

RV 减速器单目标及多目标优化*

朱 梦¹ 张 方¹ 秦远田¹ 蒋 祺¹ 郑美珠²

(1. 机械结构力学及控制国家重点实验室 南京 210001; 2. 昆山光腾智能机械有限公司 昆山 215300)

摘 要:虽然 RV 减速器具有体积小、重量轻、传动平稳、寿命长、传动效率高等一系列优点,但是摆线盘和针齿啮合时的接触应力比较大,磨损情况严重。为了优化结构的接触特性以及质量,以针轮的分布圆半径、短幅系数、针齿半径、摆线盘厚度为优化变量,分别以最大接触应力、质量最小化为优化目标,分别采用遗传算法和 fmincon 非线性优化方法进行优化。两种优化方法得到的结果比较一致,且都有比较明显的优化效果,但是造成另外一个优化目标的增大。为了使两个优化目标都得到比较良好的优化效果,采用 fgoalattain 多目标算法进行多目标优化。

关键词:接触特性; 质量; 单目标优化; 多目标优化

中图分类号: TN102 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 520.604

Single-objective and multi-objective optimization of RV reducer

Zhu Meng¹ Zhang Fang¹ Qin Yuantian¹ Jiang Qi¹ Zheng Meizhu²

(1. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing 210001, China;

2. Kunshan Quanta Machinery Co., Ltd., Kunshan 215300, China)

Abstract: Although the RV reducer has a series of advantages, such as small size, light weight, stable transmission, long life and high transmission efficiency, but the contact stress between the cycloid and the gear teeth is relatively large and the wear is serious. In order to optimize the structure, the maximum contact stress and the quality is considered as the goal of optimization to reach a small magnitude, with the distribution radius of wheel, short width coefficient, radius of the pin wheel, thickness of cycloid pin gear as optimization variable. Two methods, the genetic algorithm and fmincon nonlinear optimization method, are used. The results obtained by the two optimization methods are consistent, and both have obvious optimization effects, but they lead to the increase of another optimization objective. In order to make the two optimization objectives get better optimization results both, fgoalattain multi-objective algorithm is used to optimize the multi-objective.

Keywords: contact characteristics; quality; single-objective optimization; multi-objective optimization

0 引 言

RV 减速器具有体积小、重量轻、传动平稳、寿命长、传动效率高等一系列优点,已经被应用于各个工业领域^[1]。RV 减速器虽然优点突出、有逐渐取代谐波减速器的优势,但是设计还没有达到最优设计。RV 减速器的设计复杂,不同的参数之间存在联系、相互影响,选取合理的设计变量来反映对目标函数的影响至关重要。对 RV 减速器的优化设计方面的研究并不是很多,韩林山^[2]以传

递单位功率下的质量最小为优化目标、采用复合形法进行优化。苏德瑜^[3]以体积最小、传递效率最大进行基于遗传算法的多目标优化。赵雪玲^[4]在满足齿轮承载能力与工作寿命的情况下,以齿轮传动中的重合度及两齿轮最大滑动率之差为目标函数,多目标优化。现有的研究中以啮合应力为优化目标的并不多。减速器的中摆线盘针齿处的啮合应力很大,优化减速器尺寸减小接触的啮合应力,具有重大意义。

收稿日期:2017-07

* 基金项目:国家自然科学基金(51305197)、机械结构力学及控制国家重点实验室(南京航空航天大学)自主研究课题(0115K01)项目资助

1 设计变量的选取

RV 减速器第一级减速中,行星轮和太阳轮的质量相对于整体质量的影响不大,不改变这二者的质量。第二级减速中针齿壳、行星架、输出盘的质量都会受摆线盘的质量的影响,而摆线盘的质量主要受针轮的分布圆半径 R_z 、短幅系数 K_1 、针齿半径 r_z 、摆线盘厚度 B 的影响。同时啮合点的应力也主要受这两者的影响。因此 RV 减速器优化设计的优化标量是:

$$\mathbf{X} = [X_1, X_2, X_3, X_4]^T = [R_z, K_1, r_z, B]^T \quad (1)$$

2 质量优化目标函数的建立

2.1 摆线盘的质量

摆线盘的结构如图 1 所示。

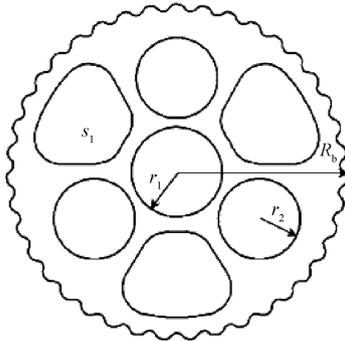


图 1 摆线盘结构

摆线盘的质量为:

$$G_1 = [\pi(R_b^2 - r_1^2 - 3r_2^2) - 3S_1]B\rho \quad (2)$$

式中: $R_b = R_z - r_z$ 。

摆线盘的 4 个圆孔处分别插入轴承和中心轮,若改变该圆孔的大小,轴承就需要做相应的改变,该孔会被轴承堵住,因此改变该孔的大小对整体质量影响不大,并且会加大优化设计工作量,故不予考虑。不规则孔处插入行星架,改变该孔的大小会对行星架的质量有很大的影响。为了方便处理,将该孔随着分布圆半径相对于其原始数据作等比例缩放。

$$S_1 = \left(\frac{R_z}{R_{zy}}\right)^2 S_{1y} \quad (3)$$

式中: R_{zy}, S_{1y} 分别是 R_z, S_1 的原始数据。

2.2 针齿壳的质量

针齿壳的结构如图 2 所示。

针齿壳的质量为:

$$G_2 = (\pi(R_{z1}^2 - R_z^2)H_{z1} + \pi(R_{z2}^2 - R_{z1}^2)H_{z2} + \pi(R_{z3}^2 - R_{z2}^2)H_{z3} + \pi(R_{z4}^2 - R_{z3}^2)H_{z4})\rho \quad (4)$$

在优化过程中,针齿壳上的其他各半径值随针齿分布圆的半径变化而变化,各半径差与初始情况一致。

2.3 曲柄轴的质量

曲柄轴的结构如图 3 所示。

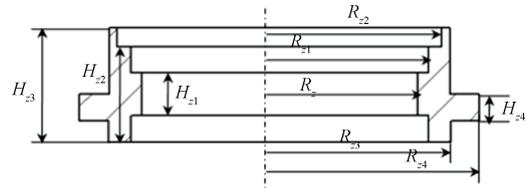


图 2 针齿壳结构

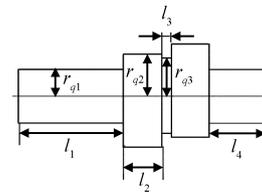


图 3 曲柄轴结构

曲柄轴的质量为:

$$G_3 = \pi[r_{q1}^2(l_1 + l_4) + 2r_{q2}^2l_2 + r_{q3}^2l_3]\rho \quad (5)$$

2.4 行星架和输出盘的质量

行星架的结构如图 4 所示。

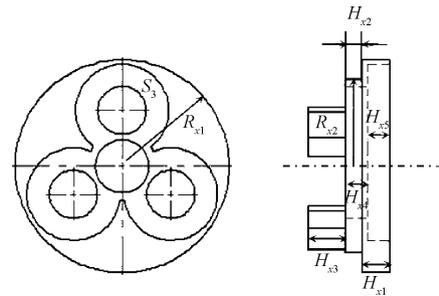


图 4 行星架结构

行星架的质量为:

$$G_4 = [\pi(H_{x1}R_{x1}^2 + H_{x2}R_{x2}^2) + 3S_2(2B + 4.2)H_{x3} - \pi(r_1^2 + 3r_2^2)H_{x4} - S_3H_{x5}]\rho \quad (6)$$

式中: $R_{x1} = \frac{R_z}{R_{zy}}R_{x1y}, R_{x2} = \frac{R_z}{R_{zy}}R_{x2y}$ 。 R_{x1y}, R_{x2y} 分别为 R_{x1}, R_{x2} 的原始数据。

输出盘的结构如图 5 所示。

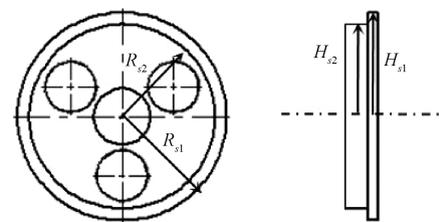


图 5 输出盘结构

输出盘的质量为:

$$G_5 = [R_{s1}^2H_{s1} + R_{s2}^2H_{s2} - (r_1^2 + 3r_2^2)(H_{s1} + H_{s2})]\rho \quad (7)$$

式中: $R_{s1} = \frac{R_z}{R_{zy}} R_{s1y}$, $R_{s2} = \frac{R_z}{R_{zy}} R_{s2y}$, R_{s1y} 、 R_{s2y} 分别为 R_{s1} 、 R_{s2} 的原始数据。

总质量及目标函数为:

$$G = 2G_1 + G_2 + 3G_3 + G_4 + G_5 + 3G_6 + G_7 \quad (8)$$

式中: G_6 、 G_7 分别为行星轮和太阳轮的质量。

3 接触应力优化目标函数的建立

计算啮合点处的最大接触应力,为了简化对每个啮合点接触应力的计算及比较过程,将最大接触应力作用区域看作是曲率半径最小处^[5-6],并将此处的载荷放大为最大啮合力。

$$\sigma_{H\max} = 0.418 \sqrt{\frac{E_c F_{\max}}{B \rho_{\min}}} \quad (9)$$

式中: $F_{\max} = \frac{2.2M_v}{K_1 Z_a R_z}$, M_v 为输出轴上的负载, Nmm; E_c 为

当量弹性模量, $E_c = \frac{2E_1 E_2}{(E_1 + E_2)}$; E_1 、 E_2 为相互接触的两个物体的弹性模量; ρ_{\min} 为最小当量曲率半径,当 $\rho_0 < 0$ 时, $\rho_c = 2|\rho_0| r_z (|\rho_0| + r_z)$, 当 $\rho_0 > 0$ 时, $\rho_c = 2\rho_0 r_z (\rho_0 - r_z)$ 。

通过对两个区间中 ρ_c 表达式的求导,得到当 ρ_0 取得最小值时, ρ_c 也取得最小值。

$$\rho_{\min} = 2r_z - \frac{2r_z^2}{R_z \sqrt{\frac{27(1-K_1^2)(Z_b-1)}{(Z_b+1)^3}}} \quad (10)$$

4 约束条件的建立

4.1 短幅系数 K_1 的约束条件

K_1 过大容易造成根切,承载的齿数减少,减少结构的使用寿命,摆线盘针齿的磨损情况会加剧。同时导致偏心距过大,会给第二级减速合理设计造成困难。 K_1 过小时,转臂减小,在传递转矩一定的情况下针齿与摆线齿轮的啮合作用力则变大。短幅系数 K_1 的取值主要受摆线轮齿数 Z_a 的影响^[7],如表 1 所示。

表 1 摆线盘齿数和短幅系数关系表

Z_a	<11	13~23	25~59	61~87
K_1	0.42~0.55	0.48~0.74	0.65~0.9	0.75~0.9

设 K_1 的左右约束极限分别为 c_1 、 c_2 ,则短幅系数 K_1 的约束条件为:

$$c_1 - K_1 < 0 \quad (11)$$

$$K_1 - c_2 < 0 \quad (12)$$

4.2 摆线盘轮廓线不根切的约束条件

摆线盘轮廓线的实际曲率半径^[8]为:

$$\rho = \rho_0 + r_z = \frac{(1+K_1^2 - 2K_1 \cos\varphi_i)^{3/2}}{K_1(1+Z_b) \cos\varphi_i - (1+Z_b K_1^2)} + r_z \quad (13)$$

式中: φ_i 为啮合相位角,即转臂相对于某一针齿中心矢径的转角; Z_b 为针齿的齿数。

对于外凸的理论齿廓,当 $r_z > |\rho_0|$ 时,理论齿廓在此处的等距曲线出现交叉齿廓,导致在加工时造成部分有效齿廓的过切。对 ρ_0 进行求导,当 $\cos\varphi_i = \frac{2Z_b K_1^2 + 2 - Z_b - K_1^2}{K_1(Z_b + 1)}$ 时, $\rho_{\min} = -R_z \sqrt{\frac{27(1-K_1^2)(Z_b-1)}{(Z_b+1)^3}}$ 。

因此摆线盘的不根切条件为:

$$r_z - R_z \sqrt{\frac{27(1-K_1^2)(Z_b-1)}{(Z_b+1)^3}} < 0 \quad (14)$$

4.3 摆线盘厚度的约束条件

摆线盘的厚度一般在 $0.1R_z \sim 0.2R_z$ 区域内取值,因此摆线盘厚度的约束条件为:

$$0.1R_z - B < 0 \quad (15)$$

$$B - 0.2R_z < 0 \quad (16)$$

4.4 针径系数 K_2 的约束条件

针径系数反映了针齿在针齿壳上分布的密集程度。针径系数的表达式为:

$$K_2 = \frac{R_z}{r_z} \sin\left(\frac{\pi}{Z_b}\right) \quad (17)$$

针径系数 K_2 的取值主要受针齿数目 Z_b 的影响,如表 2 所示。

表 2 针径系数和针齿数的关系表

Z_b	12	12~24	24~36	36~60	60~88
K_2	3.85~2.85	2.8~2.0	0~1.25	1.6~1.0	1.5~0.99

设 K_2 的上下约束极限分别为 d_1 、 d_2 ,则短幅系数 K_2 的约束条件为:

$$d_1 - \frac{R_z}{r_z} \sin\left(\frac{\pi}{Z_b}\right) < 0 \quad (18)$$

$$\frac{R_z}{r_z} \sin\left(\frac{\pi}{Z_b}\right) - d_2 < 0 \quad (19)$$

4.5 摆线盘与针齿啮合时的接触约束

摆线盘与针齿啮合时的接触约束条件为:

$$0.418 \sqrt{\frac{E_c F_{\max}}{B \rho_{\min}}} - \sigma_{H\max} < 0 \quad (20)$$

4.6 针齿弯曲强度的约束条件

针齿弯曲^[9]变形过大,会使针齿与针齿套的接触不好,转动不灵活,甚至出现转不动,针齿、针齿套、摆线盘之间相互胶合的情况。主要针对针齿两点支撑的情况作分析。

$$\sigma_F = \frac{8M_{\text{齿max}}}{0.1r_z^3} \quad (21)$$

式中: $R_A = \frac{L_2}{L} F_{\max}$; $M_{\text{齿max}} = R_A L_1 = \frac{L_1 L_2}{L} F_{\max}$; $L_1 = 0.5B$;

$L_2 = 1.5B$; $L = L_1 + L_2$ 。

弯曲强度的约束条件为:

$$\frac{2F_{\max} B}{0.1r_z^3} - \sigma_F < 0 \quad (22)$$

4.7 针齿分布圆半径 R_z 的约束条件

针齿分布圆半径一般是依据输出盘上的阻力矩、利用经验公式得到。如式(23)所示。

$$R_z = (22.5 \sim 27.5) \sqrt[3]{M_p} \quad (23)$$

式中： M_p 为输出轴上的阻力矩。

根据经验公式：

$$M_p = 973.6 Z_a \frac{N_H}{n_H} \quad (24)$$

式中： N_H 为减速器的输入功率，KW； n_H 为减速器的输入转速，r/min。

针齿分布圆半径 R_z 的约束条件：

$$22.5 \sqrt[3]{M_p} - R_z < 0 \quad (25)$$

$$R_z - 27.5 \sqrt[3]{M_p} < 0 \quad (26)$$

5 实际算例及其结果

以国外某公司生产的 RV80E 型减速机为设计实例。减速机输入额定功率 $P=1.64$ kW, 输入转速 $n=1\ 815$ r/min, 输出转矩 $M_v=784\ 000$ Nmm, 传动比 $i=121$, 摆线轮和针齿的材料均采用 GCr15 轴承钢, 许用接触应力 $[\sigma_c]=1\ 100$ MPa, 许用弯曲应力 $[\sigma_w]=160$ MPa。

在进行单目标优化时, 主要采用的是 MATLAB 中的遗传工具箱^[10], 在进行多目标优化^[11]时主要采用的是 fgoalattain 优化算法。

表 3 原始数据及优化后数据

	R_z	K_1	r_z	B	G	σ_{Hmax}
1	76.5	0.78	3	11.8	12.02	893.45
2	73.8	0.68	3.6	8.2	10.32	1 100
3	73.8	0.68	3.6	8.2	10.32	1 100
4	89	0.68	4.3	17.8	18.16	620.1
5	89	0.68	4.3	17.8	18.16	620.1
6	74	0.68	3.6	14.8	11.86	816.72

如表 3 所示, 数据 1、2、3、4、5、6 所在的行分别为原始数据、用遗传算法^[12]优化质量并圆整后的数据、用 fmincon 算法^[13]优化质量并圆整后的数据、用遗传算法优化接触应力并圆整后的数据、用 fmincon 算法优化接触应力并圆整后的数据、多目标优化^[14]并圆整后的数据^[15]。 G 的单位为 kg, σ_{Hmax} 的单位为 MPa。

在进行单目标优化时, 两种优化方法得到的结果比较一致。若对质量进行优化, 优化后的尺寸能使质量减小 14.14%, 但最大接触应力增加 23.04%; 若对最大接触应力进行优化, 接触应力减少 30.05%, 但质量增加 50.8%。进行多目标优化时, 质量减少 1.4%, 接触应力减少 8.6%。

6 结 论

两种单目标的优化目标一致, 但是单目标优化存在的缺点是: 对当前优化的目标有比较明显的优化效果, 但是

造成另外一个优化目标的增大, 有不利影响, 并不是一个好的优化方案。

多目标优化时, 对最大接触应力的优化效果比较明显, 但是对质量的优化效果不明显。说明当前尺寸在结构已经很紧凑了, 想要在优化接触应力的情况下, 使得结构更加轻巧则比较困难。

参 考 文 献

- [1] 黄兴, 何文杰, 符远翔. 工业机器人精密减速器综述[J]. 机床与液压, 2015(13): 1-6.
- [2] 韩林山, 柯超, 齐彩娟, 等. 2K-V 型摆线针轮减速机的优化设计[J]. 机械设计与制造, 2013(2): 223-225.
- [3] 苏德瑜. 基于遗传算法的摆线针轮减速器多目标优化设计[D]. 湘潭: 湖南科技大学, 2015.
- [4] 赵雪玲, 侯力, 任延明. 高速重载齿轮传动的多目标优化设计[J]. 机械制造与自动化, 2007(6): 44-45, 47.
- [5] 朱梦, 张方, 秦远田, 等. RV 减速器动力学仿真及其最大接触力的计算[J]. 国外电子测量技术, 2017, 36(6): 26-30.
- [6] 关天民, 张东生, 雷蕾. FA 新型摆线针轮行星传动受力分析方法与齿面接触状态有限元分析[J]. 机械设计, 2005(3): 31-34.
- [7] 杨新民, 杨海根. 动力学参数化可视化仿真软件研究与设计[J]. 电子测量技术, 2016, 39(12): 15-20, 26.
- [8] 张展. 实用齿轮设计计算手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- [9] SUN T, XING F, YOU Z. Research on dynamic performance of star tracker[J]. Instrumentation, 2015(1): 17-26.
- [10] 马永杰, 云文霞. 遗传算法研究进展[J]. 计算机应用研究, 2012, 29(4): 1201-1206, 1210.
- [11] 谢宏, 杨鹏, 陈海滨, 等. 遗传优化模糊 PID 融合算法的 5 自由度机械手控制[J]. 电子测量与仪器学报, 2015, 29(1): 21-30.
- [12] 谈恩民, 朱峰, 尚玉玲. 基于 SPEA-II 算法的 SoC 测试多目标优化研究[J]. 国外电子测量技术, 2015, 34(8): 29-33.
- [13] 吴银亮, 陈林, 郭礼波. 基于非线性 Fmincon 法的抗滑桩优化设计[J]. 铁道建筑, 2011(5): 81-84.
- [14] 尚佳宁, 赵京, 司洪波, 等. 基于多目标规划的地震应急救援营救装备的优化配置[J]. 灾害学, 2013, 28(4): 193-196.
- [15] 滕峰成, 林晓乐, 郝宇, 等. 基于非线性 GA 算法的 MFF 透射模型的参数辨识与优化[J]. 仪器仪表学报, 2016, 37(2): 286-293.

作 者 简 介

朱梦, 1993 年出生, 工学硕士, 主要研究方向为结构动力学。

E-mail: 1912240705@qq.com