

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2016.06.015

两级星型五分支传动静态均载分析

董 皓¹, 方宗德², 王宝宾³

(1. 西安工业大学 机电工程学院, 西安 710021; 2. 西北工业大学 机电学院, 西安 710072;

3. 陕西法士特齿轮有限责任公司, 西安 710009)

摘 要:为分析两级星型五分支传动系统的均载问题,根据该系统构成功率流动闭环的特点,推导扭转角变形协调条件,结合力矩平衡条件,运用当量啮合误差理论,建立静态条件下的均载力学分析模型,求解得到均载系数,分析制造误差、安装误差、构件浮动对均载特性的影响。结果表明:太阳轮、内齿圈、星轮的误差单独影响均载特性时,内齿圈的误差影响最大,各构件制造误差影响的均载系数随时间做周期变化;太阳轮基于花键间隙浮动和内齿圈径向浮动,改善了均载特性,通过试验验证了理论分析的正确性。

关键词:星型五分支传动;均载;浮动;变形协调;误差

中图分类号:TH132.4

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2016)06-118-09

Load-sharing characteristics of two-stage five-branching star gear by considering deformation coordination

DONG Hao¹, FANG Zongde², WANG Baobin³

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an Technological University, Xi'an 710021, P.R.China;

2. School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, P.R.China;

3. Shaanxi Fast Gear Co., Ltd., Xi'an 710009, P.R.China)

Abstract: In order to analyze the load sharing of two-stage five-branching star gear, the coordination conditions of torsion angle deformation were derived according to the power flow closed-loop characteristics of the system. Based on the theory of moment equilibrium condition and equivalent meshing error, the load sharing model under static condition was established, and the load sharing coefficient was obtained. The influence of manufacturing error, installation error, component floating on load sharing characteristics was analyzed. Results show that when sun gear, ring gear and star gear error independently act on load sharing characteristics, the the ring gear error influence is the biggest. Each component manufacturing error periodically affect the load sharing coefficient. The sun gear floats based on spline clearance and radially in the ring gear, which helps to improve the load sharing characteristics. The correctness of the theoretical analysis is verified by experiments.

Keywords: five-branching star gear; load sharing; floating; deformation coordination; error

收稿日期:2016-07-05

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51375384);陕西省教育厅重点实验室科研计划项目(15JS041);陕西省科技统筹创新工程重点实验室项目(2014SZS20-K04);西安工业大学科研创新团队建设计划资助;中国博士后基金资助项目(2016M602937XB)。

Supported by the National Natural Science Foundation of China(51375384), Key Laboratory Research Project Funded by Shaanxi Provincial Education Department (15JS041), Key Laboratory of Science and Technology Innovation Project of Shaanxi Province (2014SZS20-K04) and the Program for Innovative Science and Research Team of Xi'an Technological University, the China Postdoctoral Science Foundation (2016M602937XB).

作者简介:董皓(1985-),男,西安工业大学讲师,博士后,主要从事机械设计与机械传动研究,(E-mail)donghaofane@sina.com。

星型齿轮传动广泛地应用于航空直升机的主减速器中,功率分流星型齿轮传动采用均载技术,但是在实际当中,由于不可避免的制造和安装误差,致使星型齿轮传动系统无法实现对载荷的完全平均分配,因此,解决星轮间载荷分配不均匀性问题,研究其均载特性,对于该系统充分发挥其优越性是非常重要的。

目前,国内外学者对星型齿轮传动系统的均载问题做了大量研究,文献[1]分析了两级星形 4 分支传动的均载特性,并通过均载试验进行了验证;文献[2]针对风电行星传动齿轮箱进行了均载特性的分析,认为制造误差是影响均载的主要因素;文献[3]对分扭传动系统的均载和轻量化进行了优化设计;文献[4]通过考虑齿轮位移协调,对 2 级星形传动多分流系统进行了均载特性研究;文献[5]以 Ravigneaux 式复合行星轮系为研究对象,通过计算传动系统的均载系数,获得各齿轮啮合误差与均载系数的关系曲线,分析了安装误差和偏心误差对系统均载特性的影响;文献[6]考虑到齿轮副齿侧间隙、系统综合误差和齿轮副模数与压力角的不相等,计算了系统的均载系数,分析了动态均载特性;文献[7]考虑了变形协调的应用,研究了 2K-H 行星齿轮传动系统的均载特性;文献[8]依据串联型行星轮系统均载机理,分析了齿轮制造误差和安装误差以及间隙浮动等因素对均载的影响;文献[9]针对多级行星齿轮传动的静力学均载特性进行了研究,分析了各种误差对均载的影响。还有一些学者对均载问题进行了研究^[10-11]。

但以上研究中较少考虑星型齿轮功率流闭环的特性,不能从整体反应分流系统的力学特性。笔者建立两级星型五路功率分流传动的功率流闭环变形协调条件,结合力矩平衡条件,给出了一种计算均载系数的新方法,分析各构件的齿面制造误差、安装误差对均载特性的影响,研究太阳轮基于花键间隙浮动、内齿圈径向浮动对系统均载特性的影响,并通过实验来验证理论算法的正确性。

1 力学平衡及变形协调条件建立

图 1 所示是两级星型五路功率分流传动系统的传动形式示意图,其中,输入功率经太阳轮 Z_s 分流给 5 个 I 级星轮 Z_{p1} , 又经 5 个 II 级星轮 Z_{p11} 汇流到内齿圈 Z_r 输出。

图 2 为系统各构件之间的力学平衡关系示意图。

图 2 中, K_{sp} 表示太阳轮和星轮之间的轮齿啮合刚度; K_{pr} 表示星轮和内齿圈之间的轮齿啮合刚度; K_s 和 K_r 分别表示太阳轮和内齿圈支承处的等效弹性支撑刚度。 P_{Ii} 和 P_{IIi} ($i=1,2,\dots,5$) 分别表示第 I 级和第 II 级各星齿轮; F_{sp1i} 和 F_{p11i} 分别表示太阳轮和第 I 级星轮之间的啮合作用力以及第 II 级星轮和内齿圈之间的啮合作用力; T_{sp1i} 和 T_{p11i} 分别表示太阳轮和第 I 级星轮之间的作用扭矩以及第 II 级星轮和内齿圈之间的作用扭矩。

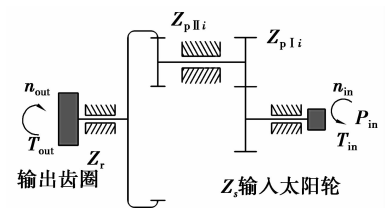


图 1 两级星型五路功率分流传动系统示意图

Fig.1 Schematic diagram of the two stage star five way power split transmission system

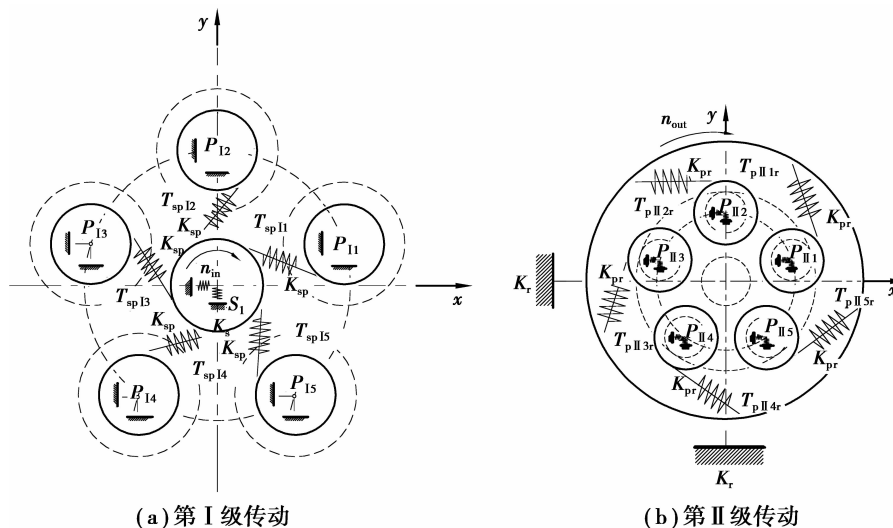


图 2 系统的力学平衡关系示意图

Fig.2 Diagram of the mechanical equilibrium diagram of the system

根据图 2 扭矩的关系,得到平衡条件:

$$\begin{cases} T_{in} + \sum_{i=1}^5 T_{spIi} = 0; \\ -(r_{bpl_i}/r_{bs})T_{spIi} + T_{pllir} = 0. \end{cases} \quad (1)$$

其中 r_{bpl_i} 表示第 I 级星轮的基圆半径。

图 3 表示了系统两级各齿轮的扭转角关系,其中, $\Delta\varphi_{pIi}$ 和 $\Delta\varphi_{pIIi}$ 分别表示第 I 级和第 II 级星轮的扭转角; $\Delta\varphi_s$ 表示太阳轮的扭转角; $\Delta\varphi_r$ 表示内齿圈的扭转角, $\Delta\varphi_{spIi}$ 表示太阳轮在扭矩作用下相对于第 I 级星轮 i 的扭转角变形, $\Delta\varphi_{spIi}$ 是 T_{spIi} 的函数; $\Delta\varphi_{pllir}$ 表示第 II 级星轮 i 在扭矩作用下相对于内齿圈的扭转角变形, $\Delta\varphi_{pllir}$ 是 T_{pllir} 的函数。

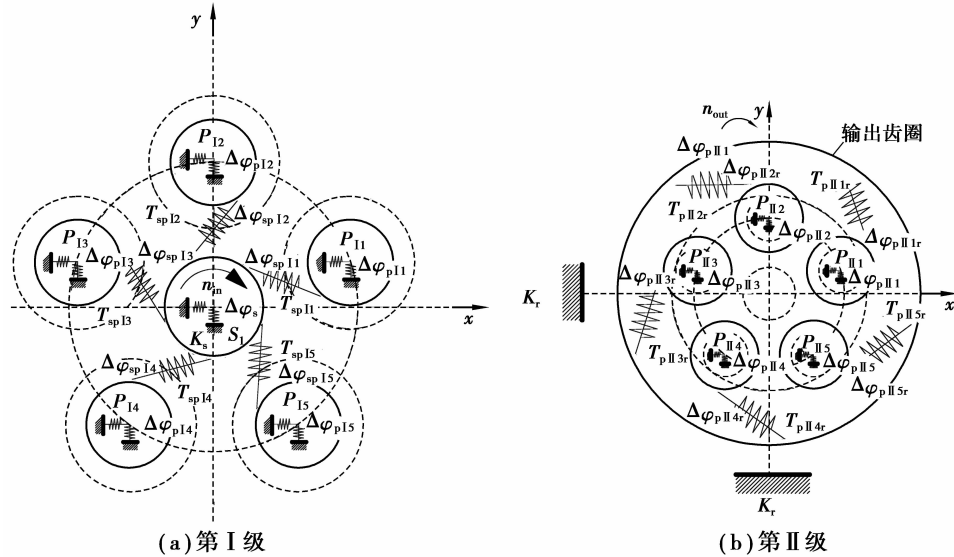


图 3 各齿轮扭转角关系示意图

Fig.3 Schematic diagram of the relationship between the torsion angle of the gear

图 3 中各齿轮的啮合扭转角满足如下关系:

$$\begin{cases} \Delta\varphi_{spIi}(T_{spIi}) = \Delta\varphi_s(T_{spIi}) - (r_{bpl_i}/r_{bs})\Delta\varphi_{pIi}(T_{spIi}), \\ \Delta\varphi_{pllir}(T_{pllir}) = \Delta\varphi_{pllir}(T_{pllir}) - (r_{br}/r_{bpl_i})\Delta\varphi_r(T_{pllir}). \end{cases} \quad (2)$$

由于 $\Delta\varphi_{ij}(T_{ij})$ 是 T_{ij} 的函数,因此有:

$$\Delta\varphi_i = \Delta\varphi_{spIi}(T_{spIi}) + (r_{bpl_i}/r_{bs})\Delta\varphi_{pllir}(T_{spIi}) = \Delta\varphi_s - (r_{br}/r_{bpl_i})\Delta\varphi_r. \quad (3)$$

由于 $\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi_i$,可以得到变形协调条件为

$$\begin{cases} \Delta\varphi_{spI1}(T_{spI1}) + (r_{bpl1}/r_{bs})\Delta\varphi_{pll1r}(T_{spI1}) = \Delta\varphi_{spI2}(T_{spI2}) + (r_{bpl1}/r_{bs})\Delta\varphi_{pll2r}(T_{spI2}), \\ \Delta\varphi_{spI1}(T_{spI1}) + (r_{bpl1}/r_{bs})\Delta\varphi_{pll1r}(T_{spI1}) = \Delta\varphi_{spI3}(T_{spI3}) + (r_{bpl1}/r_{bs})\Delta\varphi_{pll3r}(T_{spI3}), \\ \Delta\varphi_{spI1}(T_{spI1}) + (r_{bpl1}/r_{bs})\Delta\varphi_{pll1r}(T_{spI1}) = \Delta\varphi_{spI4}(T_{spI4}) + (r_{bpl1}/r_{bs})\Delta\varphi_{pll4r}(T_{spI4}), \\ \Delta\varphi_{spI1}(T_{spI1}) + (r_{bpl1}/r_{bs})\Delta\varphi_{pll1r}(T_{spI1}) = \Delta\varphi_{spI5}(T_{spI5}) + (r_{bpl1}/r_{bs})\Delta\varphi_{pll5r}(T_{spI5}). \end{cases} \quad (4)$$

将误差激励投影到啮合线方向上,得到位移激励 ΔL_{ij} ,如下所示:

$$\begin{cases} \Delta L_{spIi} = [(x_s + \Delta A_{xs}) - (x_{pl_i} + \Delta A_{xpl_i})]\cos\chi_{spIi} + [(y_s + \Delta A_{ys}) - (y_{pl_i} + \Delta A_{ypl_i})]\sin\chi_{spIi}, \\ \Delta L_{pllir} = [(x_{pl_i} + \Delta A_{xpl_i}) - (x_r + \Delta A_{xr})]\cos\chi_{pllir} + [(y_{pl_i} + \Delta A_{ypl_i}) - (y_r + \Delta A_{yr})]\sin\chi_{pllir}. \end{cases} \quad (5)$$

$x_s, y_s, x_{pl_i}, y_{pl_i}, x_{pl_i}, y_{pl_i}, x_r, y_r$ 分别为太阳轮、第 I 级各星轮、第 II 级各星轮、内齿圈沿 x, y 向的轴心变形量; $\Delta A_{xs}, \Delta A_{ys}, \Delta A_{xpl_i}, \Delta A_{ypl_i}, \Delta A_{xpl_i}, \Delta A_{ypl_i}, \Delta A_{xr}, \Delta A_{yr}$ 分别为太阳轮、第 I 级各星轮、第 II 级各星轮、内齿圈沿 x, y 向的误差幅值; χ_{spIi} 和 χ_{pllir} 分别为太阳轮和第 I 级星轮以及第 II 级星轮和内齿圈之间的啮合线与 x 轴的正向夹角。由此,得到系统两级各齿轮副之间的啮合作用力为:

$$\begin{cases} T_{spIi}/r_{bs} = K_{sp}(r_{bs}\Delta\varphi_s - r_{bpl_i}\Delta\varphi_r + \Delta L_{spIi}), \\ T_{pllir}/r_{bp} = K_{pr}(r_{bpl_i}\Delta\varphi_p - r_{br}\Delta\varphi_r + \Delta L_{pllir}). \end{cases} \quad (6)$$

误差影响下的各齿轮副啮合转角为:

$$\begin{cases} \Delta\varphi_{\text{spl}i}(T_{\text{spl}i}) = T_{\text{spl}i}/(K_{\text{sp}}r_{\text{bs}}^2) - \Delta L_{\text{spl}i}/r_{\text{bs}}, \\ \Delta\varphi_{\text{pll}i}(T_{\text{pll}i}) = T_{\text{pll}i}/(K_{\text{pr}}r_{\text{bp}}^2) - \Delta L_{\text{pll}i}/r_{\text{bp}}. \end{cases} \quad (7)$$

2 误差分析

2.1 由偏心 and 安装误差引起的累积啮合误差

偏心误差和装配误差的大小分别以 E 和 A 表示,各误差的方向角以 β 和 γ 表示。 $s, \text{pl}i, \text{pll}i, r, b$ 为下标符号,分别对应太阳轮,第I级第 i 个星轮,第II级第 i 个星轮,内齿轮和轴承。第I级传动中,由太阳轮偏心误差 E_s 引起的角位移 $\varphi_{E_{s_i}}$,太阳轮安装误差 A_s 引起的角位移 $\varphi_{A_{s_i}}$,第 i 个星轮的偏心误差 $E_{\text{pl}i}$ 引起的角位移 $\varphi_{E_{\text{pl}i}}$ 和第 i 个星轮的安装误差 $A_{\text{pl}i}$ 引起的角位移 $\varphi_{A_{\text{pl}i}}$ 分别如下:

$$\begin{cases} \varphi_{E_{s_i}} = -E_s \sin(\omega_s t + \beta_s + \alpha_w - \varphi_i)/r_{\text{bs}}, \\ \varphi_{A_{s_i}} = -A_s \sin(\gamma_s + \alpha_w - \varphi_i)/r_{\text{bs}}, \\ \varphi_{E_{\text{pl}i}} = -E_{\text{pl}i} \sin(-\omega_p t + \beta_{\text{pl}i} + \alpha_w)/r_{\text{bpl}}, \\ \varphi_{A_{\text{pl}i}} = -A_{\text{pl}i} \sin(\gamma_{\text{pl}i} + \alpha_w)/r_{\text{bpl}}. \end{cases} \quad (8)$$

式中:第II级传动中,第 i 个星轮偏心误差 $E_{\text{pll}i}$ 引起的角位移 $\varphi_{E_{\text{pll}i}}$,第 i 个星轮安装误差 $A_{\text{pll}i}$ 引起的角位移 $\varphi_{A_{\text{pll}i}}$,内齿轮偏心误差 E_r 引起的角位移 φ_{E_r} 和内齿轮安装误差 A_r 引起的角位移 φ_{A_r} 分别如下所示:

$$\begin{cases} \varphi_{E_{\text{pll}i}} = E_{\text{pll}i} \sin(-\omega_p t + \beta_{\text{p2}i} - \alpha_n)/r_{\text{bpll}}, \\ \varphi_{A_{\text{pll}i}} = A_{\text{pll}i} \sin(\gamma_{\text{pll}i} - \alpha_n)/r_{\text{bpll}}, \\ \varphi_{E_r} = E_r \sin(-\omega_r t + \beta_r - \alpha_n - \varphi_i)/r_{\text{br}}, \\ \varphi_{A_r} = A_r \sin(\gamma_r - \alpha_n - \varphi_i)/r_{\text{br}}. \end{cases} \quad (9)$$

式中:太阳轮轴承偏心误差 E_{bs} 引起的角位移 $\varphi_{E_{\text{bs}}}$,第 i 个星轮联接轴轴承的偏心误差 $E_{\text{bpl}i}$ 引起的第I级角位移 $\varphi_{E_{\text{bpl}i}}$,第 i 个星轮联接轴轴承的偏心误差 $E_{\text{bpll}i}$ 引起的第II级角位移 $\varphi_{E_{\text{bpl}i}}$ 和内齿轮轴承偏心误差 E_{br} 引起的角位移 $\varphi_{E_{\text{br}}}$ 分别为:

$$\begin{cases} \varphi_{E_{\text{bs}}} = -E_{\text{bs}} \sin(\omega_s t + \beta_{\text{bs}} + \alpha_w - \varphi_i)/r_{\text{bs}}, \\ \varphi_{E_{\text{bpl}i}} = E_{\text{bpl}i} \sin(-\omega_p t + \beta_{\text{bpl}i} + \alpha_w)/r_{\text{bpl}}, \\ \varphi_{E_{\text{bpll}i}} = E_{\text{bpll}i} \sin(-\omega_p t + \beta_{\text{bpll}i} - \alpha_n)/r_{\text{bpll}}, \\ \varphi_{E_{\text{br}}} = E_{\text{br}} \sin(-\omega_r t + \beta_{\text{br}} - \alpha_n - \varphi_i)/r_{\text{br}}. \end{cases} \quad (10)$$

式中: ω_s, ω_p 和 ω_r 分别为太阳轮、星轮和内齿轮的角速度; α_w 和 α_n 分别为第I和II级传动的啮合角; φ_i 为第 i 个星轮的位置角; r_{bpl} 和 r_{bpll} 分别为第I和II级星轮的基圆半径。

将上述各项当量啮合误差叠加,由制造误差与安装误差在第一级和第二级啮合线上产生的累积角位移 $\varphi_{E_{\text{spi}}}$ 和 $\varphi_{E_{\text{rpi}}}$ 分别为

$$\begin{cases} \varphi_{E_{\text{spi}}} = \varphi_{E_{s_i}} + \varphi_{A_{s_i}} + \varphi_{E_{\text{pl}i}} + \varphi_{A_{\text{pl}i}} + \varphi_{E_{\text{bsi}}} + \varphi_{E_{\text{bpl}i}}, \\ \varphi_{E_{\text{rpi}}} = \varphi_{E_{r_i}} + \varphi_{A_{r_i}} + \varphi_{E_{\text{pll}i}} + \varphi_{A_{\text{pll}i}} + \varphi_{E_{\text{bri}}} + \varphi_{E_{\text{bpr}}}. \end{cases} \quad (11)$$

2.2 由浮动构件引起的啮合误差

设太阳轮、第I级各星轮、第II级各星轮、内齿圈沿 x, y 向的轴心浮动位移量分别为 $x_s, y_s, x_{\text{pl}i}, y_{\text{pl}i}, x_{\text{pll}i}, y_{\text{pll}i}, x_r, y_r$,则浮动构件引起的侧隙改变量分别为:

$$\begin{cases} \Delta_s = -(x_s \cos A_i + y_s \sin A_i), \\ \Delta_r = -(x_r \cos B_i + y_r \sin B_i), \\ \Delta_{\text{pl}i} = x_{\text{pl}i} \cos A_i + y_{\text{pl}i} \sin A_i, \\ \Delta_{\text{pll}i} = x_{\text{pll}i} \cos B_i + y_{\text{pll}i} \sin B_i. \end{cases} \quad (12)$$

式中: A_i 为太阳轮与第I级第 i 个星轮啮合线的方位角; B_i 为第II级第 i 个星轮与内齿轮啮合线的方位角。 A_i 和 B_i 分别可以表示为

$$\begin{cases} A_i = \pi/2 - \alpha_w + \varphi_i, \\ B_i = \pi/2 + \alpha_n + \varphi_i. \end{cases} \quad (13)$$

将上述两类啮合侧隙加起来,可以分别得到太阳齿轮与第I级第*i*个星轮的综合啮合误差 Δ_{spli} 和第II级第*i*个星轮与内齿轮的综合啮合误差 Δ_{plir} 为

$$\begin{cases} \Delta_{\text{spli}} = e_{\text{spli}} + \Delta_{s_i}, \\ \Delta_{\text{plir}} = e_{\text{plir}} + \Delta_{r_i}. \end{cases} \quad (14)$$

2.3 太阳轮花键间隙浮动条件建立

太阳轮通过花键间隙进行自由浮动,如果浮动件受力不平衡时,利用短花键及其联接的侧面间隙允许基本构件作径向及偏转位移,调整载荷的平均分配,实现均载,这种浮动结构的定心效果好,可以传递大扭矩。太阳轮基于花键间隙浮动形成的封闭力学关系,太阳轮的支撑刚度如图 4 所示。

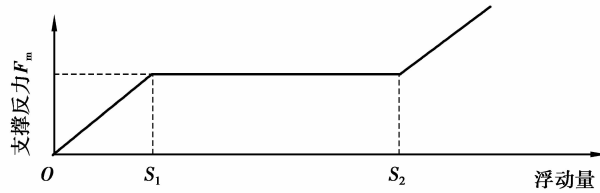


图 4 太阳轮浮动力学关系示意图

Fig.4 The diagram of the mechanical relationship of the floating of the sun gear

太阳轮浮动过程中,受到 5 个与之相啮合的星轮的啮合力 T_{spli} 以及花键联接轴的支承反力 F_m 的共同作用。在花键传递扭矩的过程中,内外花键摩擦力 $F_m = \tau F_N$, F_N 表示内外花键之间的正压力, τ 为摩擦系数,取 $\tau=0.1$ 。浮动太阳轮在一个啮合周期中,产生的浮动量 $R_s = \sqrt{(x_s^{(m)})^2 + (y_s^{(m)})^2}$, $x_s^{(m)}$ 和 $y_s^{(m)}$ 分别表示在*x*和*y*方向的浮动量, m 代表计算迭代次数。

图 4 中的 $S_1 \sim S_2$ 为内外花键的径向间隙,浮动过程中,当支承反力小于摩擦力 F_m 时,内外花键之间不产生滑移,由输入轴的弯曲适应太阳轮位置变化,即 $0 \sim S_1$ 段;当支承反力大于摩擦力 F_m 时,内外花键产生滑移,由滑移量适应浮动轮的位置变化,即 $S_1 \sim S_2$ 段;当滑移量超出 S_2 时,即内外花键消除了径向间隙量,太阳轮位置变化重新由输入轴的弯曲变形决定,因此,太阳轮的支承反力在*x*、*y*向的分量 $\Delta F_{x_s}^{(m)}$ 、 $\Delta F_{y_s}^{(m)}$ 分别为:

$$\begin{aligned} \Delta F_{x_s}^{(m)} &= \begin{cases} -K_w \cdot R_s \cdot \cos(\xi_s^{(m)}), & 0 \leq R_s < S_1; \\ -F_m \cdot \cos(\xi_s^{(m)}), & S_1 \leq R_s \leq S_2; \\ -[F_m + K_w \cdot (R_s - S_2)] \cdot \cos(\xi_s^{(m)}), & R_s > S_2. \end{cases} \\ \Delta F_{y_s}^{(m)} &= \begin{cases} -K_w \cdot R_s \cdot \sin(\xi_s^{(m)}), & 0 \leq R_s < S_1; \\ -F_m \cdot \sin(\xi_s^{(m)}), & S_1 \leq R_s \leq S_2; \\ -[F_m + K_w \cdot (R_s - S_2)] \cdot \sin(\xi_s^{(m)}), & R_s > S_2. \end{cases} \end{aligned} \quad (15)$$

式中: K_w 表示弯曲刚度; $\xi_s^{(m)}$ 表示向量 $(x_s^{(m)}, y_s^{(m)})$ 的方向角。

因此,得到太阳轮的浮动平衡条件为

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^5 T_{\text{spli}}/r_{\text{bs}} \cdot \cos \chi_{\text{spli}} - \Delta F_{x_s} = 0, \\ \sum_{i=1}^5 T_{\text{spli}}/r_{\text{bs}} \cdot \sin \chi_{\text{spli}} - \Delta F_{y_s} = 0. \end{cases} \quad (16)$$

得到内齿圈浮动平衡条件为

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^5 T_{\text{plir}}/r_{\text{bp}} \cdot \cos \chi_{\text{plir}} - K_r x_r = 0, \\ \sum_{i=1}^5 T_{\text{plir}}/r_{\text{bp}} \cdot \sin \chi_{\text{plir}} - K_r y_r = 0. \end{cases} \quad (17)$$

式中: K_r 为太阳轮和内齿圈的支承刚度; x_r, y_r 为内齿圈沿 x, y 向的轴心变形量。

3 均载系数求解及影响分析

3.1 均载系数求解

以上各式联立求解,得到第I级传动的均载系数 J_{pl_i} 和第II级的均载系数 J_{pll_i} 为

$$\begin{cases} J_{pl_i} = T_{spl_i} / (T_{in} / 5), \\ J_{pll_i} = \frac{T_{pll_i r}}{(r_{bpl_i} / r_{bpll_i}) (T_{in} / 5)}. \end{cases} \quad (18)$$

则系统的均载系数 $J = \max(J_{pl_i}, J_{pll_i})$,均载系数的大小表征着系统的均载特性的好坏,均载系数越大,系统的均载特性越差。

3.2 误差对均载系数的影响

两级星型五分支齿轮传动的各齿轮主要参数如表1所示。

表1 各齿轮的主要参数数据
Table 1 Main parameters of the gear data

名称	齿数	模数/mm	齿宽/mm	螺旋角/(°)	压力角/(°)
太阳轮	24	2.75	39.45	10	20
星型齿轮I	22	2.75	39.45	10	20
星型齿轮II	31	2.00	39.45	12	20
内齿圈	99	2.00	39.45	12	20

其中,系统的输入功率 $P=220$ kW,输入转速为 $6\ 800$ r/min,太阳轮与第I级星轮的等效啮合刚度为 $K_{sp}=8.6 \times 10^9$ N/m,第II级星轮与内齿圈的等效啮合刚度为 $K_{pr}=9.3 \times 10^9$ N/m,花键轴的弯曲刚度 $K_w=1.78 \times 10^7$ N/m,内齿圈的支承刚度为 $K_r=9.31 \times 10^6$ N/m。齿轮啮合刚度根据GB3480—83来计算,各长度误差值为 $6\ \mu\text{m}$,各构件的制造误差和安装误差的数值根据(GB1182—1184-80)的位置度误差而定。

太阳轮安装误差 A_s ,两级星轮安装误差 A_{pl_i} 和 A_{pll_i} ,内齿轮安装误差 A_r 单独作用时,得到各均载系数的计算结果如表2所示。

表2 安装误差单独作用时的均载系数
Table 2 Load sharing coefficient under the influence of the assembly error

安装误差	J_{pl1}	J_{pl2}	J_{pl3}	J_{pl4}	J_{pl5}	J
A_s	1.004	0.996	0.997	1.006	1.003	1.006
A_{pl1}	1.006	0.995	0.994	1.008	1.005	1.008
A_{pll1}	1.016	0.983	0.992	1.012	1.013	1.016
A_r	1.012	1.010	0.991	1.018	0.985	1.018

太阳轮偏心误差 E_s ,两级星轮偏心误差 E_{pl_i} 和 E_{pll_i} ,内齿轮偏心误差 E_r 单独作用时,均载系数随时间的曲线如图5所示。

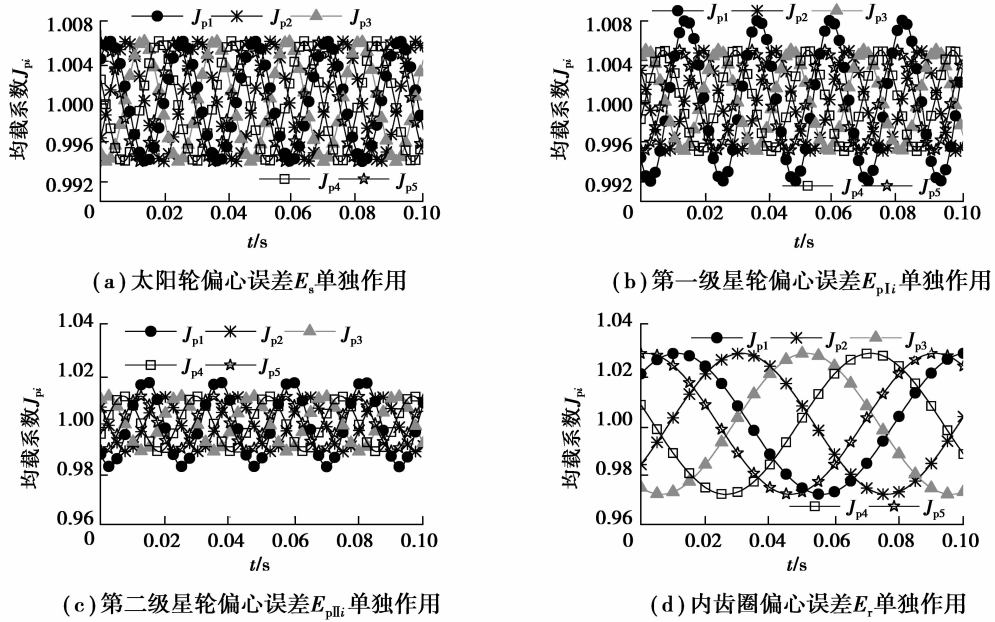


图 5 偏心误差分别单独作用时的均载系数

Fig.5 The load sharing coefficient of the effect of the eccentric error

各偏心误差影响下的均载系数分别为 1.006、1.010、1.017、1.028。对于制造和安装误差,在误差值相同的情况下,内齿轮的误差影响最大,第二级星轮误差次之,太阳轮的误差影响最小。

3.3 浮动对均载系数的影响

构件浮动对均载的影响如图 6(a)(b)(c)所示。

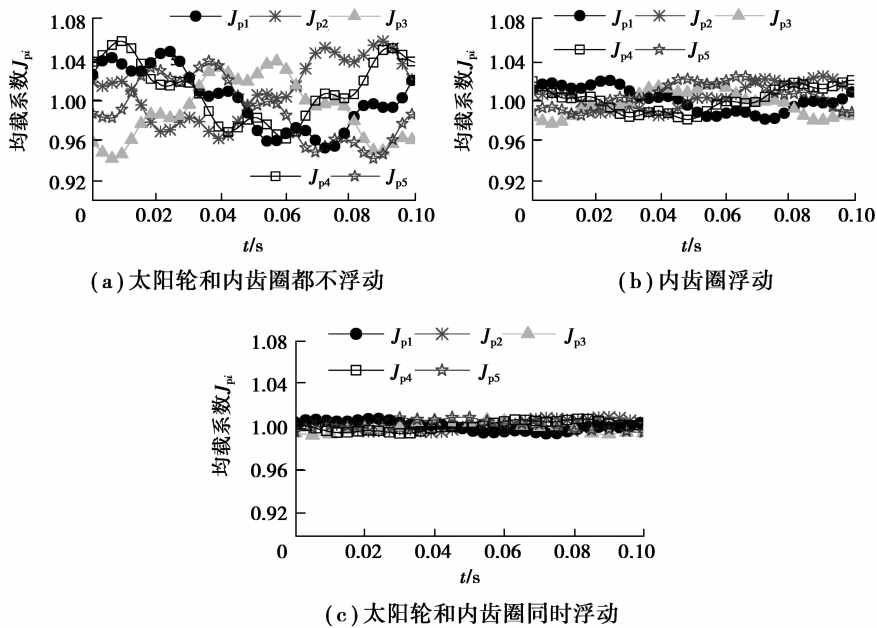


图 6 太阳轮和内齿圈浮动对均载特性的影响

Fig.6 Effect of the floating of the sun gear and inner ring gear on the load sharing characteristics

太阳轮和内齿圈都不浮动的情况下,均载系数为 1.058,且波动较大;内齿圈浮动,太阳轮固定时,均载系数为 1.023;同时浮动时,均载系数为 1.008,具有良好的均载特性,可满足系统载荷的均匀分配。由于太阳轮基于

花键间隙浮动,受到花键和相邻星轮的共同作用,因此花键间隙量不宜过大,过大的浮动间隙量会引起较大的冲击和振动。

4 试验验证

试验原理如图 7 所示,整个试验台由 5 部分构成:动力源、主试齿轮箱、测量系统、陪试辅助齿轮箱以及负载。由电动机提供动力,通过变频器调节转速;主试齿轮箱为一个星型齿轮箱;测量系统包括两个扭矩传感器及其显示仪表;陪试齿轮箱为另一个星型齿轮箱;负载由磁粉制动器提供。将试验台安装完成并对系统的同轴度进行调试完成后,对系统的均载特性进行试验。五星轮轴通过扭力传感器分别测出 5 个斜齿星轮轴向力为 P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 、 P_5 ,则星型齿轮系均载系数 $J = P_{\max} / (P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5)$,式中 P_{\max} 为 3 个星轮轴向力最大值。在试验中,根据该星型减速器的实际状态分了 5 个载荷状态,对每个载荷状态进行了 4 次测量,取其平均值作为该载荷下的均载系数。

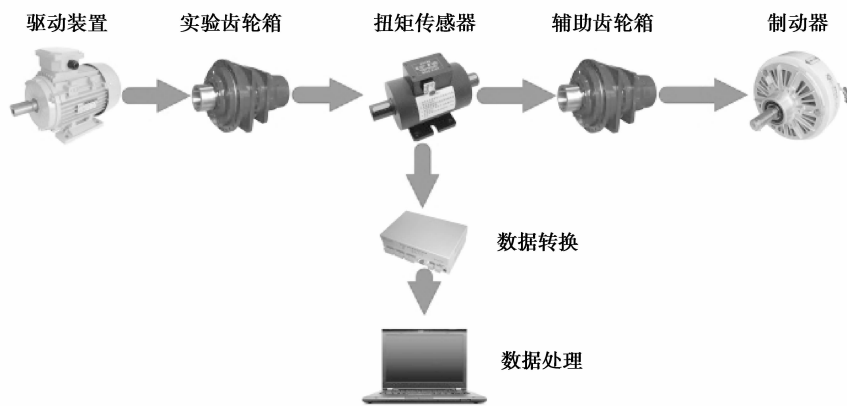


图 7 均载实验原理示意图

Fig.7 schematic diagram of the experimental principle

测量得到的试验值与理论计算值对比,如表 3 所示。

表 3 不同负载的理论和试验测量均载系数对比

Table 3 Comparison of theoretical and experimental measurements of different loads

负载/(N·m)	测量的均载系数	理论计算均载系数
200	1.121	1.012
245	1.074	1.010
285	1.072	1.008
325	1.077	1.007
370	1.062	1.006

试验数据的变化趋势与理论计算值的变化趋势基本保持一致,试验数据较理论计算值偏大 5% 左右,基本在误差允许范围之内。理论分析中所建立的力学模型以及求解的方法是正确的。

5 结 论

1) 变形协调条件更真实地反映了系统的整体力学特性,简化了两级星型五路功率分流传动的均载力学模型,该条件中构件的各类误差会相互叠加或者抵消,从本质上反映了由误差导致的均载问题,有利于系统的总体

设计和分析,可以在具有功率分流闭环特性的其他齿轮传动系统中推广应用。

2) 载荷分配不均衡的主要原因是加工和装配时导致各齿轮间啮合状态发生改变,偏心 and 安装误差对系统的均载特性影响较大,误差的影响具有累加作用,尤其应注意第 II 级构件的误差分布情况。

3) 两级星型五路分支传动系统较三路分支传动的承载能力得到很大提高,各分支的齿轮承受载荷变小,提高了疲劳寿命,太阳轮基于花键间隙的浮动支撑、内齿圈径向浮动支撑均载结构极大的改善了系统的均载性能。

参考文献:

- [1] Mo S, Zhang Y D, Wu Q. Research on multiple-split load sharing of two-stage star gearing system in consideration of displacement compatibility[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 88: 1-15.
- [2] Qiu X H, Han Q K, Chu F L. Load-sharing characteristics of planetary gear transmission in horizontal axis wind turbines[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 92: 391-406.
- [3] 付晨曦,赵宁,赵永志,等. 基于 FA-NSGA 分扭传动系统的均载和轻量化优化设计[J]. 航空动力学报, 2014, 29(9): 2247-2255.
FU Chenxi, ZHAO Ning, ZHAO Yongzhi, et al. Load sharing and lightweight optimization design of torque-split transmission system based on FA-NSGA[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(9): 2247-2255. (in Chinese)
- [4] 莫帅,张以都,吴琼,等. 考虑齿轮位移协调的 2 级星形传动多分流均载研究[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2015, 47(4): 175-180.
MO Shuai, ZHANG Yidu, WU Qiong, et al. Research on multiple-split load sharing of 2-stage star gearing system[J]. Journal of Sichuan University(Engineering Science Edition), 2015, 47(4): 175-180. (in Chinese)
- [5] 巫世晶,彭则明,王晓笋,等. 啮合误差对复合行星轮系动态均载特性的影响[J]. 机械工程学报, 2015, 28(3): 29-36.
WU Shijing, PENG Zeming, WANG Xiaosun, et al. Impact of mesh errors on dynamic load sharing characteristics of compound planetary gear sets[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 28(3): 29-36. (in Chinese)
- [6] 叶福民,朱如鹏,靳广虎,等. 考虑齿侧间隙的非等模数非等压力角行星齿轮系统的均载特性研究[J]. 振动与冲击, 2015, 34(11): 206-211.
YE Fumin, ZHU Rupeng, JIN Guanghu, et al. Study on load sharing characteristics of planetary gear train system with non-equivalent modulus and pressure angle considering backlashes[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(11): 206-211. (in Chinese)
- [7] 杜进辅,方宗德,王宝宾,等. 基于变形协调的行星轮系均载特性研究[J]. 航空动力学报, 2012, 27(5): 1166-1171.
DU Jinfu, FANG Zongde, WANG Baobin, et al. Study on load sharing behavior of planetary gear train based on deformation compatibility[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(5): 1166-1171. (in Chinese)
- [8] 刘文彬,刘更,李阳. 串联型行星齿轮传动系统均载特性分析[J]. 机械传动, 2012, 36(7): 92-95.
LIU Wenbin, LIU Geng, LI Yang. Research on static load sharing character of series planetary gear train[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2012(7): 92-95. (in Chinese)
- [9] 赵又红,刘飞明,谭援强,等. 多级行星齿轮传动静力学均载研究[J]. 机械传动, 2012, 36(9): 19-22.
ZHAO Youhong, LIU Feiming, TAN Yuanqiang, et al. Statics analysis of uniform load in multistage planetary gear transmission[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2012(9): 19-22. (in Chinese)
- [10] 石万凯,邱红友,韩振华,等. 风电齿轮箱人字行星传动的动态分析[J]. 重庆大学学报, 2015, 38(1): 95-102.
SHI Wankai, QIU Hongyou, HAN Zhenhua, et al. Dynamics research of wind turbine gearbox with herringbone planetary gear[J]. Journal of Chongqing University, 2015, 38(1): 95-102. (in Chinese)
- [11] 刘忠明. 提高风电齿轮箱功率密度的方法[J]. 重庆大学学报, 2015, 38(1): 133-139.
LIU Zhongming. Approaches to enhance power density of gearboxes for wind turbines[J]. Journal of Chongqing University, 2015, 38(1): 133-139. (in Chinese)