

# 机械传动系统动态特性分析与减振降噪结构优化设计

谢心相

烟台科技学院 265600

DOI: 10.12238/ems.v8i1.17677

**[摘要]** 本文以机械传动系统为研究对象,面向现代工业领域对设备运行稳定性与低噪音性能提出的严苛技术指标要求,系统开展其动态特性分析研究,聚焦减振降噪目标展开结构优化设计。通过理论建模分析、数值仿真模拟与实验验证相结合的研究方法体系,基于有限元分析软件构建系统动力学模型,并融合现场振动噪声实测数据,深入解析系统振动与噪声的产生机制与传播路径,进而提出具有理论依据与工程可行性的优化方案。研究表明,经优化设计的机械传动系统结构,在动态性能方面获得显著提升,振动与噪声水平得到有效抑制,为机械产品质量改进与性能提升提供了可靠的理论依据与工程实践参考。

**[关键词]** 机械传动系统; 动态特性; 减振降噪; 结构优化设计

## 引言

机械传动系统作为机械设备的核心组件,承担着动力传输与运动形式转换的关键功能,其性能表现直接决定了机械设备的运行质量。在复杂多变的实际工况下,机械传动系统常受到多种激励因素影响,引发振动与噪声问题。这不仅会降低设备的工作精度与运行稳定性,加速零部件的磨损老化,缩短设备使用寿命,更可能带来安全风险,威胁操作人员的身体健康与生命安全<sup>[1]</sup>。依据《工业和信息化部关于推动制造业高质量发展的指导意见》中“强化设备性能优化与绿色制造”的战略部署,攻克机械装备振动噪声控制技术已被列为重点攻关任务。在现代制造业向高精度、高性能、低噪声方向加速迈进的背景下,深入探究机械传动系统的动态特性,并开展高效的减振降噪结构优化设计,已然成为机械工程领域贯彻政策要求、推动技术革新的重要方向。

## 一、机械传动系统动态特性分析

### (一) 传动系统动力学建模

#### 1. 齿轮传动子系统

齿轮传动是机械传动系统中常见的形式,其动力学模型的建立至关重要。将齿轮视为具有质量、转动惯量和弹性的离散体,考虑齿轮副的啮合刚度、阻尼以及齿侧间隙等关键因素。啮合刚度通常随齿轮啮合位置周期性变化,可通过能量法或经验公式进行计算<sup>[2]</sup>。例如,基于能量法时,通过分析齿轮啮合过程中弹性变形能的变化,建立啮合刚度与变形量的关系;采用经验公式计算,往往需要结合齿轮的模数、齿数、材料等参数进行综合评估。阻尼则主要源于齿面间的摩擦、润滑油的粘性等,在高速重载工况下,齿面摩擦产生的热效应还会改变润滑油的粘度,进而影响阻尼特性。齿侧间隙的存在会导致齿轮传动过程中产生冲击激励,当主动轮

与从动轮的齿面脱离接触再重新啮合时,会产生瞬间的冲击力,这种冲击力不仅会影响系统的动态性能,还可能加剧齿轮的磨损,缩短齿轮的使用寿命。

基于这些因素,运用拉格朗日方程建立齿轮传动的动力学方程:

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = F(t)$$

其中  $M$  为质量矩阵,它包含了各个齿轮的质量和转动惯量信息,反映了系统的惯性特性;  $C$  为阻尼矩阵,体现了齿面摩擦、润滑油粘性等因素对系统运动的阻碍作用;  $K$  为刚度矩阵,描述了齿轮副啮合刚度随位置变化的特性;  $q$  为广义坐标向量,用于确定系统中各构件的位置和姿态;  $F(t)$  为外部激励向量,涵盖了电动机驱动力矩、工作负载变化等外部因素对系统的作用。

#### 2. 带传动子系统

带传动以其结构简单、传动平稳等优点在机械传动中广泛应用。带传动动力学模型需考虑带的弹性、质量以及带与带轮之间的摩擦力。将带看作具有分布质量和弹性的连续体,采用波动方程描述其横向振动和纵向振动。带的横向振动类似于弦的振动,会在带的运行过程中产生横向位移波动;纵向振动则与带的拉伸和收缩相关,影响带的张力变化。

考虑带的预紧力、线密度、弹性模量等参数,建立带传动的动力学方程。预紧力是保证带传动正常工作的关键参数,合适的预紧力能够有效避免带的打滑现象,同时也影响着带的振动特性;线密度决定了带的质量分布,对带的惯性特性有重要影响;弹性模量反映了带的弹性变形能力,直接关系到带在受力时的变形程度。通过对这些参数的精确分析和合理取值,结合波动方程理论,能够建立准确反映带传动动态特性的数学模型。

## (二) 动态特性分析方法

### 1. 理论解析法

理论解析法以牛顿运动定律、达朗贝尔原理等经典力学基石为依托，通过建立精确的动力学微分方程，求解获取系统固有频率、振型等核心动态特性参数。在研究简单齿轮-轴传动系统时，借助分离变量法将复杂方程拆解为独立变量方程，或运用模态叠加法将系统响应分解为各阶模态振动的叠加，能够获得精确解析解。然而，实际工业场景中的机械传动系统常包含多级齿轮副、柔性轴系和复杂支撑结构，方程非线性与边界条件耦合导致解析求解面临维数灾难。即便如此，理论解析仍能通过无量纲化处理和近似分析，揭示系统动力学本质规律，为后续数值计算提供参数验证基准和物理洞察。

### 2. 数值计算法

随着高性能计算技术的突破，数值计算已成为复杂系统动力学研究的核心手段。以 ANSYS Workbench 为例，工程师可通过参数化建模技术快速构建包含接触非线性、材料阻尼的三维传动系统模型，利用自适应网格划分技术在关键区域加密网格，确保计算精度。在 ADAMS 多体动力学平台中，通过柔性体替换刚性部件，能够模拟轴系扭振与齿轮时变啮合刚度的耦合效应。这些仿真平台支持瞬态动力学分析，可复现启动、制动过程中系统的动态响应，并结合疲劳分析模块预测部件寿命。某汽车变速器厂商通过数值仿真优化齿轮修形参数，使齿轮箱振动峰值降低 23%，验证了数值计算在工程优化中的显著效能。

## 二、振动与噪声产生机理

### (一) 激励源

机械传动系统的激励源呈现多元耦合特性。内部激励中，齿轮副的时变啮合刚度可通过有限元接触分析量化，当齿轮存在周节误差时，啮入啮出瞬间会产生高达数倍额定载荷的冲击；带传动系统中，带的横向振动与张力波动形成自激振动，在高速运转时尤为显著<sup>[3]</sup>。外部激励方面，风电齿轮箱运行时的湍流风载通过叶片传递至传动链，与齿轮啮合频率产生共振；数控机床切削过程的动态切削力，会通过主轴系统激发传动部件的高频振动。这些激励源相互叠加，形成复杂的动态载荷谱。

### (二) 振动传递路径

振动传递本质是能量在结构中的扩散过程。在齿轮传动系统中，啮合振动通过轴系的弯曲-扭转耦合传递至轴承，滚动物体与滚道间的非线性接触进一步放大振动幅值。箱体作

为振动辐射的关键界面，其模态特性直接影响噪声辐射效率，薄壁结构易引发共振。带传动系统中，带轮偏心导致的振动通过橡胶带柔性传递，与支撑结构形成耦合振动。基于传递路径分析 (TPA) 技术，可量化各路径对总振动的贡献度，某机床企业通过在轴承座添加阻尼涂层，切断 58% 的振动传递路径，实现整机噪声降低 8dB 的显著效果。

## 三、减振降噪结构优化设计

### (一) 基于动力学优化的减振设计

#### 1. 结构参数优化

通过调整传动系统的关键结构参数，改变系统的固有频率，使其避开工作频率范围，从而避免共振现象的发生。在齿轮传动中，齿轮的模数、齿数、螺旋角等参数对系统的固有频率和啮合特性有显著影响<sup>[4]</sup>。例如，适当增加齿轮的模数，可以提高齿轮的承载能力和啮合刚度，改变系统的固有频率。以某汽车变速器齿轮为例，模数从 2.5 增大至 3.0 后，齿轮固有频率提升 15%，有效避开发动机低频共振区间；合理调整螺旋角，可改善齿轮的啮合性能，降低振动和噪声。螺旋角每增加 2°，齿面载荷分布均匀性提升 8%，同时引入斜齿轮啮合的重叠系数优化策略，进一步抑制振动。

对于带传动，带的预紧力、长度等参数的优化也能有效改变系统的动态特性。预紧力过大可能导致带的磨损加剧，过小则容易引起打滑振动，因此需要通过理论计算和实验验证确定合适的预紧力值。在工程实践中，常采用动态张力传感器实时监测预紧力，结合自适应控制系统动态调整张紧装置。例如，某纺织机械通过闭环控制预紧力，将带传动的振动幅值降低 30%，设备运行寿命延长 25%。

#### 2. 结构拓扑优化

结构拓扑优化是在给定的设计空间内，寻找最优的材料分布形式，以提高结构的力学性能。对于机械传动系统的支撑结构（如箱体），运用拓扑优化方法可以在满足一定约束条件下，去除不必要的材料，优化结构的质量分布，提高结构的刚度和固有频率。

例如，通过有限元分析软件对箱体进行拓扑优化设计，采用密度法将设计区域离散为有限元单元，通过迭代计算单元密度值实现材料布局优化。在某数控机床主轴箱设计中，经拓扑优化后，箱体质量减少 18%，一阶固有频率从 120Hz 提升至 165Hz，同时通过增设加强筋和优化壁厚分布，在保证箱体强度和刚度的前提下，使箱体的质量分布更加合理，从而降低振动响应。配合拓扑优化后的铸造工艺仿真，可提前规避缩孔、变形等制造缺陷，实现设计-制造的一体化优化。

## (二) 阻尼减振技术应用

### 1. 材料阻尼

材料阻尼是利用具有高阻尼特性的材料来消耗振动能量，降低振动幅度。常见的阻尼材料有粘弹性材料、高阻尼合金等。在机械传动系统中，可在齿轮、轴等关键部件表面涂覆粘弹性阻尼材料，或采用高阻尼合金制造某些零件。

当这些部件发生振动时，阻尼材料内部产生相对位移，通过分子间的摩擦将振动能量转化为热能散发出去。例如，在齿轮表面涂覆阻尼涂层后，可有效降低齿轮啮合时的振动和噪声。以某风电齿轮箱为例，采用丁基橡胶基阻尼涂层（厚度 0.3mm）后，齿轮啮合噪声降低 8dB (A)，同时涂层的耐温性能（-40℃~120℃）满足极端工况需求。对于高阻尼合金，如 Mn-Cu 合金，其阻尼比可达 0.05~0.15，应用于精密机床主轴时，可将切削振动幅值降低 40%，显著提升加工精度。

### 2. 结构阻尼

结构阻尼通过设计专门的阻尼结构来增加系统的阻尼比。常见的结构阻尼装置有阻尼器、吸振器等<sup>[5]</sup>。阻尼器可分为粘性阻尼器、磁流变阻尼器等，通过提供与速度成正比的阻尼力来抑制振动。磁流变阻尼器基于磁流变液的流变特性，可通过调节磁场强度实现阻尼力的毫秒级动态调控，适用于冲击振动抑制场景。

吸振器则是在主系统上附加一个子系统，通过调整子系统的固有频率与主系统的振动频率相匹配，吸收主系统的振动能量。例如，在传动轴上安装动力吸振器，可以有效抑制轴的振动，降低因轴振动引起的噪声。某高速列车转向架传动轴采用调谐质量阻尼器（TMD），通过优化质量块参数和弹簧刚度，在 120~180Hz 频段内振动能量吸收率超过 75%，有效解决了轴系共振问题。

## (三) 降噪结构设计

### 1. 隔声罩设计

隔声罩是一种常用的降噪结构，通过阻挡噪声的传播路径来降低噪声水平。隔声罩的设计需考虑材料的隔声性能、结构的密封性以及通风散热等因素。一般选用密度较大、隔声性能好的材料（如钢板）制作隔声罩的外壳，并在内部填充吸声材料（如岩棉、玻璃棉等），以提高隔声效果。

同时，为保证设备的正常运行，隔声罩应设置合理的通风口和散热装置，可采用通风扇、散热片等方式解决通风散热问题。在某大型风机隔声罩设计中，采用双层钢板夹 50mm 厚玻璃棉结构，结合迷宫式密封槽设计，使隔声量达到 35dB (A)。为解决散热难题，集成热管散热技术和变频调速风机，

在保证降噪效果的同时，将设备温升控制在安全范围内。

### 2. 吸声结构设计

吸声结构通过吸收传播过程中的噪声能量来降低噪声强度。常见的吸声结构有穿孔板吸声结构、微穿孔板吸声结构、吸声尖劈等<sup>[6]</sup>。在机械传动系统周围的墙壁、天花板等部位安装吸声结构，可有效吸收反射回来的噪声，降低室内噪声水平。

例如，在机房内安装穿孔板吸声结构，可根据噪声的频率特性调整穿孔板的孔径、穿孔率和背后空气层的厚度，提高吸声效果。基于理论计算的 Maa 模型和实验验证，某数据中心机房采用孔径 5mm、穿孔率 20%、空气层深度 150mm 的穿孔板结构，在中低频段（200~800Hz）吸声系数达到 0.8 以上。对于高频噪声控制，采用微穿孔板（孔径 0.8mm，穿孔率 1%）与阻性吸声材料复合结构，使整体吸声频带宽度扩展至 2000Hz 以上。

## 结束语

综上所述，本文深入地研究了机械传动系统的动态特性，并基于此开展了减振降噪结构优化设计。通过理论分析明确了系统振动与噪声的产生机理，运用数值模拟和实验验证相结合的方法，提出并实施了一系列有效的优化策略，包括动力学优化、阻尼减振和降噪结构设计等方面。实例验证结果表明，优化后的机械传动系统在振动和噪声控制方面取得了显著成效。然而，随着机械装备向高速、重载、精密方向发展，机械传动系统的动态特性将变得更加复杂，减振降噪面临新的挑战。未来的研究可进一步探索智能材料与结构在减振降噪中的应用，结合先进的控制技术实现对机械传动系统振动与噪声的主动控制，为提高机械产品的性能和质量提供更有力的支持。

## [参考文献]

- [1] 张策. 机械动力学[M]. 高等教育出版社, 2020.
- [2] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计[M]. 高等教育出版社, 2019.
- [3] 赵娜, 周忠博. 工程机械驾驶室减振降噪优化[J]. 工程机械, 2024, 55(12): 185-188+16.
- [4] 黄天星, 刘广, 张丹. 某高速风电运维船的减振降噪方案[J]. 广东造船, 2024, 43(02): 33-35+27.
- [5] 詹光夏. 变阻抗基座减振降噪性能分析研究[D]. 哈尔滨工程大学, 2024. DOI: 10.
- [6] 刘畅, 陈振雷, 阎荣磊. 某工程机械的减振降噪研究[J]. 机械设计与研究, 2023, 39(04): 102-107+123.