

文章编号:1674-8190(2018)02-281-07

航空齿轮减速器稳健优化设计研究

韩冰海

(中航锂电(洛阳)有限公司, 洛阳 471003)

摘要: 航空齿轮减速器通常对重量、强度、效率以及可靠性有极高的要求,考虑到其所处工况的随机性、工艺水平的差异性以及材料强度等力学性能参数的波动性,传统的确定性参数优化设计已不能满足工程实际的需求。在传统的确定性优化设计模型的基础上,基于 6σ 稳健设计基本理论建立齿轮传动系统的多目标稳健设计优化模型,并采用NSGA-II多目标优化算法进行求解;以某航空齿轮减速器中单级斜齿圆柱齿轮系统为研究对象进行实例分析。结果表明:本文提出的基于 6σ 稳健设计理论的齿轮传动系统优化模型充分考虑了不确定性因素对优化的影响,具有一定的工程应用价值。

关键词: 齿轮传动;减速器; 6σ ;稳健设计;多目标优化

中图分类号: TH132.1

文献标识码: A

DOI: 10.16615/j.cnki.1674-8190.2018.02.019

Study on Robust Design for Aviation Gear Reducer

Han Binghai

(China Aviation Lithium Battery(Luoyang) Co., Ltd., Luoyang 471003, China)

Abstract: Aviation gear reducer usually has high requirements for weight, strength, reliability and efficiency. Considering the random characteristic of working conditions, the difference of technological level and the fluctuation of mechanical parameters such as material strength, the traditional deterministic parameter optimization design can not meet the needs of engineering practice. On the foundation of traditional deterministic optimization model, the multi-objective robust design optimization model of gear drive system is developed based on the basic theory of robust design of 6σ , and the Pareto solutions are obtained using NSGA-II multi-objective optimization algorithm. Subsequently, robust optimization for a single-stage helical gear system in an aviation gear reducer is carried out. The results show that the robust design model presented in this paper gives full consideration to the impact of uncertainty on optimization and is of certain value for engineering application.

Key words: gear transmission; reducer; 6σ ; robust design; multi-objective optimization

0 引言

航空齿轮减速器通常工作于高转速高负荷工况,其结构复杂,是一个故障多发、可靠性差的部件,对其结构进行研究和优化具有重要的工程实际意义。传统的齿轮传动系统优化设计多未考虑齿轮所承载荷和转速等工况参数的随机性、工艺水平的差异性,以及材料强度等力学性能参数的波动对

优化目标和约束条件的影响,因此,优化结果不可避免地与实际具有较大差异,即传动系统的性能仍可能随着噪声因素的变化而产生较大范围内的波动。工程实际中通常通过严格控制加工制造精度以尽可能消除影响因素的波动性,从而提高优化目标和约束条件的稳健性,但是实际中却难以实现,也会付出很大代价^[1]。稳健优化设计理论^[2]的蓬勃发展为齿轮减速器的结构优化设计提供了新思路。

1998年,Isaias C. Regalado^[3]首次通过正交试验和田口法,以圆柱齿轮传动中大齿轮和小齿轮的弯曲疲劳寿命相差最小、接触疲劳寿命相差最小、

噪声最小、效率最高和体积最小为优化目标,以齿数、压力角、螺旋角、齿宽、刀具变位系数和法面模数等为设计变量,同时加入噪声因素、压力角偏差、螺旋角偏差和扭矩偏差,进行稳健优化设计;R. Dong 等^[4]发现齿轮的安全系数对噪声因素比较敏感,采用插值分析方法对风电齿轮箱齿轮传动系统的强度进行稳健优化设计,并通过随机抽样对比了常规优化设计和稳健优化设计的结果,证明稳健优化设计的结果能够满足设计要求;Shaul Salomon 等^[5]采用主动稳健优化设计方法,考虑载荷等工况参数的变化,以减速器的能源效率最高和产品花费最低为目标,对减速器的级数和各级传动比进行优化;董恩国等^[6]应用双响应面方法,建立了行星齿轮机构体积均值和方差的双响应面模型,对其进行稳健设计研究;周娜^[7]将可靠性敏感性理论与稳健设计方法相结合,基于可靠性优化模型研究了齿轮传动的可靠性稳健设计问题,并提出了可靠性稳健设计的数值方法^[7]。综上所述,齿轮传动系统稳健优化设计的研究大多只考虑优化目标的稳健性,而忽略约束条件的稳健性,并且多为单目标优化。

针对航空齿轮减速器优化设计中出现的诸多问题,本文以航空齿轮减速器中常用的斜齿圆柱齿轮传动系统为研究对象,综合考虑噪声因素的波动性,基于 6σ 稳健优化设计理论,以重量、效率、可靠度为优化目标,建立齿轮传动系统的多目标稳健优化设计数学模型,并采用 NSGA-II 多目标优化算法进行优化求解,得到 Pareto 前沿解集。

1 6σ 稳健优化设计基本理论

6σ 稳健优化设计是从统计学的角度出发,用概率模型分析不确定因素对产品性能产生的影响,再依据概率分析的方法来控制随机变量对产品性能的影响,获得满足产品性能、可靠性和成本等各方面要求的最优解集。它是将 6σ 质量管理理念、可靠性设计、优化设计以及稳健设计相结合的一种现代设计方法,其中,对不确定性因素的处理全面综合了蒙特卡洛分析法、可靠性分析和基于可靠性的优化设计以及田口法等方法的优点,是一套完整的评估、改进可靠性和稳健性的优化设计方法^[8]。在 6σ 稳健优化设计过程中,通过改进设计变量的均值和方差,有效地降低产品违反性能约束的概率,提高产品的可靠度。

6σ 稳健优化设计的通用数学模型为

$$\begin{aligned} \min & \mu_f(x) + m\sigma_f(x) \\ \text{s. t. } & \mu_{g_j}(x, p) + m\sigma_{g_j}(x, p) \leq 0 \quad (j=1, 2, \dots, n) \\ & x_L + m\sigma_x \leq x \leq x_U - m\sigma_x \end{aligned} \quad (1)$$

式中: $\mu_f(x)$ 和 $\sigma_f(x)$ 分别为优化目标的均值和方差; μ_{g_j} 和 σ_{g_j} 分别为第 j 个约束条件的均值和方差; m 为 σ 水平,本文 m 取值为6; x 为设计变量; x_L 和 x_U 分别为设计变量 x 的上限值和下限值; σ_x 为设计变量的方差。

从式(1)可以看出: 6σ 稳健优化设计的目标函数中包含了设计目标的方差,从而使优化目标在接近最优解的同时,其波动量也达到了最小化,即保证了设计目标的稳健性;在约束中考虑了约束函数可能存在的容差,采用使约束函数偏离约束边界的方法,以此提高设计的可靠性,可靠性的度量是 6σ 水平。

2 航空齿轮减速器 6σ 稳健优化设计

以单级斜齿圆柱齿轮减速器为研究对象,通过分析并考虑可控因素和不可控因素,建立 6σ 稳健优化数学模型,并求取稳健解的。

2.1 可控因素和不可控因素

参考 ISO 6336 齿轮标准^[9-11],总结出影响齿轮强度、重量、效率等性能的相关参数,如图1所示,结合可控因素和噪声因素的概念,可以看出:可控因素包括结构参数和加工参数,其中,结构参数包含齿数、模数、压力角、螺旋角、变位系数和齿宽系数,加工参数包含刀具齿顶圆角半径和精度等级;不可控因素包括工况参数和材料参数,其中,工况参数包含功率和转速,材料参数包含接触疲劳极限应力和弯曲疲劳极限应力。

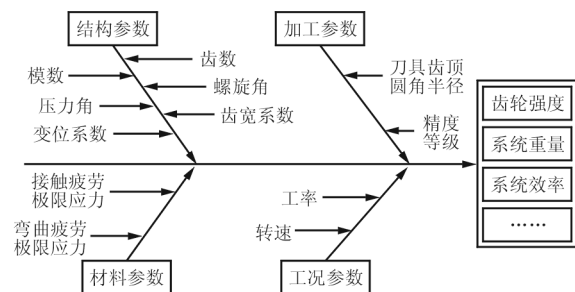


图1 齿轮性能相关参数

Fig. 1 Parameters related to gear performance

可控因素和不可控因素中各随机变量的均值主要通过实验或者参数手册计算获得,而其标准差通过变异系数 C 获得^[12]。

2.2 确定性优化设计模型

按照航空齿轮传动系统轻量化、高效率和高安全性的要求,在满足承载能力的条件下,把传动系统的重量和效率作为优化目标。由于齿轮弯曲疲劳失效和齿面接触疲劳破坏是航空齿轮最普遍的失效形式,而在航空发动机的维修中,失效的齿轮中有 85% 是由于齿面的接触疲劳破坏而失效的^[13]。因此,将齿面接触强度也作为优化目标之一。

(1) 目标函数

设计目标有三个,分别为传动系统的重量最小、齿面接触强度最高、传递效率最高。

① 传动系统的重量最小表示为

$$Y_1 = \rho V = \frac{\pi}{4} \rho b d_1^3 (1 + i^2) \quad (2)$$

式中: ρ 为齿轮的材料密度; V 为传动系统的体积; b 为齿宽; d_1 为主动轮的分度圆直径; i 为传动比。

② 齿面接触强度最高表示为

$$Y_2 = -\ln S_H \quad (3)$$

③ 传递效率最高表示为

$$\epsilon_a = [z_1 (\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha_t') + z_2 (\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha_t')] / (2\pi) \geq 1.2 \quad (7)$$

式中: ϵ_a 为端面重合度; α_{at1} 和 α_{at2} 分别为主动轮和从动轮的齿顶圆端面压力角; α_t' 为端面啮合角。

③ 不发生过渡曲线干涉

$$\tan \alpha_t' - \frac{z_2}{z_1} (\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha_t') - \left[\tan \alpha_t - \frac{4(h_{an}^* - x_{n1}) \cos \beta}{z_1 \sin \alpha_t} \right] \geq 0 \quad (8)$$

从动轮齿根与主动轮齿顶不发生干涉的条件为

$$\tan \alpha_t' - \frac{z_1}{z_2} (\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha_t') - \left[\tan \alpha_t - \frac{4(h_{an}^* - x_{n2}) \cos \beta}{z_2 \sin \alpha_t} \right] \geq 0 \quad (9)$$

④ 保证必要的齿顶厚度

正变位系数增大会导致齿轮齿顶厚度减小,因此,变位齿轮的齿顶厚度应满足一定的约束条件。

主动轮齿顶厚度的约束为

$$Y_3 = 1 - \eta \quad (4)$$

式中: η 为传递效率。

(2) 设计变量

设计变量有六个,分别为主动轮齿数 z_1 、法面模数 m_n 、压力角 α 、螺旋角 β 、齿宽系数 Φ_d 以及精度等级 A_g 。

(3) 约束条件

约束条件有 6 个,分别为齿轮不发生根切,保证必要的重合度,不发生过渡曲线干涉,保证必要的齿顶厚度,强度约束以及设计变量的边界条件。

① 齿轮不发生根切

加工变位齿轮时,主、从动齿轮不产生根切的最小变位系数分别为

$$x_{n1} - \left(h_{an}^* - \frac{z_1 \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta} \right) \geq 0 \quad (5)$$

$$x_{n2} - \left(h_{an}^* - \frac{z_2 \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta} \right) \geq 0 \quad (6)$$

式中: x_{n1} 、 x_{n2} 分别为主、从动齿轮的法向变位系数; h_{an}^* 为法向齿顶高系数; z_1 、 z_2 分别为主、从动齿轮齿数; α_t 为端面压力角; β 为螺旋角。

② 保证必要的重合度

重合度与齿轮传动的平稳性直接相关,一般对重合度的要求为

主动轮齿根与从动轮齿顶不发生干涉的条件为

$$d_{a1} \left(\frac{\pi + 4x_{n1} \tan \alpha_n}{2z_1} + \text{inv} \alpha_t - \text{inv} \alpha_{at1} \right) \geq 0.4m_t \quad (10)$$

从动轮齿顶厚度的约束为

$$d_{a2} \left(\frac{\pi + 4x_{n2} \tan \alpha_n}{2z_2} + \text{inv} \alpha_t - \text{inv} \alpha_{a2} \right) \geq 0.4m_t \quad (11)$$

式中: d_{a1} 和 d_{a2} 分别为主动轮和从动轮的齿顶圆直径; α_n 为分度圆的法向压力角; m_t 为端面模数。

⑤强度约束

$$S_F \geq S_{F\min} \quad (12)$$

$$S_H \geq S_{H\min} \quad (13)$$

式中: S_F 和 S_H 分别为齿轮的弯曲疲劳强度安全系数和接触疲劳强度安全系数; $S_{F\min}$ 和 $S_{H\min}$ 分别为齿轮的最小弯曲疲劳强度安全系数和最小接触疲劳强度安全系数。

⑥设计变量的边界条件

$$\begin{cases} 1 \leq m_n \leq 5 \\ 25 \leq z_1 \leq 45 \\ 0.3 \leq \Phi_d \leq 0.9 \\ 8 \leq \beta \leq 25 \\ 16 \leq \alpha_n \leq 25 \\ 5 \leq A_g \leq 6 \end{cases} \quad (14)$$

2.3 6σ 稳健优化设计数学模型

在上述齿轮传动系统确定性优化设计模型的基础上,基于 6σ 稳健优化设计理论,齿轮传动系统的稳健优化设计模型可表示为

$$\begin{aligned} \min f_k &= \mu_{Y_k(x)} + 6\sigma_{Y_k(x)} \quad (k=1,2,3) \\ \text{s. t. } \mu_{g_j(x)} + 6\sigma_{g_j(x)} &\leq 0 \quad (j=1,2,\dots,10) \\ x_L + 6\sigma_x &\leq x_\mu \leq x_U - 6\sigma_x \end{aligned} \quad (15)$$

6σ 稳健优化设计方法必须计算输出的均值和方差,常用方法有蒙特卡洛模拟法和一次二阶矩法^[14],且二者实现起来并不十分复杂,但蒙特卡洛方法为随机抽样,其所需采样次数巨大,因此计算效率较低。本文采用一次二阶矩方法实现对期望和方差的求解。将函数 $g(x_1, x_2, \dots, x_n)$ 在其均值点进行泰勒展开:

$$\begin{aligned} g(x) &= g_\mu + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g}{\partial x_i} \right)_\mu (x_i - \mu_i) + \\ &\quad \frac{1}{2} \sum_{i,j=1}^n \left(\frac{\partial^2 g}{\partial x_i \partial x_j} \right)_\mu (x_i - \mu_i)(x_j - \mu_j) + R_n \end{aligned} \quad (16)$$

式中: g_μ 为函数 $g(x)$ 在 $x_i = \mu_i$ 的值。

设各 x_i 相互独立,对式(16)取一次近似,可得:

$$\begin{aligned} E(g) &= E(g_\mu) + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g}{\partial x_i} \right)_\mu [E(x_i) - E(\mu_i)] \\ &= g_\mu = g(\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n) \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} D(g) &= D(g_\mu) + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g}{\partial x_i} \right)_\mu^2 [D(x_i) - D(\mu_i)] \\ &= \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g}{\partial x_i} \right)_\mu^2 D(x_i) \end{aligned} \quad (18)$$

或者写为

$$\mu_g = g_\mu \quad (19)$$

$$\sigma_g^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g}{\partial x_i} \right)_\mu^2 \sigma_i^2 \quad (20)$$

把上述常规优化设计数学模型中的约束条件转化为以下形式:

$$g \leq 0 \quad (21)$$

通过一次二阶矩法可以求得相应约束变量的标准差。

对于约束条件中 σ_{S_F} 和 σ_{S_H} 的求解,由于

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} \quad (22)$$

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \quad (23)$$

式中: σ_{HG} 和 σ_{FG} 分别为齿轮的许用接触应力和许用弯曲应力; σ_H 和 σ_F 分别为齿轮的接触应力和弯曲应力。

对式(22)~式(23)等式两边取对数,可得:

$$\ln S_H = \ln \sigma_{HG} - \ln \sigma_H \quad (24)$$

$$\ln S_F = \ln \sigma_{FG} - \ln \sigma_F \quad (25)$$

由于 σ_{HG} 、 σ_{FG} 、 σ_H 和 σ_F 分别服从对数正态分布,结合一次二阶矩法,得:

$$\sigma_{\ln S_H} = \sqrt{\sigma_{\ln \sigma_{HG}}^2 + \sigma_{\ln \sigma_H}^2} \quad (26)$$

$$\sigma_{\ln S_F} = \sqrt{\sigma_{\ln \sigma_{FG}}^2 + \sigma_{\ln \sigma_F}^2} \quad (27)$$

结合 σ_F 、 σ_{FG} 、 σ_H 和 σ_{HG} 的变异系数公式:

$$C_{\sigma_F} = \sqrt{C_{K_A}^2 + C_{K_V}^2 + C_{K_{F\beta}}^2 + C_{K_{F\alpha}}^2 + C_{Y_F}^2 + C_{Y_S}^2 + C_{Y_\epsilon}^2 + C_{Y_\beta}^2 + C_{K_C}^2} \quad (28)$$

$$C_{\sigma_{FG}} = \sqrt{C_{\sigma_{Flim}}^2 + C_{Y_{ST}}^2 + C_{Y_{NT}}^2 + C_{Y_{\delta rel T}}^2 + C_{Y_{Rel T}}^2 + C_{Y_X}^2} \quad (29)$$

$$C_{\sigma_H} = \sqrt{C_{Z_E}^2 + \frac{1}{4}(C_{K_A}^2 + C_{K_V}^2 + C_{K_{H\beta}}^2 + C_{K_{H\alpha}}^2 + C_{K_C}^2)} \quad (30)$$

$$C_{\sigma_{HG}} = \sqrt{C_{\sigma_{Hlim}}^2 + C_{Z_N}^2 + C_{Z_L}^2 + C_{Z_V}^2 + C_{Z_R}^2 + C_{Z_W}^2 + C_{Z_X}^2} \quad (31)$$

式中: C 为变异系数, 下标代表齿轮许用应力和应力计算过程的中间变量, 其中, K_A 为使用系数; K_V 为动载系数; $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 分别为计算接触应力和弯曲应力的齿向载荷分布系数; $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$ 分别为计算接触应力和弯曲应力的齿间载荷分配系数; Y_F 为齿形系数; Y_S 为应力修正系数; K_C 为计算系数; Z_E 为弹性系数; Y_{ST} 为试验齿轮的应力修正系数; Y_{NT} 为计算弯曲应力的寿命系数; $Y_{\delta rel T}$ 为相对齿根圆角敏感系数; $Y_{Rel T}$ 为相对齿根表面状况系数; Y_X 和 Z_X 为尺寸系数; Z_N 为计算接触应力的寿命系数; Z_L 为润滑系数; Z_V 为速度系数; Z_R 为粗糙度系数; Z_W 为齿面工作硬化系数。

计算许用应力和应力所需要的中间变量的变异系数选取参见文献[15]。

由于服从对数正态分布的变量 x 的变异系数 C_x 和 $\ln x$ 的标准差之间存在如下关系:

$$\sigma_{\ln x} = \ln(C_x^2 + 1) \quad (32)$$

根据 Zhang Y M 等[12] 给出的中间变量的变异系数, 可求得相应的 σ_F 、 σ_{FG} 、 σ_H 和 σ_{HG} 的变异系数, 然后根据式(32)求出相应的对数标准差。

齿轮优化数学模型中的优化目标为重量、接触强度和效率。重量的标准差可由一次二阶矩方法求得; 接触强度安全系数和效率的标准差则可以采用上述计算方法。

2.4 稳健优化设计模型的求解

齿轮传动系统稳健优化设计模型为多目标优化问题。处理多目标优化问题的传统方法为将各目标函数乘以权重系数并进行线性相加, 从而将多目标优化问题转化为单目标优化问题。显然, 在不同的权重系数下, 模型求解所得到的结果也有所不同。随着优化理论的发展, 基于 Pareto 最优解机制的多目标优化算法被提出, 其基本思想为获取在无法改进任何目标函数的同时又不削弱至少一个其他目标函数的一组解集。本文采用 K. Deb[16] 于 2002 年提出的 NSGA-II 多目标优化算法进行求

解, 该方法是目前非常优秀的进化多目标算法, 已在工程优化中得到了广泛应用。

NSGA-II 优化算法的基本流程为: 首先随机生成包含一定数量个体的初始种群, 然后对初始种群进行非支配排序, 再依次对种群进行选择、交叉和变异三种遗传算法的基本操作, 从而得到下一代种群; 其次, 将上述操作得到的子代种群和父代种群合并再进行快速非支配排序, 并计算各非支配层中个体的拥挤度; 最后根据个体的拥挤度和非支配关系选择同等规模的个体生成父代种群并继续采用选择、交叉和变异三种遗传算法的基本操作产生子代种群。依此类推, 直到达到所要计算的遗传代数为止。

3 算例分析

涡轮轴航空发动机某减速器由单级斜齿圆柱齿轮传动系统组成, 减速比为 3.54。输入功率为 113.4 kW, 输入转速为 20 900 r/min, 输出转速为 5 915 r/min。

要建立齿轮系统的稳健优化设计数学模型, 必须首先建立各个变量的方差或变异系数。根据随机变量的均值和方差的选取原则[12], 各变量的变异系数如表 1 所示。

表 1 各变量的变异系数

Table 1 Coefficient of variation of variables

变量名称及符号	变异系数 C
齿数 z	0
法向模数 m_n	0.002 5
法向压力角 α_n	0.002 5
法向变位系数 x_n	0.002 5
刀具齿顶圆角半径系数 ρ_p^*	0.1
螺旋角 β	0.002 5
齿宽 b	0.002 5
接触疲劳极限应力 σ_{Hlim}	0.08
弯曲疲劳极限应力 σ_{Flim}	0.08
功率 P	0.08
转速 n	0.08

结合齿轮传动系统的 6σ 稳健优化设计数学模型,运用 NSGA-II 多目标优化算法对稳健优化设计数学模型进行求解。采用 NSGA-II 多目标优化算法求解齿轮传动系统的多目标稳健优化模型得到的 Pareto 最优解集如图 2 所示。

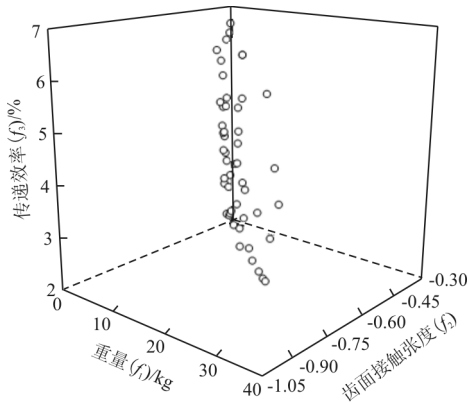


图 2 NSGA-II 优化得到的 Pareto 最优解

Fig. 2 Pareto optimal solution obtained by NSGA-II

从优化得到的 Pareto 最优解集中找出一组和原始方案进行对比。齿轮传动系统优化设计前后设计参数的对比如表 2 所示。

表 2 齿轮传动系统优化前后设计参数对比

Table 2 Comparison of parameters before and after optimization

设计参数	原始方案	优化方案
主动轮齿数	41	41
模数/mm	2	1.5
齿宽系数	0.55	0.54
精度等级	6	5
压力角/(°)	20	24
螺旋角/(°)	21	19

齿轮传动系统的稳健设计结果和初始设计结果的对比如表 3 所示,包含齿轮的设计变量、重量、接触疲劳强度安全系数、效率和弯曲疲劳强度安全系数。

表 3 齿轮传动系统优化前后性能参数对比

Table 3 Comparison of gear transmission system performance before and after optimization

性能参数	原始方案	优化方案
质量/kg	$30.4^{+0.54}_{-0.54}$	$12.3^{+0.15}_{-0.15}$
安全系数	$2.3^{+0.05}_{-0.05}$	$2.02^{+0.04}_{-0.04}$
传动效率	$99.37^{+0.18}_{-0.18}$	$99.42^{+0.1}_{-0.1}$

从表 3 可以看出:传动系统的整体重量与优化之前相比减少了 47.4%;在工况波动和齿轮参数误差的影响下,效率相对提高了 0.08%,效率的波动降低了 44.4%;在保证弯曲疲劳强度安全系数和各个约束条件可靠性的前提下,接触疲劳强度安全系数降低了 5.6%,波动量降低了 20%。总体来说,稳健优化设计得到的设计结果,在稍微降低接触疲劳强度安全系数的情况下,极大地减少了重量并提高了效率,降低了在可控因素和不可控因素作用下的系统性能的波动,保证了系统的稳健性。

4 结论

(1) 通过将 6σ 稳健设计基本理论和 NSGA-II 多目标优化算法相结合,本文建立的齿轮传动系统多目标稳健设计优化模型,可以充分考虑航空齿轮减速器所特有的多种不确定性因素,满足了工程实际的需求。

(2) 以某直升机的涡轮轴发动机内部的单级斜齿圆柱齿轮传动减速器为例,发现基于 6σ 稳健优化设计方法在保证不违背约束条件的前提下,不仅优化了齿轮传动系统的性能,而且降低了在可控因素和不可控因素作用下传动系统性能的波动量。

参考文献

- [1] R Dong, W Sun, H Xu. Robust design optimization of gear parameters for a wind turbine using interval analysis[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2010(1): 2235-2245.
- [2] Hans-Georg Beyer, Bernhard Sendhoff. Robust optimization—a comprehensive survey[J]. Computer Methods in Mechanics and Engineering, 2007, 196: 3190-3218.
- [3] Isaias C Regalado. Application of robustness in the multi-objective optimization of gears[D]. Columbus: The Ohio State University, 1998.
- [4] R Dong, W Sun, H Xu. Robust design optimization of gear parameters for a wind turbine using interval analysis[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2010, 1: 2235-2245.
- [5] Shaul Salomon, Gideon Avigad. Gearbox design for uncertain load requirements using active robust optimization[J]. Engineering Optimization, 2016, 48(4): 652-671.
- [6] 董恩国, 张蕾, 孙奇涵. 基于双响应面法的行星齿轮机构稳健设计研究[J]. 机械传动, 2009, 33(2): 35-37.
Dong Enguo, Zhang Lei, Sun Qihan. Robust design of planet gear based on dual response surface methodology[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2009, 33(2): 35-37.

- (in Chinese)
- [7] 周娜. 多失效模式齿轮传动的可靠性稳健设计理论研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2012.
Zhou Na. Theory research on reliability-based robust design of gear transmission with multiple failure modes[D]. Shenyang: Northeastern University, 2012. (in Chinese)
- [8] 王丰超, 潘毅, 宋袁曾. 基于 6σ 的民机制造工艺稳健优化设计研究[J]. 工业工程与管理, 2014, 19(3): 127-134.
Wang Fengchao, Pan Yi, Song Yuanceng. Study on robust design and optimization technology of civil aircraft manufacturing process based on six-sigma[J]. Industrial Engineering and Management, 2014, 19(3): 127-134. (in Chinese)
- [9] International Organization for Standards. ISO 6636-1-2006 Calculation of load capacity of spur and helical gears, Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors[S]. Geneva, Switzerland, 2006.
- [10] International Organization for Standards. ISO 6636-2-2006 Calculation of load capacity of spur and helical gears, Part 2: Calculation of surface durability(pitting)[S]. Geneva, Switzerland, 2006.
- [11] International Organization for Standards. ISO 6636-3-2006 Calculation of load capacity of spur and helical gears, Part 3: Calculation of bending strength[S]. Geneva, Switzerland, 2006.
- [12] Y M Zhang, Q L Liu, B C Wen. Practical reliability-based design of gear pairs[J]. Mechanism and Machine Theory, 2003, 38(12): 1363-1370.
- [13] 刘滨春. 航空齿轮疲劳失效机理探究[J]. 中国科技信息, 2011(12): 108-109.
Liu Binchun. Research of three basic fatigue failure modes for the aero-engine transmission gear[J]. China Science and Technology Information, 2011(12): 108-109. (in Chinese)
- [14] 李玉强, 崔振山, 陈军. 基于响应面模型的 6σ 稳健设计方法[J]. 上海交通大学学报, 2006, 40(2): 201-205.
Li Yuqiang, Cui Zhenshan, Chen Jun. Six sigma robust design methodology based on response surface model[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2006, 40(2): 201-205. (in Chinese)
- [15] 黄洪钟. 机械传动可靠性理论与应用[M]. 北京: 中国科学技术出版社, 1995: 56-86.
Huang Hongzhong. Theory and application of mechanical transmission reliability [M]. Beijing: China Science and Technology Press, 1995: 56-86. (in Chinese)
- [16] Deb K. An efficient constraint handling method for genetic algorithms[J]. Computer Methods in Mechanics and Engineering, 2000, 186(2): 311-338.

作者简介:

韩冰海(1978—),男,硕士,高级工程师。主要研究方向:项目管理和设计仿真。

(编辑:马文静)