

电驱动桥传动效率分析及多目标优化^{*}

郭年程¹, 孙浩南^{1,2}, 慕奇珉¹, 杨海¹, 高阳¹, 李伟²

(1. 山东大学机械工程学院 济南, 250061)

(2. 山东交通学院汽车工程学院 济南, 250357)

摘要 针对电驱动桥传动效率提升与齿轮啮合接触性能难以兼顾的问题, 基于多目标优化原理, 提出一种基于参数协同的齿轮系统性能集成多目标设计方法。首先, 通过分析电驱动桥功率损失来源, 明确影响传动效率的关键因素; 其次, 建立考虑壳体柔性的电驱动桥传动系统刚柔混合动力学模型, 并通过台架试验验证了模型的准确性; 然后, 以传动效率和啮合性能为协同优化目标, 对齿轮宏观参数(模数、齿数、螺旋角等)与微观修形参数进行多目标优化; 最后, 对优化前后的齿轮接触应力、传递误差及传动效率等指标进行对比分析。结果表明: 优化后齿轮系统在各工况下的综合性能均得到明显改善, 齿轮载荷分布更趋均匀, 偏载现象得到有效改善, 系统振动加速度显著降低。同时, 电驱动桥在全工况范围内的传动效率均得到提升, 功率损失最大降幅达 23.7%。本研究可为齿轮传动系统的优化设计提供有效参考与解决途径。

关键词 电驱动桥; 传动效率; 功率损失; 多目标优化

中图分类号 TH132.46

0 引言

节能减排是国家发展的重大战略, 而汽车尤其是重型汽车的电动化是实现节能减排的关键路径。电驱动桥传动系统结构复杂且实际运行中载荷多变, 系统变形加剧会恶化齿轮啮合状态, 导致偏载现象突出, 产生显著的功率损失。齿轮作为电驱动系统的核心部件, 其优化设计有助于改善啮合状态, 从而提升整个传动系统的效率^[1-3]。

在齿轮宏观参数优化方面, 目前研究主要集中在齿轮几何参数对效率、体积和噪声等性能的影响^[4-5]。宏观参数优化能够从几何设计层面改善齿轮承载能力和啮合特性, 是提升传动效率的重要手段, 但其对齿轮啮合接触状态及动态响应的改善仍存在一定局限^[6]。在微观修形优化方面, 现有研究多聚焦于降低齿轮传动过程中的振动与噪声, 同时兼顾接触应力和载荷分布的改善^[7-8]。微观修形在改善齿轮啮合接触状态、抑制动态激励以及降低系统振动噪声方面具有明显优势^[9]。但若缺乏与宏观参数的协同设计, 其优化效果仍会受到一定制约。

为进一步实现传动性能的整体提升, 部分学者开始关注齿轮宏观参数与微观修形参数的联合优

化^[10-11]。宏微观参数联合优化能够兼顾效率、接触性能及动态特性^[12], 相较于单一参数优化更具工程应用价值。然而, 现有相关研究大多采用先宏观、后微观的分步优化形式, 未能将宏观几何参数与微观修形参数置于统一框架下协同寻优。由于两类参数之间存在耦合关系, 分步优化容易导致设计空间的割裂, 使后续修形优化受前期宏观参数结果约束, 从而容易陷入局部较优解, 因此难以达到传动效率、接触性能及振动噪声的多目标全局最优结果。

当前针对传动系统效率优化的研究多集中于单级齿轮副, 而针对包含壳体、轴承及多级传动的完整电驱动系统研究仍较少。为此, 笔者以某电驱动桥为研究对象, 建立考虑壳体柔性的刚柔混合仿真模型, 开展兼顾传动效率、接触性能与系统振动响应的齿轮宏微观参数多目标协同优化, 以提升电驱动桥传动系统的综合性能, 为高效低噪电驱动系统设计提供理论依据与工程参考。

1 电驱动桥功率损失来源分析

传动效率直接取决于其功率损失的大小。图 1 为电驱动桥传动系统功率损失示意图。其损失可分为与负载相关的损失和与负载无关的损失^[13]。

^{*} 山东省重点研发计划资助项目(2024CXGC010301)

收稿日期: 2025-12-24; 修回日期: 2026-03-25

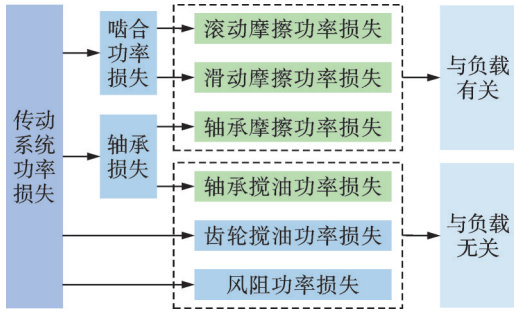


图1 电驱动桥传动系统功率损失示意图

Fig.1 Schematic diagram of power loss in the electric drive axle transmission system

1.1 齿轮啮合功率损失

根据齿轮热承载能力的德国计算标准(ISO/TR 14179-2),圆柱齿轮的功率损耗可根据慕尼黑大学的理论研究和试验结果进行计算,计算公式为

$$P_{\text{mesh}} = P_{\text{in}} H_v \mu_{\text{mz}} \quad (1)$$

其中: P_{mesh} 为啮合摩擦功率损失(kW); P_{in} 为输入功率(kW); H_v 为载荷系数; μ_{mz} 为平均摩擦因数。

斜齿轮载荷系数 H_v 的计算公式为

$$H_v = \left(\frac{\pi(i+1)}{z_1 i \cos \beta} \right) (1 - \epsilon_a + \epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) \quad (2)$$

其中: i 为传动比; z_1 为主动齿轮齿数; β 为螺旋角($^\circ$); ϵ_a 为端面重合度; ϵ_1 为啮入重合度; ϵ_2 为啮出重合度。

由于摩擦因数在啮合线上随工作条件的变化较小,为简化计算,通常可假定为一个平均摩擦因数。平均摩擦因数是齿轮副在啮合过程中齿廓各点处的摩擦因数的平均值,可近似为节点处的摩擦因数。其计算公式为

$$\mu_{\text{mz}} = 0.048 \left(\frac{F_{\text{tb}}/b}{v_{\text{sc}} \rho_{\text{redC}}} \right)^{0.2} \eta_{\text{oil}}^{-0.05} R_a^{0.25} \gamma \quad (3)$$

其中: v_{sc} 为节圆速度(m/s); ρ_{redC} 为节点处的曲率半径(m); F_{tb} 为基圆圆周力(N); η_{oil} 为润滑油动力黏度(mm^2/s); R_a 为齿面粗糙度(μm); γ 为润滑油的影响因子。

1.2 轴承损失

目前,轴承功率损失研究通常采用Harris提出的经验公式^[14]进行摩擦力矩估算。轴承总损失 P_b 可表示为

$$P_b = \frac{(M_0 + M_1)n_b}{9549} \quad (4)$$

其中: M_0 为与非载荷引起的摩擦力矩($\text{N}\cdot\text{m}$); M_1 为载荷引起的摩擦力矩($\text{N}\cdot\text{m}$); n_b 为轴承转速(r/min)。

M_0 与润滑油的运动黏度、轴承类型以及轴承转速有关,其经验公式为

$$M_0 = \begin{cases} 10^{-10} f_0 d_m^3 (vn)^{2/3} & (vn \geq 2000) \\ 1.6 \times 10^{-8} f_0 d_m^3 & (vn < 2000) \end{cases} \quad (5)$$

其中: f_0 为与润滑和轴承类型有关的系数; v 为润滑油的运动黏度(mm^2/s); n 为轴承的工作转速(r/min); d_m 为轴承节圆直径(mm)。

由于 M_0 与轴承转速的大小有关,所以需要对 M_0 分类计算。

M_1 与轴承的当量动载荷有关,表示为

$$M_1 = \frac{f_1 (P_1)^a (d_m)^b}{1000} \quad (6)$$

其中: f_1 为综合考虑轴承尺寸结构以及所承受载荷大小的系数; P_1 为轴承的径向当量动载荷(N); a 和 b 为载荷变动系数,深沟球轴承系数取值为1,不同类型轴承的取值可查表确定。

计算滚动轴承当量动载荷前,需要进行斜齿轮传动受力分析,如图2所示。根据力的平衡条件将法向力分解为圆周力 F_t 、径向力 F_r 和轴向力 F_a 。

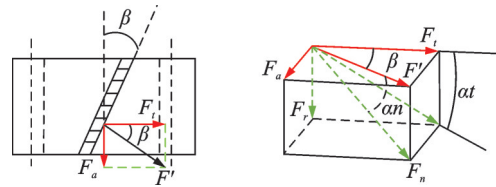


图2 斜齿轮传动受力分析

Fig.2 Force analysis of helical Gear transmission

在计算出所有轴承的轴向力和径向力之后,即可进行当量动载荷的计算,计算公式为

$$A = XF_r + YF_a \quad (7)$$

其中: X 为径向载荷系数; Y 为轴向载荷系数,这2种载荷系数可通过查阅机械设计手册来确定。

1.3 搅油与风阻功率损失

Laruelle等^[15]通过试验测试了齿轮的搅油损失,并将测试结果与文献中的搅油损失预测公式进行了比较,发现ISO/TR 14179-2给出的齿轮搅油损失计算公式更接近于实验结果。搅油损失计算公式可表示为

$$P_L = T_H \omega \quad (8)$$

其中: ω 为旋转速度(rad/s); T_H 为搅动扭矩($\text{N}\cdot\text{m}$), $T_H = C_{\text{sp}} C_1 e^{C_2(v_t/v_{t0})}$; C_{sp} 为溅油系数; C_1 为齿宽的影响系数; C_2 为浸油深度影响系数; v_t 为节圆处的圆周速度, $v_{t0} = 10 \text{ m/s}$ 。

风阻功率损失涉及复杂流体力学理论,文献[16]通过对多类型齿轮试验数据进行拟合,得到了不同齿轮模数下的风阻损失 P_w 的经验公式。

当斜齿轮法向模数为 1 时,即

$$P_w = 2.9\rho\omega^3\left(\frac{d_a}{2}\right)^{3.61}m_n^{0.96}b^{0.42}$$

(9)

当斜齿轮法向模数介于 1.25~4 之间时,即

$$P_w = 2.9\rho\omega^3\left(\frac{d_a}{2}\right)^{3.51}m_n^{1.06}b^{0.42}$$

(10)

当斜齿轮法向模数为 5 时,即

$$P_w = 2.9\rho\omega^3\left(\frac{d_a}{2}\right)^{3.42}m_n^{1.16}b^{0.42}$$

(11)

其中: ρ 为标准状态下的空气密度 (kg/m^3); m_n 为斜齿轮的法向模数 (mm)。

2 电驱动桥传动系统建模与验证

2.1 齿轮减速系统建模

根据齿轮传动系统的基本参数,本研究建立的电驱动桥传动系统仿真模型如图 3 所示。功率流走向如图 4 所示。该模型主要由两级圆柱斜齿轮减速系统、行星齿轮减速系统、差速器和换挡机构组成,其中,两级圆柱斜齿轮减速系统的齿轮副宏观参数如表 1 所示。

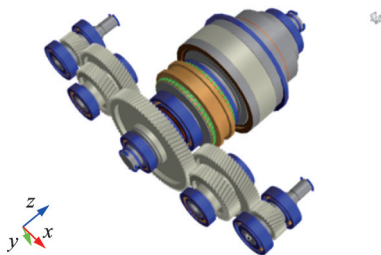


图 3 电驱动桥传动系统仿真模型
Fig.3 Model of electric drive axle transmission system

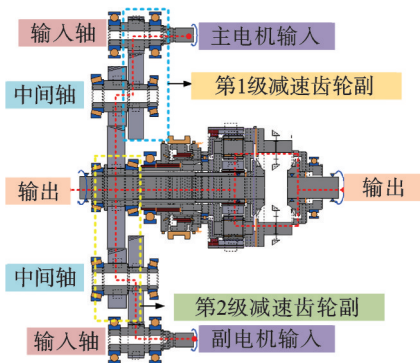


图 4 功率流走向
Fig.4 Power current direction

表 1 齿轮副宏观参数
Tab.1 Macroscopic parameters of the gear pair

宏观参数	第 1 级(主/从)	第 2 级(主/从)
齿数	30/71	41/84
法向模数/mm	2.25	2.75
螺旋角/(°)	18	15
压力角/(°)	20	20
中心距/mm	119	178
齿宽/mm	32/30	37/35
变位系数	0.245 8/−0.452 9	0.184 5/−0.162

在高转速、大扭矩的工作环境下,电驱动桥壳体的弹性变形会改变齿轮的啮合位置和轴承的对中状态,导致齿轮出现啮合错位,从而产生额外的摩擦损耗与振动噪声。由于传统的刚性壳体假设已无法满足电驱动桥高精度开发的需求,因此必须采用刚柔混合的仿真模型,才能更真实地预测效率并优化设计。

为提升建模精度,须定义准确的边界条件。笔者通过 Hypermesh 软件,采用四面体网格对桥壳进行几何清理、网格划分、并设定材料属性和边界条件,再将其导入动力学建模软件进行缩聚,最终建立的电驱桥传动系统刚柔混合模型如图 5 所示。

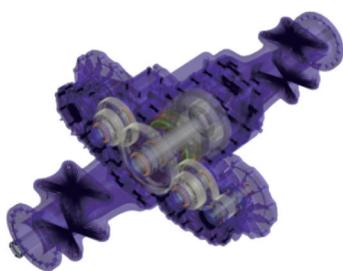


图 5 电驱桥传动系统刚柔混合模型
Fig.5 The rigid-flexible hybrid model of the electric drive bridge transmission system

2.2 传动效率仿真与试验验证

为验证仿真模型的准确性,本研究将电驱动桥总成安装在测功机台架上进行传动效率测试。电驱动桥测试台架如图 6 所示。其中:润滑油牌号为 SAE 75W-90,油面高度保持在桥中心线下方 45 mm 处。在输入转速为 1 000~8 000 r/min 和输入扭矩为 200~700 N·m 的各工况下进行效率测试。台架测试与仿真的效率云图对比如图 7 所示。

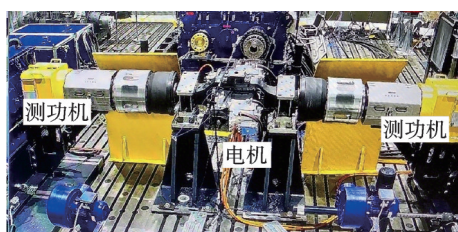
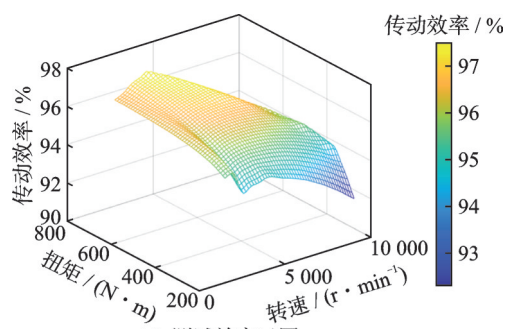


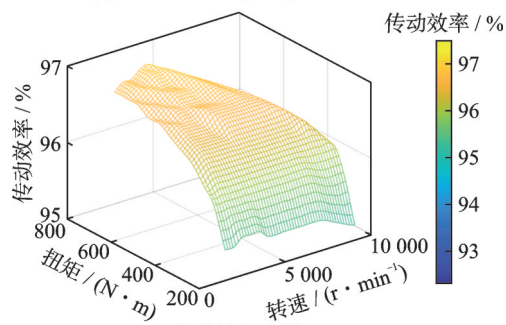
图6 电驱动桥测试台架

Fig.6 Electric drive axle test bench



(a) 测试效率云图

(a) Test efficiency map chart



(b) 仿真效率云图

(b) Simulation efficiency map diagram

图7 台架测试与仿真的效率云图对比

Fig.7 Test and simulation efficiency map chart comparison

为更直观地对比仿真和试验数据,笔者进行了传动效率误差统计。图8为效率误差统计图。结果显示,当转速较高时,仿真和试验结果存在一定偏差。这主要是由于高转速下油膜动态变化难以预测,同时高速运转带来的温升变化和测试环境的干扰也会对试验结果产生影响。

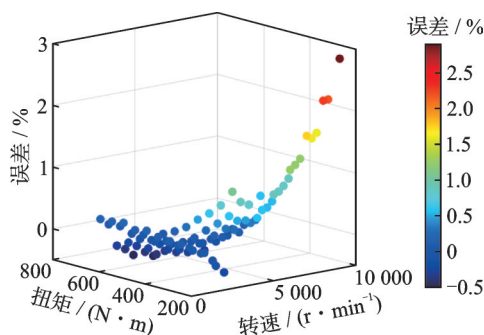


图8 效率误差统计图

Fig.8 Efficiency error statistical chart

通过对比分析可知,仿真效率在主要工况区间内与试验数据吻合度较高,效率变化具有良好的一致性。除极限仿真工况外,绝对误差不超过1.5%,大部分工况的绝对误差约为0.2%,从而验证了仿真模型的准确性。

3 电驱动桥齿轮参数多目标优化

笔者以电驱动桥两级减速齿轮为研究对象,对其宏观参数进行多目标协同优化设计,旨在实现传动效率提升的同时,改善齿轮啮合接触性能,使传动效率与其他性能达到有效平衡,最终实现传动系统性能的整体提升。

3.1 目标函数

3.1.1 功率损失最小化

以功率损失评价传动效率时,齿轮系统的最高效率意味着功率损失最小。

$$P_l = P_1 + P_2 \quad (12)$$

其中: P_l 为总功率损失; P_1 为第1级减速齿轮的功率损失; P_2 为第2级减速齿轮的功率损失。

3.1.2 传递误差峰峰值最小化

有效抑制传递误差的波动,能够从根源上降低齿轮传动的动态激励。由于齿轮噪声的计算通常非常复杂且耗时,因此优化中并未直接将齿轮振动噪声作为设计目标,而是选择传递误差峰峰值作为改善系统噪声、振动与声振粗糙度(noise, vibration and harshness,简称NVH)性能的设计目标。

传递误差峰峰值的定义为

$$\Delta T_e = \max(T_e(t)) - \min(T_e(t)) \quad (13)$$

其中: T_e 为一个完整啮合周期内的瞬时传递误差时变曲线。

传递误差受齿轮宏观与微观参数的共同影响。对于齿宽来说,适当增大齿宽可提高啮合刚度、减小弹性变形,从而在一定范围内降低传递误差。但齿宽增加又会加剧搅油损失,这与以功率损失最小的优化目标形成核心矛盾。因此,若在优化过程中仅追求效率,优化结果往往会导致传递误差增大,进而加剧系统振动噪声。

基于此,笔者在传动效率多目标优化中,将传递误差峰峰值作为优化目标之一,以有效权衡效率与振动噪声。

3.1.3 斜齿轮的总体积最小化

齿轮体积的最小化可以减轻重量,从而降低能耗。由立体几何知识可得出啮合圆柱斜齿轮副的体

积函数为

$$V=\frac{\pi b}{4}\frac{m_n^2(z_1^2+z_2^2)}{\cos^2\beta}\tag{14}$$

其中： m_n 为法向模数； z_1 为主动齿轮齿数； z_2 为从动齿轮齿数； β 为螺旋角。

3.1.4 齿面载荷分布均匀化

控制齿面载荷均匀分布是保证齿轮齿面接触强度和可靠性的关键。齿面载荷表示为

$$A_{ca}=K_A K_V K_a K_{\beta}\frac{F_n}{L}\tag{15}$$

其中： K_A 为使用系数； K_V 为动载系数； K_a 为齿间载荷分配系数； K_{β} 为齿向载荷分配系数； F_n 为轮齿法向载荷； L 为齿面接触线长度。

3.2 设计变量

3.2.1 齿轮宏观参数设计变量

根据功率损失来源分析可知,齿面粗糙度、齿宽、压力角、螺旋角、传动比、模数、变位系数及润滑油黏度等因素均会影响功率损失。为量化各因素的影响程度,笔者通过敏感度分析方法识别关键损耗因子,为后续的优化提供参考依据。传动比和模数因在初始设计阶段已确定,故未纳入本次敏感度分析。敏感度分析结果如图 9 所示。

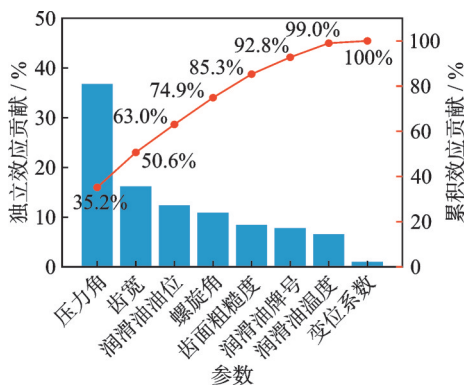


图 9 敏感度分析结果

Fig.9 Results of sensitivity analysis

根据敏感度分析结果,压力角的敏感度最高(约为 0.35),其次为齿宽。因此,压力角与齿宽对功率损失的影响最为显著,是电驱动桥传动效率优化的关键对象。考虑到润滑油参数并非本研究重点,且螺旋角对齿轮重合度与轴向力具有重要影响,进而影响振动噪声及传动平稳性。因此,本研究最终选择齿宽、压力角和螺旋角 3 个参数作为优化变量。

根据《齿轮设计手册》并结合本研究涉及的传动系统布置空间与承载能力要求,齿轮宏观参数优化

范围如下:齿宽为 20~50 mm;压力角为 15~25°;螺旋角为 8~25°。

3.2.2 齿轮微观修形参数设计变量

本研究采用齿向修形与齿廓修形相结合的方法,选定齿向斜度、齿向鼓形量、渐开线斜度和渐开线鼓形量这 4 个参数作为齿轮修形的优化变量。根据 ISO 6336-1:2006《齿轮承载能力计算》中对修形量的建议范围及相关文献[17-18],笔者确定的齿轮微观修形参数设计变量范围如下:齿向斜度为 -20~20 μm ;齿向鼓形量为 0~20 μm ;渐开线斜度为 -20~20 μm ;渐开线鼓形量为 0~20 μm 。

3.3 优化流程

笔者提出的齿轮宏微观参数多目标优化流程图 10 所示。

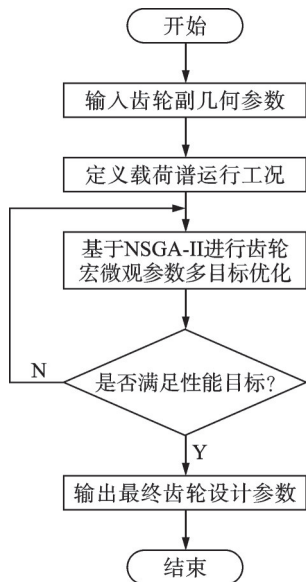


图 10 齿轮宏微观参数多目标优化流程

Fig.10 Flowchart for multi-objective optimization of macro and micro parameters of gears

综合考虑优化精度与计算时间成本,笔者采用非支配排序遗传算法进行优化,将种群规模设为 50,最大进化代数设为 20。优化过程共进行 1 000 次方案评估,直至满足收敛条件,此时种群达到最大迭代次数并均匀分布,相对改善率达到阈值。

4 优化结果分析

为验证笔者提出方法的有效性,从齿轮接触应力、传递误差和传动效率 3 个方面对优化前后的齿轮传动性能进行分析。优化后的齿轮副宏微观参数如表 2 所示。

表 2 优化后的齿轮副宏观参数		
Tab.2 The macro and micro parameters of the optimized gear pair		
齿轮参数	第 1 级(主/从)	第 2 级(主/从)
齿宽/mm	32/34.06	30.71/30.93
压力角/(°)	24.25	21.05
螺旋角/(°)	12.78	16.78
齿向斜度/ μm	0.042	-0.020
齿向鼓形量/ μm	0.216	0.151
渐开线斜度/ μm	0.959	1.02
渐开线鼓形量/ μm	0.115	0.901

4.1 齿轮接触应力分析

结合电机最大转矩(500 N·m)工作特性及整车实际工作环境,设定转速为 6 000 r/min,输入转矩分别为最大转矩的 25%、50%、75%、100%,依次记为工况 1~4。对优化前后、不同输入转矩下的齿轮接触应力进行对比分析。

4 种工况下优化前后的齿轮接触应力对比如表 3 所示。从表可知,4 种工况下各级减速齿轮的最大接触应力均明显降低,最大降幅为 26%(工况 4),优化效果显著。

表 3 齿轮接触应力对比			
Tab.3 Comparison of contact stress of gears MPa			
分析指标	工况	优化前	优化后
第 1 级减速齿轮副	1	684	560
	2	992	783
	3	1 235	958
	4	1 494	1 106
第 2 级减速齿轮副	1	592	523
	2	830	751
	3	1 016	951
	4	1 206	1 154

以该电驱动桥的高速巡航典型工况(工况 1)为例,通过微观几何接触分析,得到了齿轮参数优化前、后各级齿轮的最大接触应力分布。齿轮宏微观参数协同优化前、后的第 1 级和第 2 级减速齿轮接触应力分别如图 11、12 所示。

分析结果表明,优化前齿轮接触应力较大且存在严重偏载,优化后齿面接触应力显著降低且分布更为均匀,有效降低了齿轮疲劳失效的风险。

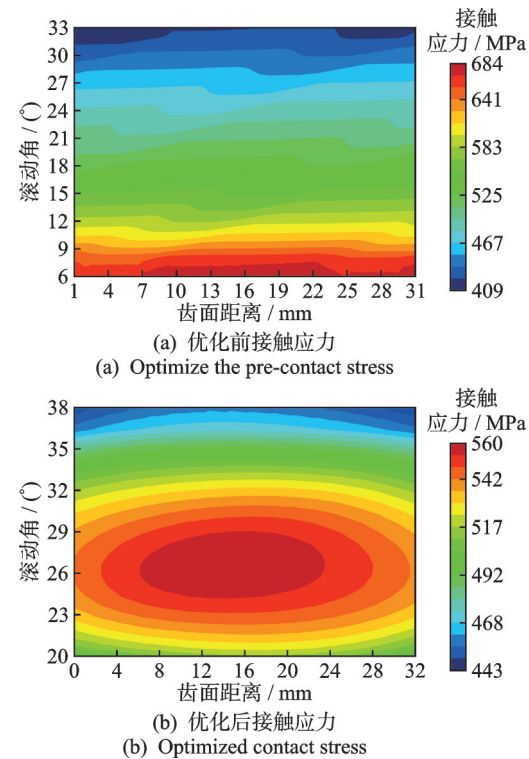


图 11 第 1 级减速齿轮接触应力

Fig.11 Contact stress of the first-stage reduction gear

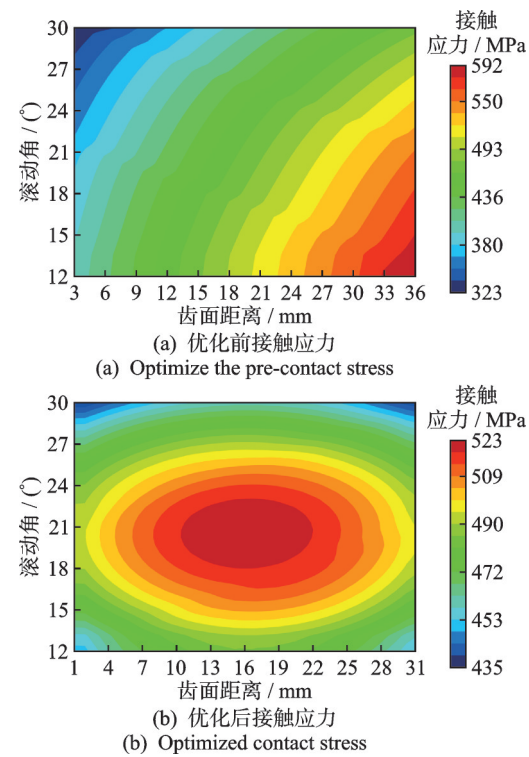


图 12 第 2 级减速齿轮接触应力

Fig.12 Contact stress of the second-stage reduction gear

4.2 传递误差分析

各工况下第 1 级和第 2 级齿轮副优化前后传递误差峰峰值对比如表 4 所示。可见,4 种工况下各级

减速齿轮的传递误差峰峰值均明显降低。

表 4 传递误差峰峰值对比

Tab.4 Peak-to-peak comparison of transfer error μm			
分析指标	工况	优化前	优化后
第 1 级减速齿轮副传递误差峰峰值	1	0.164	0.042
	2	0.318	0.036
	3	0.479	0.031
	4	0.678	0.026
第 2 级减速齿轮副传递误差峰峰值	1	0.104	0.049
	2	0.206	0.078
	3	0.305	0.140
	4	0.403	0.327

以高速巡航典型工况(工况 1)为例,图 13 和图 14 分别为优化前后第 1 级和第 2 级减速齿轮副传递误差曲线。优化前的传递误差曲线存在明显的波动与突变,峰峰值较大,说明在啮合过程中存在显著的冲击与不平稳现象。优化后的传递误差曲线则变得更光滑、平稳,周期性波动大幅减弱。

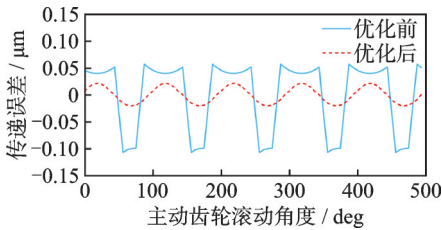


图 13 优化前后第 1 级减速齿轮副传递误差曲线
Fig.13 Optimize the transmission error of the first-stage reduction gear pair before and after

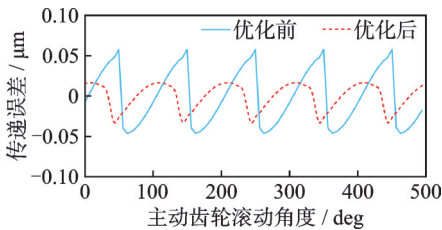


图 14 优化前后第 2 级齿轮副传递误差曲线
Fig.14 Optimize the transmission error of the second-stage reduction gear pair before and after

为进一步验证优化后的系统振动情况,本研究选取图 5 所示的输出轴节点(5 和 6 号)处对应的滚动轴承(8 和 9 号)进行振动加速度分析。第 1 级和第 2 级减速齿轮谐波激励下的振动加速度如图 15、16 所示。在第 1 级和第 2 级减速齿轮谐波激励作用下,优化后两测点的轴承振动加速度矢量振幅整体均有所下降,曲线波动趋于平缓,表明所提出的优化方案能够有效抑制系统振动响应。

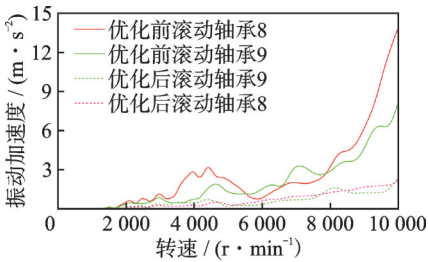


图 15 第 1 级减速齿轮谐波激励下的振动加速度
Fig.15 The vibration acceleration under harmonic excitation of the first-stage reduction gear

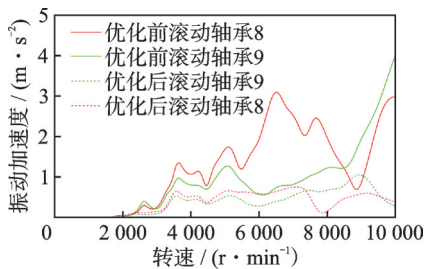


图 16 第 2 级减速齿轮谐波激励下的振动加速度
Fig.16 The vibration acceleration of the second-stage reduction gear under harmonic excitation

综上所述,经齿轮宏微观参数优化后,由于传递误差峰峰值大幅减小,因此齿轮在传动过程中的动态激励源被有效削弱,从而减弱了齿轮箱的振动加速度和结构辐射噪声。

4.3 传动效率分析

优化后的传动效率云图如图 17 所示。可以看出,优化后的效率等高线整体向高效率区域移动,尤其在高转矩、中高转速的常用工况区间,形成了显著的高效率区。

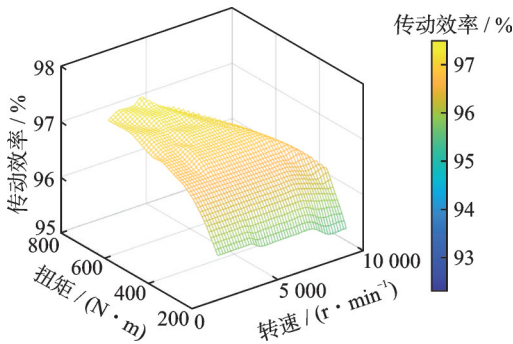


图 17 优化后传动效率云图
Fig.17 Optimized transmission efficiency map

电驱动桥传动系统在全工况下的优化后功率损失降幅如图 18 所示。结果表明,优化后全工况范围内的功率损失均有所降低,最大降幅约为 23.7%。其中,在低转速、高转矩工况下的功率损失降幅最为显著,

最大降幅对应工况分别为驱动转速为 1 000 r/min、扭矩为 700 N·m。该最大降幅工况下的功率损失对比如表 5 所示。由于低转速、高扭矩下系统损耗主要以负载相关损耗为主,而齿轮宏微观参数优化主要针对啮合过程中的摩擦损耗,因此效率提升更为明显。相比之下,高转速工况下搅油等与负载无关的损耗占比较大,故功率损失降幅相对有限。

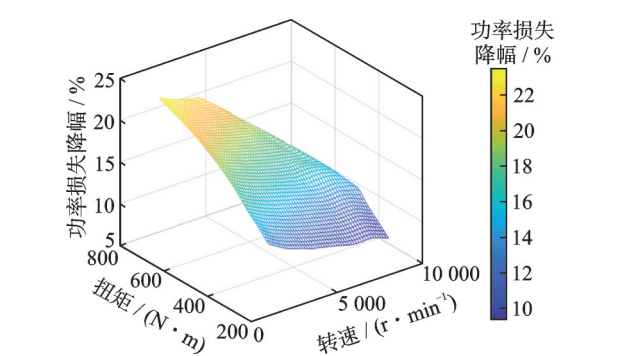


图 18 优化后功率损失降幅
Fig.18 Optimized power loss reduction

表 5 最大降幅工况下的功率损失对比

Tab.5 Comparison of power loss under maximum reduction conditions

功率损失类别	优化前	优化后
齿轮啮合功率损失	1.17	0.83
齿轮搅油功率损失	0.06	0.06
总轴承损失	0.49	0.42
系统总功率损失	1.73	1.32

以该款电驱动桥的高速巡航典型工况(工况 1)为例进行功率损失的深入分析,此工况为其常用运行条件。优化前后高速巡航工况功率损失对比如表 6 所示。

表 6 高速巡航工况功率损失对比

Tab.6 Power loss comparison under high-speed cruising conditions

功率损失类别	优化前	优化后
齿轮啮合功率损失	1.46	1.03
齿轮搅油功率损失	0.54	0.55
总轴承损失	2.86	2.72
系统总功率损失	4.87	4.31

结果表明,经齿轮宏微观参数协同优化后,该工况下电驱动桥传动系统总功率损失降低了 560 W。其中,齿轮啮合功率损失的降幅达 29.5%,是效率提

升的主要原因。这是由于通过齿轮宏观参数与微观修形,改善了齿轮啮合接触路径与载荷分布,降低了齿面间的摩擦损耗。此外,轴承损失降低了 4.9%,齿轮总质量减少了 0.38 kg,降幅约为 3.1%,表明该优化方案在提升效率的同时也实现了轻量化。

5 结 论

- 1) 为建立准确的传动效率仿真边界,笔者建立了考虑壳体柔性的电驱动桥传动系统刚柔混合仿真模型,并通过台架试验验证了仿真模型的有效性和计算精度。
- 2) 提出了齿轮宏微观参数协同优化设计方法,并进行了多目标优化设计。结果显示:优化后各工况下第 1 级和第 2 级减速齿轮的接触应力和传递误差峰峰值均有所降低,齿轮载荷分布更加均匀,偏载现象得到改善,系统振动加速度显著减小。同时,在主要工况区间内,电驱动桥的传动效率均得到有效提升,功率损失最大降幅为 23.7%。
- 3) 在高速巡航典型工况下的分析发现,齿轮啮合功率损失的降低是效率提升的主要原因,降幅可达 29.5%,同时轴承损失也降低了 4.9%,齿轮质量减小 3.1%。该研究成果为高性能电驱动桥的开发提供了一种有效的设计思路。

参 考 文 献

[1] WANG Q, HE D, GUI L J, et al. Numerical modeling and experimental validation of power loss and efficiency in an electric-drive axle system[J]. Journal of Automobile Engineering, 2025, 239(6): 2163-2174.

[2] 吴石, 赵成睿, 于广滨, 等. 基于循环功率流的变速器行星轮系效率分析[J]. 振动、测试与诊断, 2025, 45(1): 18-25.

WU Shi, ZHAO Chengrui, YU Guangbin, et al. Efficiency analysis of transmission planetary gear train based on cyclic power flow[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2025, 45(1): 18-25. (in Chinese)

[3] XU S W, LI J Q, ZHANG X P, et al. Research on optimal driving torque control strategy for multi-axle distributed electric drive heavy-duty vehicles[J]. Sustainability, 2024, 16(16): 7231-7231.

[4] KIM B S, CHUNG W J, KIM S, et al. Optimum design of planetary gear set using multi-objective optimization considering mass, power loss and transmission error[J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2024, 52(10): 7325-7348.

- [5] MILER D, ŽEŽELJ D, LONČAR A, et al. Multi-objective spur gear pair optimization focused on volume and efficiency[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 125: 185-195.
- [6] CHOI C H, AHN H, PARK Y J, et al. Influence of gear tooth addendum and dedendum on the helical gear optimization considering mass, efficiency, and transmission error[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 166: 104476.
- [7] 杨红波, 史文库, 陈志勇, 等. 基于某二级减速齿轮系统的齿面修形优化[J]. 吉林大学学报(工学版), 2022, 52(7): 1541-1551.
YANG Hongbo, SHI Wenku, CHEN Zhiyong, et al. Optimization of tooth surface modification based on a two-stage reduction gear system[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2022, 52(7): 1541-1551. (in Chinese)
- [8] YUAN B, LIU G, YUE Y J, et al. A novel tooth surface modification methodology for wide-faced double-helical gear pairs[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 160: 104299.
- [9] 吴骁, 史文库, 郭年程, 等. 基于Ease off的准双曲面齿轮多目标优化[J]. 吉林大学学报(工学版), 2024, 54(1): 76-85.
WU Xiao, SHI Wenku, GUO Niancheng, et al. Multi-objective optimization of hypoid gears based on Ease off [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2024, 54(1): 76-85. (in Chinese)
- [10] GARAMBOIS P, PERRET-LIAUDET J, RIGAUD E. NVH robust optimization of gear macro and microgeometries using an efficient tooth contact model [J]. Mechanism and Machine Theory, 2017, 117: 78-95.
- [11] CIANCIOTTA L, CIRELLI M, VALENTINI P P. Multi-objective optimization of gear design of E-Axles to improve noise emission and load distribution[J]. Machines, 2025, 13(4): 330.
- [12] 孙震震, 李玉光, 王淑芬, 等. 基于齿轮参数优化的减速器传动效率提高方法研究[J]. 机电工程, 2020, 37(1): 26-31.
SUN Zhenzhen, LI Yuguang, WANG Shufen, et al. Research on method of improving the transmission efficiency of reducer based on optimizing gear parameter [J]. Mechanical & Electrical Engineering Magazine, 2020, 37(1): 26-31. (in Chinese)
- [13] HONG I, ANESHANSLEY E, CHAUDHURY K, et al. Stochastic microcontact model for the prediction of gear mechanical power loss[J]. Tribology International, 2023, 183: 108413.
- [14] YOUNES E B, CHANGENET C, BRUYÈRE J, et al. Multi-objective optimization of gear unit design to improve efficiency and transmission error[J]. Mechanism and Machine Theory, 2022, 167: 104499.
- [15] LARUELLE S, FOSSIER C, CHANGENET C, et al. Experimental investigations and analysis on churning losses of splash lubricated spiral bevel gears[J]. Mechanics & Industry, 2017, 18(4): 412.
- [16] RUZEK M, VILLE F, VELEX P, et al. On windage losses in high-speed pinion-gear pairs[J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 132: 123-132.
- [17] GAO P, LIU H, YAN P F, et al. Research on application of dynamic optimization modification for an involute spur gear in a fixed-shaft gear transmission system[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 181: 109530.
- [18] WANG C. Multi-objective optimal design of modification for helical gear[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 157: 107762.



第一作者简介:郭年程,男,1985年8月生,博士、研究员。主要研究方向为整车性能集成与仿真技术和汽车NVH与平顺性等。曾发表《摩擦力对钢板弹簧动态特性影响试验及仿真》(《振动、测试与诊断》2021年第41卷第5期)等论文。
E-mail: guonc@sdu.edu.cn

通信作者简介:李伟,男,1978年2月生,博士、教授。主要研究方向为汽车轻量化可靠性、数字化技术等。
E-mail: 163.lw@163.com