

文章编号: 1000-8055(2000)04-0410-03

行星齿轮传动的功率分流动态均衡优化设计

袁 茹, 王三民, 沈允文
(西北工业大学 二系, 陕西 西安 710072)

摘要: 本文研究了浮动件支承刚度对行星齿轮功率分流动态均衡性的影响, 引入功率分流动态不平衡系数 K_c 和动载系数 K_d , 定量地描述了不同支承刚度下功率在各行星齿轮间分配不均衡程度和啮合动载荷波动程度。以浮动件支承刚度为设计变量, 使 K_c 和 K_d 达到极小为目标函数, 采用遗传算法对 $2K-H$ 行星齿轮传动进行了动态优化设计。研究表明: 优化后的行星齿轮传动不仅固有频率有所降低, 而且在工作转速附近, 功率分流不均衡及动载荷皆有较大改善。

关 键 词: 行星齿轮传动; 功率; 动均衡; 优化; 动载荷
中图分类号: O 321; V 216. 21 文献标识码: A

1 引 言

在行星齿轮传动中, 常采用浮动构件的方式实现功率在各行星轮间的均衡分流。对于低速轻载行星齿轮传动, 功率在各行星间分流不均衡的现象并不显著, 浮动构件的支承设计常采用类比法设计^[1, 2]。对于高速重载行星齿轮传动, 由于误差、构件惯性及弹性变形的综合影响, 导致各行星轮所受载荷在不同时刻具有不同的值^[3], 从而导致功率分流的动态不均衡。特别是当支承刚度设计不合理而造成行星齿轮传动的工作转速与系统某阶固有频率接近时, 功率分流动态不均衡现象就会加剧, 大大降低了行星齿轮传动的工作可靠性^[4, 6]。合理确定浮动构件支承刚度, 以保证行星齿轮传动工作时功率分流的动态均衡是一项十分有意义的工作。

2 行星齿轮传动的动态性能分析

对于渐开线斜齿圆柱齿轮组成的 $2K-H$ 行星齿轮传动, 在图 1 所示的固定坐标系中, 分别针对太阳轮、行星轮、内齿轮、行星架及输入、输出轴建立如下的动力学方程(不计阻尼), 即构成系统微分方程。

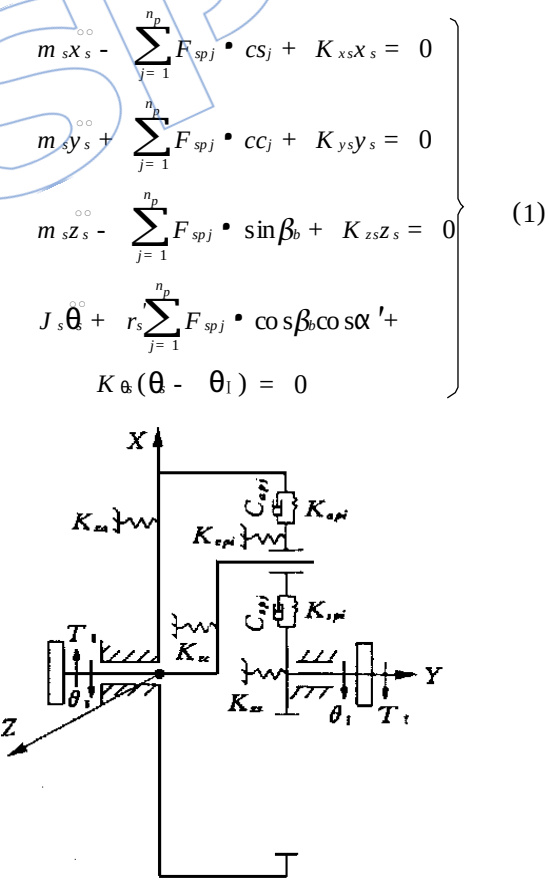


图 1 行星减速器振动模型

收稿日期: 1999- 09- 22; 修订日期: 1999- 11- 14
基金项目: 国家自然科学基金资助项目(59835040)
作者简介: 袁茹(1962-), 女, 西北工业大学二系副教授

$$\left. \begin{aligned} m_{pj} [\overset{\circ}{x}_{pj} + r_c \overset{\circ}{\omega}^2 \cos(\omega t + q_j)] + F_{apj} \cdot c s_j + K_{xpj} (x_{pj} - r_{cC} - x_c) &= 0 \\ m_{pj} [\overset{\circ}{y}_{pj} + r_c \overset{\circ}{\omega}^2 \sin(\omega t + q_j)] + F_{apj} \cdot c c_j + K_{ypj} (y_{pj} - r_{cS} - y_c) &= 0 \\ m_{pj} \overset{\circ}{z}_{pj} + F_{apj} \sin \beta_b - F_{apj} \sin \beta_b + K_{zpj} (z_{pj} - z_c) &= 0 \\ J_{pj} \overset{\circ}{\theta}_{pj} - r'_{pj} F_{apj} \cos \beta_b \cos \alpha' - r'_{pj} F_{apj} \cos \beta_b \cos \alpha' &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} m_a \overset{\circ}{x}_a + \sum_{j=1}^{n_p} F_{apj} \cdot c s_j + K_{xa} x_a &= 0 & m_a \overset{\circ}{y}_a + \sum_{j=1}^{n_p} F_{apj} \cdot c c_j + K_{ya} y_a &= 0 \\ m_a \overset{\circ}{z}_a + \sum_{j=1}^{n_p} F_{apj} \cdot \sin \beta_b + K_{za} z_a &= 0 & J_a \overset{\circ}{\theta}_a + r'_a \sum_{j=1}^{n_p} F_{apj} \cdot \cos \beta_b \cos \alpha' + K_{\theta a} \theta_a &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} m_c \overset{\circ}{x}_c + \sum_{j=1}^{n_p} \{K_{xpj} [x_c - x_{pj} + r_c \cos(\omega t + q_j)]\} + K_{xc} x_c &= 0 \\ m_c \overset{\circ}{y}_c + \sum_{j=1}^{n_p} \{K_{ypj} [y_c - y_{pj} + r_c \sin(\omega t + q_j)]\} + K_{yc} y_c &= 0 \\ m_c \overset{\circ}{z}_c + \sum_{j=1}^{n_p} [K_{zpj} (z_c - z_{pj})] + K_{zc} z_c &= 0 \\ J_c \overset{\circ}{\theta}_c + r'_c \sum_{j=1}^{n_p} \{K_{xpj} [x_{pj} - r_{cC} - x_c] s_j + K_{ypj} (y_c - y_p + r_{cS}) c_j\} + K_{\theta c} (\theta_c - \theta) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$J_I \overset{\circ}{\theta}_I + K_{\theta} (\theta_I - \theta) - T_I = 0 \qquad J_{II} \overset{\circ}{\theta}_{II} + K_{\theta} (\theta_{II} - \theta) + T_{II} = 0 \quad (5)$$

式中: m_s, m_{pj}, m_a, m_c 和 J_s, J_{pj}, J_a, J_c 分别为太阳轮、行星轮、内齿轮及行星架的质量和转动惯量; J_I, J_{II} 和 T_I 和 T_{II} 分别为输入件及输出件的转动惯量和转矩; $K_{xs}, K_{ys}, K_{zs}, K_{\theta s}, K_{xpj}, K_{ypj}, K_{zpj}, K_{xa}, K_{ya}, K_{za}, K_{\theta a}, K_{xc}, K_{yc}, K_{zc}$ 和 K_{θ} 分别太阳轮、行星轮、行星架及内齿轮的支承刚度; K_{spj} 和 K_{apj} 为太阳轮与行星轮及内齿轮与行星轮间的啮合刚度; n_p 为行星轮数目; r_s, r'_{pj}, r'_a 和 r'_c 分别为太阳轮、行星轮、内齿轮的节圆半径和行星轮回转半径; q_j 为行星轮 p_j 的初始位置角。

$s_j = \sin(\omega t + q_j)$, $c_j = \cos(\omega t + q_j)$
 $cs_j = \cos \beta_b \sin(\omega t + q_j - \alpha')$
 $cc_j = \cos \beta_b \cos(\omega t + q_j - \alpha')$
 F_{spj} 和 F_{apj} 为行星轮与太阳轮、行星轮与内齿轮间的法向载荷, 其值为:

$$\begin{aligned} F_{spj} &= K_{spj} (\delta_{spj} - \epsilon_{spj}) \\ F_{apj} &= K_{apj} (\delta_{apj} - \epsilon_{apj}) \end{aligned}$$

其中: $\delta_{spj}, \delta_{apj}, \epsilon_{spj}$ 和 ϵ_{apj} 为啮合点间法向位移和法向综合误差。

采用显式直接积分法可求得各浮动件质心点的动态响应, 进而求出各行星轮所受的法向载荷。

3 功率分流动态均衡优化设计

在行星齿轮传动工作过程中, 每个行星轮所

分担的动态功率为:

$$p_j = F_{spj} \omega r'_c \cos \alpha' \quad (j = 1, 2, \cdots, n_p) \quad (6)$$

引入功率分流动态不均衡系数 K_c :

$$K_c = \max \{ |(p_j - p_0)/p_0| \mid j = 2, \cdots, n_p \} \quad (7)$$

式中 p_0 为行星轮传递的静态平均功率, 再引入动载系数 K_d :

$$K_d = \max \{ F_{spj}/F_n \mid j = 1, 2, \cdots, n_p \}$$

式中: F_n 为行星轮承受的名义静态法向力。

为了使功率在各行星轮间均衡分流, 而且动载减小, 故建立如下动态优化设计模型:

$$\left. \begin{aligned} \min & \left[\frac{1}{T} \int_0^T K_c dt, \quad \frac{1}{T} \int_0^T K_d dt \right] \\ \text{st} & \quad A \leq X \leq B \\ & \quad K_{cm} \leq [K_c] \quad K_{dm} \leq [K_d] \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中: T 为行星轮公转一周的时间, X 为浮动构件支承刚度矢量, A 和 B 为其下界和上界值, K_{cm} 和 K_{dm} 为在周期 T 内 K_c 和 K_d 的最大值。

用遗传算法求解上述动态优化问题时, 适应度函数取为:

$$\begin{aligned} F = W_1 \max & \left\{ [K_c] T - \int_0^T K_c dt \right\} + \\ W_2 \max & \left\{ [K_d] T - \int_0^T K_d dt \right\} \end{aligned} \quad (9)$$



式中: W_1 和 W_2 为考虑两个目标重要程序差异的权重系数。采用二进制对设计变量进行编码, 随机产生 m 个由所有设计变量编码组成的二进制位串, 作为初始染色体群。通过选择、杂交、变异及最优保护等算子操作, 获得下一代染色体群, 经过有限次迭代, 即可获得最优染色体。

4 结 果

用上述方法, 对某航空行星减速器进行了功率分流的动态均衡优化设计。该减速器的齿数为: $z_s = 37$, $z_p = 14$, $z_a = 65$, 模数 $m_n = 3.5 \text{ mm}$, 螺旋角 $\beta = 26.1183^\circ$, 变位系数 $x_s = 0.21621$, $x_p = 0.15$, $x_a = 0.08379$, 行星个数 $n_p = 3$, 齿轮材料为 20CrMnMo, 精度为 6 级, 输入功率为 90 kW, 工作转速为 9000 r/min。太阳轮与内齿轮为浮动构件。依据各构件的支承结构, 分析计算得原设计方案中浮动构件支承刚度为(线变形刚度单位为 N/m, 角变形刚度单位为 N/rad):

$$X^{(0)} = [K_{xs}, K_{ys}, K_{zs}, K_{\theta}, K_{xa}, K_{ya}, K_{za}, K_{\theta}]^T = [0.162 \times 10^8, 0.162 \times 10^8, 0.345 \times 10^8, 0.561 \times 10^8, 0.416 \times 10^8, 0.416 \times 10^8, 0.732 \times 10^8, 0.112 \times 10^9]^T$$

经过动态分析计算得该行星减速器在工作转速时的 K_c 和 K_d 的变化规律如图 2 所示。由图可

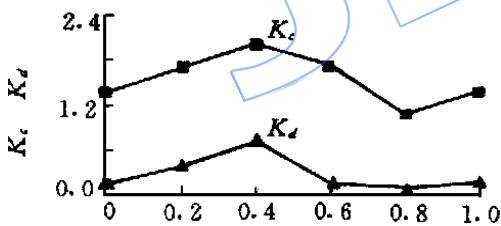


图 2 原设计方案的 K_c 和 K_d 变化规律

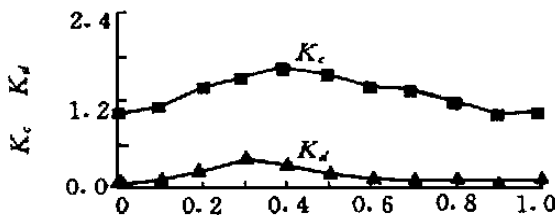


图 3 优化设计后 K_c 和 K_d 变化规律

看出 $K_{cm} = 0.612$, $K_{dm} = 1.935$, 保持各齿轮几何参数、非浮动构件刚度及工况条件不变, 对浮动构件支承刚度进行动态优化, 得最佳支承刚度为(单位同上):

$$X^{(*)} = [0.129 \times 10^8, 0.129 \times 10^8, 0.513 \times 10^8, 0.107 \times 10^9, 0.324 \times 10^8, 0.324 \times 10^8, 0.693 \times 10^8, 0.135 \times 10^9]^T$$

优化设计后, K_c 和 K_d 的变化规律如图 3 所示, 与图 2 相比, 功率分流动态不平衡系数的最大值由 0.612 降到 0.397, 动载系数最大值为 1.935 降到 1.748。

5 结 论

(1) 由图 2 知, 按静态均载设计的行星传动, 其功率分流动态不平衡系数和动载系数都较大, 即行星齿轮传动功率分流静态均衡并不能保证功率分流动态均衡。

(2) 由图 3 知, 浮动构件支承刚度对功率分流的动态均衡性和动载荷大小有直接地影响, 通过优化设计, 可达到动态均衡及减小动载荷的目的。

(3) 经过对不同支承刚度下行星传动的 K_c 和 K_d 值的计算, 发现适当减小太阳轮的支承刚度 K_{xs} 和 K_{ys} , 有利于降低啮合动载荷和提高功率分流的动态均衡性; 适当增大太阳轮的轴向刚度 K_{zs} 和周向刚度 K_{θ} 也有利于减小 K_{cm} 和 K_{dm} , 而其它刚度值对 K_{cm} 和 K_{dm} 影响不大。

参考文献

- [1] 张少名. 行星传动中浮动量的分析与计算[J]. 汽车与公路, 1978(1):
- [2] 马从谦等编著. 渐开线行星齿轮传动设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987
- [3] 袁茹, 纪名刚. 航空行星减速器的振动特性分析[J]. 航空动力学报, 1995, 10(4): 395- 398
- [4] Shu Xiao-long. Detemination of Load Sharing Factor for Planetary Gearing with Smell Tooth Number Difference Mech[J]. Mach. Theory, 1995, 30(2):
- [5] Shigeo Y. Abnomal Vibration of Sun Gear Shaft in Planetary Gear Train[J]. JSM E, 1996, 39(1):
- [6] Saada A, Velez P. An Extended Model for the Analysis of the Dynamic Behavior of planetary Trains[J]. Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 1995, 117(6):

(责任编辑 王震华)

- Response of a Flexible Rotor Supported by Oil Film Bearing with Non-Linear Suspension [J]. Nonlinear Dynamics, 1998, 16: 71- 90
- [5] Adiletta G, Guido A R, Rossi C. Chaotic Motions of a Rotor in Short Journal Bearings[J]. Nonlinear Dynamics, 1996, 10: 251- 269
- [6] 赵永辉, 王莉等. 非线性转子- SFD 支承系统的分叉[J]. 航空动力学报, 1999, 14(4): 353- 356
- [7] 陈予恕等. 非线性转子- 轴承系统的分叉[J]. 振动工程学报, 1996, 9(3): 266- 275
- [8] 王文, 张直明. 油叶型轴承非线性油膜力数据库[J]. 上海工业大学学报, 1993, 14(4): 299- 305
- (责任编辑 王震华)

Study on Nonlinear Dynamic Behavior of Rotor- Non-Circular Bearing System

JIAO Ying-hou¹, CHEN Zhao-bo¹, XIA Song-bo¹,
HUANG Wen-hu¹, ZHANG Zhiming²

[1. Power Engineering College, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;
2 Bearing Institute, Shanghai University, Shanghai 2000, China]

Abstract The nonlinear dynamic bifurcation behavior of a rigid Jeffcott rotor-non-circular bearing system was investigated in a wide range of parameters based with the help of Runge-Kutta method, Poincaré map and frequency spectrum. The journal bearing oil film forces were obtained from database. The diagrams of bifurcation, time course, frequency spectrum, phase and Poincaré map diagrams with some typical system parameters were numerically worked out. The results show that there exist abundant nonlinear dynamic behaviors such as double-period bifurcation, Hopf bifurcation, jump phenomenon, $K-T$ periodic solution, quasi-periodic and chaotic motions and so on. The database method can provide the journal bearing oil film forces accurately and effectively for nonlinear dynamic analysis of rotor- non-circular bearing system.

Key words: nonlinear mechanics; oil film; periodic solution; bifurcation; chaos

(The Chinese text of the following abstract is printed in PP410- 412)
(上接第 412 页)

Dynamic Optimum Design of Power Shared out Equally Among the Planetary Gears

YUAN Ru, WANG San-min, SHEN Yun-wen

(2nd Dept. Northwest Polytechnic University, Xi'an 710072, China)

Abstract The supporting stiffness of the floating parts has great effects on the power shared out among planetary gears and on the dynamic load on the meshing gears. A dynamic model of $2K-H$ planetary gear train has been developed. The factor K_c and factor K_d are introduced for measuring the unbalance of power and dynamic load. For the purpose of reducing the unbalance of power and the dynamic load, a dynamic optimum method is used to determine the supporting stiffness of the floating parts. The dynamic characteristics of planetary transmission designed by optimum method have been analyzed. It is found that the values of K_c and K_d are fairly small.

Key words: planetary gear drives; power; dynamic balancing; optimization; dynamic load