

某直升机主减面齿轮结构动态特性分析与轻量化优化设计

孙霖霖¹, 刘奇洪², 王妮³, 邵登君³, 姚帅³, 杨文瀚², 赵宁^{2,3}

(1. 长安大学 道路施工技术与装备教育部重点实验室, 陕西 西安 710016;
2. 西北工业大学 机电学院, 陕西 西安 710072;
3. 西安镭射传动科技有限公司, 陕西 西安 710000)

摘要:随着轻型直升机在低空交通领域的广泛应用,传动系统的轻量化与动态性能优化成为关键技术之一。传统的面齿轮传动系统在高负载、高转速下常面临面齿轮轮体结构复杂、质量较大以及齿轮副啮合不平稳等问题,导致传动效率不高和系统可靠性降低。因此,如何在保证强度与刚度的前提下实现轻量化,同时提升齿轮传动的平稳性与可靠性,是当前亟待解决的问题。针对上述问题,提出一种结合拓扑优化与参数化优化的面齿轮轮体轻量化设计方法,以优化其动力学特性并减轻质量。通过有限元方法建立面齿轮的三维模型,并使用 SIMP 拓扑优化实现材料去除,随后通过灵敏度分析筛选关键设计参数,采用 MOGA 算法实现多目标参数化优化。优化结果表明,优化后的面齿轮轮体质量减少 35.34%,最大等效应力降低 15.44%,最大轴向位移降低 29.19%。同时,行波共振分析显示,优化后轮体在工作转速范围内无节径型共振点,动态响应表现出显著的平稳性提升。

关键词:面齿轮轻量化;拓扑优化;参数优化;动态性能优化;行波共振分析

中图分类号:TH112

文献标志码:A

文章编号:1000-2758(2026)02-0297-10

结构轻量化是航空技术升级的核心方向,无论是飞行器的续航提升、载荷增加,还是飞行安全性、经济性的优化,都离不开轻量化设计技术的支撑。近年来很多学者在航空飞行器机体结构轻量化、复合材料研发等方面做了大量工作,在传动系统轻量化方面,主要采用改变传统的传动构型、使用面齿轮等新齿形传动技术来实现^[1]。面齿轮由于其功率分流性能良好、承载能力强,一般应用在高转速、高功率密度的场合,但轮体振动等动力学问题较为突出,直接影响航空飞行器的工作性能和可靠性。因此,对面齿轮动态特性的研究是提升装备性能的必要环节。

近年来,传动系统的动态特性优化和轻量化设计在航空航天、汽车、船舶等领域都有较为广泛的应

用。Ide、Cosco 和 Choi 等^[2-4]进行了齿轮和箱体结构的轻量化优化设计及多目标优化方法研究,实现了多种高效的轻量化优化设计方案。Xu 等^[5]基于长度和正交性之间的关系,设计了齿轮腹板处的主应力线,通过建立具有齿轮设计参数的振动控制模型,生成了具有低振幅的轻质齿轮腹板。杨帆^[6]利用 ABAQUS 软件对摆线轮进行模态分析,设计正交试验,根据试验方案对摆线轮进行振动响应分析,并对试验结果进行极差分析,确定了扇形孔的最优结构。Moghimini 和 Park 等^[7-8]研究了各种齿轮参数对接触应力、传动误差、振动噪声等灵敏度,并进行了参数优化。李晓贞等^[9]通过分析修形参数对系统动态特性的影响,确定在特定工况下采用合理的修形参数并改变面齿轮传动系统的齿面摩擦力,能使面齿轮传动系统的振动特性处于周期响应状态,从而达到减小振动、降低噪声的目的。

综上所述,在齿轮传动系统动态特性优化^[10]和轻量化设计^[11]中,国内外学者的研究已经取得了丰硕的成果,但是针对面齿轮传动及面齿轮轮体结构

收稿日期:2024-12-13

基金项目:工信部 2025 年制造业高质量发展专项(2025ZY02004)资助

作者简介:孙霖霖(1988—),高级工程师

通信作者:孙霖霖(1988—),高级工程师 e-mail:lsun@chd.edu.cn

开展系统性的动态特性分析和轻量化设计等工作较为少见。本文提出了一种结合拓扑优化与参数化优化的轻量化设计方法,对面齿轮及其轮体结构进行了轻量化设计。通过对优化前后的模型开展行波共振分析和基于模态叠加法的位移振动分析,显著减轻面齿轮轮体质量并有效减小其变形,改善动态性能对面齿轮传动系统的动态特性分析和轻量化设计有较高的指导意义,为面齿轮的推广应用提供理论基础。

1 面齿轮轮体三维建模与拓扑优化

1.1 面齿轮轮体三维模型建立

图 1 是轻型直升机齿轮副传动简图。本文主要研究对象是面齿轮轮体,为了简化计算,将直齿轮轴省略并将啮合力施加到面齿轮齿面上,同时将旋翼轴边界条件施加到面齿轮轮体内圈上。

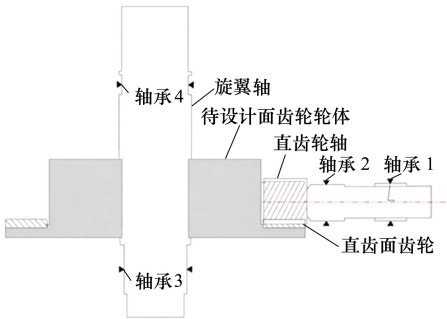


图 1 面齿轮副传动系统结构简图

根据主减速器传动和齿轮强度校核要求,本文选用正交直齿面齿轮副。由于主减速器机匣的形状大小存在空间限制,面齿轮轮体无法采用常规腹板,只能在如图 1 所示的待设计面齿轮轮体范围内进行异型腹板设计,将面齿轮齿圈和轮体分离,设计成 2 个部件,并使用螺栓连接。根据表 1 中面齿轮参数建立齿圈模型,并根据待设计面齿轮轮体范围初步建立面齿轮轮体的模型,图 2 是其初始分析模型。

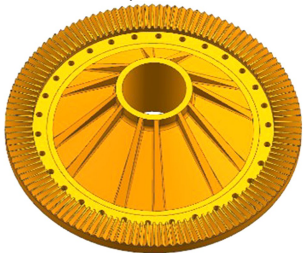


图 2 初始分析模型

表 1 面齿轮副参数

参数名称	数值
材料	9310 钢
面齿轮齿数	138
小齿轮齿数	17
模数 m/mm	2.9
压力角/ $(^\circ)$	27.5
面齿轮内径/ mm	159
面齿轮外径/ mm	195
小齿轮变位系数 x_1	-0.1

1.2 拓扑优化数学模型建立

本文采用了 SIMP 拓扑优化模型,其函数表达如(1)式所示^[12]。

$$f(x_i) = x_i^p \tag{1}$$

式中, p 是 SIMP 模型的惩罚因子,一般取 $p = 3$ 。

单元的刚度矩阵 K_e 与弹性矩阵 D 之间具有线性关系,可令

$$K_e = K_e^* \rho^p \tag{2}$$

式中: ρ 是相对体积密度; p 是惩罚因子。

因此,连续体拓扑优化的数学模型可表示为

$$\begin{aligned} \min_{K_e, e=1,2,\dots,N_E} \{ C = P^T U \} \\ \text{s.t. } KU = P \\ K_e = K_e^* \rho^p \\ \sum_{e=1}^{N_E} \rho V_e \leq M \\ 0 < \rho_e \leq \rho \leq 1, e = 1,2,\dots,N_E \end{aligned} \tag{3}$$

式中: C 为外力势能; P 是总体节点载荷矩阵; U 代表总体节点位移矩阵; K 是总体节点刚度矩阵; V_e 为单元 e 的体积, M 是质量约束; N_E 为单元个数; ρ_e 表示体积密度下限,防止单元刚度矩阵奇异化。

1.3 结构拓扑优化

面齿轮副的啮合力计算由直齿轮载荷计算进行等效,齿轮参数如表 1 所示,计算得到啮合力 F_n 为 $28.42 \times 10^3 \text{ N}$,将其作为面载荷施加到齿面上。

基于 Ansys Workbench 软件的静力学分析模块,设置各部件的材料属性如表 2 所示。

表 2 材料属性					
应用	材料	弹性模量/	泊松比	密度/	屈服强度/
部件	类型	GPa		($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	MPa
轮体	9310 钢	200	0.3	7 860	940
齿圈	ZL205A	72	0.33	2 750	345

如图 3 所示,将面齿轮轮体和齿圈设置为绑定接触以减少计算量,面齿轮轮体输出扭矩的内圈施加固定约束,并将面载荷施加到齿面上。优化区域几何体设置为面齿轮轮体,与外部接触和受力部分设置为非优化区域。优化目标为最小化柔度,响应约束为减少 70% 的质量。

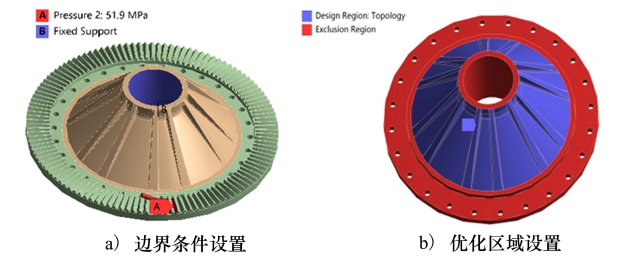


图 3 边界条件与优化区域

1.4 拓扑优化结果

经 Topology Optimization 模块求解后,根据拓扑优化结果,按照轮廓线和加工因素等要求进行面齿轮轮体截面重新设计。重构后的模型如图 4 所示。

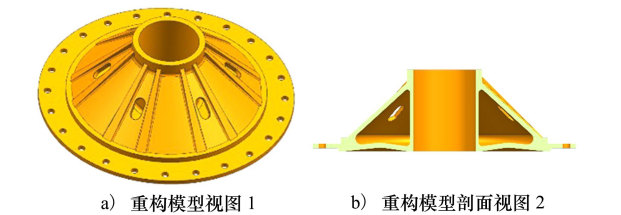


图 4 轮体重构三维模型

1.5 拓扑优化前后性能对比

图 5~6 分别为面齿轮轮体优化前后的应力云图和整体模型优化前后的轴向位移云图。

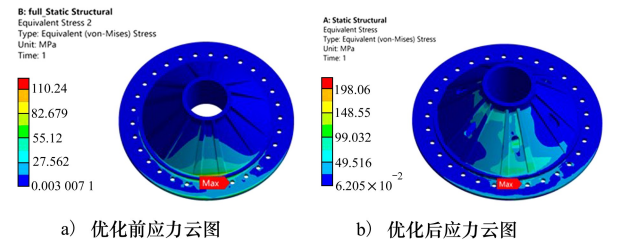


图 5 应力云图

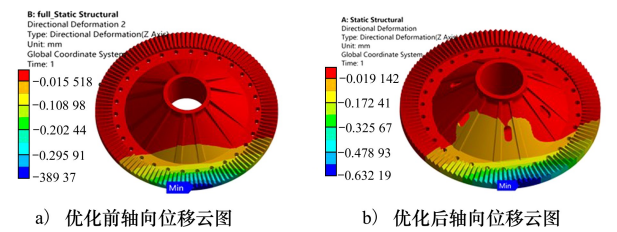


图 6 轴向位移云图

优化前后的最大等效应力、最大轴向位移和质量计算结果如表 3 所示。从表 3 可以看出质量有较大幅度减少,但是最大等效应力和最大轴向位移都有较大幅度增加。

表 3 优化前后力学性能变化表			
模型	最大等效应力/ MPa	最大轴向位移/ mm	质量/kg
优化前	124.02	0.389 37	8.80
优化后	222.82	0.632 19	3.76
变化率/%	79.66	62.36	57.27

综上所述,本次拓扑优化在减小质量方面达到了预期目标,但最终优化结果导致的轴向位移增大,会对面齿轮副的啮合产生影响,最大等效应力的增加降低了强度的安全裕度。因此,需要通过调整局部参数以实现更优的设计方案。

2 面齿轮轮体行波共振研究

2.1 预应力模态分析

模态分析用于确定设计机构或机器部件的振动特性(固有频率和振型),即结构的固有频率和振型,它们是结构设计中的重要参数。同时,也可用作瞬态动力学分析、谐响应分析和谱分析^[13]。

$[K]\{\omega_i\} = \{\omega_i\}[M]\{\Phi_i\}$ (4)
式中, $[K]$ 是刚度矩阵; $\{\omega_i\}$ 是第 i 阶模态振型向量(特征向量); ω_i 是第 i 阶模态的固有频率(ω_i 是特征值); $[M]$ 为质量矩阵; $\{\Phi_i\}$ 为第 i 阶模态振型向量。

在预应力模态中设置梁单元后施加预紧力以等效实际的螺栓连接;接触表面设置为摩擦接触,摩擦系数为 0.15。由于面齿轮轮体的结构尺寸大且水平放置,在模态计算中要考虑转速所带来的离心刚化和旋转软化。面齿轮轮体转速为 293.43 r/min,边界条件设置与第 1 节相同。

根据主减速器的输入功率为 155 kW,螺栓的个数为 30,螺栓分布圆半径为 151.5 mm,可以计算出螺栓的预紧力为 7 849.8 N。得到前 6 阶模态如表 4 所示,除了 1 阶频率为节圆振动,其余都是节径型振动。

表 4 前 6 阶模态

阶数	频率/Hz	振型	阶数	频率/Hz	振型
1	1 038.9	二节圆	4	1 291.3	二节径
2	1 076.6	一节径	5	1 292.0	二节径
3	1 077.6	一节径	6	1 716.3	三节径

2.2 行波共振分析

齿轮的破坏通常发生在齿面或齿根,主要由接触疲劳、磨损、齿面损伤等因素引起,而节径型振动也是其中之一^[14]。当齿轮静止时其面上各点的轴向位移可以表示为

$$x = X(r) \cos m\theta \cos pt \tag{5}$$

式中: x 是齿轮做节径型振动时,其各点的轴向位移; $X(r)$ 表示齿轮各点的振幅,是半径 r 的函数; m 是节径型固有的振动节径数; θ 表示圆周角,是振动点的位置坐标; p 是齿轮固有振动的圆频率, $f = p/(2\pi)$, f 为齿轮固有振动的静频,单位为 Hz; t 是时间,单位为 s。

齿轮副啮合频率

$$f' = Z \cdot n/60 \tag{6}$$

式中: f' 是齿轮啮合频率,单位为 Hz; Z 为齿轮齿数; n 表示齿轮转速。

当激振力的频率接近振体固有频率时,系统会产生共振。共振的发生不仅依赖于激振力频率与固有频率的接近,还受到系统的阻尼特性和激振力作用时间的影响。共振的判断通常基于振动幅值的显著增加和频率响应曲线的共振峰出现^[15]。

面齿轮额定工作转速是 293.43 r/min,给定 10% 的工作转速裕度范围,即 264.09~322.78 r/min。从静坐标系上看齿轮的节径型行波振动,其振动频率随转速变化,激振频率也随转速变化,绘制面齿轮的行波共振图如图 7 所示。

图 7 所示共振频率范围为 607.41~742.39 Hz,说明在工作转速范围内啮合频率与节径型前行波频率没有交点,不会发生节径型振动。

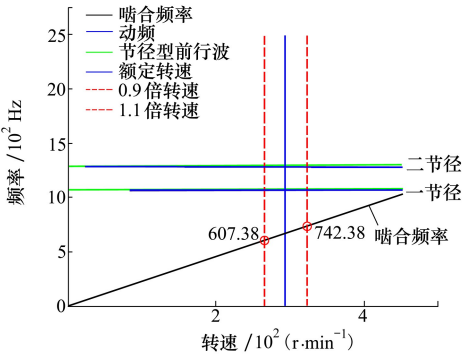


图 7 行波共振图

3 参数化和灵敏度分析

3.1 面齿轮轮体结构参数化

根据第 2 节面齿轮的轮体重构,建立如图 8 所示的面齿轮轮体结构参数化模型。

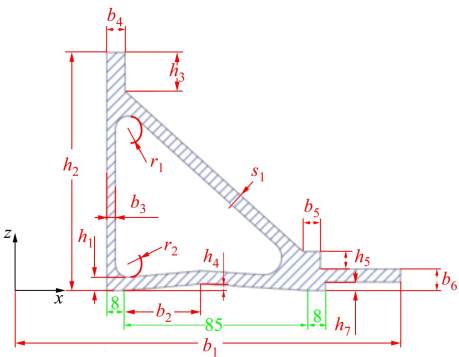


图 8 参数化面齿轮轮体截面模型

表 5 是根据面齿轮轮体的结构和其他主减部件约束得到的参数变化范围。

表 5 结构参数表

结构参数	变化范围/mm	原始值/mm	结构参数	变化范围/mm	原始值/mm
b_1	175~190	178	b_4	5~9.5	8.5
h_6	10~20	10	h_5	8~12	8
h_3	64~84	74	b_5	3~10	8
s_1	6~12	6	h_2	100~120	110
h_4	6~14	8	b_2	25~45	35.5
h_7	2~8	4	r_1	4~12	6
b_3	3~8	4	r_2	4~12	6
h_1	6~12	6			

3.2 正交试验灵敏度分析

开展正交分析,其中正交试验极差 R_j 的计算公式为^[16]

$$R_j = \max(k_j) - \min(k_j) \tag{7}$$

在某个设计点 x^k 处,设计函数 $\varphi_i(\mathbf{x})$ 对设计变量 x_j 的灵敏度 S_{ij} 可以定义为

$$S_{ij} = \left. \frac{\partial \varphi_i(\mathbf{x})}{\partial x_j} \right|_{\mathbf{x} = \mathbf{x}^k} \tag{8}$$

式中: $\mathbf{x}$ 表示设计变量向量; $|S_{ij}|$ 表示 $\varphi_i(\mathbf{x})$ 对变量 x_j 的敏感程度, $|S_{ij}|$ 可以由(9)式表示。

$$|S_{ij}| = \frac{R_j}{|x_{j1} - x_{j2}|} = \frac{k_{j1} - k_{j2}}{x_{j1} - x_{j2}} \tag{9}$$

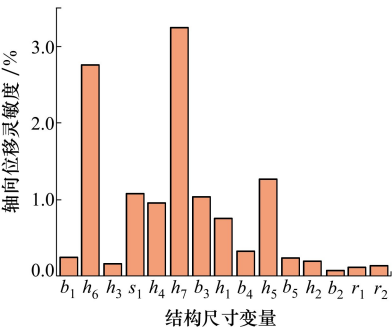


图 9 最大轴向位移灵敏度直方图

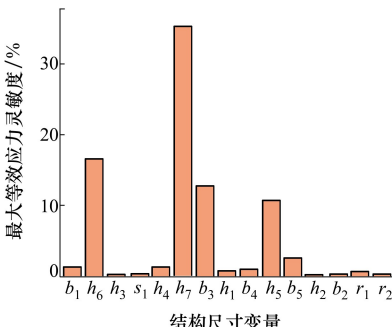


图 10 最大等效应力灵敏度直方图

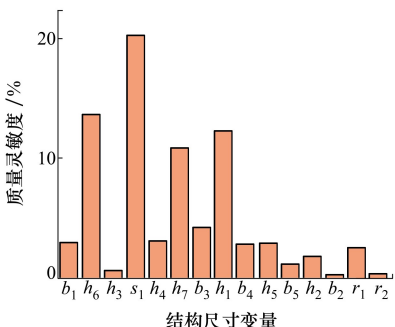


图 11 质量灵敏度直方图

4 参数化优化设计

4.1 数学模型

1) 设计变量

根据灵敏度分析结果,如图 12 所示,选取标红的结构参数作为设计变量,即 $\mathbf{x} = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7]^T = [h_6, h_7, h_5, s_1, b_3, h_4, h_1]^T$ 。

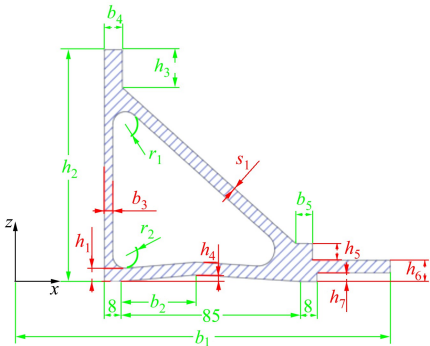


图 12 面齿轮轮体截面参数

根据 3.1 节的分析,对选取的设计变量分别定义 3 个水平,按照表 5 选取参数进行设计。

根据正交试验原理^[17],构造了 $L_{64}(3^{15})$ 正交试验表,形成了 64 组正交试验方案。进行灵敏度计算,结果如图 9~11 所示。

拓扑优化后的面齿轮轮体在最大等效应力小于材料屈服强度的条件下,其质量已减轻 57.27%。在面齿轮轮体最大轴向位移、最大等效应力和质量的灵敏度分析中,选取最大轴向位移和质量的高灵敏度结构参数作为参数化优化的设计变量,即 $h_6, h_7, h_5, s_1, b_3, h_4, h_1$ 。

2) 约束条件

与初始面齿轮轮体相比,为优化其力学性能和动态特性,设置如下约束条件:最大等效应力函数小于 124.02 MPa,最大轴向位移函数小于 0.389 mm,节径型频率函数大于 742.39 Hz, x^L 为结构设计变量下限值,设定为 $[10, 6, 2, 2, 3, 6, 8]^T$, x^U 为结构设计变量上限值,设定为 $[20, 12, 8, 8, 8, 12, 12]^T$ 。

3) 目标函数

将目标函数设置为质量和最大轴向位移函数,以其最小为目标进行优化。

4.2 优化设计流程

利用中心复合设计方法(CCD^[18])生成 64 组试验样本点,并对其相应最大轴向位移、最大等效应力、质量进行计算。

根据设计点类型,选取 Standard Response Surface 响应面进行拟合。保持其他结构参数不变,观察 h_6 和 s_1 分别对最大轴向位移的响应面,如图 13 所示。其余设计变量对不同目标函数的响应面与之类似。

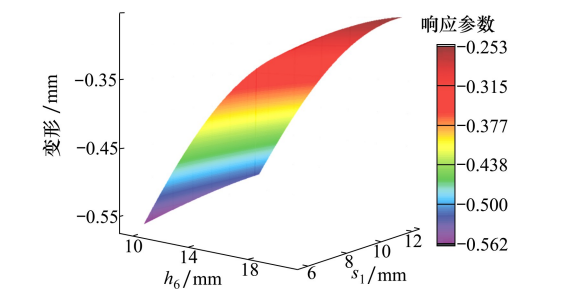


图 13 h_6 和 s_1 对最大轴向位移的响应面

通过 predicted versus observed chart 散点图观察响应面模型精度的高低。图 14 是最大轴向位移、最大等效应力和质量 的散点图,各点与斜率为 1 的对角线高度重合,说明响应面拟合质量很好,用响应面近似模型可代替实际模型求解。

根据响应面拟合类型,选取 MOGA 作为多目标驱动优化算法。设定最大轴向位移和质量的目标函数的权重都为 Default,最终得到 3 组最优解的结构参数,如表 6 所示。

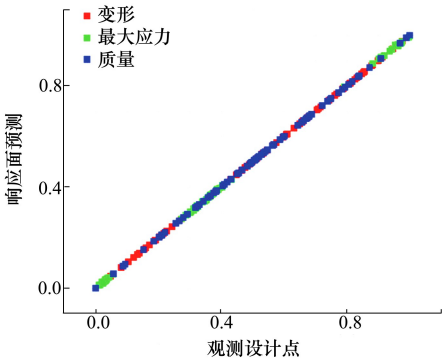


图 14 各函数响应面散点图

表 6 参数化优化结果

备选点	h_6	s_1	h_4	h_7	b_3	h_1	h_5	最大轴向位移/mm	最大等效应力/MPa	质量/kg
1	18.81	8.50	2.03	3.80	4.70	6.18	11.03	-0.279 85	98.89	5.71
2	18.94	7.97	2.24	4.24	4.60	7.20	11.03	-0.279 63	106.24	5.72
3	19.68	7.39	2.60	3.20	4.12	7.00	11.88	-0.279 87	78.96	5.75

4.3 优化前后结果对比

根据优化后的 3 组结果,选取第 1 组为最终优化结果,图 15 是优化后的最大等效应力和最大轴向位移云图。由表 7 可知,优化后最大等效应力、最大轴向位移和质量都大幅减小,分别减小了 15.44%, 29.19% 和 35.34%,达到了优化要求。

5 动态响应分析

5.1 齿面载荷施加方法

本文采用名义法向力替代啮合力以面载荷的方式加载到齿面上,将图 16 的面齿轮单个轮齿啮合力随时间变化的曲线,简化成如图 17 所示的三角波形式进行载荷和位置的循环加载,其中 $t = 60/(z_2n_2)$ 为面齿轮 1 个旋转周期中 1 个啮合周期时间, n_2 为面齿轮转速, z_2 为面齿轮齿数; σ 是面载荷。

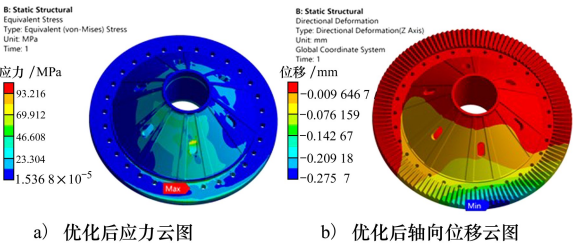


图 15 优化后结果云图

表 7 优化前后力学性能对比表

模型	最大等效应力/MPa	最大轴向位移/mm	质量/kg
优化前	124.02	0.389 37	8.80
优化后	104.87	0.275 70	5.69
变化率/%	15.44	29.19	35.34

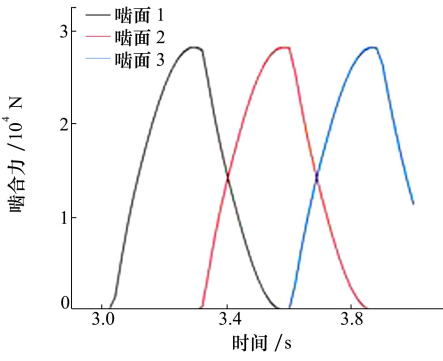


图 16 单齿齿面啮合力变化曲线

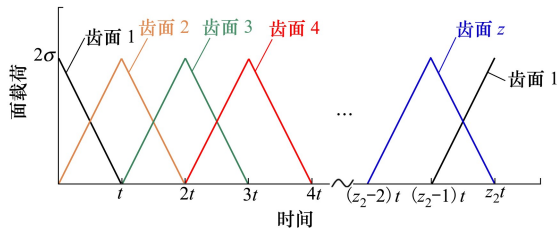


图 17 面载荷加载曲线

动态响应仿真分析的积分步长 Δt 影响求解精度,时间步长 Δt 应当设置的足够小,以能求解出结构某阶主振型的响应为限。发现当时间步长取 $1/20f$ 时会产生比较合理精度的解, f 表示与可能激起某阶主振型所对应的频率。

5.2 动态响应求解与分析

根据行波共振理论对优化后面齿轮轮体作模态分析,表 8 为前 6 阶频率对比,优化后的各阶频率都有所上升。图 18 是优化后模型的行波共振图,从图中可以看出工作转速区间不会发生节径型振动。

表 8 优化前后前 6 阶固有频率大小

阶数	频率/Hz	
	优化前	优化后
1	1 038.9	1 599.7
2	1 076.6	1 648.3
3	1 077.6	1 649.3
4	1 291.3	1 909.5
5	1 292.0	1 910.2
6	1 716.3	2 368.7

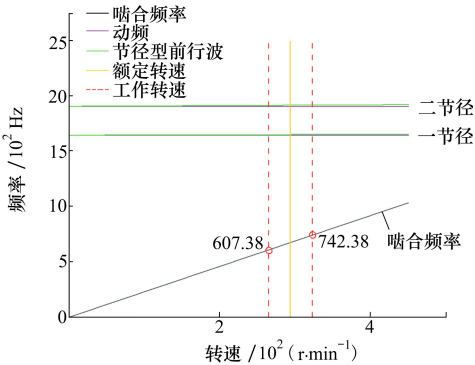


图 18 行波共振图

选取面齿轮齿圈附近的特征点,如图 19 所示。对比分析特征点轴向位移和总体位移的响应结果。

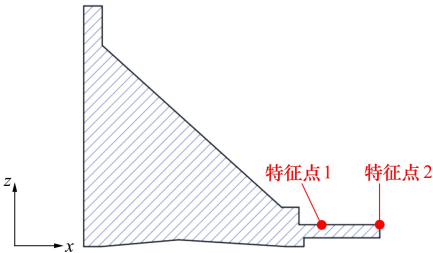


图 19 特征点位置示意图

图 20~21 为优化前后 2 个特征点轴向位移和总位移波动,可以看出:在给定齿面循环加载工况下,面齿轮轮体的振动表现为强迫振动,在静态位移附近随着齿面载荷的变化而发生波动位移。

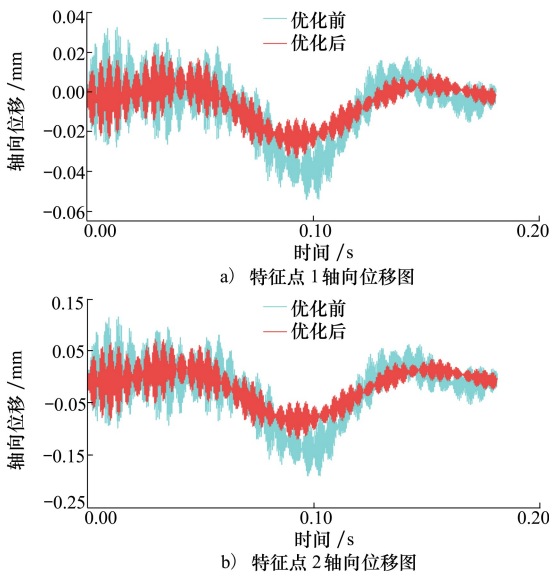


图 20 优化前后特征点轴向位移图

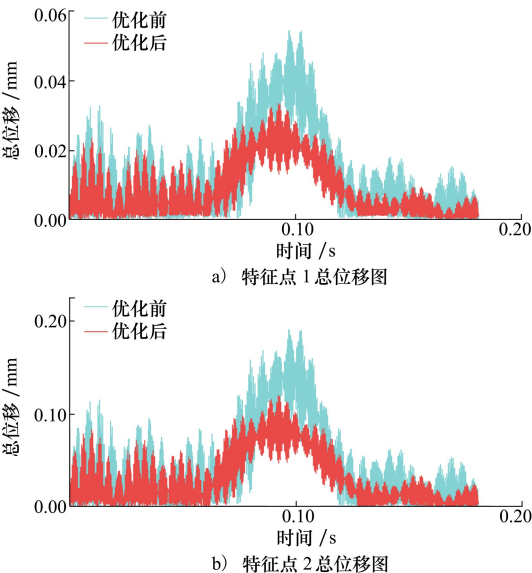


图 21 优化前后特征点总位移图

为了定量分析和对比各特征点在优化前后静态位移和波动位移的变化,对各特征点的轴向位移和总位移信号进行小波变换处理,将位移信号分解为静态位移信号和波动位移信号。图 22~23 分别为第 1 个特征点优化前的轴向位移信号分解出的静态位移和波动位移图。

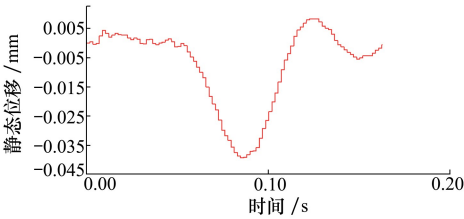


图 22 第 1 特征点优化前静态位移图

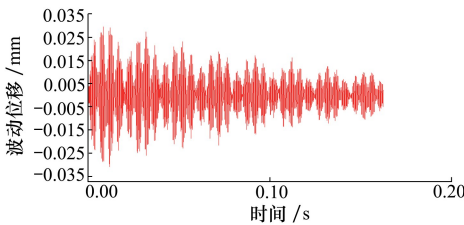


图 23 第 1 特征点优化前波动位移图

从表 9~10 可以看出面齿轮轮体上 2 个特征点优化后的轴向和总体静态位移和波动位移有较大幅度减小,特征点 1 的轴向和总体位移减小量最大,其中轴向静态位移减小了 40%,轴向波动位移减小了 28.4%,总体静态位移减小了 40.1%,总体波动位移减小了 40.7%。由此可以定量说明面齿轮轮体结

表 9 优化前后轴向静态位移和波动位移

特征点	优化前静态 (波动)位移/mm	优化后静态 (波动)位移/mm	变化率/%
1	$3.9(\pm 3.0)\times 10^{-2}$	$2.3(\pm 2.1)\times 10^{-3}$	-40.0(-28.4)
2	$1.4(\pm 1.0)\times 10^{-1}$	$8.5(\pm 7.6)\times 10^{-2}$	-38.7(-27.0)

表 10 优化前后总体静态位移和波动位移

特征点	优化前静态 (波动)位移/mm	优化后静态 (波动)位移/mm	变化率/%
1	$4.0(\pm 2.2)\times 10^{-2}$	$2.4(\pm 1.3)\times 10^{-2}$	-40.1(-40.7)
2	$1.4(\pm 0.76)\times 10^{-1}$	$8.5(\pm 4.6)\times 10^{-2}$	-38.7(-40.2)

构在动态特性上有了明显改善,使得面齿轮副传动更加平稳。

6 结 论

为了提高轻型直升机承载能力、功率密度和传动平稳性,本文对主减速器面齿轮轮体进行拓扑优化和参数化优化,并进行了优化前后模型的行波振动分析和动态响应分析,得到以下结论:

- 1) 经过拓扑优化和参数化优化后,面齿轮轮体质量减少了 35.34%,最大轴向位移减少了 29.19%,最大等效应力减少了 15.44%,前 6 阶固有频率都有较大幅度增加。实现了面齿轮轮体轻量化,并提高了其力学性能和动态特性。
- 2) 基于行波理论,对面齿轮轮体进行行波共振分析,绘制出行波共振图。结果表明,优化前后的面齿轮轮体在工作转速区间都未有共振点,即不会发生行波共振。
- 3) 基于模态叠加法,对优化前后模型进行了动态响应分析。对比了部分特征点的轴向位移和总位移,优化实现了面齿轮轮体部分特征点的静态位移和波形位移大幅减小,提高了面齿轮副传动平稳性,减小了振动和噪声。
- 4) 因时间和资源限制,本研究未进行弯曲强度和疲劳特性的仿真分析。未来研究可进一步补充这方面的实验和仿真,以验证轻量化设计对面齿轮长期性能的影响。

参考文献:

[1] 孙霖霖. 航空人字齿轮传动的动力学分析及结构参数匹配研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2014.
SUN Linlin. Dynamic analysis and structural parameter matching study of aviation herringbone gear transmission[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2014. (in Chinese)

[2] IDE T, KITAJIMA H, OTOMORI M, et al. Structural optimization methods of nonlinear static analysis with contact and its application to design lightweight gear box of automatic transmission of vehicles[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2016, 53(6): 1383-1394.

- [3] COSCO F, ADDUCI R, MUZZI L, et al. Multiobjective design optimization of lightweight gears[J]. *Machines*, 2022, 10(9): 779.
- [4] CHOI J, LEE G H, SOHN J, et al. Gear macro geometry optimization of rotorcraft engine gearbox[J]. *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, 2022, 21(9): 21-27.
- [5] XU G, DAI N. Michell truss design for lightweight gear bodies[J]. *Mathematical Biosciences and Engineering*, 2021, 18(2): 1653-1669.
- [6] 杨帆. 基于动态性能的摆线轮辐板结构优化设计研究[D]. 洛阳: 河南科技大学, 2022.
YANG Fan. Optimization design of cycloid wheel web structure based on dynamic performance[D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology, 2022. (in Chinese)
- [7] MOGHIMI A, ALIABADI M H, FARAHANI H F. Torque sensitivity analysis for triple-speed coaxial magnetic gear using finite element method[J]. *IET Electric Power Applications*, 2021, 15(4): 405-414.
- [8] PARK C I. Noise characteristics and acoustic design sensitivity of the helical gear system in wind turbine load[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2022, 36(12): 5915-5924.
- [9] 李晓贞, 赵庆斌, 朱如鹏. 圆柱齿轮修形的面齿轮传动系统动态特性[J]. *中南大学学报*, 2015, 46(9): 3231-3237.
LI Xiaozhen, ZHAO Qingbin, ZHU Rupeng. Dynamic characteristics of face gear transmission system with modified cylindrical gears[J]. *Journal of Central South University*, 2015, 46(9): 3231-3237. (in Chinese)
- [10] PARK C I. Dynamic load characteristics of spur gears with eccentricity[J]. *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, 2023, 47(1): 23-32.
- [11] KORTA J, MUNDO D, AMBROGIO G, et al. Topology optimization and analysis of static transmission error in lightweight gears [C]//*Proceedings of the 1st International Conference of IFToMM ITALY (IFTT)*, Vicenza, Italy, 2017.
- [12] 易钰棠. 风电齿轮箱振动特性分析及结构拓扑优化[D]. 重庆: 重庆大学, 2021.
YI Yutang. Vibration characteristic analysis and structural topology optimization of wind turbine gearbox [D]. Chongqing: Chongqing University, 2021. (in Chinese)
- [13] 李果. 航空锥齿轮动态特性优化与附加阻尼碗减振研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2011.
LI Guo. Dynamic characteristic optimization of aerospace bevel gears and research on vibration damping with additional damping bowl[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2011. (in Chinese)
- [14] 晏砺堂, 朱梓根, 李其汉. 高速旋转机械振动[M]. 北京: 国防工业出版社, 1994.
YAN Litang, ZHU Zigen, LI Qihan. Vibration of high-speed rotating machinery[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1994. (in Chinese)
- [15] 晏砺堂, 李其汉. 盘形锥齿轮的横向振动特性分析[J]. *航空动力学报*, 1988(3): 199-202.
YAN Litang, LI Qihan. Analysis of lateral vibration characteristics of disk bevel gears[J]. *Journal of Aerospace Power*, 1988(3): 199-202. (in Chinese)
- [16] 聂相田, 何流, 郭莹, 等. 基于综合主成分分析和正交试验设计的指标灵敏度分析——以南水北调中线工程为例[J]. *项目管理技术*, 2024, 22: 17-22.
NIE Xiangtian, HE Liu, GUO Ying, et al. Indicator sensitivity analysis based on integrated principal component analysis and orthogonal test design: a case study of the south-to-north water diversion project(middle route)[J]. *Project Management Technology*, 2024, 22: 17-22. (in Chinese)
- [17] 涂跃亚. 基于正交试验的地铁支护参数优化[D]. 武汉: 武汉工程大学, 2014.
TU Yueya. Optimization of subway support parameters based on orthogonal test[D]. Wuhan: Wuhan University of Engineering, 2014. (in Chinese)
- [18] SHOESMITH E, BOX G E P, DRAPER N R. Empirical model-building and response surfaces[J]. *The Statistician*, 1988, 37(1): 82.

Dynamic characteristics and lightweight optimization design of the main reduction gear structure of a certain light helicopter

SUN Linlin¹, LIU Qihong², WANG Ni³, SHAO Dengjun³,
YAO Shuai³, YANG Wenhan², ZHAO Ning^{2,3}

- | | |
|---|---|
| 1.Key Laboratory of Road Construction Technology and Equipment, Ministry of Education,
Chang'an University, Xi'an 710016, China;
2.School of Mechanical and Electrical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;
3.Xi'an Laser Transmission Technology Co., Ltd., Xi'an 710000, China | } |
|---|---|

Abstract: A light helicopter is widely used in low-altitude transportation. How to improve gear transmission efficiency and enhance the smoothness, durability and reliability of the traditional face gear transmission system are urgent problems to be solved. To carry out the weight reduction and dynamic characteristic analysis of the face gear body structure, the paper proposes a face gear body structural lightweight optimization design method that combines topological optimization and parametric optimization. The 3D model of the face gear was established with the finite element method. The solid isotropic material with penalization topological optimization and the sensitivity analysis of the face gear body structure were carried out to select the key design parameters. The multi-objective genetic algorithm was used to realize the multi-objective parametric optimization. The optimization results show that after topological optimization, the mass of the face gear body is reduced by 35.34%, that the maximum equivalent stress decreases by 15.44% and that the maximum axial displacement of the face gear rim decreases by 29.19%. The traveling wave resonance analysis indicates that no-nodal diameter resonance points are within the working rotational speed range of the face gear body, significantly enhancing its strength and axial stiffness.

Keywords: topology optimization; traveling wave resonance; sensitivity analysis; parametric optimization; displacement vibration

引用格式: 孙霖霖, 刘奇洪, 王妮, 等. 某直升机主减面齿轮结构动态特性分析与轻量化优化设计[J]. 西北工业大学学报, 2026, 44(2): 297-306.

SUN Linlin, LIU Qihong, WANG Ni, et al. Dynamic characteristics and lightweight optimization design of the main reduction gear structure of a certain light helicopter[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2026, 44(2): 297-306. (in Chinese)