

DOI: 10.7652/xjtuxb201908006

行星传动均载及动载系数定义改进与分析

胡升阳, 方宗德

(西北工业大学机电工程学院, 710072, 西安)

摘要: 针对目前对于行星传动中的均载与动载的定义存在差异并与 ISO 齿轮标准不相符的问题, 对行星传动系统均载和动载特性进行了分析并给出了更加准确的定义。该定义修正了现有文献对瞬时动载系数中的静载荷定义理解的误区, 并对均载系数定义中未能包含系统所有因素的影响(缺失齿轮振动影响)以及动载系数定义并非仅含齿轮振动影响予以纠正。此外, 建立了考虑时变啮合刚度、陀螺效应及综合误差的行星传动系统平移扭转耦合动力学方程, 同时对系统行星轮存在偏心误差和位置误差下改进前后瞬时均载系数和瞬时动载系数进行了对比, 更加准确地获得了系统特性变化状况, 突出了改进后的优点, 为行星传动系统的减振和降噪提供了参考。

关键词: 均载系数; 动载系数; 行星传动; 位置误差; 偏心误差

中图分类号: TH132.41 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)08-0040-07

Improvement and Analysis of the Definitions of Load Sharing and Dynamic Load Factors of Planetary Transmission

HU Shengyang, FANG Zongde

(School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In view of the problems that there exists difference in the definitions of load sharing factor and dynamic load factor in planetary transmission, and the definitions are inconsistent with the ISO standard, the characteristics of the planetary transmission system are analyzed, and more accurate definitions are given. The new definitions correct the misunderstanding about the definition of static load in instantaneous dynamic load factor in existing literature. They also correct the definition of load sharing factor because it ignores gear vibration, and correct the definition of dynamic load factor because it includes other parameters besides gear vibration. Moreover, a dynamic equation of translation-torsion coupling of planetary transmission system is established and the equation takes time-varying meshing stiffness, gyroscopic effect and integrated error into account. The improved load sharing factor and instantaneous dynamic load factor of the system are compared with the unimproved ones under the condition that the planetary wheel has position error or eccentricity error. The advantages of the improved method are highlighted. This study may provide a reference for vibration reduction and noise reduction of planetary transmission systems.

Keywords: load sharing factor; dynamic load factor; planetary transmission; position error; eccentricity error

收稿日期: 2018-12-20。 作者简介: 胡升阳(1990—),男,博士生;方宗德(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51375384)。

网络出版时间: 2019-06-04

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20190603.1015.010.html>

行星齿轮传动是非定轴轮系,在机构学上称之为周转轮系。周转轮系采用多个行星轮来分担载荷,与普通齿轮传动相比,具有体积小、重量轻、结构紧凑、传递功率高、承载能力大等特点。因此,周转轮系传动被人们广泛用来代替普通齿轮传动作为减速、增速和变速机构^[1]。由于不可避免的制造、安装误差以及构件的变形等因素影响,致使行星轮的载荷分布是不均匀的,而行星轮的载荷分布的均匀性是发挥行星传动优点的前提条件。因此,研究行星齿轮传动系统的均载与动载特性,对行星齿轮传动系统轮齿强度和可靠性设计具有重要意义。在静力学均载特性的研究方面,日本学者日高照晃等用静力学方法,分析了行星齿轮传动系统中各构件误差对行星轮载荷分配的影响关系^[2];肖铁英等研究了行星齿轮传动系统静力学均载系数计算方法^[3];Kahraman 等对行星齿轮传动系统静力学均载特性作了较为全面的研究^[4-5];袁擎宇等分析了两级星型齿轮传动系统静力学均载特性^[6];陆俊华等分析了2K-H型行星齿轮传动系统静力学均载特性^[7]。在动力学均载特性的研究方面,国外学者对行星齿轮传动系统动力学均载特性进行了许多理论及实验研究^[8-9],文献[10-12]中研究了行星及行星传动的动态均载特性。然而,通过对比发现,目前文献中对于系统的均载系数和动载系数的定义均存在差异并与ISO 齿轮标准存在不相符的状况。为此,本文通过对行星传动系统均载和动载特性分析研究并结合ISO 齿轮标准,提出了更加准确的均载与动载系数定义。此外,对比行星轮存在位置误差和偏心误差下改进前后行星传动均载与动载系数,突出改进后均载与动载系数的优点,为行星齿轮传动系统轮齿强度和可靠性设计奠定基础。

1 动载与均载定义

1.1 动载系数定义

按照齿轮 ISO 标准和国标,动载系数明确定义为动载荷与静载荷之比

$$C_d = F_d / F_j \quad (1)$$

式中: C_d 为动载系数; F_d 和 F_j 分别为动载荷和静载荷(由理论扭矩转化到各支路的载荷)。在行星轮系中,若有 N 个行星轮,则共存在 $2N$ 对啮合副,包括 N 对行星轮与太阳轮的啮合副和 N 对行星轮与内齿圈的啮合副。每对啮合副产生的动载荷可能会有一定差别,而且振动过程中动载荷瞬态变化,故定义每对啮合副的瞬时动载系数为

$$C_{dki}(t) = F_{dki}(t) / F_{jki}(t)$$

$$k = \text{I}, \text{II}; i = 1, 2, \dots, N \quad (2)$$

式中: $C_{dki}(t)$ 为啮合副瞬时动载系数; $F_{dki}(t)$ 为啮合副瞬时动载荷; $F_{jki}(t)$ 为啮合副瞬时静载荷;I 为行星轮与太阳轮的啮合副;II 为行星轮与内齿圈的啮合副。

式(2)中每一路啮合副的瞬时动载系数实际上构成一条动载系数函数曲线,瞬态动载系数可大于或小于 1。取曲线中最大值为啮合副的动载系数,此动载系数恒大于 1,与标准中概念相同。取 N 对行星轮与太阳轮的啮合副中最大动载系数为行星轮与太阳轮的啮合动载系数,取 N 对行星轮与内齿圈的啮合副中最大动载系数为行星轮与内齿圈的啮合动载系数,并且二者中较大值为行星轮系统的动载系数

$$\left. \begin{aligned} C_{dki} &= \max[C_{dki}(t)] \\ C_{dk} &= \max[C_{dki}] \\ C_d &= \max[C_{dI}, C_{dII}] \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$k = \text{I}, \text{II}; i = 1, 2, \dots, N$$

式中: C_{dki} 为啮合副的动载系数; C_{dk} 为行星轮与太阳轮($k = \text{I}$)或行星轮与内齿圈($k = \text{II}$)的动载系数; C_d 为行星轮系统动载系数。

1.2 均载系数定义

行星轮系均载系数目前尚无统一的定义,国内外文献中的定义也不完全相同。参考国内外相关研究文献,并基于课题组多年来关于行星轮系的研究经验,对行星轮系均载系数作出如下定义。

考虑均载系数的本质应当能够表征行星轮系中各路功率分流的差别,亦即包括各种因素造成的每一路行星轮传递载荷的不同,而通常研究中产生不均载的主要因素为制造、安装误差和振动,参考动载系数定义,定义每对啮合副的瞬时均载系数为

$$C_{jki}(t) = F_{dki}(t) / \frac{1}{N} \sum_i^N F_{dki}(t)$$

$$k = \text{I}, \text{II}; i = 1, 2, \dots, N \quad (4)$$

式中: $C_{jki}(t)$ 为啮合副瞬时均载系数。每一路啮合副的瞬时均载系数实际上构成一条均载系数函数曲线,瞬态均载系数可大于或小于 1。取该曲线中最大值为该啮合副的均载系数,此均载系数恒大于 1。取 N 对行星轮与太阳轮的啮合副中最大均载系数为行星轮与太阳轮的啮合均载系数,取 N 对行星轮与内齿圈的啮合副中最大均载系数为行星轮与内齿圈的啮合均载系数,并且二者中较大值为行星轮系统均载系数

$$\left. \begin{aligned} C_{jki} &= \max[C_{jki}(t)] \\ C_{jk} &= \max[C_{jki}] \\ C_j &= \max[C_{jI}, C_{jII}] \\ k &= I, II; i = 1, 2, \dots, N \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中: C_{jki} 为啮合副的均载系数; C_{jk} 为行星轮与太阳轮($k=I$)或行星轮与内齿圈($k=II$)的均载系数; C_j 为行星轮系统均载系数。

1.3 动载系数和均载系数的说明

由上述定义可见,基本数据来源于行星轮系动力学仿真获得的每对啮合副的动载荷,并由此处理得到每对啮合副的瞬时动载系数曲线和瞬时均载系数曲线。行星轮系的动载主要由承载传动误差和啮合冲击激励产生,表现为高频(齿频)振动;不均载主要由制造与安装误差产生,包括齿轮制造位置误差和安装位置误差,表现为低频(轴频)波动。系统的轴频波动因频率较低,可以假定基本不激励系统振动。以下为对动载系数和均载系数的说明。

瞬时动载系数曲线仅包含高频(齿频)振动,因此为一条在幅值为 1 的直线(不包括制造、安装误差产生的轴频波动的静载荷)上下振动的曲线,振动幅值反映了这对啮合副振动的大小。

瞬时均载系数曲线不仅包含高频(齿频)振动,而且主要包含低频(轴频)波动,因此为一条在平均幅值为 1 的直线上下波动、且包含高频振动的曲线,其中低频波动幅值反映了制造、安装误差产生的不均载,高频振动幅值反映了振动产生的不均载,一般地,制造、安装误差产生的不均载是主要因素。

通过与现有的文献中定义的曲线进行对比可知,本文对均载系数和动载系数的定义更加符合 ISO 齿轮标准。主要具备两方面的优点:①在瞬时均载系数中包含了高频(齿频)振动与低频(轴频)波动两部分,更加准确地反映出系统传动过程中不均载产生的原因,而现行定义均载系数仅考虑了齿轮制造误差、安装误差的影响,没有考虑齿轮振动的影响;②由于现行定义的瞬时动载系数不仅包括了振动的影响,而且混入了齿轮制造误差、安装误差引起的不均载的影响,使得系统中某些啮合副的动载系数小于 1,违反了 ISO 标准工艺齿轮动载系数的规定。改进后的瞬时动载系数未将低频(轴频)波动计入,剔除了位置误差等轴频的影响,从而更加清楚地显示了啮合副真实的浮动情况。

为了对比改进前后的均载系数和动载系数的定义,以下列出了相关文献中对均载系数和动载系数的定义,系统均载系数为

$$\left. \begin{aligned} B_{spi} &= |b_{spi} - 1|_{\max} + 1 \\ b_{spij} &= N(F_{spij})_{\max} / \sum_{i=1}^N (F_{spij})_{\max} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中:下标 s 代表太阳轮;p 代表行星轮; N 为行星轮数; $i=1, 2, \dots, N$; $j=1, 2, \dots, n$; n 为系统周期中外(内)啮合传动的齿频周期数; B_{spi} 为系统周期内传动的均载系数; b_{spij} 为传动中每个齿频周期的均载系数。系统动载系数为

$$G_{spi} = N(P_{spi})_{\max} / P_{in} \quad (7)$$

式中: P_{spi} 为一个系统周期中的最大值(动载荷); P_{in} 为太阳轮上的法向驱动力。

2 行星传动系统微分方程建立

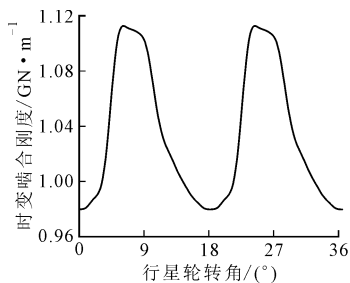
2.1 时变啮合刚度计算

本文由轮齿承载接触分析(LTCA)^[13-14]方法计算出考虑安装误差的轮齿综合啮合刚度。基于轮齿承载接触分析的轮齿啮合刚度计算方法的基本思路为利用轮齿接触分析(TCA)^[15-16]及轮齿承载接触分析方法,结合变形协调方程、力平衡及非嵌入条件求得啮合齿面法向接触综合变形量,通过换算后获得轮齿的综合啮合刚度,最后将所得啮合刚度的离散值通过分段 3 次 Hermite 插值和傅里叶变换展成周期函数。其中综合考虑齿轮制造加工工艺导致的齿面误差影响、传递载荷齿轮轴扭转变形产生的附加柔度矩阵对齿面综合柔度矩阵影响、安装误差及齿面修形影响,可准确计算轮齿啮合刚度。

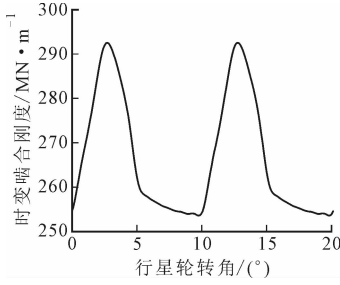
依据以上方法,获得本文行星传动系统实例的内、外啮合时变啮合刚度,如图 1 所示。

2.2 行星轮当量误差分析

考虑目前对行星轮系统存在的多种误差对系统动载与均载特性影响的研究已经较多且较为深入,因此本文将不再对部分误差的影响作分析,而对行星轮存在位置误差和偏心误差下改进前后的系统均载和动载系数作分析获得行星轮位置误差与偏心误差在内、外啮合线上产生的当量累积啮合误差为



(a)内啮合



(b) 外啮合

图 1 时变啮合刚度

$$\left. \begin{aligned} e_{sn} &= E_{pi} \sin((\omega_p - \omega_c)t + \beta_{pi} + \alpha_w) + \\ &\quad A_{pi} \sin(\gamma_{pi} + \beta_{pi} + \alpha_w) \\ e_{rn} &= E_{pi} \sin((\omega_p - \omega_c)t + \beta_{pi} - \alpha_n) + \\ &\quad A_{pi} \sin(\gamma_{pi} - \beta_{pi} - \alpha_n) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中: e_{sn} 为行星轮安装和偏心误差在外啮合线上产生的当量累积啮合误差; e_{rn} 为行星轮安装和偏心误差在内啮合线上产生的当量累积啮合误差; E_{pi} 为行星轮制造偏心误差; β_{pi} 为初始相位角; ω_p 为行星轮角速度; ω_c 为行星架角速度; A_{pi} 为行星轮制造位置误差; γ_{pi} 为安装角; α_w 、 α_n 分别为外啮合齿轮传动、内啮合齿轮传动的啮合角。

2.3 微分方程建立

图 2 给出了行星轮系统传动简图。整个系统由太阳轮 Z_s 、行星轮 Z_n 、行星架 Z_c 和内齿圈 Z_r 组成。输入的功率由太阳轮分流经行星轮后再汇流到行星架上输出。

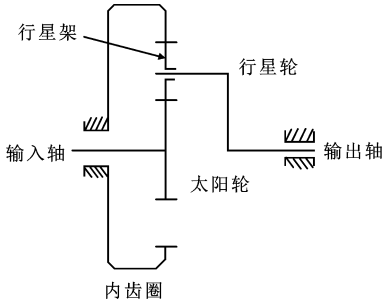


图 2 行星轮传动系统简图

图 3 为系统的计算模型,将行星传动机构的各构件看成是刚体,太阳轮是由花键支承的浮动机构(本研究中花键间隙取为 0)。啮合副、回转副及支承处的弹性变形用等效弹簧刚度表示。

取系统各构件的横向位移 x_i 、纵向位移以及扭转位移总共 18 个自由度的行星轮系的广义坐标, $Q = [x_s \ y_s \ u_s \ x_c \ y_c \ u_c \ x_r \ y_r \ u_r \ x_n \ y_n \ u_n]^T$ ($n=1, 2, 3$); 获得同级构件之间的相对位移分别为 δ_{sn} 、 δ_{cn} 、

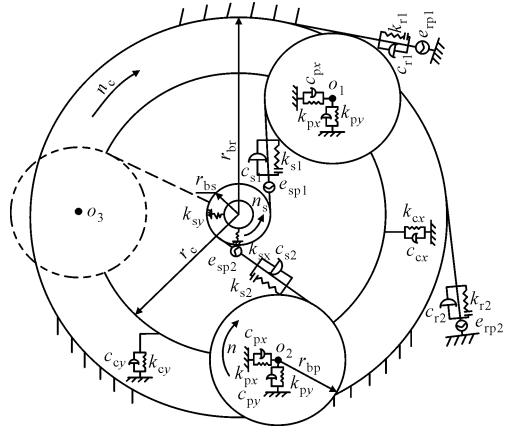


图 3 行星齿轮传动动力学计算模型

δ_{rn} 、 δ_{cnr} 、 δ_{cny} 、 δ_{cmu} 、 δ_{pnx} 、 δ_{pny} 。 δ 表示相对位移,其中下标 s、c、r、p 分别代表太阳轮、行星架、内齿圈以及行星轮,下标 x、y、u 则代表相对位移在 x、y、u 3 个自由度方向上的投影。

$$\delta_{sn} = (u_s - x_s \sin \varphi_{sn} + y_s \cos \varphi_{sn}) - (-u_n + x_n \sin \alpha + y_n \cos \alpha) - e_{sn}(t) \quad (9)$$

$$\delta_{rn} = (u_r - x_r \sin \varphi_{rn} + y_r \cos \varphi_{rn}) - (u_n - x_n \sin \alpha + y_n \cos \alpha) - e_{rn}(t) \quad (10)$$

$$\delta_{cnr} = x_c - u_c \sin \varphi_{cn} - x_n \cos \varphi_{cn} + y_n \sin \varphi_{cn} \quad (11)$$

$$\delta_{cny} = y_c + u_c \cos \varphi_{cn} - x_n \sin \varphi_{cn} - y_n \cos \varphi_{cn} \quad (12)$$

$$\delta_{cmu} = u_c - y_n - x_c \sin \varphi_{cn} + y_c \cos \varphi_{cn} \quad (13)$$

$$\delta_{pnx} = x_n - x_c \cos \varphi_{pn} - y_c \sin \varphi_{pn} \quad (14)$$

$$\delta_{pny} = y_n - u_c + x_c \sin \varphi_{pn} - y_c \cos \varphi_{pn} \quad (15)$$

式中: α 为齿轮压力角; $\varphi_{sn} = \varphi_n - \alpha$ 为第 n 个行星轮与太阳轮之间沿着啮合线方向的相对位移 δ_{sn} 与 y_s 之间的夹角。建立动力学方程如下

$$\left. \begin{aligned} m_s(\ddot{x}_s - 2\omega_c \dot{y}_s - \omega_c^2 x_s) - \sum F_{sn} \sin \varphi_{sn} + c_{sx} \dot{x}_s + k_{sx} x_s &= 0 \\ m_s(\ddot{y}_s + 2\omega_c \dot{x}_s - \omega_c^2 y_s) + \sum F_{sn} \cos \varphi_{sn} + c_{sy} \dot{y}_s + k_{sy} y_s &= 0 \\ (I_s/r_s^2) \ddot{u}_s + \sum F_{sn} + c_{su} \dot{u}_s + k_{su} u_s &= T_s/r_s \end{aligned} \right\} \quad (16a)$$

$$\left. \begin{aligned} m_c(\ddot{x}_c - 2\omega_c \dot{y}_c - \omega_c^2 x_c) - \sum c_{px} \dot{\delta}_{cnr} + \sum k_{px} \delta_{cnr} + c_{cx} \dot{x}_c + k_{cx} x_c &= 0 \\ m_c(\ddot{y}_c + 2\omega_c \dot{x}_c - \omega_c^2 y_c) + \sum c_{py} \dot{\delta}_{cnr} + \sum k_{py} \delta_{cnr} + c_{cy} \dot{y}_c + k_{cy} y_c &= 0 \\ (I_c/r_c^2) \ddot{u}_c + \sum c_{pu} \dot{\delta}_{cmu} + \sum k_{pu} \delta_{cmu} + c_{cu} \dot{u}_c + k_{cu} u_c &= -T_c/r_c \end{aligned} \right\} \quad (16b)$$

$$\left. \begin{aligned} &m_r(\ddot{x}_r - 2\omega_c \dot{y}_r - \omega_c^2 x_r) - \sum F_{rn} \sin \phi_{rn} + \\ &\quad c_{rx} \dot{x}_r + k_{rx} x_r = 0 \\ &m_r(\ddot{y}_r + 2\omega_c \dot{x}_r - \omega_c^2 y_r) + \sum F_{rn} \cos \phi_{rn} + \\ &\quad c_{ry} \dot{y}_r + k_{ry} y_r = 0 \\ &(I_r/r_r^2) \ddot{u}_r + \sum F_{rn} + c_{ru} \dot{u}_r + k_{ru} u_r = 0 \end{aligned} \right\}$$

(16c)

$$\left. \begin{aligned} &m_p(\ddot{x}_n - 2\omega_c \dot{y}_n - \omega_c^2 x_n) - F_{sn} \sin \alpha_{sp} + \\ &\quad F_{rn} \sin \alpha_{rp} + c_{px} \dot{\delta}_{pnx} + k_{px} \delta_{pnx} = 0 \\ &m_n(\ddot{y}_n + 2\omega_c \dot{x}_n - \omega_c^2 y_n) - F_{sn} \cos \alpha_{sp} - \\ &\quad F_{rn} \cos \alpha_{rp} + c_{py} \dot{\delta}_{pny} + k_{py} \delta_{pny} = 0 \\ &(I_n/r_n^2) \ddot{u}_n + F_{sn} - F_{rn} = 0, n = 1, \cdots, N \end{aligned} \right\}$$

(16d)

式中： m_s 、 m_c 、 m_p 、 m_r 分别为太阳轮、行星架、行星轮以及内齿圈的质量； r_s 、 r_c 、 r_p 、 r_r 分别为太阳轮、行星架、行星轮以及内齿圈的基圆半径； k_{sx} 、 k_{sy} 、 k_{su} 、 k_{cx} 、 k_{cy} 、 k_{cu} 、 k_{rx} 、 k_{ry} 、 k_{ru} 、 k_{px} 、 k_{py} 分别为太阳轮、行星架、内齿圈以及行星轮在 x 、 y 、 u 这 3 个自由度上的支撑刚度； c_{sx} 、 c_{sy} 、 c_{su} 、 c_{cx} 、 c_{cy} 、 c_{cu} 、 c_{rx} 、 c_{ry} 、 c_{ru} 、 c_{px} 、 c_{py} 分别为太阳轮、行星架、内齿圈以及行星轮在 x 、 y 、 u 这 3 个自由度上的支承与扭转阻尼； T_s 、 T_c 分别为太阳轮的输入扭矩和行星架的输出扭矩； α_{sp} 、 α_{rp} 分别为太阳轮、内齿圈与行星轮的啮合角； I_p 、 I_s 、 I_c 、 I_r 分别为行星轮、太阳轮、行星架和内齿圈的转动惯量。

假设齿轮副的齿侧间隙为 $2b$ ，在计入时变啮合刚度、齿侧间隙及系统线性黏滞力阻尼的条件下，行星轮与太阳轮间啮合副、行星轮与内齿圈副的啮合力分别可表示为

$$\left. \begin{aligned} F_{sn} &= k_{sn} f(\delta_{sn}, b) + c_{sn} \dot{\delta}_{sn} \\ F_{rn} &= k_{rn} f(\delta_{rn}, b) + c_{rn} \dot{\delta}_{rn} \end{aligned} \right\}$$

(17)

式中： $f(\delta_{sn}, b)$ 、 $f(\delta_{rn}, b)$ 分别为行星轮与太阳轮啮合副、行星轮与内齿圈啮合副的齿侧间隙非线性函数，可分别表示为

$$f(\delta_{sn}, b) = \begin{cases} \delta_{sn} - b, & \delta_{sn} > b \\ 0, & -b < \delta_{sn} \leq b \\ \delta_{sn} + b, & \delta_{sn} < -b \end{cases}$$

(18)

$$f(\delta_{rn}, b) = \begin{cases} \delta_{rn} - b, & \delta_{rn} > b \\ 0, & -b < \delta_{rn} \leq b \\ \delta_{rn} + b, & \delta_{rn} < -b \end{cases}$$

(19)

行星轮与太阳轮副、行星轮与内齿圈副的阻尼系数分别可表示为

$$\left. \begin{aligned} c_{sn} &= 2\zeta \sqrt{k_{spi} I_s I_p / I_s r_{bp}^2 + I_p r_{bs}^2} \\ c_{rn} &= 2\zeta \sqrt{k_{rpi} I_r I_p / I_r r_{bp}^2 + I_p r_{br}^2} \end{aligned} \right\}$$

(20)

式中 ζ 为阻尼比，取值范围为 $0.03 \sim 0.1$ ，本文取值为 0.1 。

3 方程求解与结果分析

为了方程便于求解和消除刚体位移的影响，对微分方程进行无量纲化。定义无量纲化时间 $T = \omega_n t$ ， $\omega_n = \sqrt{k(1/m_{seq} + 1/m_{peq})}$ ，定义无量纲化位移 $X = x/b_c$ 。将无量纲化参数代入系统运动微分方程，即可得到无量纲模型的运动微分方程组。采用变步长四阶龙格库塔方法求其数值解。

取某太阳轮浮动式行星齿轮减速器的已有算例，行星轮系的基本参数见表 1。

表 1 行星轮系的基本参数

参数	太阳轮	行星轮	内齿圈
齿数	40	20	100
法面压力角/(°)		22.5	
法面模数/mm		3.5	
齿宽/mm		30	
输入功率/kW		400	
输入轴转速/r·min ⁻¹		1 500	

3.1 均载和动载改进前后对比

本节着重对比改进前后行星轮位置误差和偏心误差均载和动载。取太阳轮、内齿圈的综合误差为 $0 \mu\text{m}$ ，花键间隙 $b = 0 \mu\text{m}$ 。两种模式的误差设置见表 2。模式 1 的误差设定为各行星轮的偏心误差与相位角误差间距相等，从而避免了当各行星轮误差相同时出现的类似均载的效果。各行星轮偏心误差幅值分别取 10 、 20 、 $30 \mu\text{m}$ ，各行星轮相位角误差分别取 $(1/6)^\circ$ 、 $(1/3)^\circ$ 、 $(1/2)^\circ$ 。

表 2 两种模式的误差设置

模式	行星轮	偏心误差幅值	相位角误差
		/ μm	/(°)
模式 1	行星轮 1	10	1/6
	行星轮 2	20	1/3
	行星轮 3	30	1/2
模式	行星轮	安装误差幅值	初始安装角误差
		/ μm	/(°)
模式 2	行星轮 1	20	1/3
	行星轮 2	20	1/3
	行星轮 3	20	1/3

两种模式下改进前后系统的瞬时动载系数和均载系数的对比如图 4、图 5 所示，图中清晰地表明了

http://zkxb.xjtu.edu.cn

改进后的优点(由于篇幅有限,仅绘制了外啮合的均载和动载情况)。图 4、5 中 C_{j11} 、 C_{j12} 、 C_{j13} 以及 C_{d11} 、 C_{d12} 、 C_{d13} 分别依次代表三路行星轮与太阳轮啮合时的均载系数和动载系数。

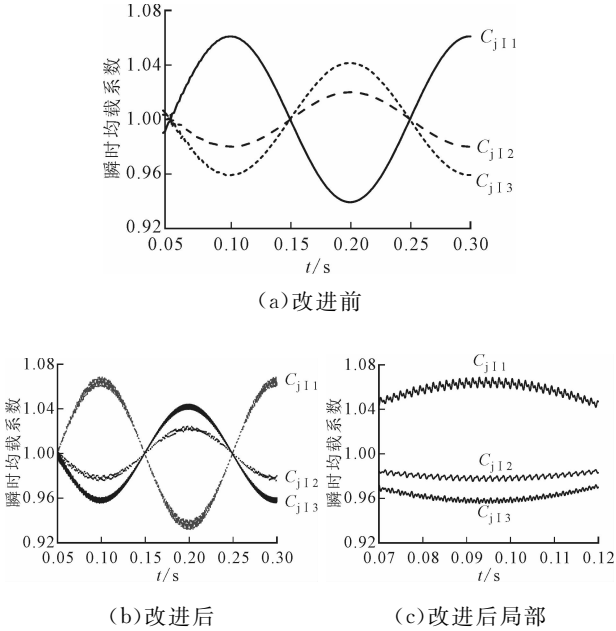


图 4 偏心误差下瞬时均载系数改进前后对比

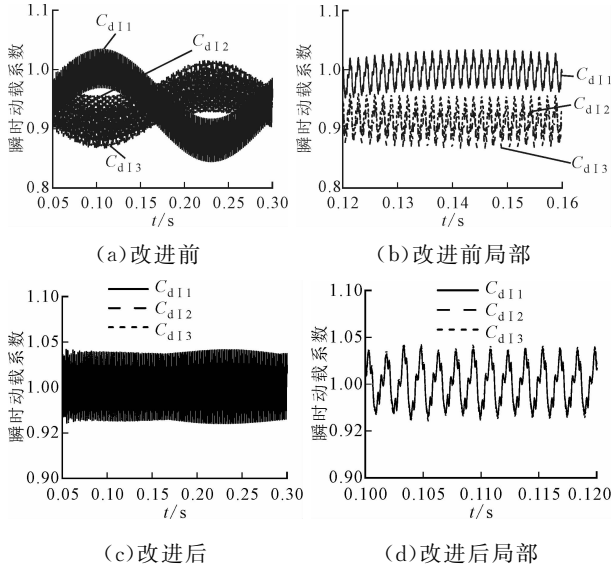


图 5 偏心误差下瞬时动载系数改进前后对比

对比图 4 和图 5 可知,当系统行星轮存在偏心误差,改进后的瞬时均载系数中包含了高频(齿频)振动,能够准确表达每一时刻各行星轮传动的均载特性。同时,依据 ISO 齿轮标准定义,作为动载荷与静载荷之比的瞬时动载系数应不含低频(轴频)振动。因此,改进后的瞬时动载系数更加准确地显示了瞬时啮合过程中动态啮合力的真实浮动变化情况。

本文对比分析了行星轮系存在位置误差时改进前后的均载系数和动载系数,如图 6、7 所示。

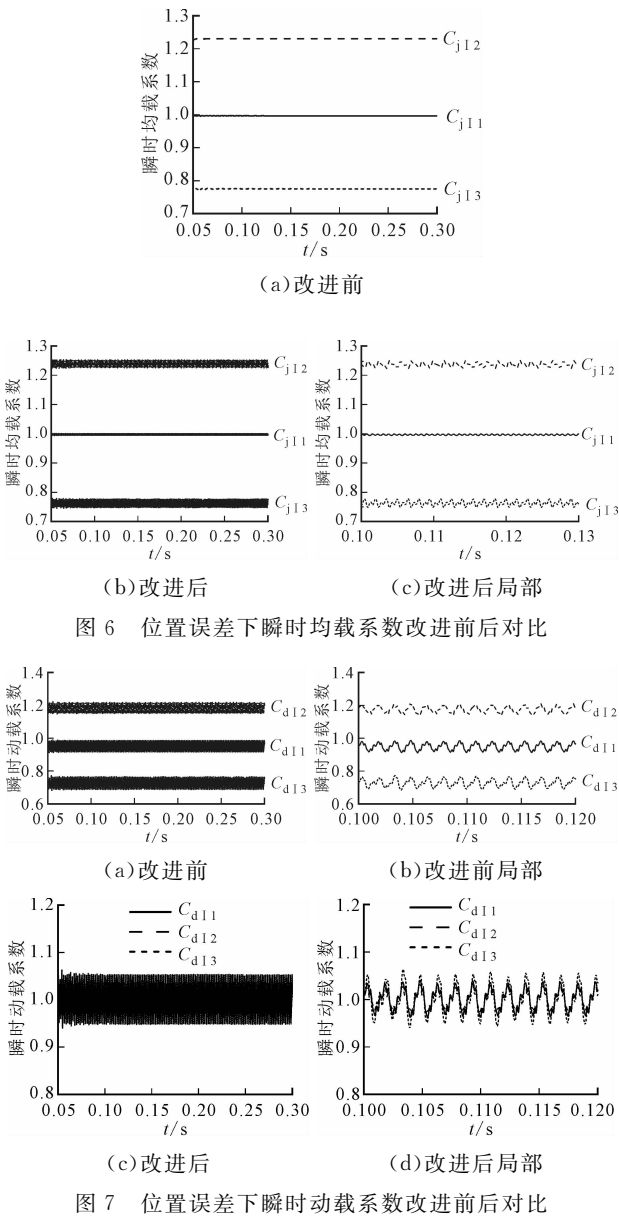


图 6 位置误差下瞬时均载系数改进前后对比

图 7 位置误差下瞬时动载系数改进前后对比

由图 6 与图 7 可见,当系统行星轮存在位置误差时,此时行星轮安装位置已确定且不随时间变化,参照 ISO 齿轮标准,瞬时动载系数应是在 1 上下浮动的曲线,而与相关文献中对于瞬时动载系数的定义明显相悖。改进后的瞬时动载系数则符合实际情况,未出现如图 7a 中第 3 路瞬时动载系数整体小于 1 的错误,显然优于现有定义且更加贴近 ISO 齿轮标准。图 6a 中由于现有定义的限制,行星轮与太阳轮之间的瞬时均载系数在稳定后整个周期内呈现相同的大小,因此未绘制如图 6b 中短周期内瞬时均载系数。此外,改进后的瞬时均载系数清晰地反映出行星传动每一个瞬时时刻下的系统均载运行情况,将系统的齿频的振动情况清晰地表现出来,从而为系统的优化和设计提供参考。由于改进后的瞬时均

载系数依据 ISO 齿轮标准考虑了齿频振动对系统均载系数的影响,因此改进后的瞬时均载系数是随时间变化的,且较现有的瞬时均载系数呈现出幅值波动的情況。

4 结 论

根据 ISO 齿轮标准,对比现有文献中均载系数的定义和动载系数定义存在与标准相悖之处。现有均载系数定义缺失了齿轮振动的影响,现有动载系数定义则过多地引入了齿轮安装误差及制造误差的影响。本文提出了准确符合 ISO 齿轮标准的均载系数与动载系数的定义,为行星传动系统的优化设计研究奠定了基础。此外,通过对比不同误差下改进前后系统的均载系数和动载系数的定义,突出了改进后的优点。

(1)改进后的瞬时均载系数包含了所有因素对各路均载产生的影响,而现行定义的均载系数仅考虑了齿轮制造误差、安装误差的影响,没有考虑齿轮振动的影响。

(2)ISO 齿轮标准中明确了瞬时动载系数应在 1 上下波动由振动引起的载荷波动曲线,不包含因偏心误差(安装误差)导致的偏载情况,而现行定义的瞬时动载系数不仅包括了振动的影响,而且混入了齿轮制造误差、安装误差引起的不均载的影响,使得系统中某些啮合副的动载系数小于 1,违反了 ISO 标准工艺齿轮动载系数的规定。现有文献对瞬时动载系数中的静载荷定义存在错误,因而造成瞬时动载系数明显受偏载的影响,改进后的瞬时动载系数完全符合 ISO 齿轮标准。

参考文献:

- [1] 马从谦. 渐开线行星齿轮传动设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1987: 43-53.
- [2] 日高照晃, 杉本信行, 石田武. 行星齿轮装置均载机构中各种误差和载荷分配的关系 [J]. 汪立言, 译. 大重科技, 1989(1): 66-73.
- [3] 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 Tiejing, 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.
- [4] KAHRAMAN A. Static load sharing characteristics of transmission planetary gear sets: model and experi-

ment [C]//Proceedings of the SAE International Congress & Exposition. Warrendale, PA, USA: SAE International, 1999: 355-363.

- [5] BODAS A, KAHRAMAN A. Influence of carrier and gear manufacturing errors on the static load sharing behavior of planetary gear sets [J]. JSME International Journal: Series C, 2004, 47(3): 908-915.
- [6] 袁肇宇, 朱如鹏, 朱自冰, 等. 两级星型齿轮传动静力学均载分析 [J]. 机械科学与技术, 2004, 23(7): 789-792.
- YUAN Qingyu, ZHU Rupeng, ZHU Zibing, et al. Analysis of static load sharing in a 2-stage star gearing system [J]. Mechanical Science and Technology, 2004, 23(7): 789-792.
- [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(6): 702-704.
- LU Junhua, LI Bin, ZHU Rupeng. Analysis of static load sharing in planetary gearing [J]. Mechanical Science and Technology, 2005, 24(6): 702-704.
- [8] SINGH A, KAHRAMAN A, LIGATA H. Internal gear strains and load sharing in planetary transmissions: model and experiments [J]. Journal of Mechanical Design, 2008, 130(7): 917-928.
- [9] KRANTZ T L, DELGADO I R. Experimental study of split-path transmission load sharing [C]//Proceedings of the 7th International Power Transmission and Gearing Conference. New York, USA: ASME, 1996: 1-14.
- [10] KRANTZ T L. A method to analyze and optimize the load sharing of split path transmissions: ARL-TR-1066 [R]. Washington DC, USA: NASA, 1996.
- [11] KAHRAMAN A. Load sharing characteristics of planetary transmissions [J]. Mechanism and Machine Theory, 1994, 29(8): 1151-1165.
- [12] LIGATA H, KAHRAMAN A, SINGH A. An experimental study of the influence of manufacturing errors on the planetary gear stresses and planet load sharing [J]. Journal of Mechanical Design, 2008, 130(4): 137-139.
- [13] LITVIN F L, FUENTES A. Gear geometry and applied theory [M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2004: 268-277.
- [14] ARGYRIS J, FUENTES A, LITVIN F L. Computerized integrated approach for design and stress analysis of spiral bevel gears [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2002, 191(11/12): 1057-1095.

(下转第 113 页)