

薄壁齿轮摇型节径振动的阻尼抑制研究

毛小兵,戴锐衡,何俊泽,祁腾岳

(武汉理工大学 船海与能源动力工程学院,湖北 武汉 430063)

摘要:为抑制薄壁齿轮的摇型节径振动并提升其传动效率,设计一种应用于齿轮上的阻尼结构。以薄壁齿轮为基础研究对象,首先,采用有限元方法计算其摇型节径振型,利用模态应变能法分析阻尼结构对摇型节径振型阻尼性能的增强作用;其次,通过有限元强迫振动响应法,进一步对薄壁齿轮阻尼结构在理论上的减振效果进行计算;最终,开展对比实验,验证阻尼结构对高阶摇型节径振动的实际减振效果。结果表明:设计的阻尼结构能有效抑制薄壁齿轮的摇型节径振动,使得齿轮的啮合振动显著降低;阻尼结构理论上可降低啮合振动 4.9 ~ 14.1 dB;实验验证在接近摇型节径振型的啮合频率激励下,大齿轮薄壁阻尼结构在轴向、垂向、横向上实际减振效果分别为 4.5, 7.7 和 8.9 dB。

关键词:薄壁齿轮;节径振动;约束阻尼;模态应变能;减振

中图分类号: TH132.41

文献标识码: A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.04.022

[引用本文格式]毛小兵,戴锐衡,何俊泽,等.薄壁齿轮摇型节径振动的阻尼抑制研究[J].热能动力工程,2025,40(4):198-206.
MAO Xiaobing, DAI Ruiheng, HE Junze, et al. Research on damping suppression of swing nodal diameter vibrations in thin-walled gears[J].
Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(4):198-206.

Research on Damping Suppression of Swing Nodal Diameter Vibrations in Thin-walled Gears

MAO Xiaobing, DAI Ruiheng, HE Junze, QI Tengyue

(School of Naval Architecture, Ocean and Energy Power Engineering, Wuhan University of Technology,
Wuhan, China, Post Code: 430063)

Abstract: To suppress the swing nodal diameter vibration of thin-walled gears and enhance their transmission efficiency, a damping structure was designed for application on the gear structure. Taking the thin-walled gear as the basic study object, the swing nodal diameter vibration modes were first calculated using the finite element method. The modal strain energy method was employed to analyze the enhancement effect of the damping structure on the damping performance of the nodal diameter vibration modes. Subsequently, the finite element forced vibration response method was used to compute the theoretical vibration reduction effect of the damping structure on thin-walled gears. Finally, comparative experiments were conducted to verify its actual vibration reduction effect of damping structure on high-order nodal diameter vibrations. The results indicate that the designed damping structure can effectively suppress the swing nodal diameter vibration of thin-walled gears, resulting in a significant reduction in gear mesh vibration. The damping structure theoretically reduces mesh vibration by 4.9 - 14.1 dB; experimental validation under the excitation of meshing frequencies close to the swing nodal diameter vibration modes shows an actual vibration reduction effect of damping structure of thin-walled gear wheel are 4.5, 7.7 and 8.9 dB respectively in the axial, vertical and lateral directions.

Key words: thin-walled gears, nodal diameter vibration, constrained damping, modal strain energy, vibration reduction

引言

薄辐板齿轮传动在结构紧凑型动力传动系统中应用广泛,其振动噪声性能直接影响了船舶的舒适性和安全性^[1-2]。薄壁结构不仅刚度相对降低,而且易出现类似轮盘结构的节径等振型,若与系统的激励相耦合,可能引发较为严重的振动问题,有必要开展针对性研究工作^[3]。

国内外学者针对薄壁结构的振动研究主要集中在理论模型领域,王宇等人^[4-5]基于传递矩阵法研究了不同边界条件下高速旋转薄壁圆柱壳的行波共振特性。张帅等人^[6]用 Rayleigh-Ritz 法分析了环肋圆柱壳的自由振动特性。崔朝凯等人^[7]通过有限元法将复杂几何形状部件的动力学响应经过离散化后简化为平面应变问题。文献[8-9]通过试验获得多级齿轮传动系统的应变与振动位移。魏静等人^[10]提出一种高速薄辐板齿轮节径型振动位移与动应变时空变换方法,获取振动位移时空离散解。文献[11-12]通过模拟齿轮生产加工过程,应用齿轮应变测试技术和齿轮温度测量方法,提出了选择耐高温齿轮钢材料和改进齿轮结构的工程预测措施,使故障率大幅降低。

上述研究侧重理论方法,关注的是低频模态和振型,而齿轮啮合的高频激励对节径振型的影响研究较少。本文在现有薄壁结构节径振动理论研究的基础上,针对高速薄壁齿轮结构,通过有限元方法求解薄壁齿轮结构引发的高阶摇摆节径振型,将阻尼结构直接应用于薄壁结构,据此建立齿轮和箱体的耦合系统模型,应用有限元响应计算和试验验证确定约束阻尼对抑制节径振动的减振效果,为薄壁齿轮的振动抑制提供一种有效的工程减振措施。

1 薄壁齿轮摇型节径振动及减振机理

1.1 薄壁齿轮摇型节径振动

根据结构动力学理论,多自由度弹性系统的运动微分方程为:

$$\boldsymbol{M} \cdot \ddot{\boldsymbol{x}}(t) + \boldsymbol{C} \cdot \dot{\boldsymbol{x}}(t) + \boldsymbol{K} \cdot \boldsymbol{x}(t) = \boldsymbol{f}(t) \quad (1)$$

式中: $\boldsymbol{M}$ —结构的总质量矩阵; $\boldsymbol{C}$ —结构的阻尼矩阵; $\boldsymbol{K}$ —结构的刚度矩阵; $\boldsymbol{x}(t)$ —位移向量; $\boldsymbol{f}(t)$ —激励力矢量。

当结构处于自由振动状态时, $\boldsymbol{f}(t) = 0$,求解得

出结构自由振动方程的解为:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \delta^2} \quad (2)$$

式中: ω_n —系统的无阻尼固有频率; ω_d —系统的有阻尼固有频率; δ —系统阻尼比。

$$\delta = c / (2 \sqrt{mk}) \quad (3)$$

式中: m —质量; k —刚度; c —实际系数阻尼。

一般情况下,系统的阻尼比较小,忽略阻尼的情况下得到系统无阻尼固有频率:

$$\omega_n = \sqrt{k/m} \quad (4)$$

对于机械弹性物体,固有振动是与自身刚度及质量相关的固有属性,当外部激励频率与这一固有特征一致或接近时,会产生较明显的振动放大现象。而对于薄壁结构的齿轮,存在类似于图1所示的圆盘结构的节径固有振型。图中 n 表示节径数,当 $n=0$ 时,圆盘以整体扭转振型为主;当 $n=1$ 时,圆盘表现为以某一轴线为对称轴的两半对称振动模态振型;当 $n=2$ 时,圆盘表现为两对称轴线的四瓣对称振动模态振型,依次类推至更高数的节径振动。

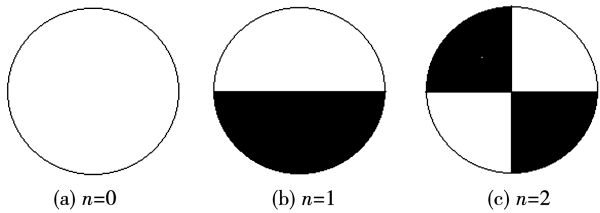


图1 圆盘式结构的节径振型示意图
Fig.1 Schematic diagrams of nodal diameter vibration mode of disk-type structure

对应于简单圆盘的节径振动,薄壁齿轮结构存在相类似的振动模态,但薄壁齿轮结构又相对复杂,还存在与传动轴的耦合,一般称为摇型节径振型,一旦与外部激励相接近,也会产生较为明显的后果。

1.2 薄壁齿轮阻尼减振机理

当式(1)中的外力 $\boldsymbol{f}(t)$ 不为零时,设外力为简谐激励 $\boldsymbol{f} \cdot e^{i\omega t}$,将位移响应 $\boldsymbol{x}(t) = \boldsymbol{X} \cdot e^{i\omega t}$ 代入式(1)得:

$$\begin{aligned} \boldsymbol{X} &= \frac{\boldsymbol{f}}{\sqrt{(\boldsymbol{K} - \boldsymbol{M} \cdot \omega^2)^2 + (\boldsymbol{c} \cdot \omega)^2}} \\ &= \frac{\boldsymbol{f}}{\boldsymbol{K} \sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\delta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \end{aligned} \quad (5)$$

式中: $\boldsymbol{X}$ —位移幅值。

设 $\boldsymbol{X}_{static} = \frac{\boldsymbol{f}}{\boldsymbol{K}}, \lambda = \frac{\omega}{\omega_n}$,引入动力放大系数 β :

$$\beta = \frac{X}{X_{static}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + 4 \delta^2 \lambda^2}}$$

(6)

当频率比 λ 从零开始由小到大时,动力放大系数先增大再减小。 $\lambda = 1$ 时,放大系数达到最大值(即共振),此时振幅最大为 $\frac{X_{static}}{2\delta}$,即共振时的振幅与阻尼比成反比,增加阻尼比可以有效降低共振的振动幅值。一旦薄壁齿轮产生的摇型节径振动为结构共振,振动后果较为严重,从式(6)来看,增加阻尼对抑制薄壁齿轮振动具有明显效果。

2 薄壁齿轮动力学特性分析

2.1 薄壁齿轮有限元固有特性分析

实验齿轮相关参数如表 1 所示,为获取实验薄壁结构齿轮的动力学特性,在三维建模的基础上,对结构进行适当简化,在分析过程中忽略轮齿对齿轮整体模型的影响,建立薄壁结构齿轮的有限元模型如图 2 所示,采用弹簧单元模拟轴承支撑刚度。

表 1 实验齿轮参数表

Tab. 1 Experimental gear parameter table

模数	无量纲 齿数	顶隙 系数	螺旋角/ (°)	压力角/ (°)	齿顶高 系数
4.5	19/60	0.25	8.34	20	1

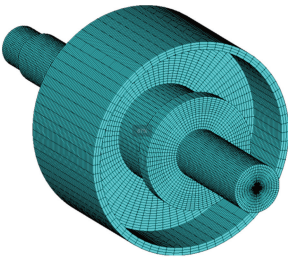


图 2 薄壁结构齿轮有限元模型

Fig. 2 Finite element model of gear with thin-walled structure

在薄壁齿轮结构的动力学特性研究中,采用 ANSYS 子空间迭代法 (Subspace) 进行模态分析。基于模态叠加法的动力学响应预测通常采用模态截断技术。研究表明,低阶模态对系统动态特性的贡献度呈指数级衰减,高阶模态能量占比可忽略,针对薄壁齿轮类薄壁回转体结构,截取前 5 ~ 10 阶模态即可满足工程精度要求^[13-14]。本文设置前 6 阶振

型,分析得薄壁齿轮 1 ~ 6 阶固有频率为 1 370, 2 016, 2 315, 2 349, 2 512 和 2 716 Hz,具体振型如图 3 所示。由图 3 可知,节径数由少到多,对应固有频率从低到高变化。若啮合频率与这些节径频率相接近,容易产生较为明显的振动。因此有必要采取措施加大这些节径振型下的阻尼。

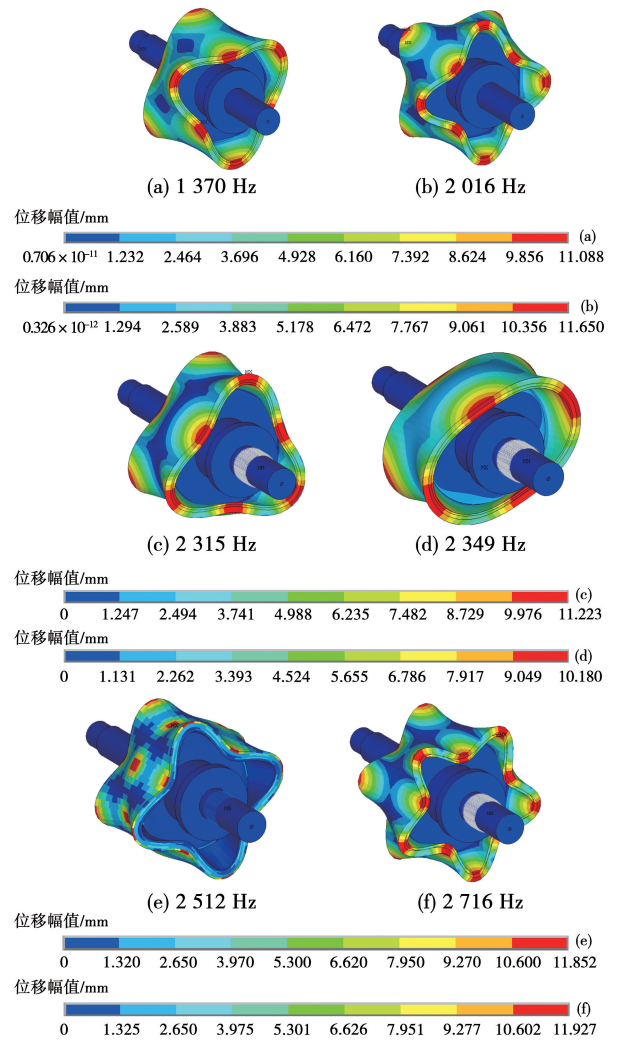


图 3 不同频率下薄壁齿轮摇型节径振型

Fig. 3 Swing nodal diameter vibration modes of thin-walled gear at different frequencies

2.2 薄壁齿轮结构附加阻尼分析

薄壁齿轮结构尺寸受限,难以进行大幅度改动,而且多个节径振型互相制约,改变其中一个振型频率会导致其他振型频率的相应变化,在这种情况下通过对结构进行微小调整难以收获满意效果,考虑到齿轮钢材的材料阻尼较小,阻尼因子约为 0.000 2,而抑制节径振型振动又依赖于材料的阻尼性能,因此

在薄壁齿轮薄壁内侧采用约束阻尼处理,薄壁齿轮阻尼结构如图 4 所示,齿轮和阻尼材料的相关性能参数如表 2 所示。

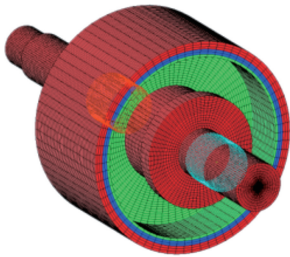


图 4 薄壁齿轮阻尼结构示意图

Fig. 4 Schematic diagram of damping structure of thin-walled gear

表 2 材料性能参数表

Tab. 2 Material property parameter table

材料	弹性模量/ GPa	密度/ kg · m ⁻³	泊松比	损耗因子
钢材	206	7 840	0. 30	0. 000 2
阻尼材料	10	1 200	0. 49	0. 8 ~ 1. 2

应用 Ansys 软件计算薄壁齿轮约束阻尼处理后齿轮的固有频率及振型,本文以一阶振型为例,给出一阶振型下的齿轮钢材和阻尼材料的应变能分布如图 5 所示。

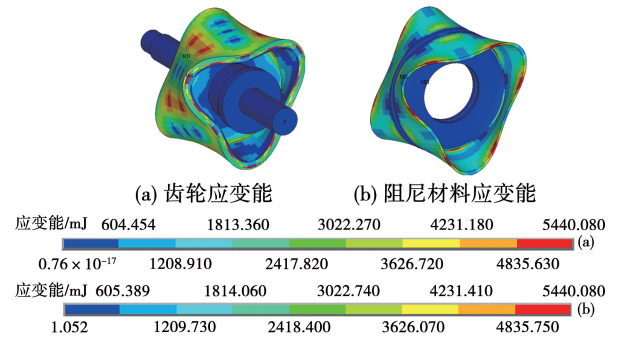


图 5 典型振型下齿轮钢材的阻尼材料的模态应变能分布(1 370 Hz)

Fig. 5 Distributions of modal strain energy of damping material of gear steel for typical vibration mode (1 370 Hz)

通过模态应变能法,分析薄壁齿轮附加阻尼结构在前述不同摇摆节径振型下钢材和阻尼材料的模态应变能,薄壁齿轮阻尼处理前后阻尼参数如表 3 所示,选取同一固有频率下有关参数,根据式(7)进

行计算,得出组合后损耗因子 γ 。

$$\gamma = \frac{\sum W_a \gamma_a + \sum W_b \gamma_b}{\sum W_a + \sum W_b} \tag{7}$$

式中: γ —材料或结构的损耗因子; γ_a —钢材料损耗因子; γ_b —阻尼材料损耗因子; W_a —钢材料的应变能; W_b —阻尼材料应变能。

表 3 薄壁齿轮阻尼处理前后阻尼参数对比表

Tab. 3 Comparison of damping parameters of thin-walled gear before and after damping treatment

节径振 型频率/Hz	齿轮模态 应变能/ 10 ⁶ mJ	阻尼材料 模态应变能/ 10 ⁶ mJ	钢损耗 因子	组合后 损耗因子
1 370	25. 8	11. 2	0. 002	0. 31
2 016	59. 6	20. 7	0. 002	0. 26
2 315	87. 1	18. 7	0. 002	0. 18
2 349	97. 1	11. 9	0. 002	0. 11
2 512	99. 3	25. 3	0. 002	0. 20
2 776	120	31. 9	0. 002	0. 21

根据阻尼材料模态应变能计算得出轮缘和腹板处敷设阻尼材料的模态应变能,如表 4 所示。

表 4 不同部位敷设阻尼材料模态应变能情况

Tab. 4 Modal strain energy distribution of damping material applied to different locations

节径振 型频率/ Hz	阻尼材料 模态应变能/ 10 ⁶ mJ	轮缘阻尼 模态应变能/ 10 ⁶ mJ	腹板阻尼 模态应变能/ 10 ⁶ mJ	轮缘阻尼 占比/%
1 370	11. 2	10. 0	1. 160	89. 6
2 016	20. 7	19. 0	1. 700	91. 8
2 315	18. 7	17. 0	1. 740	90. 7
2 349	11. 9	11. 0	0. 916	92. 3
2 512	25. 3	22. 4	2. 910	88. 5
2 776	31. 9	29. 1	2. 810	91. 2

由表 4 可知,在轮缘部位敷设阻尼材料,各节径振型下的模态应变能占阻尼材料模态应变能的比值最小,达到 88. 5%,而在轮缘和腹板处敷设的阻尼材料质量均为 1. 5 kg 左右。根据理论分析可知,阻尼材料在各振型处的模态应变能越大,带来的阻尼效果越好,据此确定节径振型振动,将阻尼材料敷设到薄壁齿轮轮缘内侧可获得最佳的阻尼效果。

进一步计算得到,在轮缘内侧敷设的阻尼材料越多,阻尼提升效果越好,但两者并不是线性关系。分别在轮缘设置 5,10,15 和 20 mm 的约束阻尼层,计算得到不同阻尼层厚度组合后,2 512 Hz 频率振型下阻尼损耗因子的变化如图 6 所示。

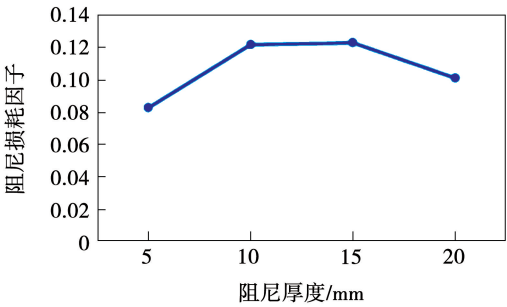


图 6 不同阻尼层厚度下阻尼损耗因子的变化
Fig. 6 Change in damping loss factors for different damping layer thicknesses

由图 6 可见,随着阻尼层厚度的增加,阻尼材料质量呈线性增加,但阻尼损耗因子并非呈线性变化。根据有限元计算结果,阻尼层厚度从 5 mm 增加到 10 mm 时,阻尼损耗因子明显增加;增加到 15 mm 时,阻尼损耗因子增加不明显;进一步增加到 20 mm 时,由于附加质量变化较多,结构频率出现变化,阻尼损耗因子降低。通过上述计算可知,阻尼层为 10 和 15 mm 时阻尼效果较好,但 10 mm 阻尼层带来的附加质量较小,费效比更佳,因此本实验在齿轮轮缘内侧添加 10 mm 的约束阻尼层。

2.3 约束阻尼对薄壁齿轮啮合性能的影响

在薄壁齿轮轮缘附加约束阻尼,会加大齿轮的结构质量,也会改变局部刚度,从而对齿轮啮合对的动力学特性产生影响,还有可能影响齿轮对的啮合特性。

为尽量减小这一影响,建立齿轮对的啮合仿真模型,对大齿轮除轮齿外的结构进行有限元网格处理,从而在啮合仿真计算中实现考虑附加阻尼的影响,应用子结构方法建立含有齿轮轴有限元网格的齿轮啮合仿真计算模型如图 7 所示。

薄壁齿轮在附加约束阻尼后,阻尼结构的啮合仿真分析结果如图 8 所示,对比可知,齿轮的等效应力由无阻尼的 23.89 MPa 变化到 23.81 MPa;齿轮阻尼处理前、后啮合传递误差对比如图 9 所示。啮合 1 阶传递误差由无阻尼的 0.050 μm 变化到

0.051 μm。通过数据对比可知,薄壁齿轮约束阻尼处理不会影响齿轮的啮合状态。

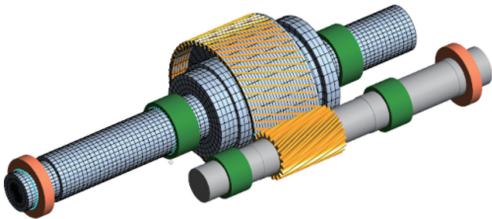


图 7 薄壁齿轮啮合仿真模型
Fig. 7 Simulation model of meshing of thin-walled gears

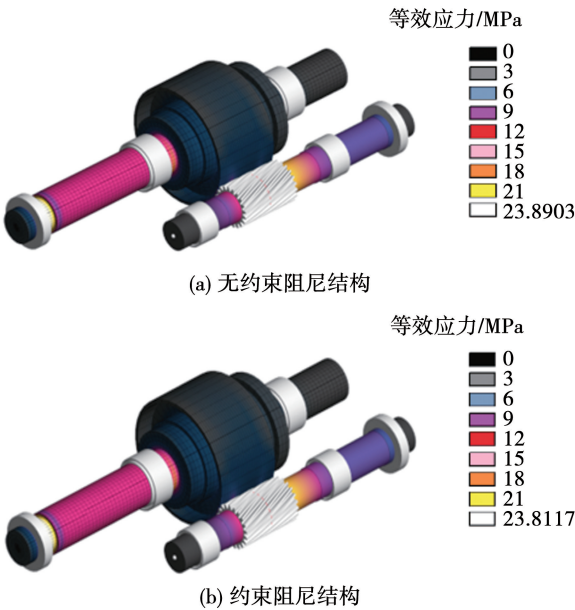


图 8 薄壁齿轮有、无约束阻尼结构应力分布
Fig. 8 Stress distributions of thin-walled gear with and without constrained damping structure

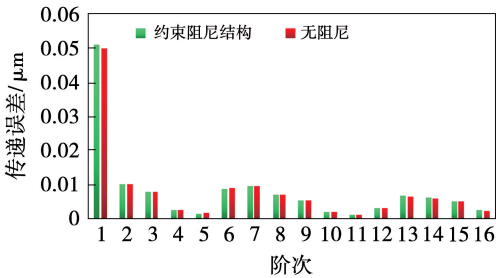


图 9 薄壁齿轮有、无约束阻尼结构传递误差对比
Fig. 9 Comparison of transmission errors of thin-walled gear with and without constrained damping structure

3 薄壁齿轮约束阻尼减振效果分析

3.1 齿轮箱仿真模型

为分析传动齿轮附加约束阻尼结构的减振效果,在对传动齿轮进行有限元建模的基础上,进一步建立箱体的有限元模型,采用轴承单元将齿轮和箱体连接形成整体有限元模型如图 10 所示。

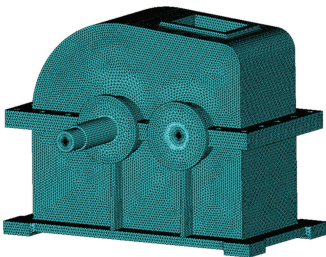


图 10 齿轮箱有限元耦合模型
Fig. 10 Finite element coupling model of gearbox

通过仿真得出齿轮和箱体耦合状态下的模态振型,部分典型模态振型如图 11 所示。

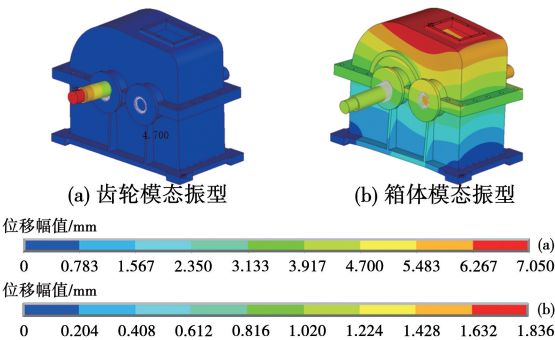


图 11 齿轮箱耦合模态振型
Fig. 11 Coupled modal vibration mode of gearbox

由于齿轮系统耦合后的箱体与齿轮之间的动力学特性互相影响,两者既有自身的动力学特性,又有耦合动力学特性。为准确地反映系统耦合特性,进行系统耦合模态分析,并依据不同结构对应模态频率下的应变能计算系统耦合模态振型下的模态阻尼比,并将其输入齿轮箱耦合模型,考虑约束阻尼进行振动响应计算。

3.2 薄壁齿轮阻尼减振效果计算

在有限元建模的基础上,将小齿轮转速 8 000 r/min、大齿轮加载扭矩 200 N·m 仿真工况下得到的动态啮合激励力加载到齿轮啮合点上,此时啮合

频率为 2 530 Hz,与薄壁齿轮的 2 512 Hz 摇型节径振型接近,可激起薄壁齿轮振动。通过强迫振动响应法计算齿轮箱体的振动响应,计算得出薄壁齿轮有、无腹板约束阻尼时箱体在啮合频率下的振动位移如图 12 所示。

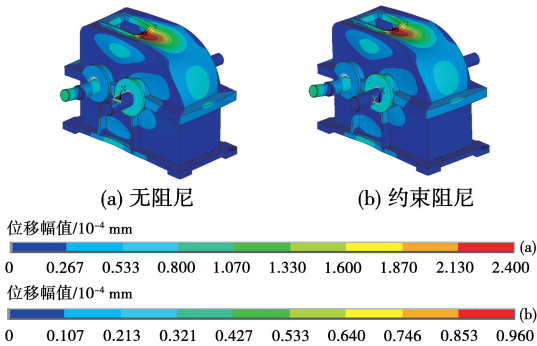


图 12 薄壁齿轮有、无腹板约束阻尼时箱体在啮合频率下的振动位移

Fig. 12 Vibration displacements of gearbox body for thin-walled gear with and without web plate constrained damping at meshing frequency

在箱体大齿轮轴承和小齿轮轴承振动较为明显处各选择一个节点,提取振动位移响应,依据啮合频率 2 530 Hz 将振动位移转化为振动加速度,并通过有、无约束阻尼的对比得出啮合频率下的理论减振效果如表 5 所示。

表 5 薄壁齿轮有、无约束阻尼减振效果对比

Tab. 5 Comparison of vibration reduction effects of thin-walled gear with and without constrained damping

测点位置及方向	振动加速度/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$		减振效果/ dB
	无阻尼	约束阻尼	
小齿轮轴承横向	4.5	1.6	9.0
小齿轮轴承垂向	6.1	2.2	14.1
小齿轮轴承轴向	2.1	1.2	4.9
大齿轮轴承横向	3.7	1.6	7.3
大齿轮轴承垂向	4.5	2.3	5.8
大齿轮轴承轴向	1.5	0.8	5.5

由表 5 可知,薄壁齿轮有阻尼时两个测点的 3 个方向均有明显的减振效果,但影响齿轮箱振动的因素异常复杂,目前的仿真计算也存在较大误差,实际的减振效果可能与计算值存在一定偏差,但表 5 的计算结果显示针对传动齿轮腹板进行约束阻尼处理是一种可行的减振措施。

4 薄壁齿轮阻尼减振效果实验

4.1 薄壁齿轮阻尼减振实验

齿轮箱的振动是一个复杂的系统工程,仅进行理论仿真往往误差较大,因此进一步通过实验验证薄壁齿轮阻尼处理的减振效果。在某模拟实验台上对有、无阻尼的薄壁齿轮分别进行带载荷实验以对比分析减振效果。图 13 为传动齿轮实验台安装图。实验过程中拖动电机通过增速器驱动实验齿轮,以实现 8 000 r/min 的高速驱动,使啮合频率接近节径振型频率,实验齿轮输出端通过电机进行加载,保证实验齿轮承受预定的加载扭矩。



图 13 薄壁齿轮阻尼减振实验台

Fig. 13 Thin-walled gear damping and vibration reduction test rig

考虑实验台实际情况,为便于测量,在大、小齿轮轴承附近各布置垂向、横向和轴向 3 个振动加速度传感器进行振动测试;实验测试工况为小齿轮转速 8 000 r/min,大齿轮加载扭矩 200 N · m。

4.2 薄壁齿轮阻尼减振效果实验分析

通过带载实验测得薄壁齿轮有、无阻尼时大齿轮轴承、小齿轮轴承处的加速度频谱。有、无阻尼齿轮轴承加速度频谱对比结果如图 14 ~ 图 19 所示。

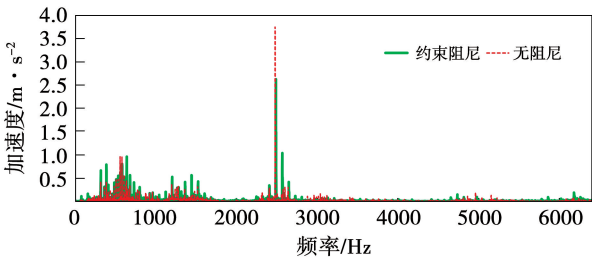


图 14 有、无阻尼小齿轮轴承垂向加速度频谱对比

Fig. 14 Comparison of vertical acceleration frequency spectra of pinion bearings with and without damping

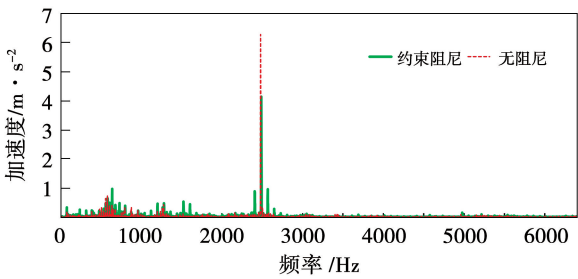


图 15 有、无阻尼小齿轮轴承横向加速度频谱对比

Fig. 15 Comparison of lateral acceleration frequency spectra of pinion bearings with and without damping

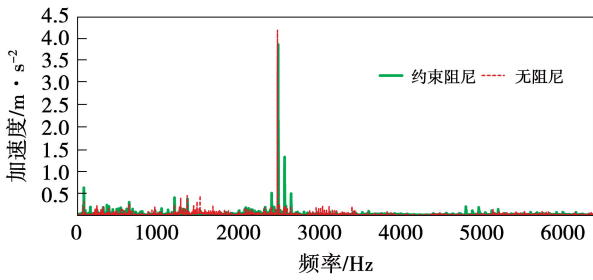


图 16 有、无阻尼小齿轮轴承轴向加速度频谱对比

Fig. 16 Comparison of axial acceleration frequency spectra of pinion bearings with and without damping

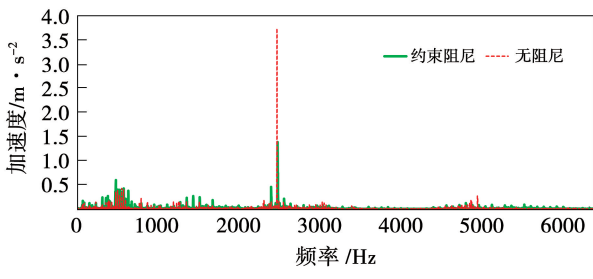


图 17 有、无阻尼大齿轮轴承垂向加速度频谱对比

Fig. 17 Comparison of vertical acceleration frequency spectra of gear wheel bearings with and without damping

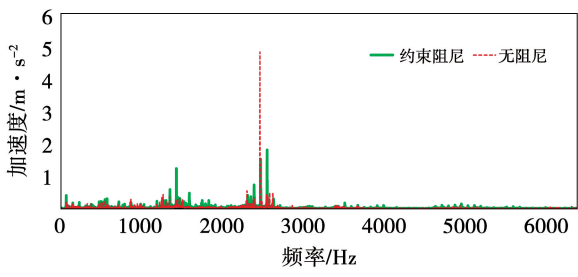


图 18 有、无阻尼大齿轮轴承横向加速度频谱对比

Fig. 18 Comparison of lateral acceleration frequency spectra of gear wheel bearings with and without damping

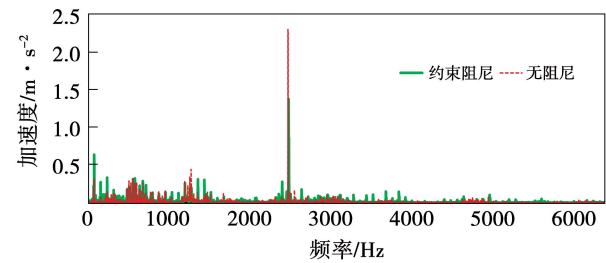


图 19 有、无阻尼大齿轮轴承轴向加速度频谱对比
Fig. 19 Comparison of axial acceleration frequency spectra of gear wheel bearings with and without damping

通过频谱分析可知,测试得到的啮合频率为 2 508 Hz,与理论啮合频率 2 533 Hz 有一定偏差,这是由电机转速波动所致,也说明拖动电机的转速在增速器增速到 8 000 r/min 左右时出现一定的波动,但实验齿轮箱的啮合频率已经达到 2 500 Hz 左右,能够激励出这一频段附近的薄壁齿轮的节径振动,出现的轻微转速波动不会影响实验结果,实验结果的分析可以为理论分析和计算提供数据支撑。经进一步对比分析,得出有、无阻尼时大齿轮轴承和小齿轮轴承测点在啮合频率下的振动加速度,薄壁齿轮阻尼减振实验值如表 6 所示。

表 6 薄壁齿轮阻尼减振效果实验值

Tab. 6 Experimental values of damping and vibration reduction effect for thin-walled gears

测点位置及方向	振动加速度/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$		减振效果/ dB
	无阻尼	约束阻尼	
小齿轮轴承横向	6.07	4.12	3.4
小齿轮轴承垂向	3.71	2.65	2.9
小齿轮轴承轴向	4.17	2.86	4.7
大齿轮轴承横向	4.81	1.72	8.9
大齿轮轴承垂向	3.59	1.48	7.7
大齿轮轴承轴向	2.29	1.27	4.5

通过实验验证可知,大齿轮薄壁结构处采取约束阻尼结构后较无阻尼结构,箱体在啮合频率下的振动加速度在轴向、垂向、横向方向上分别降低 4.5、7.7 和 8.9 dB,实测减振效果明显,验证了薄壁齿轮有约束阻尼可以有效抑制摇型节径振型,具有良好的减振效果。

5 结 论

- (1) 薄壁齿轮结构在高频段存在较为明显的节径振型,针对节径振型振动,将阻尼材料敷设到薄壁齿轮轮缘内侧,可以获得最佳的阻尼效果,且不会影响齿轮的啮合状态。
- (2) 对比增加不同层厚阻尼的减振效果,随着阻尼层厚度的增加,阻尼材料质量呈线性增加,阻尼损耗因子并不随之呈线性变化。当阻尼层厚度为 10 mm 时阻尼效果较好,所带来的附加质量较小,费效比更佳。
- (3) 通过有限元仿真及带载实验验证,大齿轮薄壁结构处采取约束阻尼结构后较无阻尼结构,箱体在啮合频率下的振动加速度在轴向、垂向、横向方向上分别降低 4.5、7.7 和 8.9 dB,实测减振效果明显,验证了薄壁齿轮有约束阻尼可以抑制薄壁齿轮摇型节径振动,且无需改变齿轮结构,具有良好的工程应用价值。

参考文献:

[1] 董思辰,杨子龙,何新党,等. 船舶传动装置齿轮箱运行可靠性分析方法研究[J]. 热能动力工程,2021,36(1):60-66.
DONG Sichen, YANG Zilong, HE Xindang, et al. Research on operational reliability analysis method for the gearbox of marine transmission[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021,36(1):60-66.

[2] 刘五合,吴 樾,张 帆. 基于声学超材料的齿轮减速器箱体减振方法研究[J]. 热能动力工程,2022,37(9):170-177.
LIU Wuhe, WU Yue, ZHANG Fan. Research on vibration reduction method of gear reducer box based on acoustic metamaterials[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(9):170-177.

[3] LI Shuting. Diaphragm stress analysis and fatigue strength evaluation of the flex-spline, a very thin-walled spur gear used in the strain wave gearing[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 104(6):1-16.

[4] 王 宇,谷 月,李 晖,等. 高速旋转薄壁圆柱壳的行波共振特性研究[J]. 振动与冲击,2016,35(5):222-227.
WANG Yu, GU Yue, LI Hui, et al. Traveling wave resonance characteristics of a high-speed rotating thin cylindrical shells[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016,35(5):222-227.

[5] 王 宇,于晓光,罗 忠,等. 不同边界条件下高速旋转带键齿薄壁短圆柱壳的行波共振特性研究[J]. 振动与冲击,2018, 37(10):20-26,56.

WANG Yu, YU Xiaoguang, LUO Zhong, et al. Traveling wave resonance characteristics of a high-speed rotating thin short cylindrical shell with sealing teeth in various boundary conditions[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(10): 20–26, 56.

[6] 张 帅, 纪仁超, 朱 杰, 等. 基于 Rayleigh-Ritz 法的含 T 型环肋及舱壁圆柱壳自振特性研究[J/OL]. 中国舰船研究, 1–10 [2024–09–21]. <https://doi.org/10.19693/j.issn.1673-3185.03951>.

ZHANG Shuai, JI Renchao, ZHU Jie, et al. Study on natural vibration characteristics of cylindrical shells with T-shaped ring stiffeners and bulkheads based on the Rayleigh-Ritz method[J/OL]. Chinese Journal of Ship Research, 1–10 [2024–09–21]. <https://doi.org/10.19693/j.issn.1673-3185.03951>.

[7] 崔朝凯, 尹逊民, 戴光昊, 等. 基于 Simcenter 3D 的某人字齿轮箱振动响应分析[J]. 热能动力工程, 2020, 35(5): 217–222.

CUI Chaokai, YIN Xunmin, DAI Guanghao, et al. Vibration response analysis of a herringbone gearbox based on Simcenter 3D[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(5): 217–222.

[8] RAGHUWANSHI N K, PAREY A. Experimental measurement of mesh stiffness by laser displacement sensor technique[J]. Measurement, 2018, 128(6): 63–70.

[9] LUAN X, LIU G, SHA Y, et al. Experiment study on traveling wave resonance of fatigue fracture of high-speed bevel gear in aero-engine based on acoustic measurement method[J]. Journal of Sound and Vibration, 2021, 511(7): 345–360.

[10] 魏 静, 刘指柔, 魏海波, 等. 高速薄辐板齿轮传动节径型振动位移与动应变时空变换方法[J]. 机械工程学报, 2024, 60(5): 70–80.

WEI Jing, LIU Zhirou, WEI Haibo, et al. Time-space transformation method of vibration displacement and dynamic strain in nodeal-diameter vibration of high-speed thin-walled gear[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024, 60(5): 70–80.

[11] KIMME S, BAUER R, DROSSEL W G, et al. Simulation of error-prone continuous generating production processes of helical gears and the influence on the vibration excitation in gear mesh[C]//10th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering. Napoli: CIRP, 2016.

[12] 吴双峰, 李锦花, 王旭华, 等. 齿轮动应力及温度测量在机匣故障中的应用[J]. 航空科学技术, 2020, 31(8): 27–35.

WU Shuangfeng, LI Jinhua, WANG Xuhua, et al. Application of gear dynamic stress and temperature measurement in the failure of accessory gearbox[J]. Aeronautical Science & Technology, 2020, 31(8): 27–35.

[13] 常乐浩, 贺朝霞, 刘 更. 平行轴齿轮传动系统动力学建模的有限单元法[J]. 振动与冲击, 2016, 35(20): 47–53.

CHANG Lehao, HE Zhaoxia, LIU Geng. Dynamic modeling of parallel shaft gear transmission using finite element method[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(20): 47–53.

[14] 张保强, 汪 鑫, 颜伟杰, 等. 含故障的直齿圆柱齿轮动力学建模、修正及试验验证[J]. 振动与冲击, 2024, 43(13): 315–323.

ZHANG Baoqiang, WANG Xin, YAN Weijie, et al. Dynamic modeling, modification and experimental verification of spur gear with faults[J]. Journal of Vibration and Shock, 2024, 43(13): 315–323.

(王治红 编辑)