

文章编号:1000-8055(2012)05-1166-06

基于变形协调的行星轮系均载特性研究

杜进辅, 方宗德, 王宝宾, 董 皓

(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 以 2K-H 行星齿轮传动系统为研究对象, 根据整个系统构成功率流动闭环的特点, 建立了系统的力矩平衡条件和变形协调条件, 并运用当量啮合误差理论, 计算了各个行星轮以及系统的均载系数。从静力学角度分析了各构件的制造误差、安装误差以及浮动对行星传动均载性能的影响, 提出了一种新的算法, 以供工程应用参考。

关 键 词: 行星齿轮; 变形协调; 均载; 误差; 浮动

中图分类号: TH132.4

文献标志码: A

Study on load sharing behavior of planetary gear train based on deformation compatibility

DU Jin-fu, FANG Zong-de, WNAG Bao-bin, DONG Hao

(School of Mechanical Engineering,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The deformation compatibility equations and the torque balance equations were found of the 2K-H-type planetary transmission system based on the characteristic that the system composed a closed-loop of power flow. In consideration of the manufacturing error, assembly error and float of the parts, the load sharing coefficient of each planetary gear was calculated by using the theory of equivalent mesh error and equivalent mesh stiffness. The effects of the errors on load sharing were studied. The study provides useful theoretical guideline for the design of planetary gear systems.

Key words: planetary gear train; deformation compatibility; load sharing; errors; float

行星齿轮传动具有体积小、质量轻、传动比大、传动效率高等特点, 被广泛应用于航空发动机以及直升机主减速器中。但是由于各构件的制造误差、安装误差的影响, 导致行星轮间载荷分配的不均匀性, 使行星传动的性能受到一定影响。

行星齿轮传动的均载特性可以从静力学和动力学两方面分析, 但是静力学分析得到的结果更为明显, 所以国内外学者大多选择从静力学角度分析其均载特性。90 年代初, Kahraman^[1-2] 通过实验对行星齿轮传动装置进行了静态力学分析;

随后, NASA^[3] 开始了对齿轮传动均载性能的研究; 日高照晃等人^[4] 运用静力学方法研究了行星轮系中各个构件的误差对载荷分配系数的影响; 袁茹等人^[5] 研究了浮动构件的支撑刚度对行星齿轮传动功率分流的影响; 肖铁英等人^[6] 研究了行星齿轮机构静力学均载机理。还有许多学者^[7-10] 从不同的角度分析了行星齿轮传动系统的均载特性并给出了均载机构的选择方案^[11]。但上述针对系统不均载的分析方法都仅考虑了各构件与相邻构件的力学平衡关系, 而忽略了实际中的行星齿

收稿日期: 2011-06-08; 网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120525.1516.201205.1166_029.html

基金项目: 国家自然科学基金(50875211)

作者简介: 杜进辅(1984—), 男, 甘肃白银人, 博士生, 主要从事齿轮啮合理论以及可靠性研究。

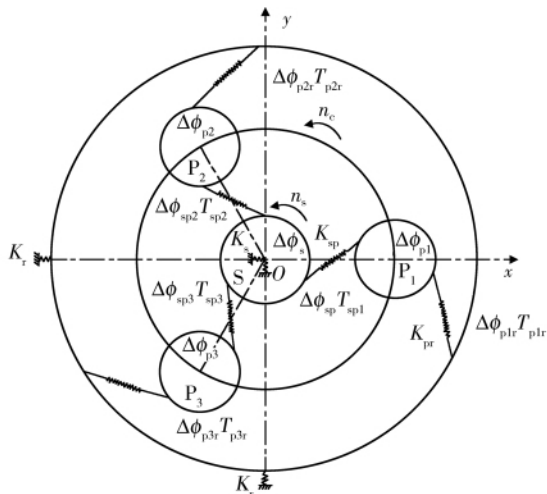


图 3 行星齿轮功率分流系统各齿轮转角对应关系

Fig. 3 Corresponding relationships between the corners of various gears

3 啮合传动误差和弹性支撑计算

3.1 啮合传动误差的计算

齿轮副啮合传动误差由两部分引起

$$\Delta\phi_{ij} = \Delta\phi_{ij}^1(T_{ij}) + \Delta\phi_{ij}^0 \quad (7)$$

式中 $\Delta\phi_{ij}$ 包括了齿轮 j 和齿轮 i 的齿面接触前的初始齿间间隙相对应的相对转角 $\Delta\phi_{ij}^0$ 及齿轮 j 和齿轮 i 的齿面接触变形后于啮合点的相对转角 $\Delta\phi_{ij}^1(T_{ij})$, $\Delta\phi_{ij}^1(T_{ij})$ 与 T_{ij} 同号.

$$\Delta\phi_{ij}^1(T_{ij}) = F_{ij}/(K_{ij}r) = T_{ij}/(K_{ij}r_i^2) \quad (8)$$

K_{ij} 为齿轮副的齿对啮合刚度.

由式(9)可得

$$\begin{cases} \Delta\phi_{spi}^1(T_{spi}) = T_{spi}/(K_{sp}r_{bs}^2) \\ \Delta\phi_{pir}^1(T_{pir}) = T_{pir}/(K_{pr}r_{bp}^2) \end{cases} \quad (9)$$

标准安装下且不考虑制造误差和浮动时 $\Delta\phi_{ij}^0 = 0$, 而弹性支撑下并且存在安装及制造误差时, $\Delta\phi_{ij}^0$ 由以下两部分组成:

1) 制造和安装误差引起的角位移

$$\phi_{E_{si}} = -E_s \sin[(\omega_s - \omega_c)t + \eta_s + \alpha_w - \varphi_i]/r_{bs}$$

$$\phi_{A_{si}} = -A_s \sin(-\omega_c t + \theta_s + \alpha_w - \varphi_i)/r_{bs}$$

$$\phi_{E_{psi}} = -E_{pi} \sin[(\omega_p - \omega_c)t + \eta_{pi} + \alpha_w]/r_{bs}$$

$$\phi_{A_{psi}} = A_{pi} \sin(\theta_{pi} + \alpha_w)/r_{bs}$$

$$\phi_{E_{pri}} = E_{pi} \sin[(\omega_p - \omega_c)t + \eta_{pi} - \alpha_n]/r_{bp}$$

$$\phi_{A_{pri}} = A_{pi} \sin(\theta_{pi} - \alpha_n)/r_{bp}$$

$$\phi_{E_{ci}} = E_c \sin(\eta_c - \varphi_i) \cos \alpha_w / r_{bs}$$

$$\phi_{E_{ri}} = E_r \sin(-\omega_c t + \eta_s - \alpha_n - \varphi_i)/r_{bp}$$

$$\phi_{A_{ri}} = A_r \sin(-\omega_c t + \theta_s - \alpha_n - \varphi_i)/r_{bp}$$

其中 (E, η) 表示制造误差, (A, θ) 表示安装误差, (η, θ) 为误差角度. 计算中取误差离开齿向方

向为正向, 取行星架的安装中心为系统的坐标中心, 则行星架 C 的安装误差不影响转角变化^[12].

α_w, α_n 分别为外啮合和内啮合的啮合角, $\omega_s, \omega_p, \omega_c$ 分别为太阳轮、行星轮以及行星架的角速度, t 为时间, $\varphi_i = 2\pi(i-1)/3$ 为第 i 个行星轮相对于第一个行星轮的位置角, P_1 的初始相位为 0.

上述误差在 SP_i 和 P_iR 间产生的累积角位移为

$$\begin{cases} \phi_{E_{spi}} = \phi_{E_{si}} + \phi_{A_{si}} + \phi_{E_{psi}} + \phi_{A_{psi}} + \phi_{E_{ci}} \\ \phi_{E_{pir}} = \phi_{E_{ri}} + \phi_{A_{ri}} + \phi_{E_{pri}} + \phi_{A_{pri}} \end{cases} \quad (10)$$

2) 基本构件的浮动引起的角位移.

$$\begin{cases} \phi_{si} = (x_s \cos W_i + y_s \sin W_i)/r_{bs} \\ \phi_{ri} = (x_r \cos N_i + y_r \sin N_i)/r_{bp} \end{cases} \quad (11)$$

式中 x_s, y_s 和 x_r, y_r 分别为太阳轮和内齿轮的中心浮动量.

$W_i = \omega_c t - \alpha_w + \varphi_i + \pi/2$, 为太阳轮与第 i 个行星轮啮合线的方位角;

$N_i = \omega_c t + \alpha_n + \varphi_i + \pi/2$, 为第 i 个行星轮与内齿轮啮合线的方位角;

将上述两部分叠加, 既得

$$\begin{cases} \Delta\phi_{spi}^0(T_{spi}) = \phi_{E_{spi}} + \phi_{si} \\ \Delta\phi_{pir}^0(T_{pir}) = \phi_{E_{pir}} + \phi_{ri} \end{cases} \quad (12)$$

将式(9)和式(12)代入式(7), 得

$$\begin{cases} \Delta\phi_{spi}(T_{spi}) = T_{spi}/(K_{sp}r_{bs}^2) + \phi_{E_{spi}} + \phi_{si} \\ \Delta\phi_{pir}(T_{pir}) = T_{pir}/(K_{pr}r_{bp}^2) + \phi_{E_{pir}} + \phi_{ri} \end{cases} \quad (13)$$

3.2 考虑轴承的支撑刚度

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^3 \frac{T_{spi}}{r_{bs}} \cos W_i - K_s x_s = 0 \\ \sum_{i=1}^3 \frac{T_{spi}}{r_{bs}} \sin W_i - K_s y_s = 0 \\ \sum_{i=1}^3 \frac{T_{pir}}{r_{bp}} \cos N_i - K_r x_r = 0 \\ \sum_{i=1}^3 \frac{T_{pir}}{r_{bp}} \sin N_i - K_r y_r = 0 \end{cases} \quad (14)$$

式中 K_s, K_r 分别为太阳轮和内齿轮的支撑刚度.

将式(3)、式(6)和式(14)联立, 并将式(13)代入, 即可求得 T_{spi} 和 T_{pir} . 进而求得行星轮 $i(i = 1, 2, 3)$ 的均载系数为

$$J_{pi} = T_{spi}/(T_1/3)$$

行星轮传动系统的均载系数

$$J = (J_{pi})_{\max}$$

4 误差对系统均载性能的影响

按照上述方法计算弹性支撑下系统在各安装误差下的均载情况. 某 2K-H 行星传动系统齿轮基本参数如表 1.

表 1 行星减速齿轮传动参数

Table 1 Gear parameters of planetary reducer

	太阳轮	行星轮	内齿轮
齿数 z	20	40	100
模数 $m / (\text{mm})$		2.5	
压力角 $\alpha / (^\circ)$		20	
齿宽 $b / (\text{mm})$		10	

输入轴转速 $n_s=12\,000\text{ r/min}$; 输入功率 $P=250\text{ kW}$; 行星轮个数 $n=3$; 太阳轮与行星轮的等效啮合刚度 $K_{sp}=9\times 10^9\text{ N/m}$; 太阳轮支撑刚度和内齿轮的支撑刚度 $K_s=K_r=9.42\times 10^6\text{ N/m}$; 行星轮与内齿轮的等效啮合刚度 $K_{pr}=9\times 10^9\text{ N/m}$. 各类误差均取 $6\text{ }\mu\text{m}$. 所得结果如图 4.

由图 4(a), 图 4(b) 可知在太阳轮制造、安装误差值相同的情况下, 系统均载系数的幅值相同, 制造误差的影响频率高于安装误差. 由图 4(c) 可知, 行星轮 3 存在制造误差时, 该路均载系数变大, 另外两路不变. 由图 4(d) 可知, 内齿轮的制造误差对系统均载系数的影响大于太阳轮和行星轮的制造误差的影响.

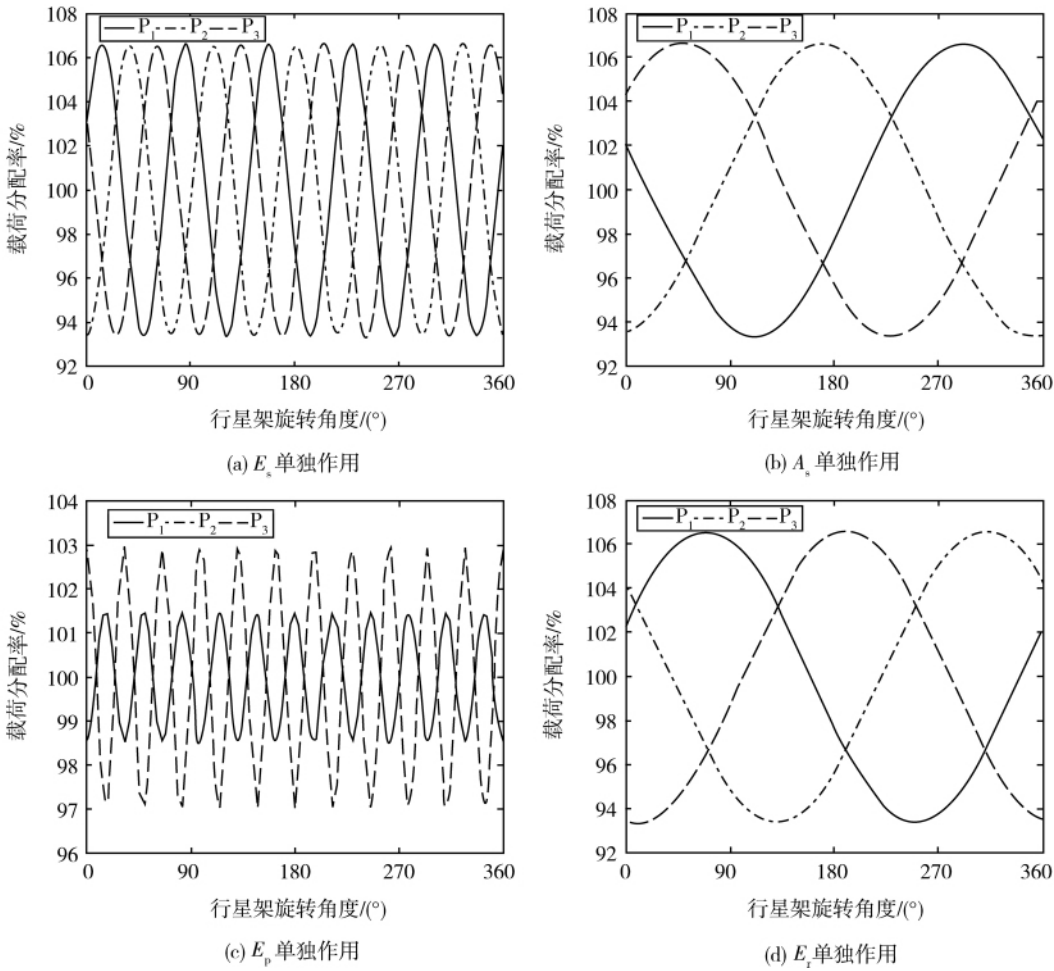


图 4 误差等于 $6\text{ }\mu\text{m}$ 时系统的均载情况

Fig. 4 Load sharing of the system when the error is equal to $6\text{ }\mu\text{m}$

由图 5 可知, 随着各构件误差值的增大, 系统均载系数均变大, 其中内齿轮的偏心影响最大, 太

阳轮偏心影响次之, 行星轮和内齿轮的偏心影响较小.

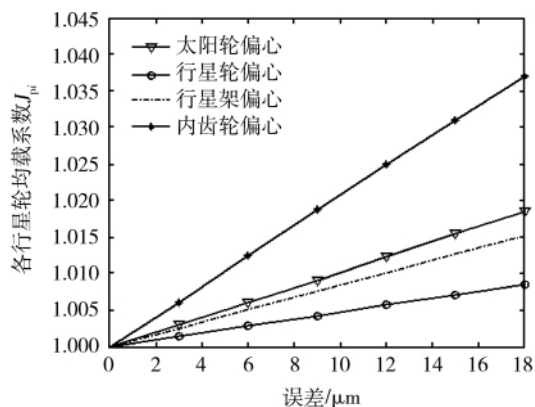


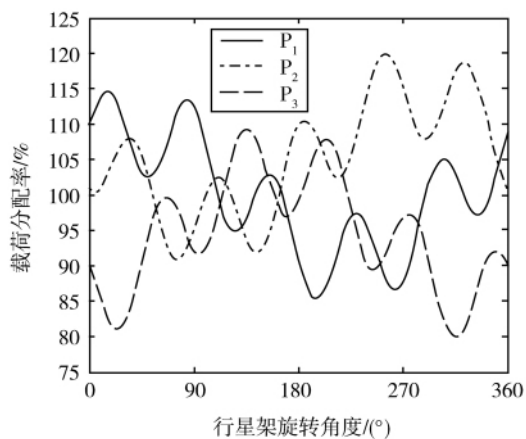
图 5 各个误差单独变化时系统的均载情况

Fig. 5 Load sharing of the system when one of the errors changes

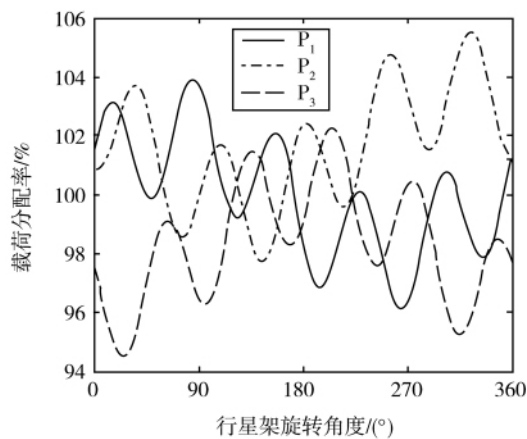
5 比较基本构件的浮动对系统均载的影响

计算了各基本构件的浮动对系统载荷分配的影响,结果如图 6 所示.

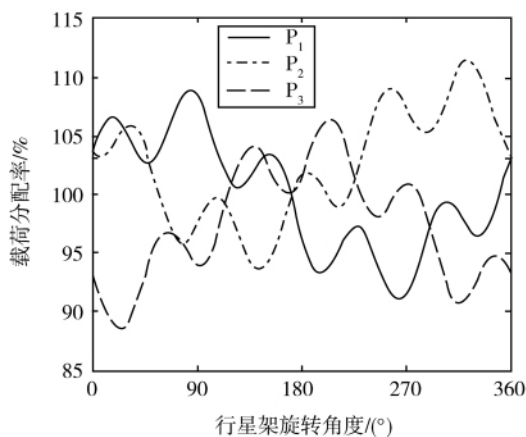
由图 6(a)得太阳轮和内齿圈都不浮动的情况下,系统最大载荷分配率为 120.2%,且波动较大,由图 6(b)可知,太阳轮和内齿圈都浮动的情况下,系统的均载系数为 105.5%,波动较小,由图 6(c),图 6(d)得太阳轮和内齿圈分别浮动时,系统的均载系数为 111.5% 和 107.6%,比较可得:太阳轮和内齿圈都浮动的情况下,系统不均载减小了 14.7%;仅太阳轮浮动,内齿圈固定的情



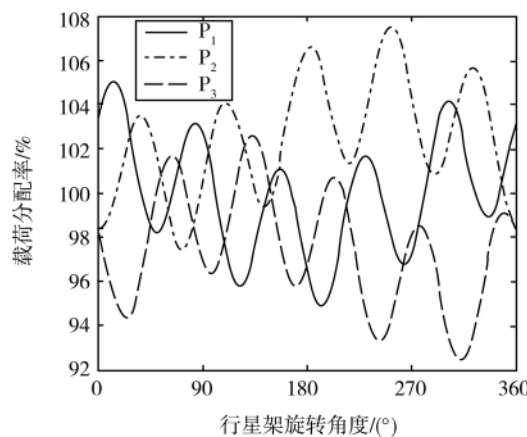
(a) S和R都不浮动



(b) S和R都浮动



(c) S浮动



(d) R浮动

图 6 浮动对系统均载的影响

Fig. 6 The effect of floating on the load sharing of the system

况下,系统的均载系数减小了 8.7%;太阳轮固定,内齿圈浮动的情况下,系统的均载系数减小了 12.6%.

6 结 论

1) 在各个误差单独作用下,各行星轮上的均

载系数随时间作周期变化。

2) 对于各个构件的偏心误差,在误差值相同的情况下,内齿轮的误差对系统的均载影响最大,其次是太阳轮、行星架,行星轮的误差影响最小。

3) 基本构件的浮动能明显减小系统的不均载,多个构件一起浮动效果更好。

4) 本方法同样适用于其他构成功率流动闭环的齿轮分传动系统均载性能的研究。

参考文献:

- [1] Kahraman A. Load sharing characteristics of planetary transmissions[J]. Mechanism and Machine Theory, 1994, 29(8):1151-1165.
- [2] Kahraman A. Static load sharing characteristics of transmission planetary gear sets: model and experiment[J]. Society of Automotive Engineers, 1999, (1):1954-1963.
- [3] Krantz T L. A method to analyze and optimize the load sharing of split path transmissions[R]. NASA Technical Memorandum 107201, 1996.
- [4] 日高照晃,山本信行,石田武. 行星齿轮装置均载机构中的各种误差和载荷分配的关系[C]//日本机械学会论文集. 东京:日本机械学会,1986,52(480):2200-2206.
Hidaka T, Sugimoto N, Ishida T. Effects of errors of elements on load distribution in planetary gears with various load equalizing mechanisms[C]//Japanese Mechanical Academic Society Collection. Tokyo: The Japan Society of Mechanical Engineers, 1986, 52(480):2200-2206. (in Japanese)
- [5] 袁茹,王三民,沈允文. 行星齿轮传动的功率分流动态均衡优化设计[J]. 航空动力学报, 2000, 15(4):410-412.
YUAN Ru, WANG Sanmin, SHEN Yunwen. Dynamic optimum design of power shared out equally among the planetary gears[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(4):410-412. (in Chinese)
- [6] 肖铁英,袁盛治,陆卫杰. 行星齿轮机构均载系数的计算方法[J]. 东北重型机械学院学报, 1992, 16(4):290-295.
XIAO Tieying, YUAN Shengzhi, LU Weijie. Calculative method of load balance coefficient in planetary gear[J]. Journal of Northeast Heavy Machinery Institute, 1992, 16(4):290-295. (in Chinese)
- [7] 陆俊华,李斌,朱如鹏. 行星齿轮传动静力学均载分析[J]. 机械科学与技术, 2005, 24(10):702-704, 709.
LU Junhua, LI Bin, ZHU Rupeng. Analysis of static load sharing in planetary gearing[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2005, 24(10):702-704, 709. (in Chinese)
- [8] 周惠琴,李素有,吴立言. 行星齿轮传动系统均载分析[J]. 机械科学与技术, 2008, 27(9):1239-1242.
ZHOU Huiqin, LI Suyou, WU Liyan. Analysis of static load sharing in a planetary gearing[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2008, 27(9):1239-1242. (in Chinese)
- [9] 邵晓荣. 齿轮制造及安装误差对行星齿轮均载系数的影响[J]. 东北重型机械学院学报, 1994, 18(4):306-309.
SHAO Xiaorong. Influence of load sharing coefficient on the manufacture and assemble error of the planetary gear NGW[J]. Journal of Northeast Heavy Machinery Institute, 1994, 18(4):306-309. (in Chinese)
- [10] 李阳,刘光磊,刘更,等. 基于间隙浮动的行星齿轮传动系统静力学均载分析[J]. 机械科学与技术, 2009, 28(8):1115-1120.
LI Yang, LIU Guanglei, LIU Geng, et al. Analysis of static load sharing in a planetary gear set with gap for gear floating[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2009, 28(8):1115-1120. (in Chinese)
- [11] 王宇航,佟占胜,吴秀英,等. 行星齿轮传动的均载机构及选择[J]. 重型机械, 2010(增刊 2):158-162.
WANG Yuhang, TONG Zhansheng, WU Xiuying, et al. Load balancing mechanism of planetary gear transmission and its selection[J]. Heavy Machinery, 2010(Supplement 2):158-162. (in Chinese)
- [12] 方宗德,沈允文,黄镇东. 2K-H 行星减速器的动态特性[J]. 西北工业大学学报, 1990, 10(4):361-371.
FANG Zongde, SHEN Yunwen, HUANG Zhendong. Dynamic characteristics of 2K-H planetary gearing[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 1990, 10(4):361-371. (in Chinese)