

# 修形人字齿轮振动测试试验台可行性验证<sup>\*</sup>

王峰<sup>1</sup>, 徐兴<sup>1</sup>, 方宗德<sup>2</sup>, 李声晋<sup>2</sup>, 李建华<sup>2</sup>, 蒋进科<sup>2</sup>

(1. 江苏大学汽车工程研究院 镇江, 212013) (2. 西北工业大学机电学院 西安, 710072)

**摘要** 为验证封闭功率流式修形人字齿轮振动测试试验台的可行性, 首先, 搭建封闭功率流式人字齿轮系统振动测量试验台, 依据试验台建立了包含陪试齿轮、试验齿轮以及加载扭力轴的 24 自由度啮合型弯-扭-轴耦合振动模型; 然后, 选用设计的某人字齿轮齿面三维修形的试验齿轮作为计算实例, 分析了不同扭力轴刚度下, 陪试齿轮对试验齿轮啮合线向相对振动加速度的影响。结果表明, 在给定工况下, 陪试标准齿面人字齿轮对修形人字齿轮的齿面相对振动影响为 1.35%, 远低于修形齿面 18.2% 的减振率, 因此用该试验台进行人字齿轮传动系统齿面三维修形减振测试切实可行。陪试齿轮对试验齿轮振动的影响程度随着扭力轴刚度增加而增加, 故试验中在满足系统强度、传动平稳及布置要求的前提下, 应将扭力轴扭转刚度设计的尽量低, 应最大程度地降低扭力轴扭转刚度设计值, 以减小陪试齿轮对试验齿轮振动测量的影响。

**关键词** 人字齿轮; 振动测试; 齿面修形; 封闭功率流试验台; 可行性

**中图分类号** TH132.41; O322

## 引 言

凭借承载能力大、运转平稳、轴向力可以相互抵消等优点, 人字齿轮传动系统已成为舰船等重型机械传动系统的重要组成部分, 其动态特性将直接影响传动系统的稳定性和可靠性<sup>[1]</sup>。现代大功率舰船工作载荷大、转速高, 对人字齿轮传动系统的动力稳定性、振动噪声控制提出了更加苛刻的要求<sup>[2]</sup>。近年来, 广泛采取提高制造精度、齿面修形等方法对人字齿轮传动系统振动噪声进行控制, 取得了较为显著的效果。修形齿面设计成功与否, 最终需通过测量实际运转齿面的振动噪声进行判别, 其中最直接方法是测量啮合齿面间的相对振动加速度<sup>[3]</sup>。

通常采取开放式试验台对人字齿轮进行振动测量, 然而开放功率流式试验台功率消耗大、试验费用高、能源浪费严重, 近年来发展了封闭功率流式试验台。所谓封闭功率流就是指能量传输的路线在整个试验台上形成一个闭合回路, 用加载装置所消耗能量的一部分转换为其他形式的能量再回输给系统, 从而达到既加载又节能的功效<sup>[4]</sup>。封闭功率流式试验台一般用于试验样件的疲劳试验, 但由于其加载稳定, 越来越多的齿轮振动测试试验亦采用封闭功

率流式试验台<sup>[5]</sup>, 其中陪试齿轮必然会对试验齿轮的振动产生影响, 尤其当考查齿面修形效果时影响更为明显, 尽管如此, 却鲜有文献涉及陪试齿轮对试验齿轮振动测量值影响程度的定量计算。

笔者搭建封闭功率流式人字齿轮系统振动测量试验台, 依据试验台建立了包含陪试齿轮、试验齿轮以及加载扭力轴的 24 自由度啮合型弯-扭-轴耦合振动模型; 选用设计的某人字齿轮齿面 3 维修形的试验齿轮作为计算实例, 分析了扭力轴不同刚度下, 陪试齿轮对试验齿轮啮合线向相对振动加速度数值的影响, 定量地验证了封闭功率流式试验台应用于修形人字齿轮振动测量的可行性。

## 1 封闭功率流式人字齿轮试验台

人字齿轮传动系统常工作在高速重载的工况下, 轮齿、支撑系统变形较大, 再加上安装制造等综合误差影响, 在实际传动中必然会出现冲击振动、载荷突变等现象, 从而导致传动精度降低、传动噪声增加、使用寿命缩短<sup>[6]</sup>。实践证明采用齿顶、齿根修缘及齿向修形后, 能有效地改善啮合的性能, 减少啮合冲击, 降低噪音, 也使齿宽载荷分布均匀, 提高了承载的能力<sup>[7]</sup>。齿面修形减振理论的正确与否需要通

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51175423, 51375384)  
收稿日期: 2014-10-20; 修回日期: 2015-01-05

过试验测量验证,建立图 1 所示人字齿轮传动系统振动试验台,通过圆光栅测量人字齿轮修形前后啮合线向相对振动加速度,以验证齿面修形的减振效果。

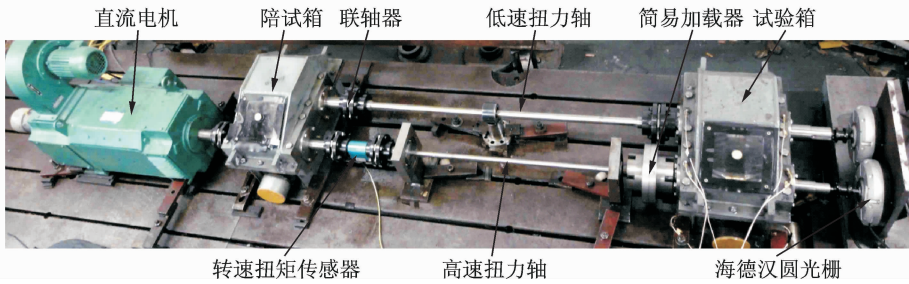


图 1 机械封闭功率流人字齿轮试验台

Fig. 1 Herringbone gear test bench of closed power flow

人字齿轮封闭功率流试验台中扭矩加载方向决定着承载齿面,而驱动电机转向的不同系统中则产生不同的功率流流向,图 2 中给出了文中试验齿轮的封闭功率流工况。

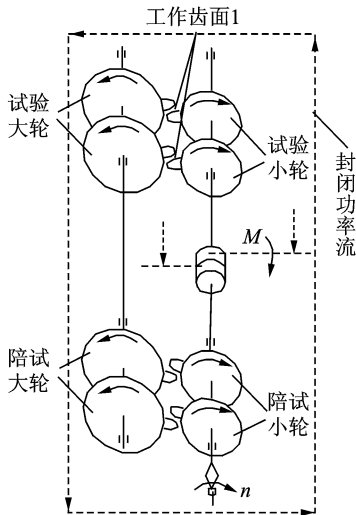


图 2 人字齿轮封闭试验台功率流示意图

Fig. 2 Schematic diagram of herringbone power flow

图 2 中的扭矩加载方向以及转速方向结合,试验齿轮齿面 1 为承载齿面,功率流方向为“陪试小齿轮-试验小齿轮-试验大齿轮-陪试大齿轮-陪试小齿轮”,试验人字齿轮为减速机构。

## 2 试验齿轮-陪试齿轮耦合振动模型

试验中,陪试箱中安装的始终是一副标准渐开线人字齿轮,试验齿轮箱中则分别安装标准齿面人字齿轮以及修形齿面人字齿轮,当测量修形齿轮振动时,由于陪试箱与试验箱中齿轮齿面不一致,必然

会导致陪试箱中齿轮振动对试验齿轮振动产生影响。为了分析功率封闭流振动测试系统中陪试齿轮对试验齿轮的影响,考虑加载弹性扭力轴扭转刚度的振动模型,如图 3 所示。

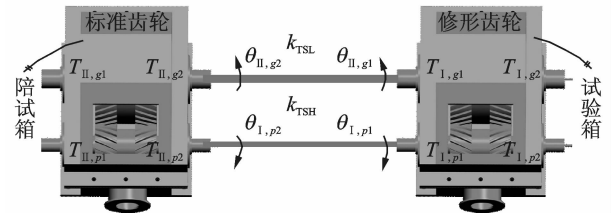


图 3 功率封闭流试验台振动模型

Fig. 3 Vibration model of closed power flow test bench

对于单对人字齿轮副弯曲-扭转-轴向耦合振动模型(图 4),笔者在文献[8-9]基础上,根据图 3 列出考虑陪试箱与试验箱之间加载扭力轴的人字齿轮传动系统,列出振动方程为

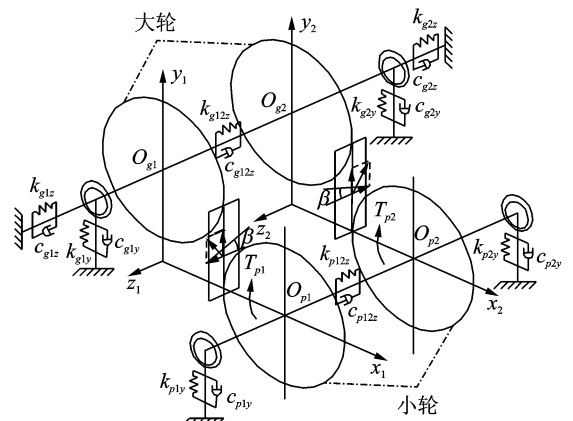


图 4 啮合型弯曲-扭转-轴向耦合人字齿轮振动模型

Fig. 4 Vibration model of single herringbone gear pair

$$\begin{cases} m_{I,p1} \ddot{y}_{p1} + c_{I,p1y} \dot{y}_{I,p1} + k_{I,p1y} y_{I,p1} = -F_{I,y1} \\ m_{I,p1} \ddot{z}_{I,p1} + c_{I,p12z} (\dot{z}_{I,p1} - \dot{z}_{I,p2}) + k_{I,p12z} (z_{I,p1} - z_{I,p2}) = -F_{I,z1} \\ I_{I,p1} \ddot{\theta}_{I,p1} = -F_{I,y1} \cdot R_{I,p} + T_{I,p1} - F_{I,s1} \cdot R_{I,p} - k_{TSH} (\theta_{I,p1} - \theta_{II,p2}) - c_{TSH} (\dot{\theta}_{I,p1} - \dot{\theta}_{II,p2}) \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} m_{I,g1} \ddot{y}_{I,g1} + c_{I,g1y} \dot{y}_{I,g1} + k_{I,g1y} y_{I,g1} = F_{I,y1} \\ m_{I,g1} \ddot{z}_{I,g1} + c_{I,g1z} \dot{z}_{I,g1} + k_{I,g1z} z_{I,g1} + c_{I,g12z} (\dot{z}_{I,g1} - \dot{z}_{I,g2}) + k_{I,g12z} (z_{I,g1} - z_{I,g2}) = F_{I,z1} \\ I_{I,g1} \ddot{\theta}_{I,g1} = F_{I,y1} \cdot R_{I,g} - T_{I,g1} + F_{I,s1} \cdot R_{I,g} + k_{TSL} (\theta_{I,g1} - \theta_{II,g2}) + c_{TSL} (\dot{\theta}_{I,g1} - \dot{\theta}_{II,g2}) \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} m_{I,p2} \ddot{y}_{I,p2} + c_{I,p2y} \dot{y}_{I,p2} + k_{I,p2y} y_{I,p2} = -F_{I,y2} \\ m_{I,p2} \ddot{z}_{I,p2} - c_{I,p12z} (\dot{z}_{I,p1} - \dot{z}_{I,p2}) - k_{I,p12z} (z_{I,p1} - z_{I,p2}) = -F_{I,z2} \\ I_{I,p2} \ddot{\theta}_{I,p2} = -F_{I,y2} \cdot R_{I,p} + T_{I,p2} - F_{I,s2} \cdot R_{I,p} \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} m_{I,g2} \ddot{y}_{I,g2} + c_{I,g2y} \dot{y}_{I,g2} + k_{I,g2y} y_{I,g2} = F_{I,y2} \\ m_{I,g2} \ddot{z}_{I,g2} + c_{I,g2z} \dot{z}_{I,g2} + k_{I,g2z} z_{I,g2} - c_{I,g12z} (\dot{z}_{I,g1} - \dot{z}_{I,g2}) - k_{I,g12z} (z_{I,g1} - z_{I,g2}) = F_{I,z2} \\ I_{I,g2} \ddot{\theta}_{I,g2} = F_{I,y2} \cdot R_{I,g} - T_{I,g2} + F_{I,s2} \cdot R_{I,g} \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} m_{II,p1} \ddot{y}_{II,p1} + c_{II,p1y} \dot{y}_{II,p1} + k_{II,p1y} y_{II,p1} = -F_{II,y1} \\ m_{II,p1} \ddot{z}_{II,p1} + c_{II,p12z} (\dot{z}_{II,p1} - \dot{z}_{II,p2}) + k_{II,p12z} (z_{II,p1} - z_{II,p2}) = -F_{II,z1} \\ I_{II,p1} \ddot{\theta}_{II,p1} = -F_{II,y1} \cdot R_{II,p} + T_{II,p1} - F_{II,s1} \cdot R_{II,p} \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} m_{II,g1} \ddot{y}_{II,g1} + c_{II,g1y} \dot{y}_{II,g1} + k_{II,g1y} y_{II,g1} = F_{II,y1} \\ m_{II,g1} \ddot{z}_{II,g1} + c_{II,g1z} \dot{z}_{II,g1} + k_{II,g1z} z_{II,g1} + c_{II,g12z} (\dot{z}_{II,g1} - \dot{z}_{II,g2}) + k_{II,g12z} (z_{II,g1} - z_{II,g2}) = F_{II,z1} \\ I_{II,g1} \ddot{\theta}_{II,g1} = F_{II,y1} \cdot R_{II,g} - T_{II,g1} + F_{II,s1} \cdot R_{II,g} \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} m_{II,p2} \ddot{y}_{II,p2} + c_{II,p2y} \dot{y}_{II,p2} + k_{II,p2y} y_{II,p2} = -F_{II,y2} \\ m_{II,p2} \ddot{z}_{II,p2} - c_{II,p12z} (\dot{z}_{II,p1} - \dot{z}_{II,p2}) - k_{II,p12z} (z_{II,p1} - z_{II,p2}) = -F_{II,z2} \\ I_{II,p2} \ddot{\theta}_{II,p2} = -F_{II,y2} \cdot R_{II,p} + T_{II,p2} - F_{II,s2} \cdot R_{II,p} - k_{TSH} (\theta_{I,p1} - \theta_{II,p2}) - c_{TSH} (\dot{\theta}_{I,p1} - \dot{\theta}_{II,p2}) \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} m_{II,g2} \ddot{y}_{II,g2} + c_{II,g2y} \dot{y}_{II,g2} + k_{II,g2y} y_{II,g2} = F_{II,y2} \\ m_{II,g2} \ddot{z}_{II,g2} + c_{II,g2z} \dot{z}_{II,g2} + k_{II,g2z} z_{II,g2} - c_{II,g12z} (\dot{z}_{II,g1} - \dot{z}_{II,g2}) - k_{II,g12z} (z_{II,g1} - z_{II,g2}) = F_{II,z2} \\ I_{II,g2} \ddot{\theta}_{II,g2} = F_{II,y2} \cdot R_{II,g} - T_{II,g2} + F_{II,s2} \cdot R_{II,g} + k_{TSL} (\theta_{I,g1} - \theta_{II,g2}) + c_{TSL} (\dot{\theta}_{I,g1} - \dot{\theta}_{II,g2}) \end{cases} \quad (8)$$

其中:  $k_{TSH}, k_{TSL}$  分别为高速、低速扭力轴的扭转刚度,其值之比通常设计为<sup>[4]</sup>  $k_{TSH}/k_{TSL} = (1/i)^{4/3}$ ;  $c_{TSH}, c_{TSL}$  分别为高速、低速扭力轴的扭转阻尼;下标 I, II 分别代表试验齿轮以及陪试齿轮。

除去 I, II 下标后各参数意义如下:  $T_{p1}, T_{p2}, T_{g1}, T_{g2}$  分别为小轮大轮左右外载扭矩;  $y_{ij}, z_{ij}, \theta_{ij}$  ( $i = p, g; j = 1, 2$ ) 分别为主、从动人字齿轮中心点  $O_{p1}, O_{p2}$  和  $O_{g1}, O_{g2}$  在  $y$  向、 $z$  向的平移振动位移和转角振动位移;  $m_{p1}, m_{p2}, I_{p1}, I_{p2}$  分别为小轮左右轮齿质量及转动惯量;  $m_{g1}, m_{g2}, I_{g1}, I_{g2}$  分别为大轮左右轮齿质量及转动惯量;  $R_p, R_g$  为小轮和大轮的分度圆半径;  $c_{p1y}, c_{g1y}, c_{p2y}, c_{g2y}, c_{g1z}, c_{g2z}, k_{p1y}, k_{g1y}, k_{p2y}, k_{g2y}, k_{g1z}, k_{g2z}$  为滚动轴承并含齿轮箱体在中心点  $O_{p1}, O_{g1}, O_{p2}, O_{g2}$  处的等效支撑阻尼和刚度;  $c_{p12z}, c_{g12z}, k_{p12z}, k_{g12z}$  分别为齿轮退刀槽的轴向等效平移振动阻尼和刚度;  $F_{y1}, F_{y2}, F_{z1}, F_{z2}$  分别为左右啮合轮齿端面啮合线方向及轴向的动态啮合力<sup>[10]</sup>;  $F_{s1}, F_{s2}$  分别为左右两斜齿轮副啮合轮齿的线外啮合冲击力激励<sup>[11]</sup>。

### 3 实例验证与分析

现用实例计算封闭功率流试验台中陪试齿轮对试验齿轮振动的影响,采用表 1 的封闭功率流式人字齿轮试验台参数,其中齿面时变啮合刚度由轮齿承载接触分析(load tooth contact analysis, 简称 LTCA)程序计算得出。

表 1 封闭功率流式人字齿轮试验台参数

Tab. 1 The parameters of closed power flow test bench

参数	小齿轮	大齿轮
负载扭矩/(N·m)	—	828
输入转速/(r·min <sup>-1</sup> )	2 000	—
扭力轴长度/mm	800	1 000
扭力轴直径/mm	21	29
法向模数/mm	6	6
端面压力角/(°)	20	20
螺旋角/(°)	24.43	-24.43
轮齿齿数	17	44
齿宽 B/mm	55	55
退刀槽宽度 H/mm	58	58
啮合刚度均值/(N·m <sup>-1</sup> )	2.3×10 <sup>9</sup>	2.3×10 <sup>9</sup>
齿面啮合阻尼系数	0.1	0.1

试验人字齿轮采取齿面 3 维修形<sup>[11]</sup>, 齿面修形参数如图 5 所示。利用图 4 建立的单对人字齿轮副动力学模型分别计算修形前后振动加速度, 图 6 为对比了齿面修形前后啮合线方向振动加速度理论计算值, 此工况下人字齿轮啮合线向振动加速度减振率为 18.2%。

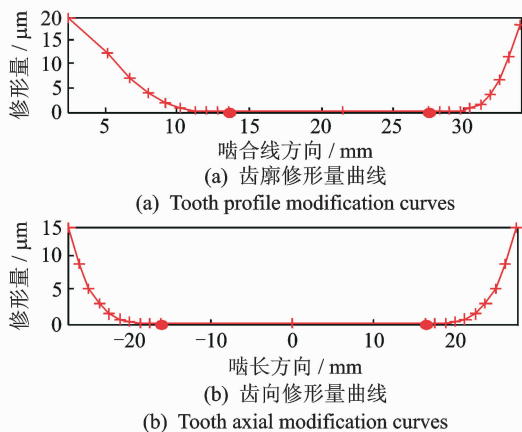


图 5 人字齿轮小齿轮齿面三维修形量曲线  
Fig. 5 The three-dimensional modification curves

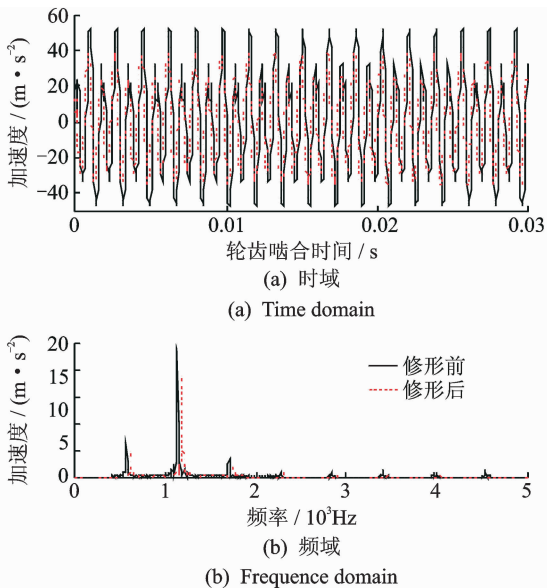


图 6 人字齿轮齿面修形前后啮合线向振动加速度  
Fig. 6 Vibration acceleration value of herringbone gear

给定陪试箱中为标准齿面, 试验箱中为三维修形齿面, 计算试验齿轮啮合线方向相对振动加速度, 并与单对人字齿轮副振动模型计算结果进行比较。

从图 7 中看出, 试验齿轮加速度测量值随着扭力轴刚度增加而增加, 当扭转刚度从  $1 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{rad}$  变化到  $8 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{rad}$ , 陪试箱对试验齿轮的影响百分比从 1.12% 增加到 3.02% (见图 8)。因此试验中在满足系统强度、传动平稳及布置要求的

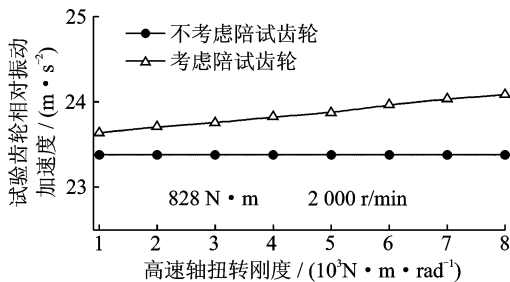


图 7 陪试齿轮对试验齿轮振动影响  
Fig. 7 Effect of accompanied gear to test gear

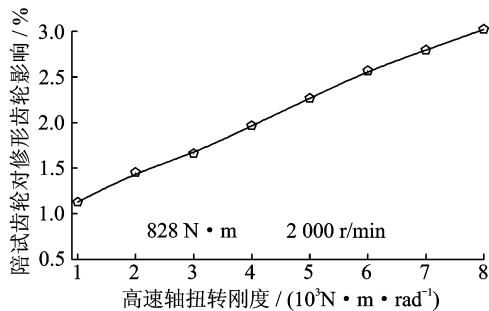


图 8 陪试齿轮对试验齿轮振动影响比例  
Fig. 8 The influence proportion of accompanied gear to test gear

前提下, 设计时应尽量减小扭力轴扭转刚度, 以减轻陪试齿轮对试验齿轮的影响。

试验中扭力轴材料选用弹簧钢 60SiMn, 扭转弹性模量为 93.3 Gpa, 根据表 1 中扭力轴尺寸参数计算扭力轴扭转刚度分别为  $1.78 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{rad}$  (高速轴)、 $8.09 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{rad}$  (低速轴)。参照图 8, 最后得到该试验台的陪试标准齿面人字齿轮对试验箱中修形人字齿轮的齿面相对振动最大影响偏差为 1.35%, 远低于试验齿轮修形齿面 18.2% 的减振率, 因此用该试验台进行人字齿轮传动系统齿面 3 维修形减振测试切实可行。

## 4 结 论

1) 搭建封闭功率流式修形人字齿轮振动测量试验台, 建立考虑陪试齿轮振动的人字齿轮副 24 自由度振动模型, 分别计算是否考虑陪试齿轮情况下的修形人字齿轮啮合线向振动加速度。

2) 在文中给定试验工况下, 陪试标准齿面人字齿轮对试验箱中修形人字齿轮的齿面相对振动加速度最大影响偏差为 1.35%, 远低于试验齿轮修形齿面 18.2% 的减振率, 因此用该试验台进行人字齿轮传动系统齿面 3 维修形减振测试切实可行。

3) 陪试齿轮对试验齿轮振动的影响程度随着扭力轴刚度增加而增加,故试验中在满足系统强度、传动平稳及布置要求的前提下,应最大程度地降低扭力轴扭转刚度设计值,以减小陪试齿轮对试验齿轮的影响。

### 参 考 文 献

- [1] Amendola J B. Single vs double helical gears[J]. American Turbomachinery International, 2006, 47(5): 34-38.
- [2] 吴文光. 人字齿轮传动系统的建模及其动力学特性的有限元分析研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
- [3] 马辉, 王奇斌. 不同自由度耦合斜齿轮转子系统的振动特性[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(4): 650-657.  
Ma Hui, Wang Qibin. Vibration characteristics analysis of a helical gear rotor system considering different degrees of freedom coupling[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(4): 650-657. (in Chinese)
- [4] 范垂本. 齿轮的强度和试验[M]. 北京: 机械工业出版社, 1979: 129-132.
- [5] 许文科. 封闭功率齿轮传动试验研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2009.
- [6] Ren Fei, Qin Datong. Study on dynamic characteristics and load sharing of a herringbone planetary gear with manufacturing errors[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2014, 15(9): 1925-1934.
- [7] Qin Fan. Computerized design of new type spur, helical, spiral bevel and hypoid gear pinion[D]. Chicago: University of Illinois at Chicago, 2002.
- [8] 王峰, 方宗德, 李声晋. 滚动轴承支撑人字齿轮传动系统动力传递过程分析研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(3): 25-32.  
Wang Feng, Fang Zongde, Li Shengjin. Research and analysis on power transmission processing of herringbone gear trains system with rolling bearing support [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(3): 25-32. (in Chinese)
- [9] 王峰, 方宗德, 李声晋. 重合度对人字齿轮非线性系统振动特性的影响分析[J]. 振动与冲击, 2014, 33(3): 18-22.  
Wang Feng, Fang Zongde, Li Shengjin. Effect of contact ratio on dynamic behavior of a double-helical gear nonlinear system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(3): 18-22.
- [10] 王峰, 方宗德, 王侃伟. 混合弹流润滑下人字齿轮系统动态啮合效率研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(16): 150-154.  
Wang Feng, Fang Zongde, Wang Kanwei. Dynamics meshing efficiency of herringbone gears under mixed elastohydrodynamic lubrication condition [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(16): 150-154. (in Chinese)
- [11] 蒋进科, 方宗德, 苏进展. 宽斜齿轮多目标修形优化设计[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(8): 91-97.  
Jiang Jinke, Fang Zongde, Su Jinzhan. Multi-objective optimal and modified design for wide helical gear [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(8): 91-97. (in Chinese)



**第一作者简介:**王峰,男,1986年7月生,博士、讲师。主要研究方向为齿面设计优化、齿轮传动系统动力学。曾发表《动轴承支撑人字齿轮传动系统动力传递过程分析研究》(《机械工程学报》2014年第50卷第3期)等论文。

E-mail: bewater@163.com