齿振动加速度仿真结果得到图11,并进行傅里叶变换,如图12所示。

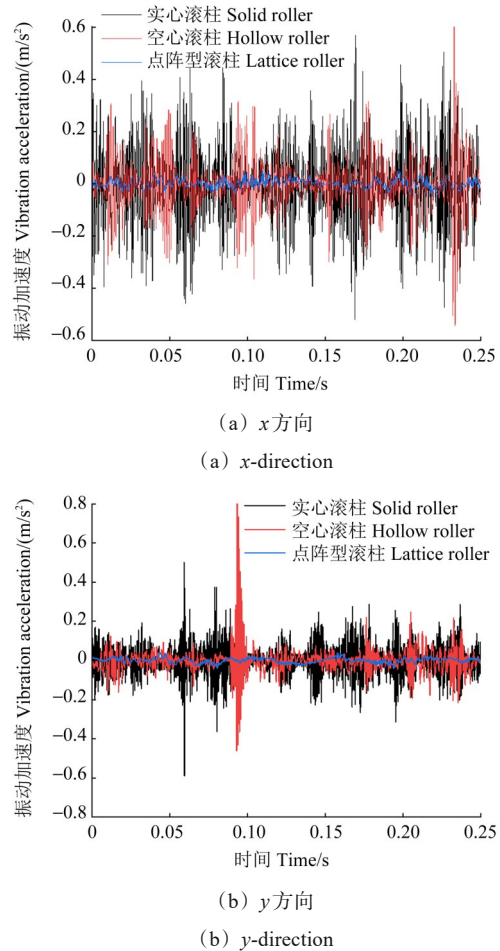


图11 不同滚柱活齿振动加速度时域图

Fig. 11 Time-domain diagram of vibration acceleration of different roller movable teeth

由图11可知,实心滚柱活齿振动加速度范围主要为-0.4~0.4 m/s<sup>2</sup>,空心滚柱振动加速度范围主要为

-0.3~0.3 m/s<sup>2</sup>,点阵型滚柱活齿振动加速度则在-0.1~0.1 m/s<sup>2</sup>内波动。在x方向上,实心滚柱活齿、空心滚柱活齿、点阵型滚柱活齿振动加速度均方根值分别为0.146 0、0.101 1、0.016 7 m/s<sup>2</sup>;在y方向上,实心

滚柱活齿、空心滚柱活齿、点阵型滚柱活齿振动加速度均方根值分别为0.082 0、0.060 2、0.011 9 m/s<sup>2</sup>。在x方向、y方向上,点阵型滚柱活齿振动加速度均较低,证明其具有良好的减振效果。

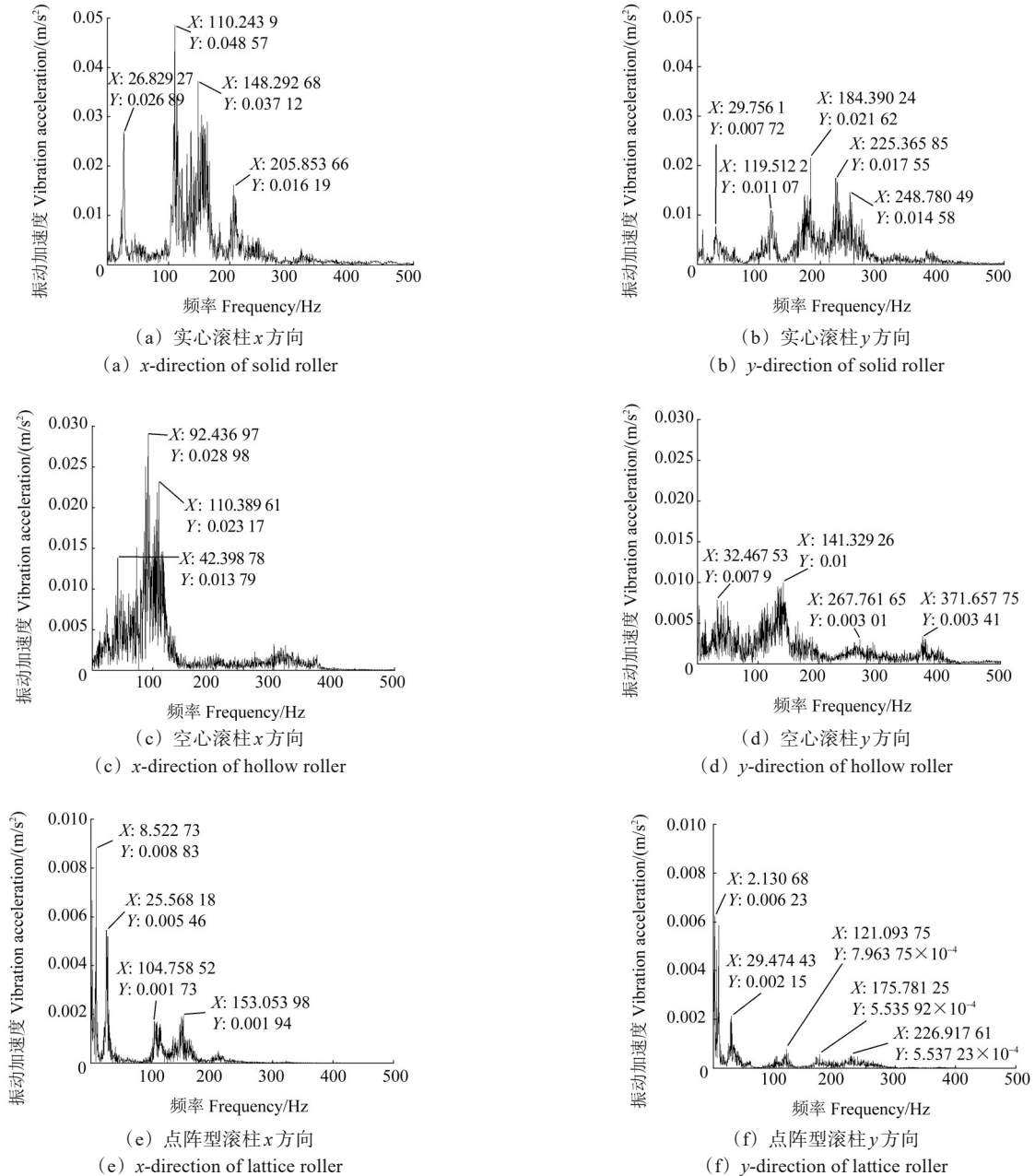


图12 不同滚柱活齿振动加速度频域图

Fig. 12 Frequency-domain diagram of vibration acceleration of different roller movable teeth

由图12可以看出,点阵型滚柱振动加速度波峰相较于实心滚柱最大减少了0.039 7 m/s<sup>2</sup>,相较于空心滚柱最大减小了0.020 2 m/s<sup>2</sup>。由此可见,点阵型滚柱能有效减小滚柱活齿在传动系统运行过程中的振动。

## 4 点阵型滚柱活齿振动试验

### 4.1 点阵型滚柱活齿制备

点阵型滚柱活齿加工主要分为3部分,依次为棒

料加工、表面粗加工、表面精加工。

点阵型滚柱活齿制备属于小批量生产,由于点阵结构较为复杂,因此使用选区激光熔化技术制备点阵型滚柱活齿的棒料,为保证后续加工的可行性以及便于棒料的装夹,所打印棒料的直径需大于活齿实际直径 $\Phi 13$  mm。加工完成的点阵型滚柱活齿如图13所示。

采用Vib'SYS软件进行振动信号的采集、处理和

分析,搭建滚柱活齿振动特性测试平台如图 14 所示。

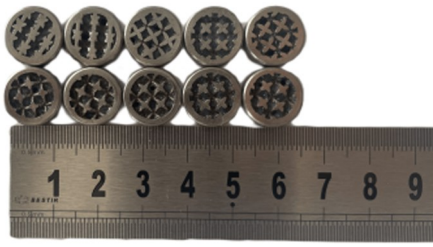


图 13 点阵型滚柱活齿实物图

Fig. 13 Physical picture of the lattice roller movable teeth

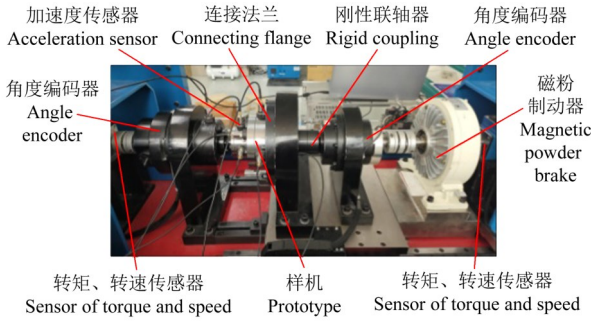
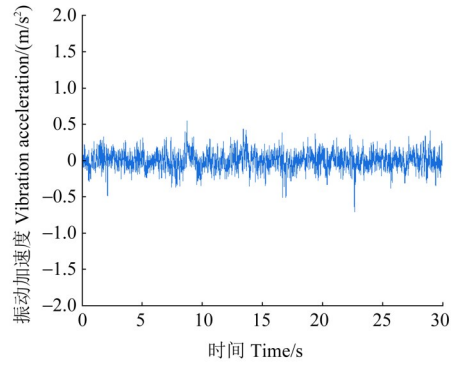


图 14 振动测试试验平台实物图

Fig. 14 Physical picture of the vibration testing platform

### 4.2 振动测试试验及数据分析

设置减速器输入转速为 100 r/min,负载为 4 N·m 时,得到减速器输入端(激波器) $x$ 方向、 $y$ 方向振动加速度时域曲线分别如图 15、图 16 所示,频域曲线如图 17 所示。



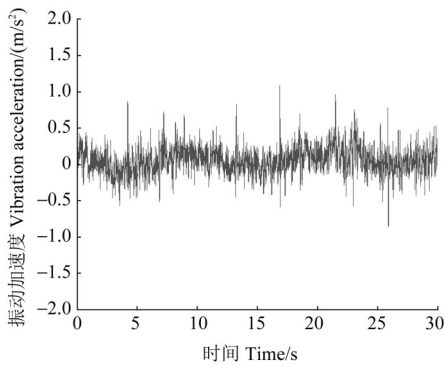
(c) 点阵型滚柱活齿

(c) Lattice roller movable teeth

图 15 不同滚柱活齿  $x$  方向振动加速度时域图

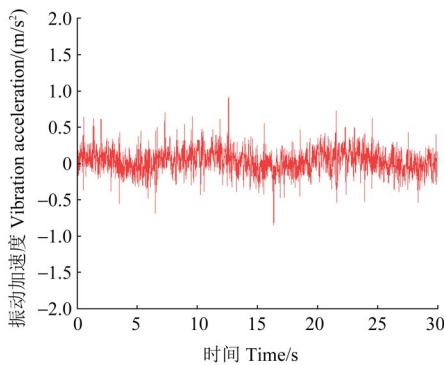
Fig. 15 Time-domain diagram of vibration acceleration in the  $x$ -direction for different roller movable teeth

由图 15、图 16 可知,负载为 4 N·m 时,实心滚柱在  $x$  方向的波动范围为  $-1.0 \sim 1.0 \text{ m/s}^2$ ,在  $y$  方向的波动范围为  $-1.6 \sim 1.6 \text{ m/s}^2$ ;空心滚柱的波动范围为  $-1.0 \sim 1.0 \text{ m/s}^2$ ;点阵型滚柱的波动范围为  $-0.7 \sim 0.7 \text{ m/s}^2$ 。可以发现,不同方向上滚柱活齿的振动加速度存在一定差异,在  $y$  方向的振动加速度波动范围均大于其在  $x$  方向的振动加速度波动范围。



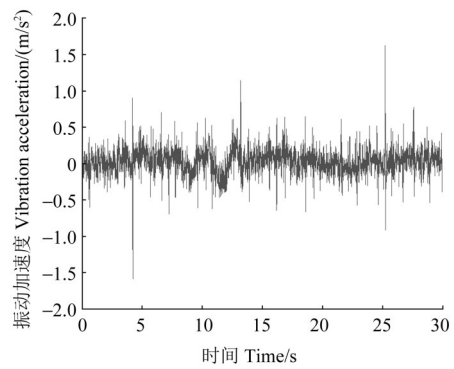
(a) 实心滚柱活齿

(a) Solid roller movable teeth



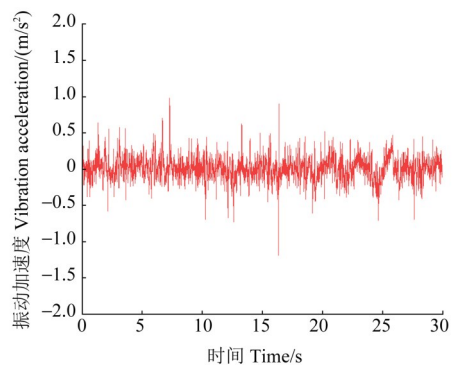
(b) 空心滚柱活齿

(b) Hollow roller movable teeth



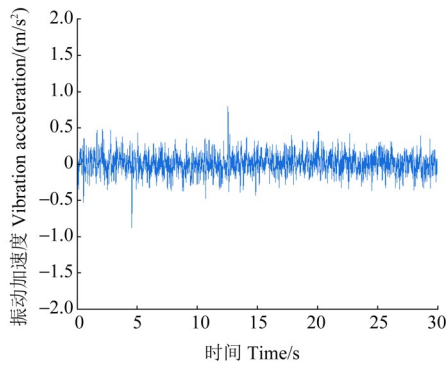
(a) 实心滚柱活齿

(a) Solid roller movable teeth



(b) 空心滚柱活齿

(b) Hollow roller movable teeth

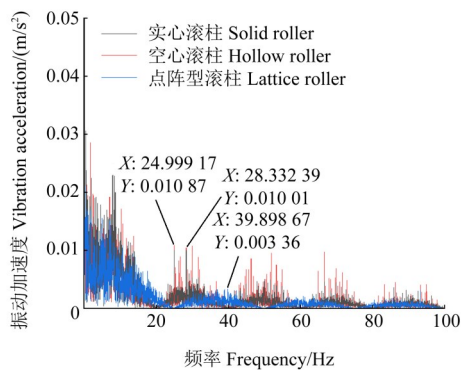


(c) 点阵型滚柱活齿

(c) Lattice roller movable teeth

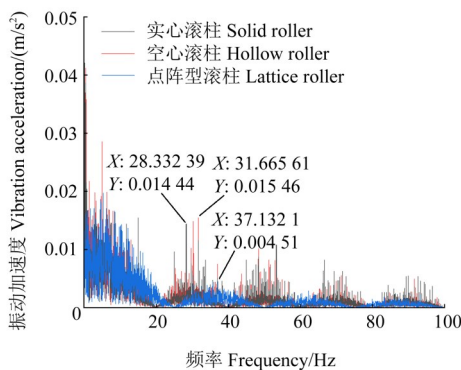
图 16 不同滚柱活齿 y 方向振动加速度时域图

Fig. 16 Time-domain diagram of vibration acceleration in the y-direction for different roller movable teeth



(a) x 方向

(a) x-direction



(b) y 方向

(b) y-direction

图 17 不同滚柱活齿振动加速度频域图

Fig. 17 Frequency-domain diagram of vibration acceleration of different roller movable teeth

根据图 15、图 16, 在  $x$  方向上, 实心滚柱活齿、空心滚柱活齿、点阵型滚柱活齿的振动加速度均方根值分别为  $0.1748$ 、 $0.1506$ 、 $0.1124 \text{ m/s}^2$ , 相比于实心滚柱活齿、空心滚柱活齿, 点阵型滚柱活齿的振动加速度分别降低了  $35.70\%$ 、 $25.37\%$ ; 在  $y$  方向上, 实心滚柱活齿、空心滚柱活齿、点阵型滚柱活齿的振动加速度

均方根值分别为  $0.1401$ 、 $0.1466$ 、 $0.1269 \text{ m/s}^2$ , 相比于实心滚柱活齿、空心滚柱活齿, 点阵型滚柱活齿的振动加速度分别降低了  $9.42\%$ 、 $13.44\%$ 。

从图 17 中可以看出, 点阵型滚柱活齿样机的振动幅值在  $x$  方向上相较于实心滚柱活齿样机和空心滚柱活齿样机分别减小了  $0.0064$ 、 $0.0075 \text{ m/s}^2$ , 降低了  $64.04\%$ 、 $69.09\%$ ; 在  $y$  方向分别减小了  $0.0099$ 、 $0.0110 \text{ m/s}^2$ , 降低了  $68.77\%$ 、 $70.83\%$ 。

对比图 11、图 15、图 16 可知, 点阵型滚柱活齿振动加速度峰值相较于实心滚柱和空心滚柱下降明显, 说明在负载工况下, 点阵型滚柱活齿具有较好的减振效果。由于仿真分析环境较为理想, 而试验过程不可避免地存在环境因素以及人为因素等干扰, 导致试验结果与仿真结果存在一定差异, 但仿真结果和试验结果趋势一致, 证明了仿真模型的可靠性以及试验方法的可行性。

## 5 结论

本文提出了一种点阵型滚柱活齿, 通过抗冲击试验和有限元仿真研究了点阵型滚柱活齿抗冲击性与振动特性, 并采用振动特性测试试验进行验证。主要结论如下:

1) 基于渐进均匀化方法对 4 种点阵结构进行了刚度预测; 结合落锤冲击试验, 检验了不同点阵结构抗冲击性。结果表明, BCC\_Z 结构所能承受的冲击力相比于 BCC、 $F_2CC\_Z$ 、 $F_2CC$  结构分别增大了  $9.86\%$ 、 $14.71\%$ 、 $21.88\%$ , 具有较好的抗冲击能力。

2) 根据 BCC\_Z 点阵结构, 通过正交分析, 确定了点阵型滚柱活齿结构参数, 并据此建立滚柱活齿仿真模型, 分析其接触特性。结果表明, 相比实心滚柱活齿、空心滚柱活齿, 点阵型滚柱等效应力分别减小了  $249.52$ 、 $25.54 \text{ MPa}$ , 点阵型滚柱能够有效提高滚柱疲劳寿命。

3) 通过滚柱活齿刚柔耦合动力学仿真, 分析了不同类型活齿的振动加速度; 采用选区激光熔化技术制备了点阵型滚柱活齿, 并进行了振动加速度测试。结果表明, 仿真结果与试验结果趋势一致, 验证了相较于实心滚柱活齿、空心滚柱活齿, 点阵型滚柱活齿振动加速度降低明显, 具有良好的减振效果, 可为提高传动装置平稳性提供参考。

## 参考文献 (References)

- [1] 曲继方. 活齿传动理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 1993: 5-7.

- QU Jifang. Movable tooth transmission theory [M]. Beijing: China Machine Press, 1993:5-7. (In Chinese)
- [2] 韩晓娟,杨茂坤. 任意齿差摆线滚柱活齿传动齿形设计与传动特性分析[J]. 机械设计,2016,33(10):11-15.
- HAN Xiaojuan, YANG Maokun. Tooth profile design and transmission characteristics analysis of any tooth-difference cycloid roller movable tooth transmission[J]. Journal of Machine Design, 2016, 33(10):11-15. (In Chinese)
- [3] MUHAMMAD A, ALI M A H, SHANONO I H, et al. Analysis of a 440C steel roller bearing using finite element method[J]. Materials Today:Proceedings, 2021,44:1750-1754.
- [4] TU W, YANG J, YU W, et al. Contact characteristic and vibration mechanism of rolling element bearing in the process of fault evolution[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K:Journal of Multi-body Dynamics, 2021,235(1):19-36.
- [5] 罗虹,刘家浚. 空心圆柱滚子轴承及其磨损问题[J]. 摩擦学学报,1993,13(3):276-286.
- LUO Hong, LIU Jiajun. The hollow cylindrical roller bearing and its wear problems [J]. Tribology, 1993, 13 (3) : 276-286. (In Chinese)
- [6] 陈家庆,毛红兵,张宝生. 无预载荷空心圆柱滚子轴承的理论研究[J]. 轴承,2002(6):1-5.
- CHEN Jiaqing, MAO Hongbing, ZHANG Baosheng. Theory study on hollow cylindrical roller bearing without preload[J]. Bearing, 2002(6):1-5. (In Chinese)
- [7] 魏延刚. 无预负荷空心圆柱滚子轴承空心度的优化设计[J]. 机械设计,2003,20(11):20-23.
- WEI Yangang. Optimal design on hollowness of hollowed cylindrical roller bearing without preloading [J]. Journal of Machine Design, 2003,20(11):20-23. (In Chinese)
- [8] 魏延刚,魏云玲. 预负荷和无预负荷空心圆柱滚子轴承应力比较研究[J]. 机械设计,2009,26(3):23-27.
- WEI Yangang, WEI Yunling. Research on stress comparison of bearings of hollowed cylindrical rollers with or without pre-loading [J]. Journal of Machine Design, 2009,26(3):23-27. (In Chinese)
- [9] 魏延刚. 新型滚动体轴承-深穴空心圆柱滚子轴承承载性能的理论研究[J]. 机械工程学报,2005,41(2):107-111.
- WEI Yangang. Research on the performances of a novel roller bearing-deep cavity hollow cylindrical roller bearing [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2005,41(2):107-111. (In Chinese)
- [10] 魏云玲,刘彦奎. 新型空心圆柱滚子的承载性能研究[J]. 机械设计与制造,2020(2):80-82.
- WEI Yunling, LIU Yankui. Study on the bearing capacity of a new type of hollow cylindrical roller [J]. Machinery Design & Manufacture, 2020(2):80-82. (In Chinese)
- [11] 张祥云,陈明,张晋峰,等. 基于ABAQUS的分层空心圆柱滚子接触特性分析[J]. 太原科技大学学报,2024,45(5):500-506.
- ZHANG Xiangyun, CHEN Ming, ZHANG Jinfeng, et al. Analysis of contact characteristics of layered hollow cylindrical roller based on ABAQUS [J]. Journal of Taiyuan University of Science and Technology, 2024,45(5):500-506. (In Chinese)
- [12] SOLANKI M T, VAKHARIA D P. Experimental investigation of an elastic contact between a layered cylindrical hollow roller and flat plate[J]. Materials Today:Proceedings, 2020,28:582-586.
- [13] 姚齐水,杨文,余江鸿,等. 弹性复合圆柱滚子轴承结构设计研究[J]. 中国机械工程,2012,23(24):2899-2902.
- YAO Qishui, YANG Wen, YU Jianghong, et al. Research on structure design of elastic composite cylindrical roller bearing[J]. China Mechanical Engineering, 2012,23(24):2899-2902. (In Chinese)
- [14] 杨文. 基于机车轮对的弹性复合圆柱滚子轴承深穴结构优化设计[J]. 计算机与数字工程,2020,48(4):960-966.
- YANG Wen. Optimization design of deep cavity structure of elastic composite cylindrical roller bearing based on locomotive wheelset [J]. Computer & Digital Engineering, 2020,48(4):960-966. (In Chinese)
- [15] 杨文,姚齐水,余江鸿,等. 弹性复合圆柱滚子轴承承载性能的理论研究[J]. 机械传动,2013,37(5):6-9.
- YANG Wen, YAO Qishui, YU Jianghong, et al. Research of carrying capacity of elastic composite cylindrical roller bearing[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2013,37(5):6-9. (In Chinese)
- [16] 姚齐水,张然,明兴祖,等. 弹性复合圆柱滚子轴承静态径向刚度分析[J]. 中国机械工程,2013,24(22):3085-3089.
- YAO Qishui, ZHANG Ran, MING Xingzu, et al. Static radial stiffness analysis of elastic composite cylindrical roller bearings [J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24 (22) : 3085-3089. (In Chinese)
- [17] 余江鸿,杨文,李超,等. 弹性复合圆柱滚子轴承接触特性分析[J]. 机械强度,2015,37(6):1099-1105.
- YU Jianghong, YANG Wen, LI Chao, et al. Contact analysis of elastic composite cylindrical roller bearing[J]. Journal of Mechanical Strength, 2015,37(6):1099-1105. (In Chinese)
- [18] 张利明. 弹性复合圆柱滚子轴承结构设计研究[J]. 山东工业技术,2017(22):37.
- ZHANG Liming. Study on structural design of elastic composite cylindrical roller bearing [J]. Journal of Shandong Industrial Technology, 2017(22):37. (In Chinese)
- [19] PAN C, HAN Y, LU J. Design and optimization of lattice structures:a review[J]. Applied Sciences, 2020,10(18):6374.
- [20] 果春焕,王磊,邵帅齐,等. 激光粉末床熔融金属点阵结构力学性能研究进展[J]. 材料导报,2025,39(6):216-225.
- GUO Chunhuan, WANG Lei, SHAO Shuaiqi, et al. Research progress on mechanical properties of metal lattice structure fabricated by laser powder bed fusion [J]. Materials Reports, 2025,39(6):216-225. (In Chinese)
- [21] 全国钢标准化技术委员会. 金属材料 夏比摆锤冲击试验方法:GB/T 229—2020[S]. 北京:中国标准出版社,2020:1-9.
- National Technical Committee for Standardization of Steel. Metallic materials—Charpy pendulum impact test method:GB/T 229—2020 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2020: 1-9. (In Chinese)

## Study on the design and impact resistance performance of lattice roller movable teeth

ZHANG Shuang<sup>1</sup> YIN Guihu<sup>2</sup> CHEN Meiyu<sup>3</sup> YI Yali<sup>3</sup> WU Menglei<sup>3</sup>

(1. Engineering Training Center, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

(2. Jiangsu TaiLong Decelerator Machinery Co., Ltd., Taizhou 225400, China)

(3. School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

**Abstract:** [Objective] Aiming at the problem of significant vibration in the roller movable teeth due to long-term impact loads, a novel lattice roller movable teeth was proposed based on the hollow roller structure. [Methods] Firstly, the impact resistance of four lattice structures was analyzed through equivalent stiffness prediction and impact tests, determining the optimal lattice structure and the structural parameters of the lattice roller movable teeth. Subsequently, simulation analysis was conducted to investigate the equivalent stress and vibration characteristics of solid roller movable teeth, hollow roller movable teeth, and lattice roller movable teeth. Finally, a vibration characteristic testing platform of roller movable teeth was established, and the vibration accelerations of different types of movable teeth were comparatively analyzed. [Results] The results indicate that the proposed lattice roller exhibits a 28.72% reduction in equivalent stress compared to the solid roller and a 3.96% reduction compared to the hollow roller. Additionally, the peak vibration acceleration of the lattice roller movable teeth is significantly lower than that of the solid and hollow roller movable teeth, demonstrating excellent vibration damping performance. The test results align with the simulation trends, verifying the reliability of the simulation model and the accuracy of the test results. The findings of this study can provide a reference for the structural design of vibration reducing movable teeth.

**Key words:** Roller movable teeth; Lattice structure; Impact test; Equivalent stress; Vibration acceleration; Movable teeth transmission

Corresponding author: ZHANG Shuang, E-mail: zhangshuang@ysu.edu.cn

Fund: National Natural Science Foundation of China (52375064); Natural Science Foundation of Hebei Province (E2024203121)

Received: 2025-03-17      Revised: 2025-04-24