

减小驱动桥啸叫噪声的锥轴承游隙设计

杨继轩¹, 张贵辉², 陈志勇¹, 史文库¹, 刘健³, 苑仁飞³, 赵燕燕³

(1. 吉林大学汽车底盘集成与仿生全国重点实验室, 长春 130022; 2. 吉林大华机械制造有限公司, 长春 130103; 3. 中国重汽集团汽车研究总院, 济南 250100)

摘要: 针对驱动桥的啸叫这一系统性问题, 提出了通过调整锥轴承游隙进行减振降噪的分析流程。该流程基于包含齿-轴系统、轴承、壳体在内的中桥总成动力学仿真模型, 模型的正确性通过锥齿轮的传递误差试验进行验证。以支承输入轴、小齿轮轴与差速器壳等 5 个锥轴承的游隙为设计变量, 使用响应曲面方法分别为桥壳表面的振动响应以及小齿轮轴球轴承的疲劳寿命建立了代理模型, 并通过多目标优化得到了考虑轴承寿命的驱动桥啸叫问题改进方案。结果表明, 流程具有较好的效果和适应性。

关键词: 车辆工程; 受载传递误差; 轴承游隙; 轴承疲劳寿命; 响应曲面法

中图分类号: TH133.33 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2025)10-3141-10

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20231402

Clearance design of taper roller bearings for reducing drive axle whine

YANG Ji-xuan¹, ZHANG Gui-hui², CHEN Zhi-yong¹, SHI Wen-ku¹, LIU Jian³,
YUAN Ren-fei³, ZHAO Yan-yan³

(1. National Key Laboratory of Automotive Chassis Integration and Bionics, Jilin University, Changchun 130022, China;
2. Dahua Machine Manufacturing Co., Ltd., Changchun 130103, China; 3. Automotive Research Institute, China National Heavy Duty Truck (Group Corp.), Jinan 250100, China)

Abstract: A proposed analytical process aims to reduce vibration and noise by adjusting the clearance of the taper bearings for the systematic issue of whine in the drive axle. This process is based on a simulation model of the dynamics of the mid-axle assembly, which includes the gear, axle, bearings, and housing. The accuracy of the model is verified by the transmission error test of the bevel gears. By considering the clearances of five taper bearings that support the input shaft, pinion shaft, and differential as design variables, the response surface method was employed to establish a surrogate model for the vibration response of the axle case and the fatigue life of the pinion shaft ball bearings. Through multi-objective optimization, an improvement plan for addressing the drive axle whistling issue was obtained, considering the bearing life. The results show that this process yields better outcomes and demonstrates high adaptability.

Key words: automotive engineering; loaded transmission error; bearing clearance; bearing fatigue life; response surface method

收稿日期: 2024-03-26.

基金项目: 国家重点研发计划项目 (2018YFB0106200).

作者简介: 杨继轩 (1999-), 男, 博士研究生. 研究方向: 汽车系统动力学与控制. E-mail: yangjx22@mails.jlu.edu.cn

通信作者: 陈志勇 (1980-), 男, 教授, 博士. 研究方向: 汽车系统动力学与控制. E-mail: chenzy@jlu.edu.cn

0 引言

驱动桥啸叫噪声是一种常见的商用车 NVH 问题,由于其相对较低的频率和较为单一的频率成分,容易传递到驾驶室中并被乘员感知。驱动桥啸叫噪声的解决是一类系统性问题^[1]。典型的驱动桥啸叫噪声以锥齿轮副为激励源,经轴与轴承传递到桥壳表面,并被桥壳上的模态放大产生辐射噪声^[2]。目前对驱动桥啸叫噪声的研究主要关注作为激励源的锥齿轮本身^[3-5],或是直接产生辐射噪声的壳体^[6,7]。

轴承作为连接驱动桥中齿-轴系统与壳体的关键部件,同时也是影响齿-轴系统模态的重要因素,对驱动桥的啸叫噪声具有显著的影响。奚育宏^[8]对圆锥滚子轴承的降噪问题进行了系统研究,认为合理的游隙调整是实现轴承减振降噪的有效手段之一。在作用机理上,轴承游隙一方面^[9-11]通过改变轴系的固有频率实现对齿轮啮合激励的避频;另一方面,游隙与预载荷引起轴承刚度与滚子接触面积的变化,从而影响轴承自身的振动传递^[12]。

蔡鹏飞等^[13]比较了传统理论和动力学仿真方法在轴承游隙计算中的精度,确定了动力学方法的计算结果更加理想。一些研究^[14-17]发现,对轴承施加小预紧有利于降低系统的噪声。而 Liu 等^[18]对轨道车辆减速器的类似研究表明,适当的游隙有利于减速器总成的减振降噪。之所以出现这种截然相反的结论,是因为轴承在不同总成中的边界条件不同,得出的结论因而难以具有通用性。

上述研究主要面向轴承预紧的调整方法及减振机理,研究对象多为单个或一对轴承的游隙调整。然而,对于啸叫这一系统性问题,有必要将尽可能多的锥轴承纳入考虑,一方面可以研究轴承游隙间的相互作用,另一方面也可以得到一个更加全面的优化方案。同时,也较少见到同时考虑轴承寿命与减振降噪的研究,尤其是那些与锥轴承同轴的球轴承,游隙调整引起的轴向载荷分配变化将对这些轴承的疲劳寿命产生较大的影响,在分析时应该一并进行考虑。

本文从商用车中驱动桥的减振降噪问题出发,建立基于动力学仿真模型的锥轴承游隙设计流程,并依此制订考虑小齿轮轴球轴承疲劳寿命的锥轴承游隙调整方案。

1 驱动桥动力学建模

对驱动桥进行动力学建模,以模拟轴承在实际工作条件下的受载状态、支承状态与所传递的载荷。为此,需要分别对驱动桥的齿-轴系统、桥壳与齿轮副进行建模。研究对象选择为中驱动桥,因为其具有更多的齿轮与锥轴承,激励源和传递路径的情况均更加复杂。

1.1 齿-轴系统建模

基于传动系仿真软件 MASTA 建立中桥总成的齿-轴系统动力学仿真模型。总成中的圆柱齿轮可以通过输入宏观设计参数和微观修形参数,直接建立参数化仿真模型;准双曲面锥齿轮的建模需要首先在 MASTA 中定义齿坯,随后通过与锥齿轮设计软件 KIMoS 的联合仿真获取锥齿轮的几何外形、锥齿轮的传递误差、时变啮合刚度等啮合特性,以两齿轮所在轴之间的速比与刚度的形式引入模型。两对齿轮的基本宏观设计参数如表 1 和表 2 所示。

表 1 斜齿轮副宏观参数表

Table 1 Macro parameters for helical gears

项 目	主动齿轮	被动齿轮
法向模数/mm	5.75	5.75
齿数/个	38	38
螺旋角/(°)	15	15
旋向	左旋	右旋
法向压力角/(°)	20	20
齿宽/mm	46	46

表 2 锥齿轮副齿坯参数表

Table 2 Parameters for hypoid gear blanks

项目	主动齿轮	被动齿轮
轴交角/(°)	90	90
偏置距/mm	30	30
旋向	右旋	左旋
齿数/个	10	37
名义压力角/(°)	22.5	22.5

驱动桥总成中的轴与轴类零件通过动力学方法建模。考虑轴自身刚度的影响,可以将轴使用空间梁单元分段表示。将轴上不同直径的轴段,以及与其他零部件(如轴承、衬套等)相连接的轴段进行分割,分别等效为一个 Timoshenko 梁单元。Timoshenko 梁单元遵循小变形、线弹性、各向同性和等截面的假设,能够考虑梁的切应变的影响,适用于短粗梁的变形计算。

轴承的建模通过软件内置的轴承库实现。根据图纸中标示的轴承型号,可以从轴承库中直接

调取对应轴承的几何尺寸和非线性刚度数据。继续建立差速器、同步器等子系统的模型,进行合理的装配与定位后即可得到图 1 所示的驱动桥齿-轴-轴承系统动力学模型。模型中共包含 2 对齿轮、2 组同步器、2 套差速器,以及 11 个起支承作用的轴承。

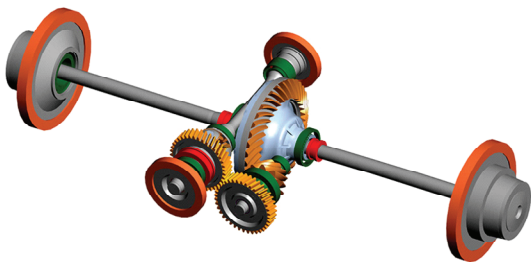


图 1 驱动桥总成中的齿-轴系统仿真模型

Fig. 1 Simulation model of gear-shaft system in drive axle assembly

根据车辆在平直路面上行驶时中驱动桥的实际工作状态,设定中桥输出端的功率为输入端的一半,锁定轮间差速器和轴间差速器,使输入功率的 1/2 平均分配到中桥两侧半轴,同时差速器锥齿轮不工作。该工况下轴系的功率流动如图 2 所示,输入功率在斜齿轮处首先被平分,随后传递到主减速器,经差速器壳与半轴被两侧轮边平均分配。

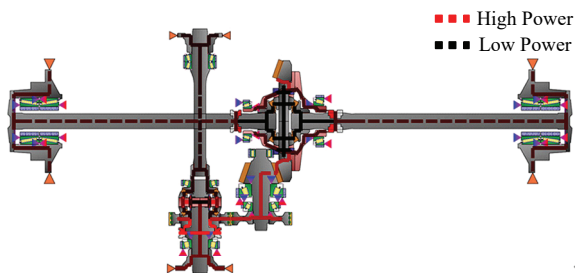


图 2 仿真模型的功率流动图

Fig. 2 Power flow diagram of the simulation model

1.2 桥壳有限元建模与刚度缩聚

轴承的外圈直接与桥壳连接,而驱动桥总成的壳体为柔性体,为轴承的外圈提供了额外的柔度,在总成的仿真模型中使用有限元方法建模。首先使用 C3D4 四面体单元为桥壳各部件划分网格,将主减速器壳的材料设定为 QT450,后盖的材料为热轧钢,其他部件统一按照普通碳钢处理以简化模型。材料属性参数在此不再赘述。

使用 CPENTA 三棱柱单元与 RBE3 杆单元建立虚拟焊缝,对桥壳的各零部件进行装配,以模拟桥壳各部件之间的焊接连接。完整桥壳有限元模型的单元数为 781 691,节点数为 181 961。

桥壳对中桥轴系模型的影响体现在其为轴承外圈增加的额外柔度,因此,可以通过刚度缩聚将桥壳的影响等效为轴承外圈安装点处的线性刚度。刚度缩聚方法基于系统的边界条件对其刚度矩阵进行降维,将系统中不受外力影响的部分分隔开,只给出实际受载部分的刚度矩阵,同时考虑内部刚度对受载部分的影响。系统的分块刚度矩阵表示为:

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中:下标 1 代表系统的受载部分;下标 2 代表系统的内部部分。内部部分不受外力而有 $P_2=0$, 此时式(1)等价于:

$$P_1 = (K_{11} - K_{12}K_{22}^{-1}K_{21})q_1 \quad (2)$$

系统的缩聚刚度矩阵表示如下。此时的刚度矩阵维度与 P_1 中包含的自由度数相同。

$$K_{\text{con}} = K_{11} - K_{12}K_{22}^{-1}K_{21} \quad (3)$$

在每个轴承中心定义一个凝聚节点,这一节点在动力学模型中与轴承外圈固连,同时在有限元模型中通过“蜘蛛网”式分布的 RBE3 单元与轴承外圈安装表面连接,如图 3 所示。以这些凝聚节点为桥壳总成的受载部分进行刚度缩聚,得到桥壳在凝聚节点处的 11 维的三向刚度矩阵,即轴承外圈在动力学模型中三向支撑刚度矩阵。至此,本文得到了中驱动桥总成的动力学仿真模型,如图 4 所示。

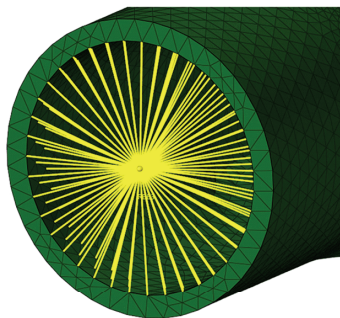


图 3 轴承安装位置的凝聚节点

Fig. 3 Condensation node unit for bearing mounting points

1.3 驱动桥总成传递误差

齿轮的受载传递误差(LTE)是齿轮啮合激励的主要表现形式,也是驱动桥总成中的主要激励源。本文使用锥齿轮传递误差的仿真和测试结果来验证总成仿真模型的有效性。仿真转矩范围为 50~1 600 N·m,这足以覆盖驱动桥单体在空、满载匀速工况下的大部分载荷工况。

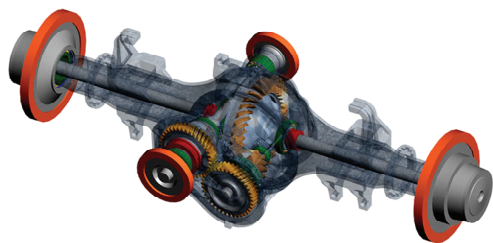


图 4 中桥总成动力学仿真模型

Fig. 4 Dynamic model of the middle axle assembly

主减速器中准双曲面锥齿轮的承载齿面接触分析(LTCA)通过 MASTA 与锥齿轮设计软件 KIMoS 的联合仿真进行。首先,在 MASTA 中计算系统各零部件变形在锥齿轮触累积的错位量,再将错位量数据导入 KIMoS 运行 LTCA,如图 5

所示。准双曲面锥齿轮副的受载传递误差峰-峰值(LPTE)曲线及 LTE 分量图见图 6。可以看出,在各载荷工况下,锥齿轮的 LTE 均以 1 阶分量为

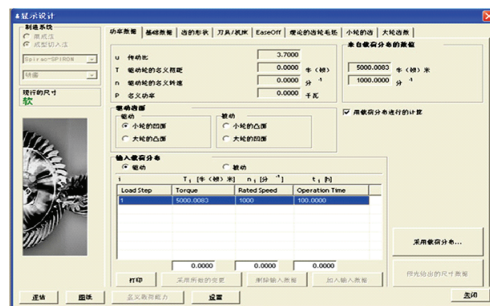


图 5 KIMoS 软件界面

Fig. 5 User interface of KIMoS

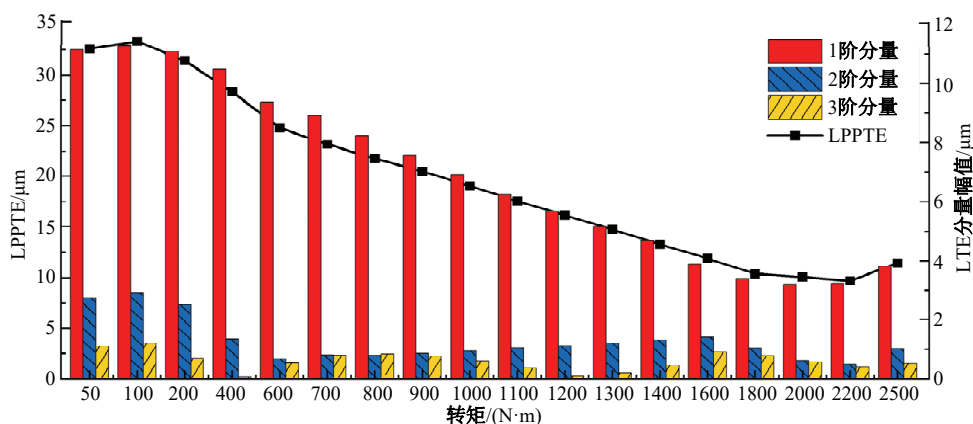


图 6 锥齿轮传递误差仿真结果

Fig. 6 Simulation result of loaded transmission error for hypoid gear

为了验证前文中建立的中桥总成模型的正确性,设计并执行了驱动桥的传递误差台架试验,通过采集主动与被动锥齿轮上的转速数据,获取准双曲面锥齿轮副在不同转矩工况下的传递误差。使用海德汉 ERN180 角度编码器测量轴上的转角波动;试验在 AVL 驱动桥测试台架上进行,并对工装及台架的布置做出一定的改进:在小齿轮轴上安装延长假轴,并在此安装角度编码器直接测量主动锥齿轮上的转速波动;试验过程中将轮间差速器锁止,并使与差速器同侧的轮边悬空,以安装输出端传感器工装,如图 7 所示。

试验工况选择为 50~600 N·m,工况点设置与仿真中相同。将主、被动端采集到的转速信号在时域中相减,并通过数值积分将差值换算成角位移。对角位移数据进行带阻滤波,保留齿轮啮合频率及其 2、3 阶分量,即得到齿轮的传递误差曲线。图 8 与图 9 分别展示了 100 N·m 工况下过渡齿轮的原始数据频谱图及滤波后的 LTE 曲线,可以看出 LTE

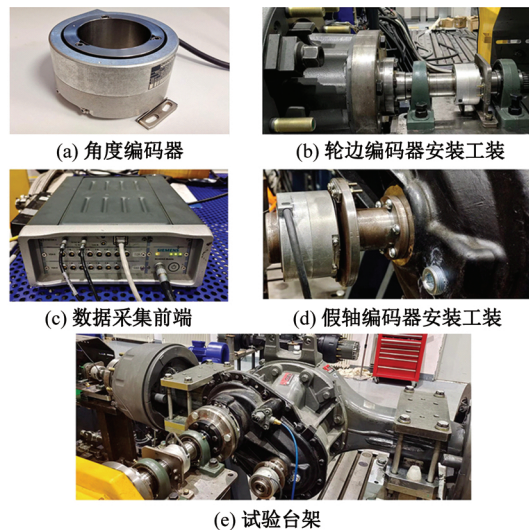


图 7 锥齿轮传递误差试验系统

Fig. 7 Loaded transmission error test system for hypoid gear

曲线的 1 阶分量占据了主要的地位,与仿真结果具有相同的规律。为了便于读取传递误差数据,同时

减小多次滤波带来的误差,本文后续部分统一采用 LTE 的 1 阶分量进行模型的验证与标定。

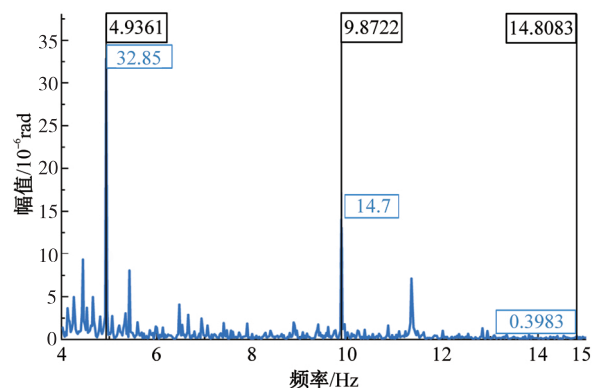


图 8 100 N·m 工况下的锥齿轮传递误差频谱

Fig. 8 Spectrum of hypoid gear LTE for 100 N·m load condition

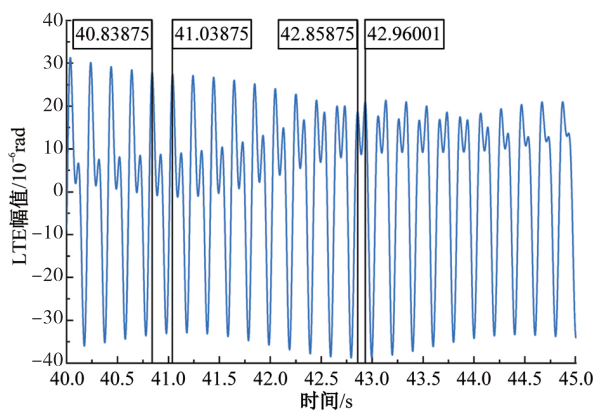


图 9 100 N·m 工况下的锥齿轮传递误差时域曲线

Fig. 9 Time-domain curve of hypoid gear LTE for 100 N·m load condition

试验与仿真中锥齿轮副 LTE 的 1 阶分量随载荷的变化曲线见图 10, 分别计算各工况下的仿真精度, 将结果整理于表 3。

可以看出, 仿真曲线与试验结果的趋势基本

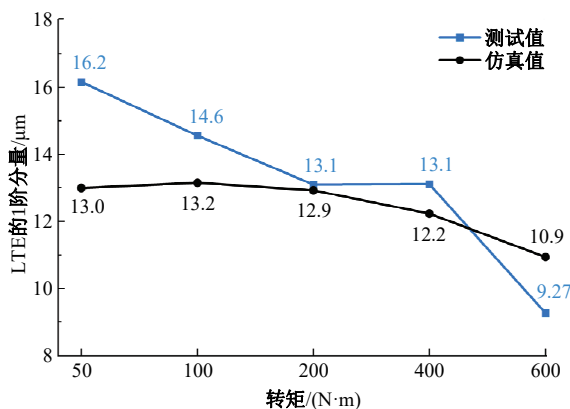


图 10 锥齿轮 LTE1 阶分量的试验与仿真对比

Fig. 10 Comparison of test and simulation of the first-order components of hypoid gear LTE

一致, 且具有较高的仿真精度, 仿真与试验的一致性较好。说明所建立的动力学仿真模型能够反映各齿轮副的真实安装与啮合状态, 可以此为基础进一步研究驱动桥的振动噪声问题。

表 3 锥齿轮传递误差仿真精度的验证

Table 3 Verification of hypoid gear LTE simulation accuracy

参 数	转矩工况/(N·m)				
	50	100	200	400	600
测试值/ μm	16.163	14.561	13.094	13.112	9.269
仿真值/ μm	12.994	13.152	12.926	12.232	10.940
仿真精度/%	80.40	90.33	98.72	93.29	84.73

2 轴承预紧优化

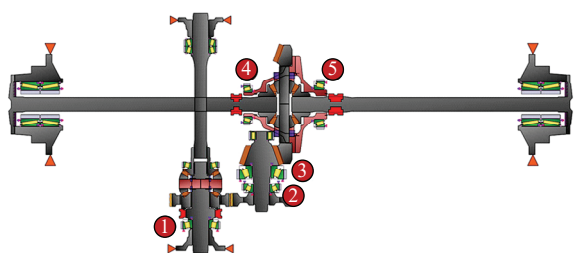
2.1 响应曲面建模

作为驱动桥中齿轮激励向桥壳传递的重要环节, 轴承的游隙不但与轴承的寿命有关, 也对驱动桥的振动响应和辐射噪声有重要的影响。对于本文所研究的这一内源性驱动桥啸叫问题, 通过调整锥轴承游隙来从传递路径进行噪声控制是一种可行的方法。

一般来说, 游隙允许轴承的内、外圈之间存在一定的间隙, 能够对制造装配误差、热效应、振动等因素引起的变形做出一定的补偿, 对轴上的冲击载荷有一定的吸收和缓解作用; 预紧(即负的游隙)可以提高轴承的刚度和传动精度, 影响齿-轴系统的振动激励向桥壳的传递。同时, 轴承刚度的改变还影响驱动桥齿-轴系统的模态与齿轮的定位参数, 在激励源的层面上影响桥壳的振动响应。

本文采用响应曲面方法研究了圆锥滚子轴承的游隙对驱动桥壳体表面振动响应的影响, 并制订了考虑轴承寿命的振动响应优化方案。响应曲面方法基于来自实验设计的一系列工况点, 通过拟合二次回归方程来近似描述因素与响应值之间的函数关系。在所研究的中驱动桥总成中, 轮毂轴承与贯通轴后轴承为双排圆锥滚子轴承, 其推荐游隙已在总成装配的技术要求中给出; 贯通轴前轴承在装配时并不包含预紧调整机构, 其游隙不可任意调整, 在仿真中将其设置为 0。除此之外, 游隙可调的轴承有输入轴前轴承、小齿轮轴前/后轴承、差速器壳左/右轴承 5 组, 如图 11 所示。

使用中心复合设计方法构建轴承游隙的响应曲面模型, 这一实验设计方法有全因子设计以及



1-输入轴前轴承; 2-小齿轮轴前轴承; 3-小齿轮轴后轴承;
4-差速器壳左轴承; 5-差速器壳右轴承

图 11 本文所研究的各锥轴承

Fig. 11 Taper roller bearings studied in this paper

额外添加的星号点、零水平点实验。零水平点指各因素水平均为平均值的实验点,通常应重复多次以减小噪声和变异性的影响,但以仿真模型为实验对象时各次的结果将完全相同;星号点指某一因素取高/低水平的倍数 m_i ,其余因素为零水平的实验点。

为使轴承寿命受到较大削弱,将各轴承游隙的高、低水平分别设置为 $300\text{ }\mu\text{m}$ 和 $-300\text{ }\mu\text{m}$,并将各轴承游隙按照表 4 进行编码。考虑到游隙过大易使仿真模型产生收敛性问题,取 $m_i=2$;同时为使回归方程的系数数量级合理,将高、低水平标准化后记作 -1 和 1 。对于 5 个因素的中心复合设计,共包括 32 次全因子实验,10 次星号点实验和 10 次零水平点实验,共运行仿真 43 次。

表 4 因子水平表

Table 4 Table of levels for each factor

因素	对应轴承	水平	
		-1	1
A	输入轴前轴承	-300	300
B	差速器壳右轴承	-300	300
C	差速器壳左轴承	-300	300
D	小齿轮轴后轴承	-300	300
E	小齿轮轴前轴承	-300	300

轴承游隙的变动同时影响着轴系上振动的传递以及驱动桥系统的耦合模式,因此,在不同的游隙组合下,桥壳表面振动响应峰值的数量、频率和幅值均会发生变化,无法使用单一峰值反映振动响应的大小。本文使用 $210\sim 300\text{ Hz}$ 频带内锥齿轮阶次切片的 RMS 值作为代替的响应量,这一频带与驱动桥在常用工况下的齿频范围基本重合,同时也是异响问题的多发频带。根据中心复合实验的结果拟合桥壳振动响应关于轴承游隙的回归模型,得到式(4)所示的轴承游隙-LPPTE 回归方程

$$\begin{aligned} \text{RMS} = & 15.153 + 3.953A + 1.634B + 1.612C + \\ & 2.844D + 2.681E + 1.777A^2 + 1.112B^2 + \\ & 1.109C^2 + 0.790D^2 + 0.811E^2 - 0.194AB - \\ & 0.2AC + 1.114AD + 1.099AE + 0.771BC + \\ & 0.331BD + 0.296BE + 0.343CD + \\ & 0.304CE - 0.002DE \end{aligned} \quad (4)$$

2.2 结果分析

首先绘制响应面回归模型的标准化效应图。第 i 个回归项的标准化效应 B_i 定义为其主效应与样本标准差之比,数学表示为:

$$B_i = \beta_i / \sigma_i \quad (5)$$

式中: β_i 为回归项的主效应,即其在回归方程中的系数; σ_i 为回归项取值的标准差,来自拟合回归模型使用的数据组。

随后,运行标准化效应的 t 检验,通过各项对应的 t 值和 p 值判断其显著性,显著性水平取 $\alpha=0.05$ 。

图 12 展示了式(4)对应的标准化效应图,图中虚线表示达到显著性水平所需的标准化效应值,在其之上的项即被认为显著。

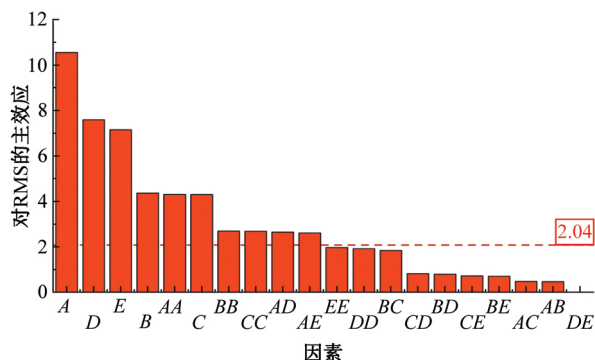


图 12 桥壳振动响应的标准化效应图

Fig. 12 Normalized effects on vibration response at axle housing

分析图 12 可以看出,二次项中 A 、 B 、 C 的二次项,以及 A 与 D 、 E 之间的交互作用显著。参考主因素的标准化效应排序,认为输入轴上的游隙值对主减测点振动响应的影响最大,小齿轮轴次之,差速器壳轴承的游隙的影响最小。造成这一差异的原因一方面是输入轴、小齿轮轴的轴承均直接安装在主减速器上,靠近振动响应的测点;另一方面是在仿真中差速器总成、同步器与半轴的整体质量较大,刚度改变对其局部模态的影响较另外两轴小,振动响应的变化也相应减小。

图 13 展示了各因素的主效应图。振动响应在游隙取正值时普遍较小,说明对所研中桥总成

来说,适当的游隙有利于降低桥壳的辐射噪声。其中 A 、 B 、 C 的极小值在建模时设定的游隙范围内, D 、 E 的极小值位于星号点附近,在游隙的正常取值范围内呈单调递减趋势。结合标准化效应的排序与主效应图,可以将振动响应对各因素敏感度排序为 $A > D > E > B > C$ 。

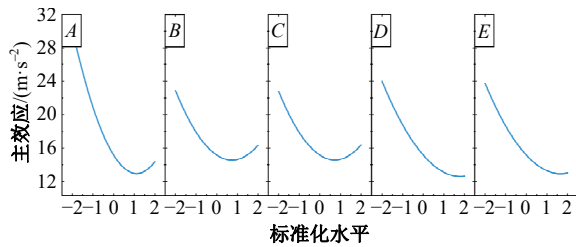


图 13 轴承游隙对振动响应的主效应图

Fig. 13 Plot of main effect of bearing clearance on vibration response

2.3 考虑轴承寿命的锥轴承游隙优化设计

以上分析中游隙的取值只考虑了其对振动的影响,根据实际的使用环境,游隙的调整将受到一定的限制。其中之一就是轴承的疲劳寿命,过大和过小的游隙均会造成轴承疲劳寿命的损失。特别是小齿轮轴上轴向承载能力较弱的球轴承,在同轴的锥轴承游隙变动时更易出现寿命问题。

首先,在各游隙值均取 0 时运行仿真,得到参与响应曲面建模的各轴承与小齿轮轴球轴承的基本额定寿命 L_{10h} ,结果如图 14 所示。商用车驱动桥中轴承的预期使用寿命 L'_{10h} 一般不应小于 $1E6$,在未调整轴承游隙时,小齿轮轴球轴承的疲劳寿命已经存在问题,应该在优化振动响应时考虑其疲劳因素。

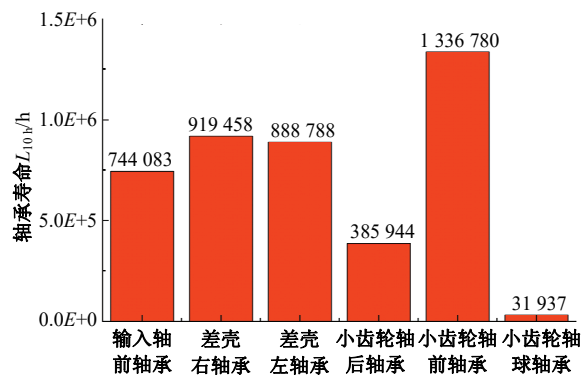


图 14 原始状态下主要轴承疲劳寿命条形图

Fig. 14 Fatigue life of bearings in their original state

同样使用响应曲面方法拟合小齿轮轴球轴承关于锥轴承游隙的回归方程,在进行 2.2 节中所述中心复合设计时,同时记录小齿轮轴球轴承的

L_{10h} 值,得到的回归方程见式(6):

$$L_{10h} = 41\,981 + 16\,319A - 41\,176B - 18\,640C + 100\,098D + 139\,643E + 4\,373A^2 + 4\,753B^2 + 5\,003C^2 + 13\,111D^2 + 86\,046E^2 - 9\,055AB - 4\,276AC + 18\,406AD + 19\,268AE - 18\,699BC - 48\,516BD - 47\,583BE - 22\,396CD - 21\,823CE + 111\,824DE$$

(6)

标准化效应图与主效应图如图 15 与图 16 所示。分析图中数据可知,因素 A 、 C 对响应的影响较不显著,剩余因素中, E 、 D 及其交互作用为影响疲劳寿命响应的最突出。当小齿轮轴上游隙为负值,即对锥轴承施加预紧以分担更多轴向载荷时,球轴承的 L_{10h} 值较高。

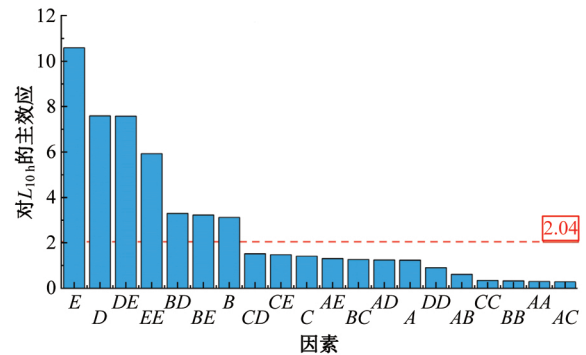


图 15 球轴承疲劳寿命的标准化效应图

Fig. 15 Normalized effects on fatigue life of ball bearing

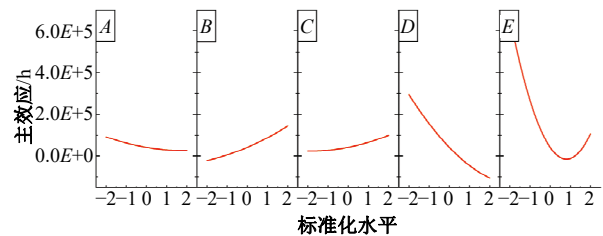


图 16 轴承游隙对球轴承疲劳寿命的主效应图

Fig. 16 Plot of main effect of bearing clearance on fatigue life of ball bearing

图 17 展示了因素 E 、 D 之间的交互作用,模型的拟合值曲线随 D 的增大而整体向右移动,说明二者之间的交互作用主要以其加和的形式表现,当小齿轮轴上的总游隙固定时,球轴承的 L_{10h} 值基本处在同一水平。

根据式(4)与式(6),制订同时考虑振动与球轴承寿命的锥轴承游隙优化方案。以式(4)为目标函数,因素 A 至 E 为设计变量,各因素的取值范围及式(6)作为约束条件,以剔除球轴承寿命不符合要求的解。构建的优化模型的数学表示为:

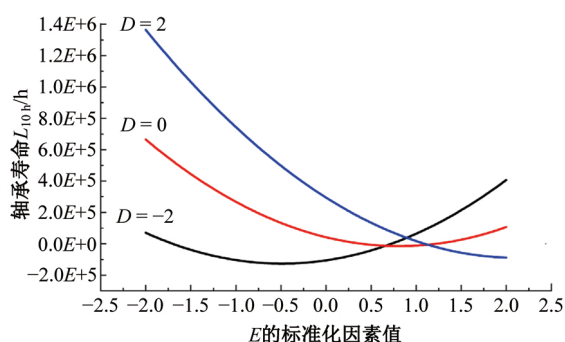


图 17 锥轴承 2 与 3 的游隙的交互作用

Fig. 17 Interaction of clearance of bearings 2 and 3

$$\begin{aligned} & \min \text{RMS}(A, B, C, D, E) \\ & \text{s. t. } -1 \leq A, B, C, D, E \leq 1 \\ & L_{10h} > 100\,000 \end{aligned} \quad (7)$$

使用人工鱼群算法 (Artificial fish swarm algorithm, AFSA)^[19] 对上述数学模型进行寻优。将寻优得到的最优解由标准化水平换算回游隙的实际取值,运行仿真以验证 RMS 与 L_{10h} 的拟合值,结果如表 5 与表 6 所示。拟合回归模型与原模型之间表现出了较好的一致性。

表 5 人工鱼群算法寻优结果

Table 5 Results of optimization of AFSA

轴承游隙代号	A	B	C	D	E
取值/ μm	300	235	204	23	-50.6

表 6 人工鱼群算法寻优的仿真验证

Table 6 Validation of result of AFSA

参数	拟合值	仿真值
10 阶振动 RMS 值/ $(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	12.05	13.21
球轴承寿命 L_{10h}/h	100\,000.2	105\,521.8

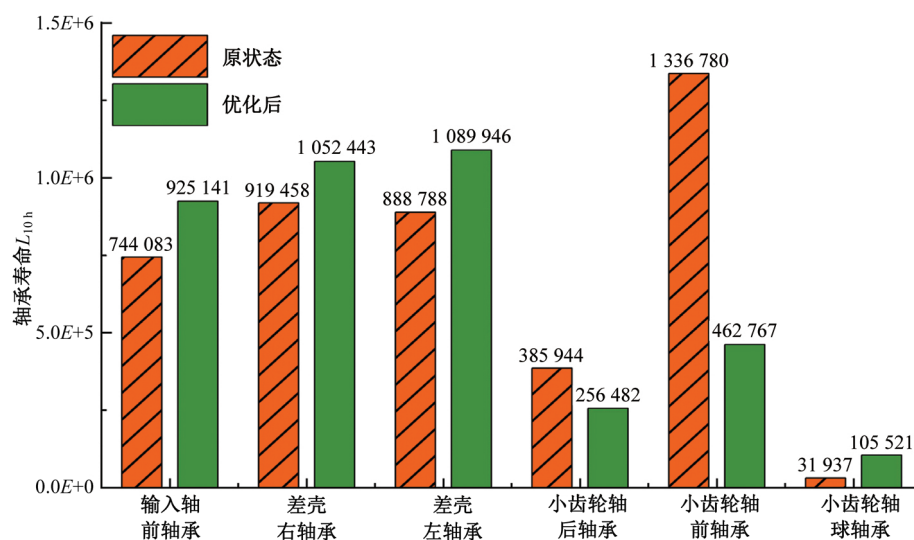


图 19 优化前后主要轴承疲劳寿命对比

Fig. 19 Fatigue life of bearings before and after optimization

图 18 展示了优化前、后 10 阶振动在 210~300 Hz 的切片图。经过轴承游隙的调整,振动峰值降低了 9.6 m/s^2 ,且频率降低了 1 Hz 左右,这主要是由于正的游隙值降低了系统刚度,从而改变了总成的耦合模态。

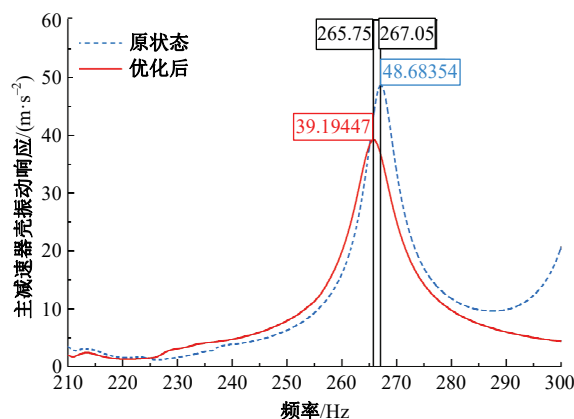


图 18 优化前、后锥齿轮 10 阶振动切片

Fig. 18 10th-order vibration section on main drive housing before and after optimization

将优化后的各轴承基本额定寿命加入图 14 作为对比,如图 19 所示,小齿轮轴球轴承的基本额定寿命已经满足要求。同轴的锥轴承寿命有所缩短,但仍大于额定寿命与提升后的球轴承寿命,未产生新的轴承寿命问题,也未影响对球轴承寿命的优化效果。其余轴承的疲劳寿命则略有延长。综上所述,优化后小齿轮轴锥轴承的疲劳寿命退化在可接受范围内,使用响应曲面回归方法建立的代理模型可以满足驱动桥壳体表面振动响应优化的需求,优化后振动响应与轴承的疲劳寿命均获得了一定的提升。

3 结 论

(1)建立了商用车中驱动桥总成的动力学仿真模型,以解决驱动桥啸叫这一系统性的振动噪声问题。并运用一种改进的测试系统直接采集中桥小齿轮轴和差速器壳上的转速波动。经过锥齿轮传递误差试验和仿真的验证,所建立的模型可以令人满意的精度反映桥总成的振动特性。

(2)基于响应曲面方法研究了中桥总成中 5 处游隙可调的锥轴承对桥总成振动噪声的影响。结果显示,由于距离较近以及所在轴质量较轻,模态容易改变,主减速器壳上的振动响应与输入轴、小齿轮轴上的锥轴承游隙相关性最强;为轴承预留适当的游隙将有利于减弱振动响应;小齿轮轴球轴承的疲劳寿命与所在轴上的游隙值总和相关,当小齿轮轴上总游隙量为负时,由于锥轴承承受了轴向载荷而使球轴承的疲劳寿命延长。

(3)建立了分析总成中轴承预紧调整的一般流程,即首先建立总成模型以反映其动、静态特性,并对各优化目标的指标进行仿真。以仿真代替正交实验,建立各优化目标的多项式代理模型,以此为基础进行轴承预紧方案的优化设计。经过仿真模型的验证,使用这一流程制订的优化方案能够明显降低桥壳表面的 10 阶振动加速度,并有效延长了小齿轮轴球轴承的疲劳寿命。当需要考虑模型中的其他指标或参变量时,同样可以按照本文所提流程进行相应的多目标优化。

参考文献:

- [1] 张靖,陈兵奎,吴长鸿,等.圆锥滚子轴承预紧力对变速器啸叫噪声的影响分析[J].中国机械工程,2013,24(11):1453-1458.
Zhang Jing, Chen Bing-kui, Wu Chang-hong, et al. Analysis of effect of taper roller bearing preload on gear whine in manual transmission[J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24(11): 1453-1458.
- [2] 刘国政,史文库,陈志勇.驱动桥啸叫试验与降噪措施研究[J].传动技术,2021,35(4):19-23.
Liu Guo-zheng, Shi Wen-ku, Chen Zhi-yong. Test and Improvement of the drive axle whine[J]. Drive System Technique, 2021, 35(4): 19-23.
- [3] Lin C, Wang Y, Wang K, et al. Optimization of hypoid gear tooth profile modifications on vehicle axle system dynamics[C]//SAE Paper, 2019-1527.
- [4] 赖长发,聂少武,徐国祥,等.基于齿面拓扑修形的驱动桥主减齿轮啸叫分析与优化[J].机床与液压,2020,48(16):15-19.
Lai Chang-fa, Nie Shao-wu, Xu Guo-xiang, et al. Drive bridge main reducer gear whine analysis and optimization based on tooth surface topology modification[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2020, 48(16): 15-19.
- [5] Artoni A, Gabiccini M, Guiggiani M, et al. Multi-objective ease-off optimization of hypoid gears for their efficiency, noise, and durability performances[J]. J Mech Des, 2011, 133(12):No. 121007.
- [6] 郑煜圣.汽车驱动桥振动噪声分析与改进措施研究[D].长春:吉林大学汽车工程学院,2018.
Zheng Yu-sheng. Analysis and improvement measures of vibration and noise for automobile drive axle[D]. Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 2018.
- [7] 焦东风,刘志峰.汽车驱动桥NVH性能分析与优化[J].汽车工程,2020,42(2):240-249.
Jiao Dong-feng, Liu Zhi-feng. NVH Performance analysis and optimization of automobile drive axle[J]. Automotive Engineering, 2020, 42(2): 240-249.
- [8] 奚育宏.圆锥滚子轴承减振降噪技术[J].锻压装备与制造技术,2023,58(3):75-77.
Xi Yu-hong. Tapered roller bearing vibration and noise reduction technology[J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2023, 58(3): 75-77.
- [9] Turek P, Skoczyński W. Model research on the influence of bearing preload change on the frequency and form if natural vibrations of the spindle system[J]. Advances in Science and Technology Research Journal, 2020, 14(4): 284-297.
- [10] Gunduz A, Dreyer J, Singh R. Effect of bearing preloads on the modal characteristics of a shaft-bearing assembly: experiments on double row angular contact ball bearings[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 31:176-195.
- [11] Bal H, Ateş K, Karaday T, et al. Effect of preload on the vibrations of EHL angular contact ball bearings: theoretical and experimental results[J]. Lubricants, 2022, 10(3):No. 46.
- [12] Gunduz A, Dreyer J, Singh R. Effects of preloads on vibration transmission through double row angular contact ball bearings[J]. International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2012, 8: 15-24.
- [13] 蔡鹏飞,赵旭恒,张绪文,等.基于Romax的卡车轮

- 毂轴承单元游隙计算[J]. 轴承, 2023(9): 24-27, 38.
- Cai Peng-fei, Zhao Xu-heng, Zhang Xu-wen, et al. Calculation on clearance of truck hub bearing units based on Romax[J]. Bearing, 2023(9): 24-27, 38.
- [14] 胡迪, 米承继, 刘祥环, 等. 新能源汽车减速器锥轴承预紧量研究[J]. 机电工程, 2022, 39(8): 1071-1079.
- Hu Di, Mi Cheng-ji, Liu Xiang-huan, et al. Preload study of tapered bearing for new energy vehicle reducer[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2022, 39(8): 1071-1079.
- [15] 汤春球, 曹甜马, 莫易敏, 等. 轴承游隙对驱动桥传动性能影响的试验探究[J]. 机械传动, 2015, 39(9): 142-145, 150.
- Tang Chun-qiu, Cao Tian-ma, Mo Yi-min, et al. Experimental research on the influence of bearing clearance on the transmission performance of driving axle[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2015, 39(9): 142-145, 150.
- [16] Migal V, Lebedev A, Shuliak M, et al. Reducing the vibration of bearing units of electric vehicle asynchronous traction motors[J]. Journal of Vibration and Control, 2020, 27(9-10): 1123-1131.
- [17] Ha H. Preload effects of a guide bearing on the metal temperature and the shaft vibration[J]. Journal of Tribol, 2001, 123(1): 144-150.
- [18] Liu J, Yan Y, Feng Q, et al. The analysis of influence of lateral free clearance of axle box bearings on heavy haul locomotive [C]//International Conference on Transportation Information and Safety, Wuhan, China, 2011: 2290-2297.
- [19] Yang J, Chen Z, Shi W, et al. Vibration control of commercial vehicle drive axles based on modification of helical gears[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023, 193: No. 110252.