

文章编号: 1000-8055(2005)06-0937-07

两级星型齿轮传动动态均载特性分析

鲍和云, 朱如鹏

(南京航空航天大学 机电学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 建立了两级星型齿轮传动系统的动力学均载分析模型, 考虑了各构件的制造误差与安装误差。计算了系统的载荷不均匀系数。对由制造误差与安装误差引起的动态不均载特性进行了动力学分析。分析了各误差和载荷不均匀系数的关系, 得到了各误差与系统载荷不均匀系数间的变化关系, 讨论了各类误差对系统载荷不均载系数的影响。研究表明, 第一级星轮及其所在轴轴承偏心误差对系统载荷不均匀系数的影响最大; 各误差对第一级系统载荷不均匀系数的影响比对第二级的影响大; 随着星轮个数增加, 系统载荷不均匀系数增大。

关键词: 航空、航天推进系统; 星型齿轮传动; 均载; 动力学分析; 误差

中图分类号: V 232.8

文献标识码: A

Analysis of Dynamic Load Sharing in a 2-Stage Planet Gear Train

BAO He-yun, ZHU Ru-peng

(College of Mechanical and Electrical Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: A dynamic analysis model was established for a 2-stage planet gear train in which manufacturing and assembly errors were considered. The load sharing coefficient of the gear train was formulated. The dynamic characteristics of sharing load were analyzed and some relations between errors and the load sharing coefficient were obtained. The effects of different kinds of error on dynamic load sharing were discussed. The results show that the run-out errors of the first stage planet gear and its bearing have the most significant effect on the load sharing coefficient. The errors have greater influences on the load sharing coefficient of the first stage than that of the second stage. The load sharing coefficients of the two stages are increased with the number of planet gears.

Key words: aerospace propulsion system; planet gear train; load sharing; dynamic analysis; error

星型(功率分流)齿轮传动广泛地应用于航空发动机的体内减速器和直升机的主减速器中。星型齿轮传动在结构上利用多个星轮来分担载荷, 形成功率分流, 具有体积小、重量轻、承载能力强

等优点。如果星轮间载荷不均衡, 则难以实现上述优点。目前, 国内外学者对星型(功率分流)齿轮传动的动态特性已经进行了许多研究^[1~5], 但大都局限于简单星型传动, 文献[5]计算了三路分流

收稿日期: 2005-03-15; 修订日期: 2005-06-10

基金项目: 航空科学基金资助(03C52021); 江苏省自然科学基金资助(BK2004125)

作者简介: 鲍和云(1976-), 女, 安徽寿县人, 南京航空航天大学机电学院博士生, 主要从事机械传动的研究

星型减速系统在各级联接刚度和各类偏心误差影响下的动载荷与载荷不均匀系数,但不考虑系统各构件的制造误差与安装误差。因此,研究由多级星型齿轮传动系统各构件的制造误差与安装误差引起的动态不均载特性,有助于进一步地了解系统的动力学特性,对于星型轮系的合理设计与成功使用有重要意义。

本文主要分析了两级内外啮合星型齿轮传动系统中,各构件的制造误差与安装误差对星型传动系统动态不均载特性的影响;分析了各误差和载荷不均匀系数的关系,研究了各误差对系统动态不均载性能有不同影响的现象。

1 系统的等效动力学模型

图 1 所示是两级内外啮合星型齿轮传动装置的传动简图。整个系统由第一级传动系统(太阳轮 Z_s , N 个星轮 Z_{p1})和第二级传动系统(内齿轮 Z_r ,

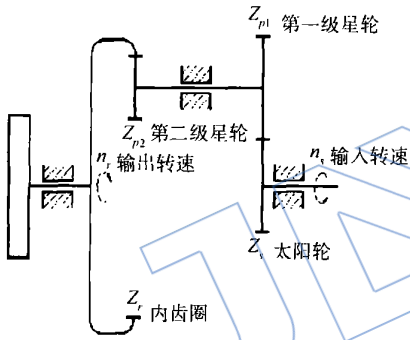


图 1 两级星型齿轮传动简图

Fig 1 Two-stage star gear train trans mission

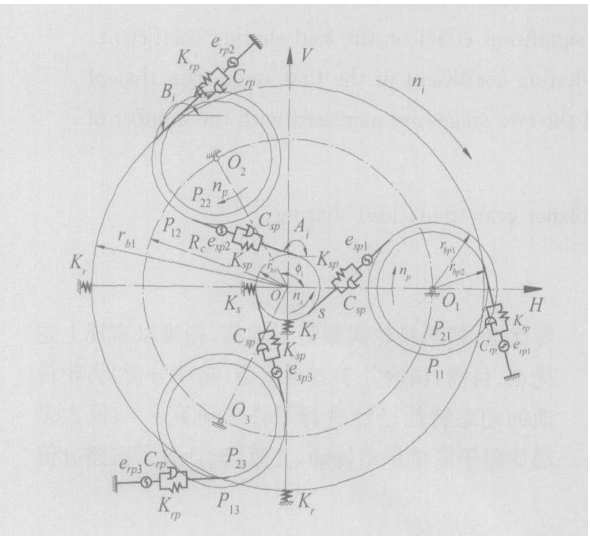


图 2 两级星型齿轮传动系统计算模型

Fig 2 Two-stage star gear train dynamic model

N 个星轮 Z_{p2}) 相联接组成。输入功率经太阳轮 Z_s 分流给 N 个星轮 Z_{p1} , 又经 N 个二级星轮 Z_{p2} 汇流到内齿轮 Z_r 输出。

图 2 所示为系统计算模型,将星型齿轮机构的各构件看作刚体,太阳轮和内齿轮为基本浮动构件。啮合副、回转副及支承处的弹性变形用等效弹簧刚度表示,其中 K_{sp} 表示太阳轮和星轮之间的轮齿啮合刚度, K_{rp} 表示星轮和内齿圈之间的轮齿啮合刚度,亦即它们相应的等效弹簧刚度; K_s 和 K_r 分别表示太阳轮和内齿圈支承处的等效弹簧刚度。此系统共有 $(7+3 \times N)$ 个自由度,其广义坐标如下:

$$X = \{x_s, H_s, V_s, x_{p1i}, x_{qi}, x_{p2i}, x_r, H_r, V_r, x_o\}^T$$
其中: x_s 为太阳轮沿啮合线的微位移; H_s 为太阳轮中心横向微位移; V_s 为太阳轮中心纵向微位移; x_{p1i} 为第一级第 i 个星轮沿啮合线的微位移; x_{qi} 为第一级第 i 个星轮轮毂沿啮合线的微位移; x_{p2i} 为第二级第 i 个星轮沿啮合线的微位移; x_r 为内齿轮沿啮合线的微位移; H_r 为内齿轮中心纵向微位移; V_r 为内齿轮中心横向微位移; x_o 为内齿轮轮毂沿啮合线微位移; $(i=1, 2, \cdots, N)$ 。

2 系统的误差分析

影响星轮间载荷分配的误差主要有太阳轮偏心误差 E_s 、第一级星轮偏心误差 E_{p1i} 、第二星轮偏心误差 E_{p2i} 、内齿圈偏心误差 E_r 、太阳轮所在轴轴承偏心误差 E_{bs} 、内齿圈所在轴轴承偏心误差 E_{br} 、星轮所在联接轴轴承偏心误差 E_{bp} 、太阳轮齿厚

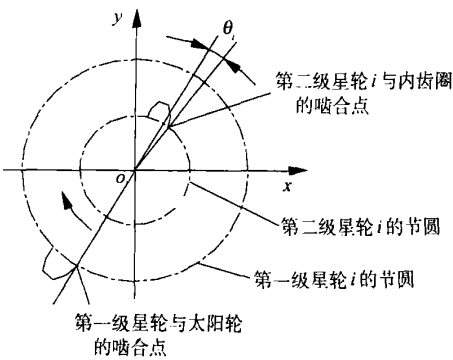


图 3 星轮中间双齿同时啮合线误差 $\theta_{pi} = \theta_i - \theta_{+1}$

Fig 3 The simultaneous meshing of the two stage star gears error

偏差 ϵ_s 、第一级星轮齿厚偏差 ϵ_{p1i} 、第二级星轮齿厚偏差 ϵ_{p2i} 、内齿圈齿厚偏差 ϵ_r 、太阳轮安装误差 A_s 、内齿轮安装误差 A_r 、第一级星轮安装误差

A_{p1i} 第二级星轮安装误差 A_{p2i} 以及星轮中间双齿同时啮合误差 θ_{p1i} 其中, 星轮中间双齿同时啮合误差航标中定义为 θ 与 θ_{+1} 间的差值。 θ 为第一级第 i 个星轮和太阳轮的啮合点与该星轮中心的连线与第二级第 i 个星轮和内齿轮的啮合点

$$e_{spi} = - E_s \cdot \sin(\omega t + \beta_s + \alpha - \varphi) - A_s \cdot \sin(\gamma_s + \alpha - \varphi) -$$

$$E_{p1i} \cdot \sin(\omega t + \beta_{p1i} - \alpha) + A_{p1i} \cdot \sin(\gamma_{p1i} + \alpha) -$$

$$E_{bs} \cdot \sin(\omega t + \beta_{bs} + \alpha - \varphi) - E_{bp1} \cdot \sin(\omega t + \beta_{bp1} - \alpha) + \epsilon_s + \epsilon_{p1i} \quad (1)$$

$$e_{rpi} = + E_r \cdot \sin(\omega t + \beta_r - \alpha_i - \varphi) + A_r \cdot \sin(\gamma_r - \alpha_i - \varphi) +$$

$$E_{p2i} \cdot \sin(\omega t + \beta_{p2i} + \alpha_i) + A_{p2i} \cdot \sin(\gamma_{p2i} + \alpha_i) +$$

$$E_{br} \cdot \sin(\omega t + \beta_r + \alpha_i - \varphi) + E_{bp2i} \cdot \sin(\omega t + \beta_{bp2i} + \alpha_i) - r_{bp2} \theta_{p2i} + \epsilon_r + \epsilon_{p2i} \quad (2)$$

式中: $\omega, \omega_s, \omega_r$ 分别为太阳轮、星轮和内齿轮的角速度; α, α_i 分别为外啮合齿轮传动、内啮合齿轮传动的啮合角; φ 为第 i ($i = 1, 2, \dots, N$) 个星轮相对于第一个星轮的位置角, $\varphi = \frac{2\pi(i-1)}{N}$; t 为时间; β, γ 分别为各误差的相位角; r_{bp2} 为第二级星轮的基圆半径。

由基本构件浮动引起的侧隙改变量 Δ_{si} 和 Δ_{ri} 为:

$$\Delta_{si} = - (H_s \cdot \cos A_i + V_s \cdot \sin A_i) \quad (3)$$

$$\Delta_{ri} = - (H_r \cdot \cos B_i + V_r \cdot \sin B_i) \quad (4)$$

式中: H_s, V_s, H_r, V_r 分别为太阳轮及内齿圈中心在 x, y 方向的浮动位移量; A_i 为太阳轮与第 i 个星轮啮合线的方位角, $A_i = \pi/2 - \alpha + \varphi$; B_i 为第 i 个星轮与内齿圈啮合线的方位角;

与该星轮中心的连线在同一平面上的夹角, 如图 3 所示。

各误差在第一级、第二级啮合线上产生的当量累积啮合误差为:

3 系统的运动微分方程

令 P_{spi} 和 P_{rpi} 分别为第一级传动和第二级传动第 i 条啮合线上的动载荷, 则:

$$P_{spi} = K_{sp} (x_s - x_{p1i} - \Delta_{si} - e_{spi}) \quad (5)$$

$$P_{rpi} = K_{rp} (x_r - x_{p2i} - \Delta_{ri} - e_{rpi}) \quad (6)$$

令 D_{spi} 和 D_{rpi} 分别为第一级传动和第二级传动第 i 条啮合线上的啮合振动阻尼力, 则:

$$D_{spi} = C_{sp} (\dot{x}_s - \dot{x}_{p1i} - \dot{\Delta}_{si} - \dot{e}_{spi}) \quad (7)$$

$$D_{rpi} = C_{rp} (\dot{x}_r - \dot{x}_{p2i} - \dot{\Delta}_{ri} - \dot{e}_{rpi}) \quad (8)$$

式中: C_{sp}, C_{rp} 分别为第一、二级传动的阻尼系数 ($i = 1, 2, \dots, N$)。

系统的运动微分方程为:

$$\left. \begin{aligned} m_s \ddot{x}_s + \sum_{i=1}^N (D_{spi} + P_{spi}) &= P_{in} \\ M_s \ddot{H}_s + \sum_{i=1}^N (D_{spi} + P_{spi}) \cos A_i &= 0 \\ M_s \ddot{V}_s + \sum_{i=1}^N (D_{spi} + P_{spi}) \sin A_i &= 0 \\ m_{p1j} \ddot{x}_{p1j} - (D_{spi} + P_{spi}) + K_{Hp} (x_{p1j} - x_{qj}) &= 0 \\ m_{qj} \ddot{x}_{qj} - K_{Hp} (x_{p1j} - x_{qj}) - K_{a1} (i_{21} x_{p2j} - x_{qj}) &= 0 \\ m_{p2j} \ddot{x}_{p2j} - (D_{spi} + P_{spi}) - K_{a2} (i_{12} x_{qj} - x_{p2j}) &= 0 \\ m_r \ddot{x}_r + \sum_{i=1}^N (D_{rpi} + P_{rpi}) + K_{Hr} (x_r - x_o) &= -P_{out} \\ M_r \ddot{H}_r + \sum_{i=1}^N (D_{rpi} + P_{rpi}) \cos B_i + K_{Hr} &= 0 \\ M_r \ddot{V}_r + \sum_{i=1}^N (D_{rpi} + P_{rpi}) \sin B_i + K_{Vr} &= 0 \\ m_o \ddot{x}_o - K_{Hr} (x_r - x_o) + K_{ox} &= 0 \quad (j = 1, 2, \dots, N) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中:

m_s, m_{p1j} ——分别为太阳轮和第一级星轮的当量

质量: $m_s = J_s / r_{bs}^2$, $m_{p1j} = J_{p1j} / r_{bp1}^2$

($j = 1, 2, \dots, N$), J 是转动惯量, r_b 是基圆半径;

m_{p2j}, m_r ——分别为第二级星轮和内齿轮的当量

质量: $m_{p2j} = J_{p2j} / r_{bp2}^2$, $m_r = J_r / r_{br}^2$

M_s, M_r ——分别为太阳轮和内齿轮的质量;

P_{in} ——为太阳轮上的法向驱动力: $P_{in} = M_d / r_s$,
 M_d 为驱动力矩;

P_{out} ——内齿圈上的法向载荷: $P_{out} = (r_{bp1} / r_{bp2}) P_{in}$

K_{a1}, K_{a2} ——分别为联接轴扭转刚度 K_a 在第一级
和第二级啮合线上的当值:

$$K_{a1} = K_a / r_{bp1}^2, \quad K_{a2} = K_a / r_{bp2}^2$$

K_o —— K_{or} 在第二级啮合线上的当量值: $K_o = \frac{K_{or}}{r_{br}^2}$

r_{12}, r_{21} ——基圆半径比: $r_{12} = \frac{r_{bp2}}{r_{bp1}}, r_{21} = \frac{r_{bp1}}{r_{bp2}}$

方程(9)用矩阵形式可表达为:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{P\} \quad (10)$$

4 方程的求解

本文采用 Fourier 级数法^[5]求解式(10)。将方程(10)定常化。令:

$$[K] = [\bar{K}] \quad (11)$$

$$\{x\} = \{\bar{x}\} + \{\Delta x\} \quad (12)$$

式中: $[\bar{K}]$ 为常矩阵, 即 $[K]$ 中的所有的啮合刚度取平均值。 $\{\bar{x}\}$ 为静变形, $\{\Delta x\}$ 为 $\{x\}$ 的波动部分, 是时间的函数。

将公式(11), (12)代入式(10)中, 则得:

$$[M]\{\ddot{\Delta x}\} + [C]\{\dot{\Delta x}\} +$$

$$[\bar{K}]\{\Delta x\} = \{F\} \quad (13)$$

式中: $\{F\}$ 中包括所有的误差激励。

将 $\{F\}$ 中的误差激励展成以齿频为基频的 Fourier 级数, 共有 4 阶频率的激励, 包括各误差的常数项激励, 分别以 ω , ω_b 和 ω 运行的偏差误差的激励。第 k 阶激励可表达为:

$$\{A_1\}_k \sin \omega t + \{A_2\}_k \cos \omega t$$

使系统式(13)产生响应:

$$\{\Delta x\}_k = \{B_1\}_k \sin \omega t + \{B_2\}_k \cos \omega t$$

系数 $\{B_1\}_k$ 和 $\{B_2\}_k$ 可由下列方程求得:

$$\begin{bmatrix} -\omega^2[M] + \bar{K} & -\omega[C] \\ \omega[C] & -\omega^2[M] + \bar{K} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \{B_1\}_k \\ \{B_2\}_k \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{A_1\}_k \\ \{A_2\}_k \end{Bmatrix} \quad (14)$$

响应的时间历程可按一定的时间步长, 将各阶响应叠加得到系统的响应为(即方程的解):

$$\{\Delta x(t)\} = \sum_{k=1}^4 \{\{B_1\}_k \sin \omega t + \{B_2\}_k \cos \omega t\} \quad (15)$$

从上述分析知, 方程的解(15)具有解析形式, 避免了传统数值方法求初始状态所需的繁琐的迭代过程。计算简单, 分析方便。

5 动载荷与均载系数的计算

用傅立叶方法解得系统的时域响应和频域响应^[5]。将系统响应代入公式(5), (6)可求得系统的动载荷 P_{spi} 和 P_{rpi} 动载系数为:

$$G_{spi} = N (P_{spi})_{\max} / P_{in} \quad (16)$$

$$G_{rpi} = N (P_{rpi})_{\max} / P_{out}$$

$$(i = 1, 2, \dots, N) \quad (17)$$

式中: G_{spi}, G_{rpi} 为第一级和第二级传动中各啮合线上的动载系数; $(P_{spi})_{\max}, (P_{rpi})_{\max}$ 为 P_{spi}, P_{rpi} 在一个系统周期中的最大值。

每一齿频周期中的均载系数:

$$b_{spij} = N (P_{spij})_{\max} / \sum_{j=1}^N (P_{spij})_{\max} \quad (18)$$

$$b_{rpj} = N (P_{rpj})_{\max} / \sum_{j=1}^N (P_{rpj})_{\max} \quad (19)$$

系统均载系数为:

$$B_{spi} = (b_{spij})_{\max}$$

$$(i = 1, 2, \dots, N; j = 1, 2, \dots, n_1) \quad (20)$$

$$B_{rpi} = (b_{rpj})_{\max}$$

$$(i = 1, 2, \dots, N; j = 1, 2, \dots, n_2) \quad (21)$$

式中:

b_{spij}, b_{rpji} ——第一级、第二级传动中每个齿频周期的均载系数;

B_{spi}, B_{rpi} ——系统周期内第一级、第二级传动的均载系数;

n_1, n_2 ——系统周期中分别包括第一级、第二级传动的齿频周期数;

N ——星轮个数。

6 主要误差参数对系统均载系数的影响

本文针对某航空减速器进行了算例分析。减

速器的基本参数如下: 齿数 $Z_s=60$, $Z_{p1}=40$, $Z_r=120$ 和 $Z_{p2}=20$; 模数 $m_1=2.5$, $m_2=2.5$; 输入功率 $P=690\text{ kW}$; 输入轴转速 $n_s=60\,000\text{ r/min}$; 第一级和第二级的长度误差均取为 $6\text{ }\mu\text{mm}$, 方位角为 0° ; 两级星轮中间双齿同时啮合线误差取为 0.03° . 星轮个数 $N=3$.

以下图 4~图 9 是系统在不同误差作用下各星轮均载系数变化图. 图中: Ω_{p1} , Ω_{p2} 和 Ω_{p3} 为第一级星轮 1、星轮 2、星轮 3 的均载系数变化曲线; Ω_{r1} , Ω_{r2} 和 Ω_{r3} 为第二级星轮 1、星轮 2、星轮 3 的

均载系数变化曲线.

从以上各图中可以看出, 在各构件的偏心误差作用下, 系统各级均载系数随所在齿轮轴旋转周期变动.

在各误差值大小相同的情况下, 第一级星轮 1 及其所在轴轴承偏心误差对系统第一级均载系数影响最大, 而对系统第二级的均载系数影响较小; 内齿圈及其所在轴轴承偏心误差对系统第一级均载系数影响较大, 而对系统第二级均载系数影响最大; 太阳轮及其所在轴轴承以及第二级星

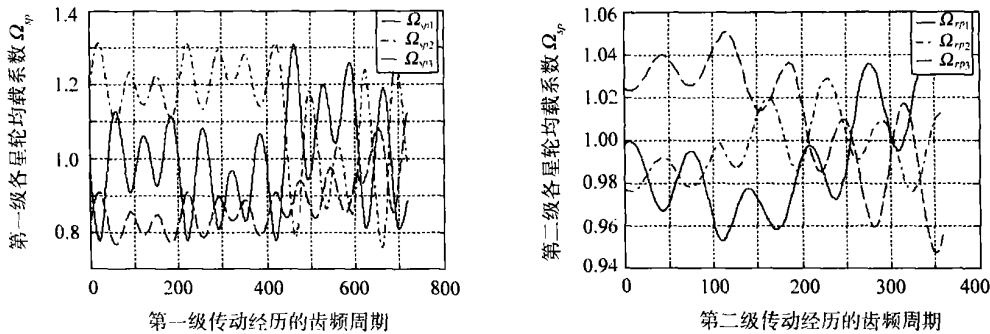


图 4 各误差共同作用下各星轮均载系数的变化

Fig 4 Variation the load sharing coefficient under effects of the errors

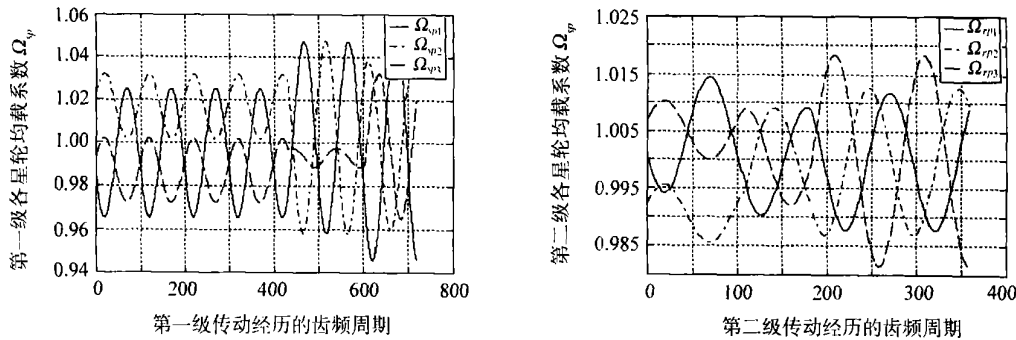


图 5 太阳轮偏心误差单独作用时各星轮均载系数变化

Fig 5 Variation the load sharing coefficient under effects of the sun gear run-out error

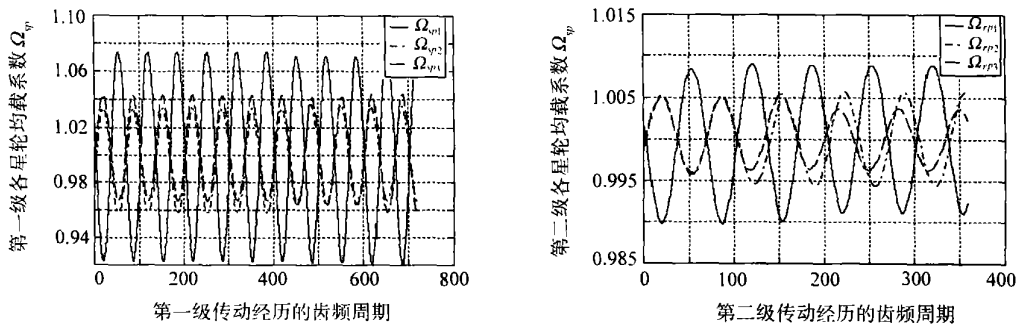


图 6 第一级星轮 1 偏心误差单独作用时各星轮均载系数变化

Fig 6 Variation the load sharing coefficient under effects of the first stage star gear-1 run-out error

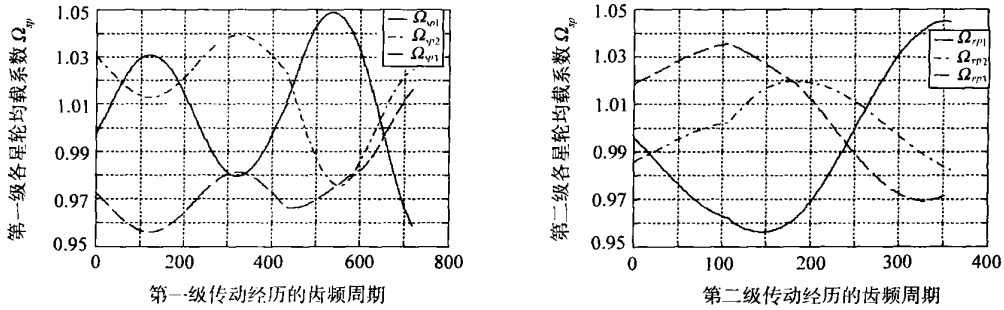


图 7 内齿圈偏心误差单独作用时各星轮均载系数变化

Fig 7 Variation the load sharing coefficient under effects of the ring gear run-out error

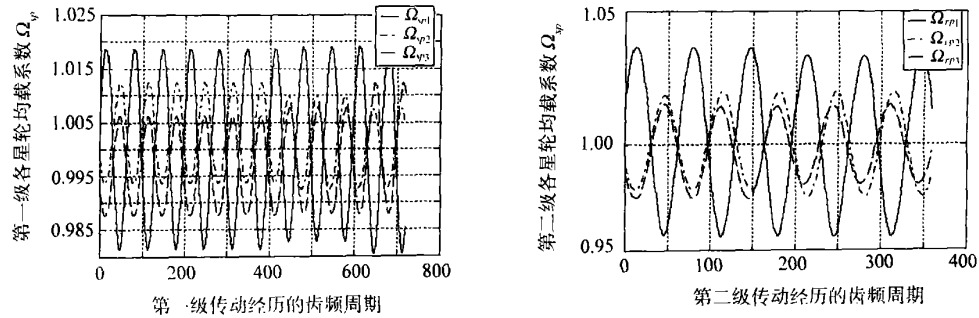


图 8 第二级星轮 1 偏心误差单独作用时各星轮均载系数变化

Fig 8 Variation the load sharing coefficient under effects of the second stage star gear-1 run-out error

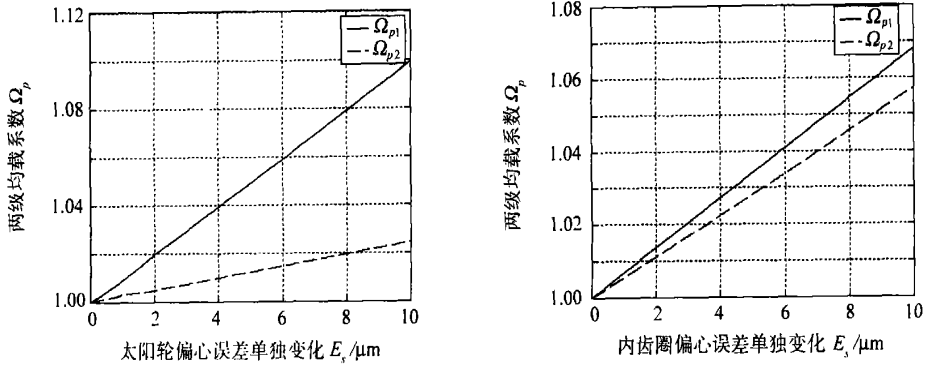


图 9 太阳轮及内齿圈偏心误差单独变化时各星轮均载系数变化

Fig 9 Relationship between the load sharing coefficient and the sun and ring gear run-out error

轮 1 的偏心误差对系统两级均载系数影响都较小。这是因为在系统的结构设计中, 第一级星轮及内齿圈的结构尺寸较第二级星轮及太阳轮大, 重量大, 浮动的灵敏性较差, 其误差对系统的均载系数影响也较大。

而对各构件的装配误差、齿厚误差以及星轮双齿同时啮合线误差来说, 其特点是均载系数始终保持定值且对系统两级均载系数影响都较小。

各误差对第一级系统均载系数的影响比对第

二级系统均载系数的影响大。这是因为第一传动相对于第二级传动转速大, 对各误差的影响敏感度高。

各误差单独作用时系统的两级均载系数均比各误差共同作用时要小。这是因为各误差的影响是有累加作用的。

图 10、图 11 是上述各误差参数单独变化时对应的两级均载系数的变化情况。图中, Ω_{p1} 和 Ω_{p2} 分别为第一级、第二级系统均载系数变化曲线。

由图可以看出, 周期变化的误差对系统的均载系数都有较大的影响。其中, 第一级星轮 1 及其所在轴轴承偏心误差对系统第一级的均载系数影响最大; 内齿圈偏心误差对系统第二级的均载系数影响较大, 对第一级系统均载系数影响较小; 其它定常误差单独变化时, 对系统两级的均载系数影响都较小。这个变化趋势与各误差单独作用时, 系统的均载系数变化趋势相近。

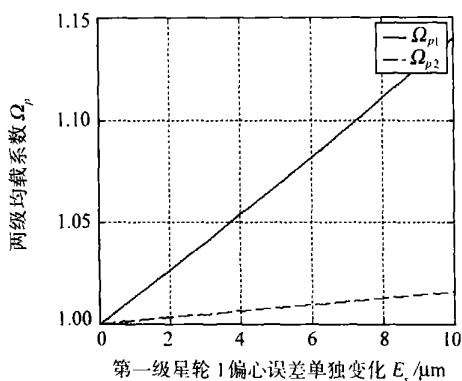


图 10 第一级星轮 1 偏心误差单独变化时各星轮均载系数变化

Fig 10 Relationship between the load sharing coefficient and the first stage star gear-1 run-out error

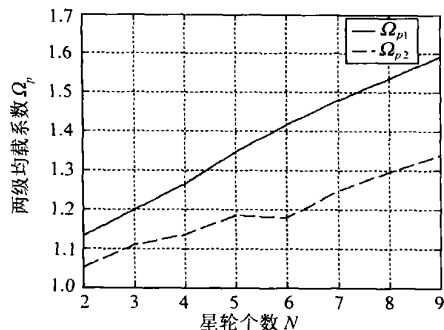


图 11 星轮个数变化时系统均载系数变化

Fig 11 Relationship between the load sharing coefficient and star gear number

随着星轮个数的增加, 系统两级的均载系数都增大。因为随着星轮个数的增加, 靠中心轮浮动使系统均载的效果变差。

7 结 论

通过以上对系统动力学特性的分析, 得出以下主要结论:

(1) 偏心误差使均载系数随旋转轴旋转周期变动, 安装误差及齿厚误差对均载系数影响较小;

(2) 在相同条件下, 第一级星轮及其所在轴轴承偏心误差对系统均载的影响最大, 内齿圈次之。因为第一级星轮与内齿圈的结构尺寸较大, 重量大, 浮动的灵敏性较差;

(3) 在相同条件下, 各误差对第一级系统均载系数的影响比对第二级系统均载系数的影响大。因为第一传动相对于第二级传动转速大, 对各误差的影响敏感度高;

(4) 在误差值大小相同时, 各误差单独作用时系统的两级均载系数均比各误差共同作用时要小, 因为各误差的影响有累加作用;

(5) 随着星轮个数增加, 系统均载系数增大。

参考文献

- [1] Timothy L Krantz A Method to Analyze and Optimize the Load Sharing of Split Path Transmissions[R]. NASA Technical Memorandum 107201, 1996
- [2] Timothy L Krantz, Irebert R Delgado. Experimental Study of Split-Path Transmission Load Sharing[R]. NASA Technical Memorandum 107202, 1996
- [3] 袁擎宇. 星型齿轮传动系统均载分析方法的研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2004
- [4] 孙智民, 沈允文, 王三民, 等. 星型齿轮传动非线性动力学建模与动载荷研究[J]. 航空动力学报, 2001, 16(4): 402~407.
- [5] SUN Zhimin, SHEN Yunwen, WANG Sanmin, et al Non-linear Dynamic Modeling and Dynamic Tooth Loads Analysis of Star Gearing System [J]. Journal of Aerospace Power, 16(4): 402~407.
- [6] 方宗德, 沈允文, 黄镇东. 三路功率分流恒星式减速器的动态特性[J]. 航空学报, 1990, 11(7): 341~350
- [7] FANG Zong-de, SHEN Yunwen, HUANG Zhen-dong. The Dynamic Behaving of Star Gearing with there Branches[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1990, 11(7): 341~350
- [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
- [7] Xiao Tieying, YUAN Sheng-zhi, LU Wei-jie. Calculative Method of load balance Coefficient in Planetary Gear [J]. Journal of Northeast Heavy Machinery Institute, 1992, 16(4): 290~295.
- [7] [日]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[A]. 日本机械学会论文集[C]. 1986, 52(480): 2200~2206
- [8] 雷先明. 高速星形减速器齿轮系均载分析[J]. 机械, 2000, 27(6): 8~9
- [9] LEI Xianming. Load Sharing Analysis of High Speed Star Gear Reducer[J]. Machinery, 2000, 27(6): 8~9
- [9] 马从谦, 张文照, 陈自修, 等. 渐开线行星齿轮传动设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987: 311~353