

文章编号: 2095—0411 (2013) 04 - 0041 - 03

混凝土搅拌运输车减速器的优化设计^{*}

陆赛杰¹, 邹 旻¹, 潘月仙¹, 丁 军², 周晓菊²

(1. 常州大学 机械工程学院, 江苏 常州 213016; 2. 江苏省减速机产品质量监督检验中心, 江苏 泰兴 225400)

摘要: 通过对混凝土搅拌运输车减速器设计参数的分析, 发现传统的设计方案虽然满足设计要求, 但往往不是最佳的。现以混凝土搅拌运输车减速器体积最小为目标函数, 确定设计变量和约束条件, 建立起减速器优化设计数学模型; 运用 MATLAB 优化工具箱 fmincon 函数编制出目标 M 文件和约束 M 文件, 运行程序求解出最优设计参数; 通过计算实例可以验证, 其优化结果与传统设计所得结果相比, 具有明显的优化效果。

关键词: 行星减速器; 优化设计; 参数优化

中图分类号: TH 325

文献标识码: A

doi: 10.3969/j.issn.2095—0411.2013.04.008

Optimal Design of the Reducer of Concrete Mixing Truck

LU Sai-jie¹, ZOU Min¹, PAN Yue-xian¹, DING Jun², ZHOU Xiao-ju²

(1. School of Mechanical Engineering, Changzhou University, Changzhou 213016, China; 2. Jiangsu Reducer Product Quality Supervision and Inspection Center, Taixing 225400, China)

Abstract: After going deep into the design parameters of concrete mixing truck reducer, it has been found that the traditional design parameters is able to match the conditions given, but not the optimal. Now taking minimum volume of concrete mixing truck reducer as the objective function, choosing design variables and constraint conditions, the optimum mathematical model is built. Target M file and constraint M file are programmed by fmincon function of the MATLAB optimal toolbox, run it and solve out the optimal design parameters. Compared with the traditional design, optimal design achieved good optimal effect through the calculating example.

Key words: planetary gear reducer; optimal design; parameter optimization

减速器是混凝土搅拌运输车的核心部件之一, 它需要满足轴向尺寸小, 结构紧凑, 传动比大, 输出转矩大, 可靠性高的要求^[1], 所以一般采用行星传动。作为混凝土搅拌运输车的车载装置之一, 它时刻负载在混凝土运输车上, 因此其体积和质量, 对节能降耗有着重要的影响。目前, 我国的混凝土搅拌运输车减速器普遍为国外产品加大安全系数后的仿制品, 因而在质量和体积上存在优化的空间。

本文选择一种当前典型的混凝土搅拌罐车减速器 (行星减速器) 为例进行参数优化。设计 requirements 是: 在满足传动功率的条件下, 要求结构最紧凑, 即使整个结构尺寸最小, 所以目标函数以行星减速器体积最小来构建。行星减速器的体积大小与太阳轮和行星轮的体积有关, 因此可进一步将问题简化为用太阳轮和行星轮体积之和最小来代替行星减速

^{*} 收稿日期: 2013 - 04 - 11

基金项目: 常州市科技攻关项目 (CE20090004); 武进区科技攻关项目 (WG2010018)

作者简介: 陆赛杰 (1989—), 男, 江苏南通人, 硕士生; 通讯联系人: 邹旻。

器的总体积。

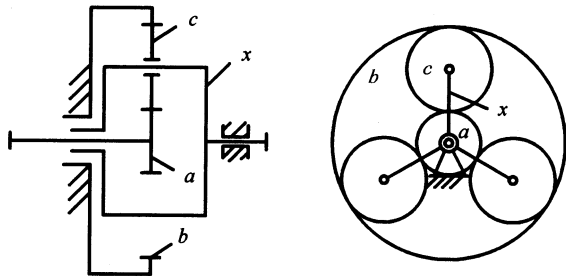
1 优化设计数学模型的建立

1.1 建立目标函数^[2]

以混凝土搅拌运输车减速器的体积最小作为目标。行星减速器的运动简图如图 1 所示。由图 1 可以将行星齿轮传动的体积表示为:

$$V = V_a + n_p V_c = (\pi/4) m^2 b (Z_a^2 + n_p Z_c^2) \quad (1)$$

其中: m —齿轮模数; B —齿轮齿宽; Z_a —太阳轮的齿数; Z_c —行星轮齿数; n_p —行星轮的个数。行星轮的数目可以根据行星减速器的功率分流要求和具体工况条件来确定的^[3], 这里取 $n_p = 3$ 。



说明: a. 太阳轮 b. 内齿圈 c. 行星轮 x. 行星架

图 1 行星减速器的运动简图

Fig. 1 Kinematic diagram of planetary gear reducer

行星齿轮减速器的各齿数传动比的关系式:

$$i_{ax}^b = 1 - i_{ab}^x = 1 + \frac{Z_b}{Z_a} \quad (2)$$

其中, i_{ax}^b 是行星减速器的传动比。

$$\text{又有同轴条件为: } Z_c = \frac{Z_b - Z_a}{2} \quad (3)$$

$$\text{将 (2) (3) 代入 (1) 中可以简化目标函数为} \\ V = (\pi/16) Z_a^2 m^2 b [4 + 3 (i - 2)^2] \quad (4)$$

1.2 确定设计变量

行星齿轮减速器的优化设计中的设计变量一般取模数 m , 齿数 z , 齿宽 b , 变位系数 x 等。可确定设计变量为: $\mathbf{X} = [Z_a, b, m, x_a, x_b, x_c]^T = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6]^T$

1.3 约束条件的确定^[4]

1.3.1 邻接条件

$$d_{ac} < 2a'_{ac} \sin \frac{\pi}{n_p}$$

式中: d_{ac} —行星轮 c 的齿顶圆直径; a'_{ac} —齿轮啮合副的中心距。

$$\text{化简上式可得: } Z_a > \frac{4}{i \sin \frac{\pi}{n_p} - i + 2}$$

$$g_1(x) = \frac{i-2}{2} x_1 + 2 - \frac{i}{2} x_1 \sin \frac{\pi}{3} > 0 \quad (5)$$

1.3.2 安装条件

$$\frac{Z_a + Z_c}{n_p} = D \quad (D \text{ 为正整数})$$

$$\text{即 } x_1 + 5.3x_1 = 3D$$

$$h_1(x) = x_1 = \frac{10}{21} D \quad (6)$$

1.3.3 齿面接触条件

$$d_1 \geq k_d \sqrt[3]{\frac{T_1 k_A k_{H\Sigma} k_{HP}}{\Phi_d \sigma_{Hlim}^2}} \times \frac{U+1}{U}$$

式中: d_1 —太阳轮分度圆直径; k_d —算式系数; T_1 —啮合齿轮副中小齿轮的名义转矩, $N \cdot m$; k_A —使用系数; $k_{H\Sigma}$ —综合系数; k_{HP} —计算接触强度的行星轮载荷分布不均匀系数; φ_d —小齿轮齿宽系数; U —齿数比, 即 $U = \frac{Z_c}{Z_a}$; σ_{Hlim} —试验齿轮的接触疲劳极限, N/mm^2 。

若令 $A = \frac{k_d^3}{\sigma_{Hlim}^2} k_A k_{H\Sigma} k_{HP}$, 则可简化上式:

$$Z_a^2 b m^2 \geq A \frac{i}{i-2} T_1$$

$$g_2(x) = x_1^2 x_3^2 x_2 - A \frac{i}{i-2} T_1 \geq 0 \quad (7)$$

1.3.4 齿根弯曲强度

$$m \geq k_m \sqrt{\frac{T_1 k_A k_{F\Sigma} k_{FP} Y_{Fa1}}{\Phi_d Z_a^2 \sigma_{Flim}}}$$

式中: k_m —算式系数; $k_{F\Sigma}$ —综合系数; k_{FP} —计算弯曲强度的行星轮间载荷分布不均匀系数; Y_{Fa1} —小齿轮齿形系数; σ_{Flim} —试验齿轮弯曲疲劳极限, N/mm^2 。

若令: $B = \frac{K^3}{\sigma_{Flim}} k_A k_{F\Sigma} k_{FP} Y_{Fa1}$, 则齿根弯曲强度公

$$\text{式可简化为: } Z_a^2 b m^2 \geq B T_1$$

$$g_3(x) = x_1^2 x_3^2 x_2 - B T_1 \geq 0 \quad (8)$$

1.3.5 最小模数条件

太阳轮模数设计要求: $m \geq 2$

$$g_4(x) = x_3 - 2 \geq 0 \quad (9)$$

1.3.6 齿宽条件

齿宽设计规范要求齿宽 b 应满足条件:

$$5 \leq \frac{b}{m} \leq 17$$

$$g_5(x) = 5x_3 - x_2 \leq 0 \tag{10}$$

$$g_6(x) = x_2 - 17x_3 \leq 0 \tag{11}$$

1.3.7 无侧隙啮合的几何条件

$$\text{inv}\alpha' = \frac{2(x_a + x_c)}{Z_a + Z_c} \tan\alpha + \text{inv}\alpha$$

$$h_2(x) = 0.113\,427x_1 - x_4 - x_6 = 0 \tag{12}$$

(8) 保证被切制的齿轮不发生根切现象

$$x_a \geq \frac{17 - Z_a}{17}$$

$$g_7(x) = x_4 - 1 + \frac{x_1}{17} \geq 0$$

(9) 保证被切制的齿轮不产生齿顶变尖

$$S_a = d_a \left(\frac{\pi + 4x_a \tan\alpha}{2Z_a} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_a \right) \geq 0.4m$$

$$g_8(x) = 50.58 + 23.44x_4 - 4.946x_1 \geq 0 \tag{13}$$

(10) 重合度约束

齿轮啮合副中的两齿轮均采用正变位, 使啮合角 α' 增大但重合度 ϵ 减小了, 所以需要约束变位后的重合度。

$$\epsilon = \frac{1}{2\pi} [Z_a (\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha') + Z_c (\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha')] \geq 1.2$$

式中: α_{a1} , α_{a2} 是齿顶压力角。

$$g_9(x) = 9.897\,2 - x_1 \leq 0 \tag{14}$$

(11) 保证齿轮啮合时不干涉

对于齿条型刀具加工的外齿轮啮合时, 啮合副 a - c 中的小齿轮齿根不产生干涉的条件是

$$\tan\alpha' - \frac{Z_c}{Z_a} (\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha') \geq \tan\alpha - \frac{4(h_a^* - x_a)}{Z_a \sin 2\alpha}$$

$$g_{10}(x) = 0.034\,4x_1 - 1 + x_4 \leq 0 \tag{15}$$

其中大齿轮齿根不产生干涉的条件是:

$$\tan\alpha' - \frac{Z_a}{Z_c} (\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha') \geq \tan\alpha - \frac{4(h_a^* - x_c)}{Z_c \sin 2\alpha}$$

$$g_{11}(x) = 0.016\,9x_1 + 1 - x_5 \geq 0 \tag{16}$$

综上, 其数学模型可表示为:

$$\text{s. t. } \begin{cases} \min f(x) \\ g_i(x) \leq 0, (i=1, 2 \cdots 11) \\ h_j(x) = 0, (j=2) \end{cases}$$

2 优化方法的选择

从上述建立的数学模型来看, 行星减速器优化设计是一个有多个不等式约束, 有离散设计变量和连续设计变量的单目标函数的优化设计问题, 因此求解可采用离散变量优化方法。离散变量优化方法

有: 离散复合形法, 离散惩罚函数法。本论文通过 MATLAB 优化工具箱中的 fmincon 函数, 建立目标 M 文件和约束条件 M 文件来求解。

其程序框图如图 2 所示。

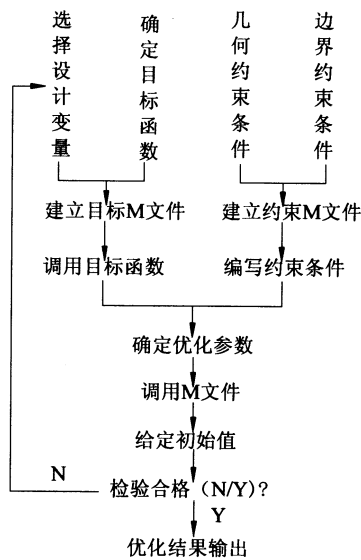


图 2 程序框图

Fig. 2 Program charts

3 计算实例

已知混凝土运输车减速器行星轮系输入功率 $P = 56\text{kW}$, 输入转速 $n = 1\,000\text{r/min}$, 总传动比 $i = 12.6$, 行星轮个数 $n_p = 3$, 太阳轮、行星轮和内齿圈的的材料为 20CrMnTi, 处理方式: 渗碳淬火, HRC = 48~52, 齿轮的精度为 7 级。太阳轮的接触疲劳极限应力为 $\sigma_{H\text{lim}} = 1\,500\text{N/mm}^2$, 弯曲疲劳极限应力 $\sigma_{F\text{lim}} = 500\text{N/mm}^2$ 。

经过 MATLAB 优化后, 行星减速器优化前后的参数对比见表 1。

表 1 优化前后的参数

Table 1 Parameters before and after optimization

	齿数	齿宽	模数	体积
优化前	10	32	4	3.60×10^5
优化后	11	28	3	2.14×10^5

由表 1 可见, 优化后的体积为优化前的 59.6%, 在满足齿轮设计要求的条件下, 得到了更好的齿轮参数, 优化结果令人满意。

参考文献:

[1] 饶振纲. 行星齿轮传动设计 [M]. 北京: 化学工业出版社,

2003：3 - 5.

[2] 焦映厚，陈照波，付龙，等．大型立式齿轮箱行星齿轮传动系统的优化设计 [J]．机械传动，2012（6）：58 - 64.

[3] 陈会，谭泽焕，谌国伟，等．混凝土搅拌运输车用减速器的开发 [J]．工程机械，2007（11）：39 - 43.

[4] 贺晓华，韦林．基于 MATLAB 的行星轮系优化设计 [J]．制造业自动化，2011（1）：78 - 81.