

文章编号: 1000-8055(2010)10-2396-07

基于遗传算法的弧齿锥齿轮动态特性优化设计

赵宁, 康士朋, 郭辉, 熊剑波, 程昌
(西北工业大学机电学院, 西安 710072)

摘 要: 基于集中质量法建立了弧齿锥齿轮八自由度弯轴扭三维空间动力学模型, 在模型中考虑了啮合刚度的时变性、几何传动误差的非线性、齿面侧隙以及支承刚度的非线性。采用 Runge-Kutta 法对传动系统动态响应进行求解。在此基础上, 以啮合周期内动态特性指标——振动加速度均方根作为优化目标函数, 使用遗传算法对局部综合法中的齿面控制参数进行优化。在对设计参数进行优化的同时也获得了齿轮副最优加工参数。最终以齿面修形的方式实现了航空弧齿锥齿轮动态特性优化, 减小了齿轮传动系统的振动与噪声。

关键词: 弧齿锥齿轮; 动态特性; 优化设计; 遗传算法; 齿面控制参数

中图分类号: TH132.41

文献标识码: A

Optimization design of spiral bevel gear's dynamic characteristics based on genetic algorithm

ZHAO Ning, KANG Shì peng, GUO Hui,
XIONG Jiān bō, CHENG Chang

(School of Mechanical Engineering,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The three dimensional eight degree non linear dynamical model of the spiral bevel gear was established based on the lumped mass method. Time-varying mesh stiffness, non-linear geometric transmission error, gear clearance and non linear bearing stiffness were considered in this model. The dynamic response for the transmission system was solved by using Runge-Kutta method. Then, by taking meshing cycle root mean square vibration acceleration as an optimizing object, GA (genetic algorithm) was used to optimize these two local control parameters in the local synthesis, meanwhile optimized machining parameters of the gear pair were also obtained. By the way of tooth surface modification, the purpose of reducing gear's vibration and noise was realized.

Key words: spiral bevel gear; dynamic characteristic; optimization design; genetic algorithm; local control parameters of gear

齿轮传动是机械设备中最常见的传动形式之一, 弧齿锥齿轮作为齿轮的一种, 由于具有较高的承载能力与平稳性以及对于安装误差的较低敏感性, 而被广泛应用于直升机、汽车等一些重要的传动中。

随着科学技术的日益进步和机械传动的高速发展, 人们对弧齿锥齿轮传动的动态性能提出更高的要求。因此, 考虑齿轮传动实际工况的动态性能最优设计问题就逐渐突出起来, 这使得国内外学者对其进行了深入的研究。

收稿日期: 2009-09-25; 修订日期: 2010-01-11

作者简介: 赵宁(1958-), 男, 广东广州人, 教授、博导, 博士, 主要从事机械动力学、齿轮传动、优化设计、CAD/CAE 研究。

E-mail: npuzhaon@163.com

传统的格里森技术是以局部共轭原理^[1]为基础, 由于其不能直接控制齿轮副在参考点处的齿面二阶接触参数, Litvin 提出了“局部综合法”^[2], 随后又提出将齿面印痕设计为直线、将几何传动误差曲线设计为二次抛物线的方法^[3], 以此来提高齿轮副的啮合特性; Stadtfeld^[4], WANG Peiyu 等^[5]提出了以高阶传动误差曲线代替传统的二次抛物线形传动曲线的方法以改进齿轮动态性能; 在国内魏冰阳等^[6]也提出了高阶传动误差设计, 并就高阶与二阶传动误差齿面啮合性能进行了对比; 杨宏斌、方宗德、邓效忠等^[78]分别通过增加齿高以及接触路径方向的倾斜两种方式来增加重合度, 以此来提高齿轮副啮合传动的平稳性; 王小椿、吴序堂^[9]提出了三阶传动性能预控法, 以参考点的三阶接触参数来控制齿面整体啮合性能; 田行斌等^[10]基于局综合法, 通过对可选加工参数的优化设计, 消除了齿轮副的三阶接触缺陷; 吴训成等^[11]提出了基于功能需求的齿面主动设计方法, 对齿面一阶、二阶参数进行了设计; 曹雪梅等^[12]针对齿面印痕和传动误差提出了弧齿锥齿轮点啮合齿面主动设计方法, 实现了对齿面啮合质量的全程控制。

以上研究都是从齿面设计的角度出发, 通过对齿面印痕和传动误差的设计来改善齿轮啮合性能。静力学优化可以反映出工作载荷对齿轮啮合性能的影响, 但忽略了工作转速以及传动系统结构对齿轮副的振动影响。

在弧齿锥齿轮动力学研究中, 高建平^[13]给出了准双曲面四自由度非线性振动方程; 王三民等^[14]对含间隙与时变啮合刚度的弧齿锥齿轮传动系统非线性振动特性进行了研究; 王立华、黄亚宇、李润方等^[15]建立了弧齿锥齿轮十二自由度动力学模型, 而后对简化后的八自由度模型进行了动态响应求解。

本文以齿轮动力学的振动加速度均方根为目标函数, 以静力学的齿面控制参数为优化变量, 构成弧齿锥齿轮由加工设计到接触分析再到动力学求解的闭式优化系统。通过对齿面控制参数的优化, 得到了齿轮副较优的加工参数, 最终为弧齿锥齿轮的实体加工做出了指导。

1 动态特性优化设计的数学模型

1.1 目标函数

由于齿轮的振动噪声与齿轮振动加速度均方

根值成正比^[16], 因此取齿轮副在一个啮合周期内沿啮合线法向的振动加速度均方根值作为动态性能优化目标函数: $\min F(X) = \bar{a}$ 。

1.2 振动加速度均方根求解

如图 1 所示, 建立弧齿锥齿轮传动系统动力学模型。以主、从动轮轴线方向为 X , Y 轴方向, 两轴线的交点作为坐标原点, 根据右手螺旋定则, 建立全局坐标系。

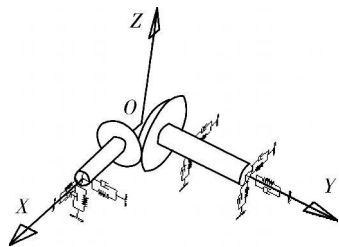


图 1 弧齿锥齿轮动力学模型示意图

Fig. 1 Sketch of spiral bevel gear's dynamic model

将分析模型简化为八自由度动力学模型, 其包括: 主、从动轮在三个坐标轴方向自由度以及扭转方向自由度, 即

$$[X_1 \ X_2 \ Y_1 \ Y_2 \ Z_1 \ Z_2 \ \theta_1 \ \theta_2]^T$$

本文规定, 从动轮受到的法向力方向是法线方向, 法向力与法向位移方向一致。不考虑齿轮副的制造误差与安装误差, 两锥齿轮齿面啮合点间因振动和几何传动误差而产生法向相对位移为

$$\lambda = (X_1 - X_2)cx + (Y_1 - Y_2)cy + (Z_1 - Z_2)cz + \theta_1 r_{b1} - \theta_2 r_{b2} - e_n(t) \quad (1)$$

X_1, Y_1, Z_1 —主动轮在三个坐标方向的振动位移;
 X_2, Y_2, Z_2 —从动轮在三个坐标方向的振动位移;
 θ_1, θ_2 —主、从动轮在各自扭转方向的角位移;
 cx, cy, cz —三个坐标方向向法向的投影系数;
 r_{b1}, r_{b2} —主、从动齿轮齿宽中点处回转半径;
 $e_n(t)$ —傅里叶级数形式的齿轮副几何传动误差函数;

$$e_n(t) = \sum_{l_e=1}^{\infty} A_{l_e} \cos(l_e \omega_h t + \varphi_e) \quad (2)$$

l_e —傅里叶级数展开的谐波数;
 A_{l_e} —几何传动误差的 l_e 次谐波幅值;
 φ_e —几何传动误差的 l_e 次谐波相位;
 ω_h —齿轮副啮合频率;

$$\omega_h = \pi n_1 N_1 / 30 \quad (3)$$

n_1 —主动轮转速;
 N_1 —主动轮齿数。

齿轮副的几何传动误差函数由轮齿接触分析(TCA)获得, 啮合周期内任意时刻几何传动误差函数值为

$$E_n(t_i) = \alpha_{ca_i} \cdot r_{b2i} \quad (4)$$

$\alpha_{ca_i} \rightarrow t_i$ 啮合时刻从动轮滞后弧度数;

$r_{b2i} \rightarrow t_i$ 啮合时刻从动轮回转半径。

通过多项式函数 P , 对整个啮合周期内不同时刻几何传动误差函数值进行数据拟合, 得到齿轮副的几何传动误差函数, 对其进行傅里叶变换得到 $e_n(t)$ 。

$$P(x) = p_1 x^N + p_2 x^{N-1} + \dots + p_N x + p_{N+1} \quad (5)$$

$p_1, \dots, p_{N+1}$ 一拟合函数各项系数;

N 一拟合函数最高次数, N 取值由拟合精度决定。

从动轮在啮合点处的动态法向力为

$$F_d = K_h(t)f(\lambda) + C_h \dot{\lambda} \quad (6)$$

$K_h(t)$ 一傅里叶级数形式的齿轮副综合啮合刚度函数;

$f(\lambda)$ 一齿轮副副间隙函数;

C_h 一啮合阻尼;

$\dot{\lambda}$ 一法向相对速度;

$$K_h(t) = k_m + \sum_{l_k=1}^{\infty} A_{l_k} \cos(l_k \omega_k t + \varphi_{l_k}) \quad (7)$$

k_m 一啮合刚度平均值;

l_k 一啮合刚度函数以傅里叶级数形式展开的谐波数;

A_{l_k} 一啮合刚度函数的 l_k 次谐波幅值;

φ_{l_k} 一啮合刚度函数的 l_k 次谐波相位;

$$f(\lambda) = \begin{cases} \lambda - b_m, & \lambda > b_m \\ 0, & |\lambda| \leq b_m \\ \lambda + b_m, & \lambda < -b_m \end{cases} \quad (8)$$

b_m 一法向啮合间隙的一半。

时变轮齿综合啮合刚度由作用在轮齿上的静态法向力与轮齿啮合时的总变形量求出, 啮合周期内任意时刻轮齿综合啮合刚度为

$$K_h(t_i) = \frac{T_{lt_i}}{r_{blt_i} \cdot \delta_{\Sigma t_i}} \quad (9)$$

$T_{lt_i} \rightarrow t_i$ 啮合时刻主动轮受到的输入转矩;

$r_{blt_i} \rightarrow t_i$ 啮合时刻主动轮回转半径;

$\delta_{\Sigma t_i} \rightarrow t_i$ 啮合时刻一对轮齿啮合时总变形量;

$$\delta_{\Sigma t_i} = (\alpha_{lcat_i} - \alpha_{icat_i}) \cdot r_{b2t_i} \quad (10)$$

$\alpha_{lcat_i} \rightarrow t_i$ 啮合时刻轮齿承载接触分析(LTCA)下, 从动轮滞后角度。

通过多项式函数 P , 对整个啮合周期内不同时刻轮齿综合啮合刚度进行数据拟合, 得到轮齿综合啮合刚度函数, 对其进行傅里叶变换得到 $K_h(t)$ 。

由于弧齿锥齿轮在啮合过程中, 法向力的大小、方向、作用点都不断变化, 在此取其齿宽中点, 即齿轮副设计点作为分析点。

法向力在主动轮三个轴向分力为

$$\begin{cases} F_{x1} = F_{dCx1} \\ F_{y1} = F_{dCy1} \\ F_{z1} = F_{dCz1} \end{cases} \quad (11)$$

$$c_{x1} = \sin \alpha_n \sin \delta + \sin \beta_m \cos \delta \cos \alpha_n \quad (12)$$

$$c_{y1} = -(\sin \alpha_n \cos \delta - \sin \beta_m \sin \delta \cos \alpha_n) \quad (13)$$

$$c_{z1} = \pm \cos \beta_m \cos \alpha_n \quad (14)$$

c_{x1}, c_{y1}, c_{z1} 一法向力向主动轮三个坐标方向力的分解系数;

α_n 一齿宽中点处法向压力角;

δ 一主动轮分锥角;

β_m 一齿轮中点处螺旋角, 当主动轮左旋、顺时针转或者主动轮右旋、逆时针转时取正, 其余情况取负。

c_{z1} 正负由主动轮转向决定, 顺时针转取正,

逆时针转取负。

从动轮的各个轴向力, 由力的平衡条件决定

$$\begin{cases} F_{x2} = -F_{x1} = F_{dCx2} \\ F_{y2} = -F_{y1} = F_{dCy2} \\ F_{z2} = -F_{z1} = F_{dCz2} \end{cases} \quad (15)$$

所以

$$c_{x2} = -c_{x1}; \quad c_{y2} = -c_{y1}; \quad c_{z2} = -c_{z1} \quad (16)$$

$$c_x = c_{x2}; \quad c_y = c_{y2}; \quad c_z = c_{z2} \quad (17)$$

图1所示弧齿锥齿轮传动系统振动方程为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{X}_1 + C_{1x} \dot{X}_1 + K_{1x} X_1 = F_{x1} \\ m_1 \ddot{Y}_1 + C_{1y} \dot{Y}_1 + K_{1y} Y_1 = F_{y1} \\ m_1 \ddot{Z}_1 + C_{1z} \dot{Z}_1 + K_{1z} Z_1 = F_{z1} \\ J_1 \ddot{\theta}_1 = T_1 - F_d r_{bl} \\ m_2 \ddot{X}_2 + C_{2x} \dot{X}_2 + K_{2x} X_2 = F_{x2} \\ m_2 \ddot{Y}_2 + C_{2y} \dot{Y}_2 + K_{2y} Y_2 = F_{y2} \\ m_2 \ddot{Z}_2 + C_{2z} \dot{Z}_2 + K_{2z} Z_2 = F_{z2} \\ J_2 \ddot{\theta}_2 = -T_2 + F_d r_{b2} \end{cases} \quad (18)$$

m_1, m_2 一主、从动齿轮质量;

J_1, J_2 一主、从动齿轮转动惯量;

K_{1x}, K_{1y}, K_{1z} —主动轮在三个坐标方向的支承刚度;
 K_{2x}, K_{2y}, K_{2z} —从动轮在三个坐标方向的支承刚度;
 C_{1x}, C_{1y}, C_{1z} —主动轮在三个坐标方向的支承阻尼;
 C_{2x}, C_{2y}, C_{2z} —从动轮在三个坐标方向的支承阻尼;
 T_1, T_2 —主、从动齿轮所承受的扭矩。

通过公式(1), 将两个扭转方程进行合并, 消除整个方程组刚体位移可得

$$\ddot{\lambda}_n = (\ddot{X}_1 - \ddot{X}_2) c_X + (\ddot{Y}_1 - \ddot{Y}_2) c_Y + (\ddot{Z}_1 - \ddot{Z}_2) c_Z + \left[\frac{r_{b1}^2 J_2 + r_{b2}^2 J_1}{J_1 J_2} \right] T_2 - \frac{1}{m_e} F_d - \ddot{e}_n(t) \quad (19)$$

m_e —齿轮副等效质量;

$$m_e = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \quad (20)$$

将系统振动微分方程进行无量纲化可得

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + 2\zeta_{1x}\dot{x}_1 + k_{1x}x_1 - c_{x1}k_{1h}f(\lambda) - 2c_{x1}\zeta_{1h}\dot{\lambda} = 0 \\ \ddot{y}_1 + 2\zeta_{1y}\dot{y}_1 + k_{1y}y_1 - c_{y1}k_{1h}f(\lambda) - 2c_{y1}\zeta_{1h}\dot{\lambda} = 0 \\ \ddot{z}_1 + 2\zeta_{1z}\dot{z}_1 + k_{1z}z_1 - c_{z1}k_{1h}f(\lambda) - 2c_{z1}\zeta_{1h}\dot{\lambda} = 0 \\ \ddot{x}_2 + 2\zeta_{2x}\dot{x}_2 + k_{2x}x_2 - c_{x2}k_{2h}f(\lambda) - 2c_{x2}\zeta_{2h}\dot{\lambda} = 0 \\ \ddot{y}_2 + 2\zeta_{2y}\dot{y}_2 + k_{2y}y_2 - c_{y2}k_{2h}f(\lambda) - 2c_{y2}\zeta_{2h}\dot{\lambda} = 0 \\ \ddot{z}_2 + 2\zeta_{2z}\dot{z}_2 + k_{2z}z_2 - c_{z2}k_{2h}f(\lambda) - 2c_{z2}\zeta_{2h}\dot{\lambda} = 0 \\ \ddot{\lambda} = (\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2)c_X + (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2)c_Y + (\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2)c_Z + f_{pm} - k_h(\tau)f(\lambda) - 2\zeta_h\dot{\lambda} - f_e \end{cases} \quad (21)$$

其中

$$x_i = X_i/b_m, \quad y_i = Y_i/b_m, \quad z_i = Z_i/b_m,$$
$$\lambda = \lambda_0/b_m, \quad \omega_h = \sqrt{\frac{k_m}{m_e}}, \quad \tau = \omega_h t,$$
$$\zeta_j = C_j/(2m_i\omega_h), \quad k_j = K_{ij}/(m_i\omega_h^2),$$
$$k_{ih}(\tau) = \frac{m_e}{m_i}k_h(\tau), \quad \zeta_h = C_h/(2m_e\omega_h), \quad \zeta_{ih} = \frac{m_e}{m_i}\zeta_h,$$
$$\omega = \omega_h/\omega_n, \quad f_{pm} = \left[\frac{r_{b1}^2 J_2 + r_{b2}^2 J_1}{r_{b1} J_1 J_2 b_m \omega_h^2} \right] T_2,$$
$$f(\lambda) = \begin{cases} \lambda - 1, & \lambda > 1 \\ 0, & |\lambda| \leq 1 \\ \lambda + 1, & \lambda < -1 \end{cases}$$
$$k_h(\tau) = 1 + \sum_{l_k=1}^{\infty} \frac{A_{l_k}}{k_m} \cos(l_k \omega \tau + \varphi_{l_k}) \quad (22)$$
$$f_e = \sum_{l_k=1}^{\infty} \frac{A_{l_k}}{b_m} (l\omega)^2 \cos(l_k \omega \tau + \varphi_{l_k}) \quad (23)$$

$i=1, 2$ —主、从动齿轮;
 $j=x, y, z$ —三个坐标方向。

齿轮振动以轮齿的啮合周期为周期。将一个啮合周期分成 120 份, 计算时变几何传动误差与啮合刚度, 对方程组(21) 进行降阶处理, 转化为 14 自由度一阶微分方程组。采用 Runge-Kutta 法对振动方程进行循环计算, 获得齿轮副在啮合周期内的无量纲振动加速度均方根。

1.3 设计变量

弧齿锥齿轮的齿面几何是影响齿轮动态特性的重要因素, 其决定了齿轮副的啮合刚度、几何传动误差曲线以及承载传动误差曲线。根据“局部综合法”, 弧齿锥齿轮的齿面几何由齿轮副在参考点处的齿面二阶接触参数控制形成。

因此, 本文将“局部综合法”中的两个齿面二阶接触参数: 大轮齿面参考点处啮合迹线的方向角 θ ; 传动比的一阶导数值 m'_{21} , 作为设计变量 X , $X = [\theta \quad m'_{21}]^T$ 。

1.4 约束条件

1) 边界约束条件: 啮合迹线的方向角以啮合迹线与大轮根锥的夹角来定义, 对于小轮左旋大轮右旋的齿轮副, 其范围为 $0^\circ \sim 90^\circ$, 越接近 0° 接触迹线越接近于根锥平行; 对于小轮右旋大轮左旋的齿轮副, 其范围为 $90^\circ \sim 180^\circ$, 越接近 180° 接触迹线越接近于根锥平行。为了得到大轮滞后的抛物线形传动误差, 参考点处传动比一阶导数值取为负值区间, 区间大小由设计者给定。

2) 静态约束条件: 为了保证齿轮副传动的连续性与平稳性以及防止发生边缘接触时齿轮副运动的强振动性, 约束齿轮副的设计重合度大于等于 2.0, 承载传动误差曲线的下限高于几何传动误差曲线两端点中的较高点。

2 优化方法的选择

在本文中, 优化变量为齿轮副局部控制参数, 是齿轮副的设计参数; 优化目标函数为齿轮副动力学求解结果, 是传动系统的动态响应结果, 两者之间没有直接联系, 在实际中不能建立由优化变量到目标函数的解析表达式, 而且在优化空间内存在多个局部最优解, 因此传统的优化算法在此并不适用。

遗传算法^[17] 是模拟生物在自然环境中的遗传和进化过程而形成的一种自适应全局优化概率搜索算法, 它通过对种群的繁衍和优化, 将问题的

最优解收敛到一群最适应环境的个体上,为复杂系统的优化提供了一种方法.

本文选用遗传算法作为优化方法.标准的遗传算法包括编码、初始种群生成、适应度评估和检测、选择、交叉和变异.

2.1 编 码

本文中的设计变量为连续变量,先将每个设计变量表示为对应的二进制字符串即染色体.染色体通过编码、解码的方式与实际问题的优化变量进行相互转化.

2.2 适应度函数

适应度函数构成了个体的生存环境,适应度值是群体中个体生存机会选择的唯一确定性指标,具有高适应度值的染色体将作为下一代染色体进化的父本.

本文适应度函数为

$$f(x_i)=\frac{1}{\bar{a_i}+0.001}$$

(24)

$\bar{a_i}$ —染色体 x_i 对应的传动系统振动加速度均方根.

2.3 遗传算法操作算子

标准遗传算法的操作算子包括选择(复制)、交叉(重组)、变异三种基本形式,它们构成了遗传算法具备强大搜索能力的核心.

为了防止少数染色体个体由于适应度函数较高而被大量复制,群体多样性迅速消失,导致算法过早收敛.本文在保证每代最优染色体基因不变的情况下,对种群其余染色体进行不同程度的修改,改变的程度由其趋近函数决定

$$x_{i+1}(j)=x_i(j)+e_{ta}\times\frac{f(x_i(0))-f(x_i(j))}{f(x_i(0))}\times$$
$$[x_i(0)-x_i(j)]$$

(25)

$x_i(0)$ — i 代种群中最优个体;

$f(x_i(0))$ — i 代种群最优个体对应的适应度值;

$x_i(j)$ — i 代种群中第 j 个个体;

$f(x_i(j))$ — i 代种群第 j 个个体的适应度值;

e_{ta} —趋近函数系数;

$x_{i+1}(j)$ —新一代种群中第 j 个个体.

将变化后的种群作为新的种群来进行交叉变异操作.本文使用单点交叉、二进制变异.

2.4 终止循环条件

遗传算法一般采用设定最大进化代数来终止迭代过程,本文在此基础上增加了适应度相似

收敛,当一代群体中的染色体适应度值之间的差异满足如下关系时,算法提前结束.

$$f(x_i(0))-\min(f(x_i))<\varepsilon$$

(26)

$\min(f(x_i))$ — i 代种群最小适应度值;

ε —程序终止收敛精度.

图 2 为弧齿锥齿轮动态特性优化算法流程图.

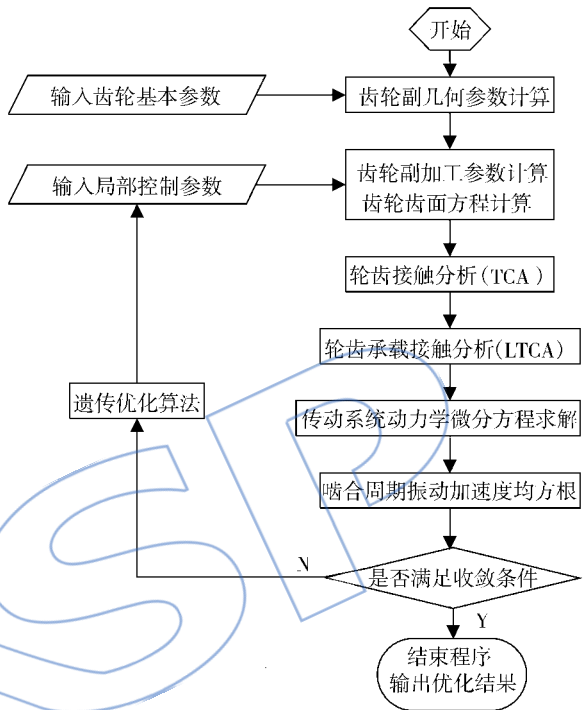


图 2 弧齿锥齿轮动态特性优化设计流程图
Fig. 2 Flow chart of dynamic characteristics optimization design for spiral bevel gear

3 优化实例及其结果

考虑单级弧齿锥齿轮传动系统优化设计,传动系统额定功率 300kW,主动轮转速 5 000 r/min,从动轮负载 1000N·m.齿轮参数见表 1.在结构上使用圆锥滚子轴承,主动轮悬臂支承,从动轮简

表 1 齿轮副几何参数

Table 1 Geometric parameters of the gear pair

参数	主动轮	从动轮
齿数	29	52
模数	5.5	5.5
压力角/(°)	20	20
螺旋角/(°)	35	35
齿宽/mm	40	40
旋向	左旋	右旋
工作转向	顺时针	逆时针

支. 根据空间接触赫兹理论求出轴承刚度, 再由轴与轴承的变形, 得出额定工况下系统支承刚度为

$$K_{1x} = 7.18 \times 10^7 \text{ N/m}; K_{2x} = 4.44 \times 10^8 \text{ N/m};$$
$$K_{1y} = 1.36 \times 10^7 \text{ N/m}; K_{2y} = 4.73 \times 10^8 \text{ N/m};$$
$$K_{1z} = 2.62 \times 10^8 \text{ N/m}; K_{2z} = 6.67 \times 10^8 \text{ N/m}.$$

啮合阻尼比与支承阻尼比取为 0.07, 几何传动误差函数用 3 次多项式拟合, 啮合刚度函数用 6 次多项式拟合.

遗传算法种群参数分别取为: 啮合迹线的方向角 $\theta \in [0^\circ, 90^\circ]$; 传动比一阶导数值 $m'_{21} \in [-0.020, -0.003]$; 初始值 $X_0 = [20^\circ \quad -0.010]^T$; 种群染色体个数 $N_p = 20$; 最大进化代数 $M_{\text{generation}} = 100$; 交叉概率 $P_c = 0.5$; 变异概率 $P_m = 0.01$; 趋近系数 $e_{\text{ta}} = 0.8$; 程序收敛精度 $e = 0.01$; 计算精度为 $z = 0.0001$.

经运算求解, 全局优化过程如图 3 所示.

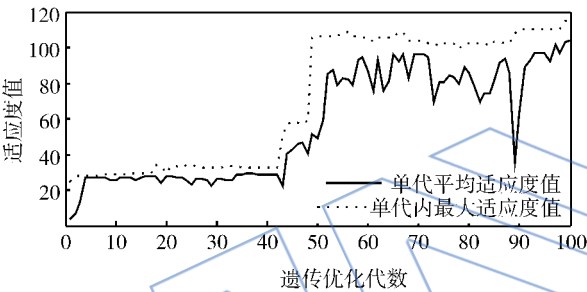


图 3 全局优化曲线

Fig. 3 Curve of the global optimization process

图 3 中, 单代平均适应度值是本代所有个体适应度值的平均值, 它反映了这一代所有个体与全局最优解的趋近情况; 单代内最大适应度值则代表了本代所有个体适应度值的最大值, 它反映了一代内的局部最优解所对应的适应度值.

图 3 中, 两曲线在总体变化趋势上表现出一致性, 表明了遗传算法的有效性; 而单代平均适应度值曲线在某些局部处波动性较为明显, 是由于算法中变异因子的作用使得本代某些个体超出了静态约束条件, 从而导致其适应度值很低, 并最终导致本代适应度平均值很低.

由图 3 可以发现, 全局优化过程最后一代就是优化过程中最好的一代. 最优代内所有个体对应的适应度曲线如图 4 所示.

综合图 3 与图 4 可得, 末代第四个个体既是本代优化的局部最优解, 同时也是全局优化的最优解.

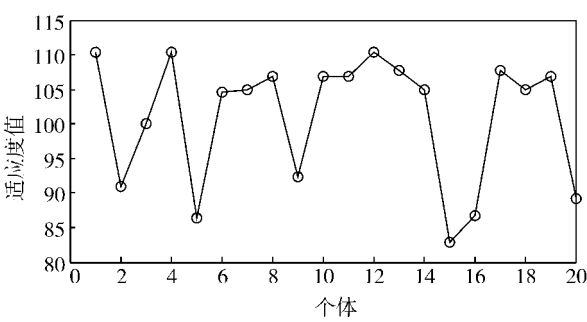


图 4 末代个体适应度曲线

Fig. 4 Fitness curve of the last generation

至此完成遗传算法优化, 并得到全局最优解: $X = [\theta \quad m'_{21}]^T = [9.85^\circ \quad -0.0048]^T$. 对应此解, 齿轮副的承载传动误差曲线如图 5 所示.

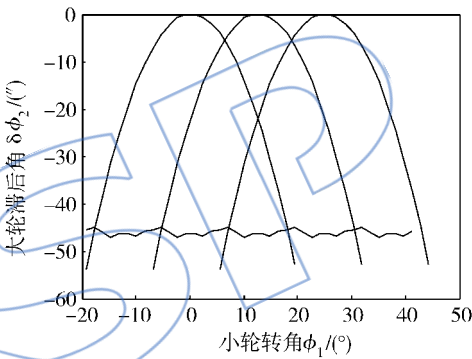


图 5 优化结果对应的传动误差曲线

Fig. 5 Transmission error curve of the optimum solution

根据“局部综合法”, 一组局部控制参数对应一组齿轮副加工参数, 采用局部控制参数的优化可实现对齿轮副加工参数的优化, 从而实现了本文优化的实际意义: 以最优局部控制参数下的齿轮副加工参数进行齿轮实体加工, 可获得动态特性较优的齿轮副.

4 结 论

在所研究的齿轮传动优化数学模型中, 考虑了啮合刚度的时变性、几何传动误差的非线性、齿轮副间隙以及轴承刚度对齿轮振动的影响, 这使得传动系统动态响应的求解结果更加接近实际.

在齿轮传动的优化设计中, 以啮合周期振动加速度均方根作为目标函数, 以影响齿面形成的局部控制参数为优化变量, 直接体现了齿面几何设计与传动系统结构对齿轮副振动的影响.

最后的实例运算证明了弧齿锥齿轮动态特性优化方法的有效性.

参考文献:

- [1] Wildhaber E. Basic relationships of hypoid gears[J]. American Machinist, 1946, 90: 108-118.
- [2] Litvin F L. Local synthesis and tooth analysis of face milled of spiral bevel gears[R]. NASA CR43 42, 1990.
- [3] Litvin F L, Vecchiato D, Gurovich E. Computerized developments in design, generation, simulation of meshing, and stress analysis of gear drive[J]. Meccanica, 2005, 40: 291-324.
- [4] Stadtfeld H J. The ultimate motion graph[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2000, 122(3): 317-322.
- [5] WANG Peiyu, FONG Zhanghua. Fourth order kinematic synthesis for face milling spiral bevel gears with modified radial motion correction[J]. Journal of Mechanical Design, 2006, 128(2): 457-467.
- [6] 魏冰阳, 方宗德, 周彦伟, 等. 基于变性能的高阶传动误差设计与分析[J]. 西北工业大学学报, 2003, 21(6): 757-760.
WEI Bingyang, FANG Zongde, ZHOU Yanwei, et al. On improving design of spiral bevel gear with higher-order transmission error curve[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2003, 21(6): 757-760. (in Chinese)
- [7] 杨宏斌, 范明, 周彦伟, 等. 高齿准双曲面齿轮的研究[J]. 中国机械工程, 2000, 11(6): 897-899.
YANG Hongbin, FAN Ming, ZHOU Yanwei, et al. Research on high tooth hypoid gears[J]. China Mechanical Engineering, 2000, 11(6): 897-899. (in Chinese)
- [8] 方宗德, 邓效忠. 高重合度螺旋锥齿轮的设计与仿真[J]. 西北工业大学学报, 2002, 20(2): 213-217.
FANG Zongde, DENG Xiaozhong. On reducing amplitude of transmission error of hypoid or spiral bevel gear[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2002, 20(2): 213-217. (in Chinese)
- [9] 王小椿, 吴序堂. 弧齿锥齿轮和双曲线齿轮的三阶接触分析和优化切齿计算[J]. 齿轮, 1989, 13(2): 1-10.
WANG Xiaochun, WU Xutang. Third order contact analysis and optimization on machine tool settings of spiral bevel gears or hypoid[J]. Gear, 1989, 13(2): 1-10. (in Chinese)
- [10] 田行斌, 方宗德. 弧齿锥齿轮加工参数的全局优化设计[J]. 航空动力学报, 2000, 15(1): 75-77.
TIAN Xingbin, FANG Zongde. Overall optimization on machine tool settings of spiral bevel gears[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(1): 75-77. (in Chinese)
- [11] 吴训成, 毛世民, 吴序堂. 点啮合齿面主动设计研究[J]. 机械工程学报, 2000, 36(4): 70-73.
WU Xuncheng, MAO Shimin, WU Xutang. Study on the function oriented design of point-contact tooth surfaces[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(4): 70-73. (in Chinese)
- [12] 曹雪梅, 方宗德, 张金良, 等. 弧齿锥齿轮的齿面主动设计[J]. 机械工程学报, 2007, 43(8): 155-158.
CAO Xuemei, FANG Zongde, ZHANG Jinliang, et al. Function oriented active tooth surface design of spiral bevel gears[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(8): 155-158. (in Chinese)
- [13] 高建平. 弧齿锥齿轮与准双曲面齿轮非线性系统动力学[D]. 西安: 西北工业大学, 1999.
GAO Jianping. Non linear system dynamics of spiral bevel gears and hypoid gear drives[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2006. (in Chinese)
- [14] 王三民, 沈允文, 董海军. 含间隙和时变啮合刚度的弧齿锥齿轮传动系统非线性振动特性研究[J]. 机械工程学报, 2003, 39(2): 28-32.
WANG Sanmin, SHEN Yunwen, DONG Haijun. Nonlinear dynamical characteristics of a spiral bevel gear system with backlash and time varying stiffness[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(2): 28-32. (in Chinese)
- [15] 王立华, 黄亚宇, 李润方, 等. 弧齿锥齿轮传动系统的非线性振动特性研究[J]. 中国机械工程, 2007, 18(3): 260-264.
WANG Lihua, HUANG Yayu, LI Runfang, et al. Study on nonlinear vibration characteristics of spiral bevel transmission system[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(3): 260-264. (in Chinese)
- [16] 唐增宝, 钟毅芳. 齿轮传动的振动分析与动态优化设计[M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1994: 123.
TANG Zengbao, ZHONG Yifang. Gear vibration analysis and dynamic optimization design[M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 1994: 123. (in Chinese)
- [17] 李敏强, 寇纪淞, 林丹. 遗传算法的基本理论与应用[M]. 北京: 科学出版社, 2002.
LI Minqiang, KOU Jisong, LIN Dan. The basic theory and application of genetic algorithm[M]. Beijing: Science Press, 2002. (in Chinese)