

文章编号:1000-8055(2020)11-2306-10

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2020.11.007

齿轮分扭传动的均载行为机理及参数匹配分析

靳广虎, 徐鑫涛, 朱如鹏

(南京航空航天大学 直升机传动技术重点实验室, 南京 210016)

摘 要: 为提高分扭传动系统的均载特性,通过构建误差、载荷的分析图,剖析了影响均载性能的机理;考虑支撑刚度、扭转刚度以及齿轮副的时变啮合刚度,采用集中质量法建立了传动系统的动力学模型。通过龙格库塔法求解传动系统动力学模型,计算了传动系统的均载系数;运用正交试验法获得了齿侧间隙、中心距误差对均载特性的影响规律和权重。研究结果表明:齿侧间隙具有相关性,其取值应满足一定的规则;中心距误差无相关性,并车级中心距误差对均载和动载荷系数的影响权重较大。因此,为提高分扭传动构型的均载特性,齿侧间隙、中心距误差需采用参数匹配的设计方法。

关 键 词: 均载系数; 动载荷系数; 分扭传动; 中心距误差; 齿侧间隙

中图分类号: V233.1; TH132.4 **文献标志码:** A

Analysis of load sharing mechanism and parameter matching of gear split torque drive system

JIN Guanghu, XU Xintao, ZHU Rupeng

(National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: In order to improve the load sharing characteristics of the split torque drive system, the mechanism of affecting the load sharing performance was analyzed by constructing the analysis diagram of error and load. Considering the support stiffness, the torsional stiffness and time-varying meshing stiffness of the gear pairs, a dynamic model of the transmission system was established by using the lumped mass method. The dynamic model of the transmission system was solved by the Runge Kutta method, and the load sharing coefficient was calculated. The influence law and weight of backlash and center distance error on the load sharing characteristics were obtained by the orthogonal test method. The results showed that the backlash had correlation, and its value should meet certain rules; the center distance error had no correlation, and the center distance error of confluence stage had great influence on the load sharing and dynamic load coefficient. Therefore, in order to improve the load sharing characteristics of the split torque transmission, the design method of parameter matching should be adopted for the backlash and center distance errors.

收稿日期:2020-05-18

基金项目:国家自然科学基金(51975273)

作者简介:靳广虎(1971—),男,副教授、硕士生导师,博士,主要从事机械传动、结构强度等研究。E-mail:meeghjin@nuaa.edu.cn

引用格式:靳广虎,徐鑫涛,朱如鹏. 齿轮分扭传动的均载行为机理及参数匹配分析[J]. 航空动力学报,2020,35(11):2306-2315.
JIN Guanghu,XU Xintao,ZHU Rupeng. Analysis of load sharing mechanism and parameter matching of gear split torque drive system[J]. Journal of Aerospace Power,2020,35(11):2306-2315.

Key words: load sharing coefficient; dynamic load coefficient; split torque drive; center distance error; backlash

直升机主减速器采用分扭传动构型可减轻传动系统的质量,提高功质比、传动效率和可靠性,相比于行星传动具有显著的优点^[1-4]。目前,分流传动构型已成为直升机主减速器研究热点,国内外许多学者对构型的动态响应、均载特性等开展了大量的基础研究工作。为实现载荷均等技术要求,有学者提出平衡梁法^[5-6]、同步角法^[7-8]、柔性轴法^[9-10]以及弹性腹板^[11]等。经过过多年的持续研究,三发两次功率分流传动构型的 CH53K 多用途直升机主减速已通过 200 h 的耐久性试验^[12-14]。此外,相关学者还开展了分扭传动系统的动态响应^[15]、均载特性^[16-23]、敏感性参数^[24]以及试验验证^[25]等研究。

研究文献表明,尽管许多学者对分扭传动系统的动态特性、均载特性做了大量的研究工作,取得了一些较好的结果,但有关分扭传动系统均载特性的影响机理、齿隙及中心距误差等参数的匹配设计尚鲜见报道。因此,为剖析均载特性的影响机理,定性的研究齿轮副间的中心距误差、齿隙对动力学均载性能的影响,从而指导工程设计及控制制造安装误差,针对分扭传动系统,考虑齿轮副的啮合刚度、轴的扭转刚度及支撑刚度等因素,通过建立的动力学模型,采用正交试验法,研究中心距误差、齿隙对分扭传动系统均载特性的影响规律及权重,为参数的匹配设计以及提高该传动构型的均载特性提供理论参考。

1 分扭传动构型均载的机理分析

图 1 为双输入分扭传动系统的结构示意图。由图可见,该构型为动力双输入的三级传动,由左

右两个相同的子系统组成。其传动路线为(以左分支为例):输入级锥齿轮 Z_{lm} 与 Z_{ln} 啮合实现换向,然后分扭级齿轮 Z_{lp} 同时和两齿轮(Z_{l1s} 、 Z_{l2s})啮合实现载荷分流,最后通过并车级两人字齿轮(Z_{l1h} 、 Z_{l2h})同时与齿轮 Z_b 啮合实现功率的汇流,最终由输出轴输出动力和转速。为便于叙述,定义支撑 Z_{lp} 的轴为分扭轴,支撑 Z_{jis} 的轴为双联轴($i=1,2,j=1,r$)。

对分扭传动构型而言,除去振动本身的情况而言,要实现两分支载荷均等,则同时啮合的两啮合齿轮副转过的角度应相等。但是,由于零部件不可避免的存在制造、加工误差,实际工况下,齿轮副不一定会接触。由于分扭传动构型的均载只与分扭级和并车级传动有关,为探索实现均载的机理,只给出左分支齿轮副啮合的俯视图为例进行探讨,如图 2 所示。现将啮合过程人为的分成以下三个阶段:

第一阶段 轻转齿轮副,使齿轮 Z_{lp} 刚刚同时与齿轮 Z_{l1s} 、 Z_{l2s} 接触, Z_{l2h} 与 Z_b 也刚刚啮合。由于制造、安装误差的存在, Z_{l1h} 与 Z_b 尚未接触,齿轮副间存在间隙。该阶段啮合齿轮副未发生任何弹性变形,支路中无载荷。

第二阶段 齿轮 Z_{lp} 施加扭矩, Z_{lp} 与齿轮 Z_{l1s} 、 Z_{l2s} 、 Z_{l2h} 与 Z_b 接触且产生弹性变形,而 Z_{l1h} 与 Z_b 刚刚接触,未发生弹性变形,即该支路无载荷。

第三阶段 齿轮 Z_{lp} 继续施加扭矩。在该阶段,齿轮 Z_{lp} 与齿轮 Z_{l1s} 、 Z_{l2s} 、 Z_{l2h} 与 Z_b 进一步产生

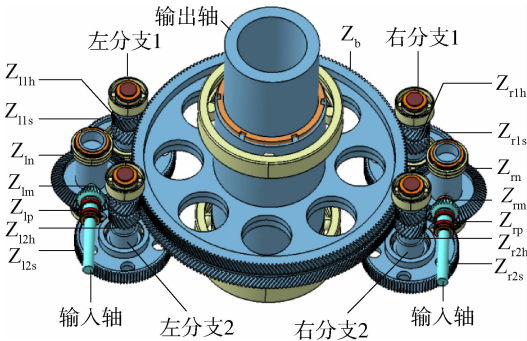


图 1 分扭传动构型示意图

Fig. 1 Configuration diagram of split torque drive

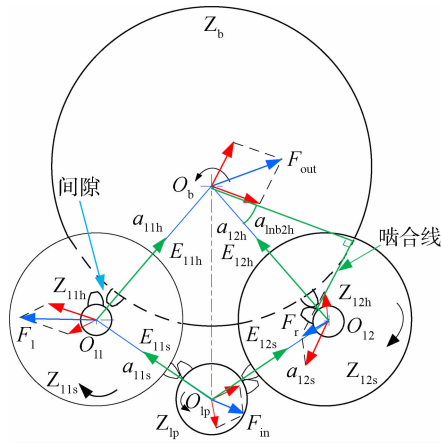


图 2 误差及载荷分析图

Fig. 2 Analysis diagram of error and load

弹性变形,而 Z_{11h} 与 Z_b 也发生了弹性变形,但是两支路的变形量不等,即不均载。

由此可见,制造、安装误差对两支路所分配到的载荷具有重要影响。但是,即使制造、安装误差的精度极高,在上述 3 个阶段都为同步啮合,但是该机构仍然会发生不均载现象。由于发动机安装距、齿轮副的传动比等限制,左右两分支并非 180° 对称分布,因此支撑轴所承受的合力不对称,如双联轴上的合力 F_1 和 F_r 。非对称载荷使得中心距 a_{11s} 和 a_{12s} 、 a_{11h} 和 a_{12h} 不相等;此外,制造安装误差引起的中心距误差 E_{11s} 、 E_{12s} 、 E_{11h} 、 E_{12h} 等,都使得齿轮副啮合过程中发生上述的 3 个阶段。实际上,上述所谓的 3 个阶段时间极短,只是为方便分析进行了拆分;此外,由于输入齿轮的转动方向决定合力方向,因此后续的分析结果和结论也与输入齿轮转动方向有关。

可见,要实现载荷的均等,开展齿侧间隙以及安装误差的参数匹配研究十分必要。

2 分扭传动构型的动力学方程

2.1 动力学模型

针对双输入圆柱齿轮分扭传动构型,建立了如图 3 所示的动力学模型。鉴于传动构型的两子系统对称,为清晰表达模型视图,只给出了左分支的动力学模型。图中, K_{jmn} 、 K_{jnpis} 、 K_{jnbih} 、 K_{nbw} 分别表示输入级、分扭级、并车级、尾传级齿轮副间的啮合刚度;各级齿轮副间的传递误差和齿侧间隙分别用 e 、 b 表示,下标与相应齿轮副的啮合刚度相同; K_{jdm} 、 K_{jnp} 、 K_{jis} 、 K_{bo} 分别表示输入轴、分扭轴、双联轴、输出轴的扭转刚度; K_{jmx} 、 K_{jpx} 、 K_{jix} 、 K_{bx} 、 K_{wx} 分别表示输入轴、分扭轴、双联轴、输出轴、尾传轴 x 方向的的支撑刚度; K_{jmy} 、 K_{jpy} 、 K_{jiy} 、 K_{by} 、 K_{wy} 分别表示输入轴、分扭轴、双联轴、输出轴、尾传轴 y 方向的的支撑刚度; K_{jnz} 、 K_{jpz} 分别表示输入轴、分扭轴 z 方向的的支撑刚度; 齿轮副间的啮合阻尼、轴的扭转阻尼、支撑阻尼用 c 表示,下标分别与相应齿轮副的啮合刚度、轴的扭

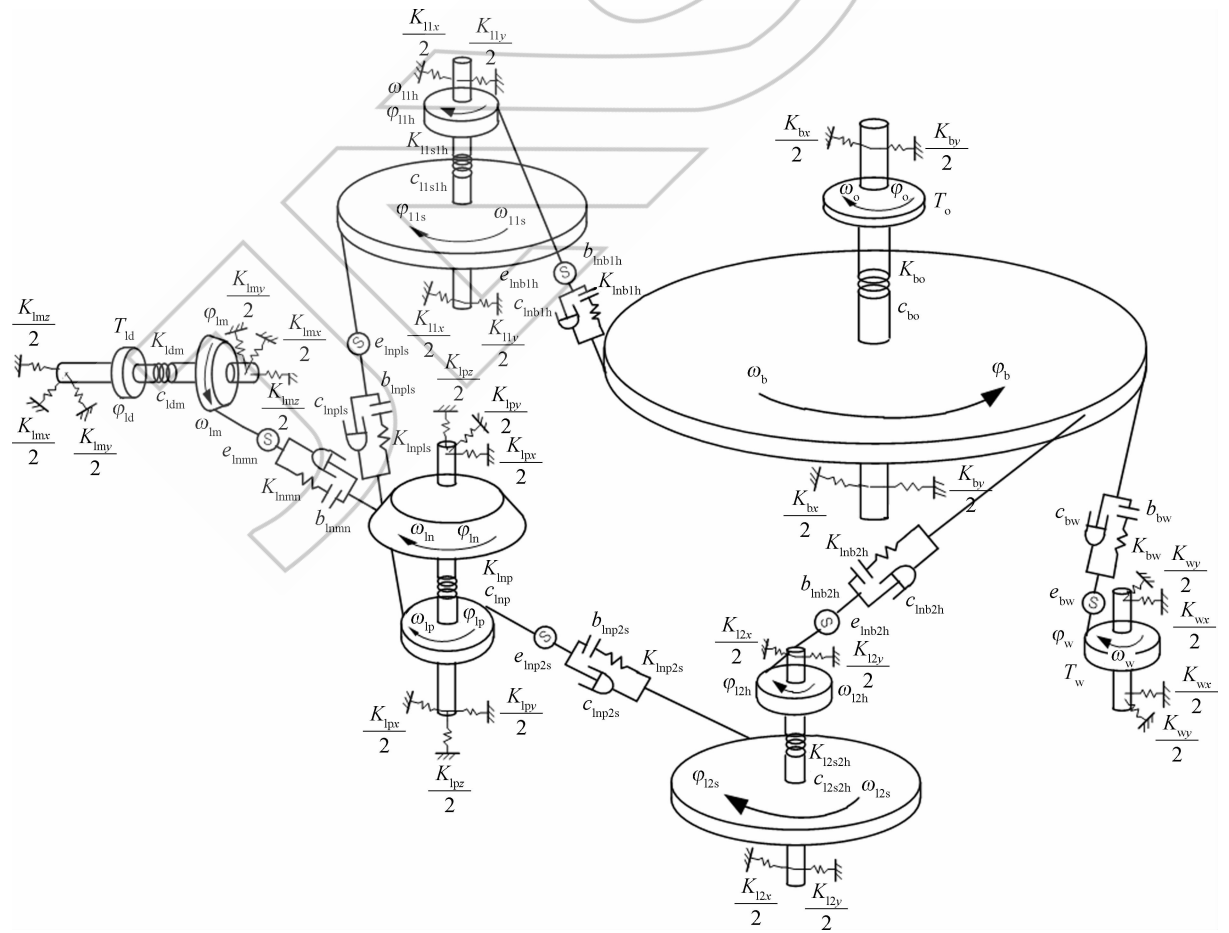


图 3 分扭传动构型的动力学模型

Fig. 3 Dynamic model of the structure of the split torque drive

转刚度、轴的支撑刚度相同。

为便于后续的计算与分析,定义了传动系统的局部和全局坐标系。由于输入级为锥齿轮副,很难将坐标之间的相对关系用一张图表示清楚,故将坐标系关系图拆为两幅图。其中图 4(a)为分扭级、并车级与尾传级部分坐标系的关系图;图 4(b)为输入级坐标系的关系图。图中 x 、 y 表示全局坐标, x^* 、 y^* 表示局部坐标。其中 y 或 y^* 与各齿轮副的啮合线方向一致。根据所建立的动力学模型可知,该系统共有 43 个自由度,可用广义位移向量 y 表示为

$$y = (\varphi_{jd}, \varphi_{jm}, \varphi_{jn}, \varphi_{jp}, \varphi_{jis}, \varphi_{jih}, \varphi_b, \varphi_o, \varphi_w, x_{jm}, x_{jp}, x_{ji}, x_b, x_w, y_{jm}, y_{jp}, y_{ji}, y_b, y_w, z_{jm}, z_{jp})$$

(1)

式中 φ_{jd} 、 φ_o 分别表示左右输入端、输出端的扭转微位移; φ_{jm} 、 φ_{jn} 、 φ_{jp} 、 φ_{jis} 、 φ_{jih} 、 φ_b 、 φ_w 分别表示齿轮 Z_{jm} 、 Z_{jn} 、 Z_{jp} 、 Z_{jis} 、 Z_{jih} 、 Z_b 、 Z_w 的扭转微位移;

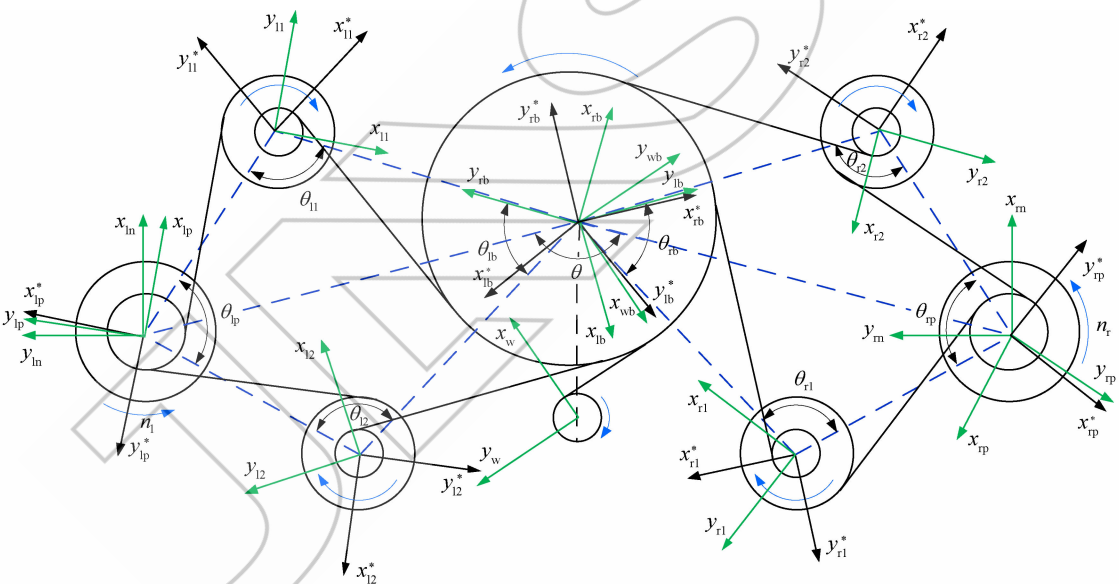
x_{jm} 、 x_{jp} 、 x_{ji} 、 x_b 、 x_w 分别表示输入轴、分扭轴、双联轴、输出轴、尾传轴广义坐标 x 方向的位移; y_{jm} 、 y_{jp} 、 y_{ji} 、 y_b 、 y_w 分别表示输入轴、分扭轴、双联轴、输出轴、尾传轴广义坐标 y 方向的位移; z_{jm} 、 z_{jp} 分别表示输入轴、分扭轴的广义坐标 z 方向的位移。

2.2 动力学方程

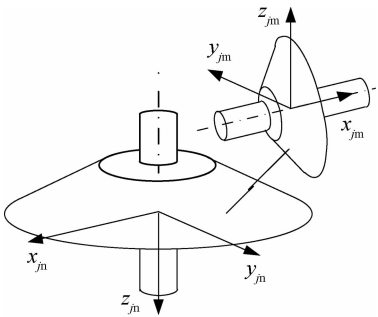
依据双发圆柱齿轮分扭传动系统动力学模型,根据受力和牛顿动力学原理,可推导出分扭传动系统的非线性动力学方程为

$$\begin{cases} I_{jd} \ddot{\varphi}_{jd} = T_{jd} - K_{jdm} (\varphi_{jd} - \varphi_{jm}) - c_{jdm} (\dot{\varphi}_{jd} - \dot{\varphi}_{jm}) \\ I_{jm} \ddot{\varphi}_{jm} = K_{jdm} (\varphi_{jd} - \varphi_{jm}) + c_{jdm} (\dot{\varphi}_{jd} - \dot{\varphi}_{jm}) - F_{jmy} r_{jpm} \\ m_{jdm} \ddot{x}_{jm} = F_{jmx} - K_{jmx} x_{jm} - c_{jmx} \dot{x}_{jm} \\ m_{jdm} \ddot{y}_{jm} = F_{jmy} - K_{jmy} y_{jm} - c_{jmy} \dot{y}_{jm} \\ m_{jdm} \ddot{z}_{jm} = F_{j mz} - K_{j mz} z_{jm} - c_{j mz} \dot{z}_{jm} \end{cases}$$

(2-1)



(a) 广义坐标与局部坐标系



(b) 输入级锥齿轮坐标系

图 4 分扭传动构型的动力学模型坐标系

Fig. 4 Coordinate system of dynamic model of structure of the split torque drive

$$\begin{cases} I_{jn}\ddot{\varphi}_{jn} = F_{jny}r_{jpn} - K_{jnp}(\varphi_{jn} - \varphi_{jp}) - \\ c_{jnp}(\dot{\varphi}_{jn} - \dot{\varphi}_{jp}) \\ I_{jp}\ddot{\varphi}_{jp} = K_{jnp}(\varphi_{jn} - \varphi_{jp}) + \\ c_{jnp}(\dot{\varphi}_{jn} - \dot{\varphi}_{jp}) - F_{jnp1s}r_{jbp} - F_{jnp2s}r_{jbp} \\ m_{jnp}\ddot{x}_{jp} = F_{jpx} - K_{jpx}x_{jp} - c_{jpx}\dot{x}_{jp} \\ m_{jnp}\ddot{y}_{jp} = F_{jpy} - K_{jpy}y_{jp} - c_{jpy}\dot{y}_{jp} \\ m_{jnp}\ddot{z}_{jp} = F_{jpz} - K_{jpz}z_{jp} - c_{jpz}\dot{z}_{jp} \end{cases} \quad (2-2)$$

$$\begin{cases} I_{jis}\ddot{\varphi}_{jis} = F_{jnpis}r_{jbis} - K_{jis}(\varphi_{jis} - \varphi_{jih}) - \\ c_{jis}(\dot{\varphi}_{jis} - \dot{\varphi}_{jih}) \\ I_{jih}\ddot{\varphi}_{jih} = K_{jis}(\varphi_{jis} - \varphi_{jih}) + \\ c_{jis}(\dot{\varphi}_{jis} - \dot{\varphi}_{jih}) - F_{jnbih}r_{jbih} \\ m_{ji}\ddot{x}_{ji} = F_{jix} - K_{jix}x_{ji} - c_{jix}\dot{x}_{ji} \\ m_{ji}\ddot{y}_{ji} = F_{jiy} - K_{jiy}y_{ji} - c_{jiy}\dot{y}_{ji} \end{cases} \quad (2-3)$$

$$\begin{cases} I_b\ddot{\varphi}_b = (\sum_i \sum_j F_{jnbih} - F_{nbw})r_{bb} - \\ K_{bo}(\varphi_b - \varphi_o) - c_{bo}(\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_o) \\ I_o\ddot{\varphi}_o = -T_o + K_{bo}(\varphi_b - \varphi_o) + c_{bo}(\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_o) \\ m_{bo}\ddot{x}_b = F_{bx} - K_{bx}x_b - c_{bx}\dot{x}_b \\ m_{bo}\ddot{y}_b = F_{by} - K_{by}y_b - c_{by}\dot{y}_b \end{cases} \quad (2-4)$$

$$\begin{cases} I_w\ddot{\varphi}_w = F_{nbw}r_{bw} - T_w \\ m_{wc}\ddot{x}_w = F_{wx} - K_{wx}x_w - c_{wx}\dot{x}_w \\ m_{wc}\ddot{y}_w = F_{wy} - K_{wy}y_w - c_{wy}\dot{y}_w \end{cases} \quad (2-5)$$

式中 T_{jd} 、 T_o 和 T_w 分别表示输入转矩、输出轴负载和尾传轴负载; I_{jd} 、 I_o 分别表示输入端、输出端的转动惯量; I_{jm} 、 I_{jn} 、 I_{jp} 、 I_{jis} 、 I_{jih} 、 I_b 、 I_w 分别表示齿轮 Z_{jm} 、 Z_{jn} 、 Z_{jp} 、 Z_{jis} 、 Z_{jih} 、 Z_b 、 Z_w 的转动惯量; m_{jdm} 、 m_{jnp} 、 m_{ji} 、 m_{bo} 、 m_{wc} 分别表示输入轴、分扭轴、双联轴、输出轴、尾传轴上齿轮的集中质量; r_{jpm} 、 r_{jpn} 分别表示锥齿轮 Z_{jm} 、 Z_{jn} 的节圆半径; r_{jbp} 、 r_{jbis} 、 r_{jbih} 、 r_{bb} 、 r_{bw} 分别表示齿轮 Z_{jp} 、 Z_{jis} 、 Z_{jih} 、 Z_b 、 Z_w 的基圆半径; F_{jnmn} 、 F_{jnpis} 、 F_{jnbih} 、 F_{nbw} 分别表示输入级、分扭级、并车级、尾传级齿轮副间的啮合力; F_{jmx} 、 F_{jpx} 、 F_{jix} 、 F_{bx} 、 F_{wx} 分别表示输入轴、分扭轴、双联轴、输出轴、尾传轴 x 方向所受的合力; F_{jmy} 、 F_{jpy} 、 F_{jiy} 、 F_{by} 、 F_{wy} 分别表示输入轴、分扭轴、双联轴、输出轴、尾传轴 y 方向所受的合力; F_{jnz} 、 F_{jpz} 分别表示输入轴、分扭轴 z 方向所受的合力。

该传动系统的动力学方程组可用矩阵形式表示为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{y}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{y}} + \mathbf{K}\mathbf{y} = \mathbf{F}_t \quad (3)$$

式中 $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 和 $\mathbf{K}$ 分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\mathbf{F}_t$ 为外部激励矢量。该传动系统

存在刚体位移,可根据传动系统的力封闭特点进行处理。鉴于本文主要是研究误差与均载系数间的参数配置,在此不再赘述。

3 主要参数的计算

3.1 齿轮副间的动态传动误差

由于存在齿轮副间的啮合变形、轴的扭转和支撑变形、零部件的制造安装误差等,因此两相互啮合齿轮间会产生动态的相对位移,即动态传动误差^[26]。根据图 4,可获得各级齿轮副的动态传动误差为

$$\begin{cases} Y_{jnmn} = P_{jx}(-x_{jm} - x_{jn}) + P_{jz}(-z_{jm} - z_{jn}) + \\ P_{jy}(-y_{jm} + \varphi_{jpm}r_{jpm} - y_{jn} - \varphi_{jpn}r_{jpn}) - e_{jnmn} \\ Y_{jnp1s} = (-y_{jp} + r_{jbp}\varphi_{jbp}) - (y_{j1}^* + r_{jb1s}\varphi_{j1s}) - \\ e_{jnp1s} \\ Y_{jnp2s} = (-y_{jp}^* + r_{jbp}\varphi_{jbp}) - (y_{j2} + r_{jb2s}\varphi_{j2s}) - \\ e_{jnp2s} \\ Y_{jnb1h} = (-y_{j1} + r_{jb1h}\varphi_{j1h}) - (y_{jb}^* + r_{bb}\varphi_b) - \\ e_{jnb1h} \\ Y_{jnb2h} = (-y_{j2}^* + r_{jb2h}\varphi_{j2h}) - (y_{jb} + r_{bb}\varphi_b) - \\ e_{jnb2h} \\ Y_{nbw} = (-y_{wb} + r_{bb}\varphi_b) - (y_w + r_{bw}\varphi_w) - e_{nbw} \end{cases} \quad (4)$$

式中 e_{jnmn} 、 e_{jnpis} 、 e_{jnbih} 、 e_{nbw} 分别表示输入级、分扭级、并车级、尾传级齿轮副间的传递误差; Y_{jnpis} 、 Y_{jnbih} 、 Y_{nbw} 分别表示分扭级、并车级、尾传级齿轮副的动态传动误差; Y_{jnmn} 表示锥齿轮副间的动态传动误差; P_{jx} 、 P_{jy} 、 P_{jz} 为相关的计算系数^[27]。

3.2 齿轮副间啮合力

齿轮副间的啮合力与啮合线方向上的变形量和啮合刚度有关,齿轮副间的啮合力可表示为

$$F_l = K_l f(Y_l) + c_l \dot{Y}_l \quad (5)$$

式中 K_l 、 $f(Y_l)$ 和 c_l 分别表示相应啮合齿轮副间的啮合刚度、间隙函数和啮合阻尼, Y_l 为传动误差; l 表示 $jnmn$ 、 $jnpis$ 、 $jnbih$ 和 $jnbw$ 。令相应齿轮副间的齿侧间隙为 $2b_l$, 则间隙函数 $f(Y_l)$ 为

$$f(Y_l) = \begin{cases} Y_l - b_l & Y_l > b_l \\ 0 & -b_l \leq Y_l \leq b_l \\ Y_l + b_l & Y_l < -b_l \end{cases} \quad (6)$$

3.3 中心距误差与传递误差的关系

为定性研究齿轮副间的中心距误差对动力学均载性能的影响,指导工程设计及控制制造安装误差,需要建立中心距误差与传递误差间的关系。

以中心距变化量 E_{12h} 为例(如图 2 所示),根据图中的几何关系,将其沿啮合线方向投影,则可获得该齿轮副传递误差的改变量。同理,可推导其余齿轮副中心距误差与传递误差之间的关系,其具体数学表达式为

$$\begin{cases} e_{jnpi s} = E_{jis} \cos\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_{jnpi s}\right) \\ e_{jnbih} = E_{jih} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{jnbih}\right) \end{cases} \quad (7)$$

式中 α_{jnbih} 、 $\alpha_{jnpi s}$ 表示相应齿轮副间的压力角。

3.4 均载与动载荷系数

采用龙格库塔法求解非线性微分方程,提取系统的位移响应,便可反求出各齿轮副间的动态啮合力。定义 $\Omega_{jnpi s}^1$ 和 Ω_{jnbih}^1 分别为 j 端分扭级和并车级分支 i 的均载系数, Ω_j^1 为 j 端最大的均载系数,其表达式可表示为

$$\begin{cases} \Omega_{jnpi s}^1(t) = \frac{2F_{jnpi s}(t)}{F_{jnp1s}(t) + F_{jnp2s}(t)} \\ \Omega_{jnbih}^1(t) = \frac{2F_{jnbih}(t)}{F_{jnb1h}(t) + F_{jnb2h}(t)} \\ \Omega_j^1 = \max(\Omega_{jnp1s}^1, \Omega_{jnp2s}^1, \Omega_{jnb1h}^1, \Omega_{jnb2h}^1) \end{cases} \quad (8)$$

式中 $F_{jnpi s}(t)$ 和 $F_{jnbih}(t)$ 分别为 j 端分支 i 的分扭级与并车级齿轮副间的动态啮合力。

定义 $\Omega_{jnpi s}^2$ 和 Ω_{jnbih}^2 分别为 j 端分扭级和并车级分支 i 的动载荷系数, Ω_j^2 为 j 端最大动载荷系数,其表达式可表示为

$$\begin{cases} \Omega_{jnpi s}^2(t) = \frac{F_{jnpi s}(t)}{F_{jnpi s}^*} \\ \Omega_{jnbih}^2(t) = \frac{F_{jnbih}(t)}{F_{jnbih}^*} \\ \Omega_j^2 = \max(\Omega_{jnp1s}^2, \Omega_{jnp2s}^2, \Omega_{jnb1h}^2, \Omega_{jnb2h}^2) \end{cases} \quad (9)$$

式中 $F_{jnpi s}^*$ 和 F_{jnbih}^* 分别为 j 端分扭级和并车级分支 i 的齿轮副间静态啮合力。

4 齿隙、误差对均载特性的影响分析

该传动系统的输入功率为 2 000 kW,输入转速为 21 000 r/min;输入级、分扭级、并车级及尾传动的齿数比分别为 27/74、31/98、23/215、23/215,模数分别为 3.85、3.5、4、4 mm,压力角分别为 20°、22.5°、22.5°、22.5°,齿宽分别为 45、48、100、100 mm;锥齿轮和人字齿轮的螺旋角均为 30°;安装角 θ_{jp} 、 θ_{ji} 、 θ_b 分别为 104.5°、108°、150°。

根据均载的影响机理分析,为探索齿侧间隙、中心距误差与均载特性之间的关系,确定上述参数值的分配方法,采用正交试验法($L_9(3^4)$ 正交表),并结合 R 值分析法,研究各因素各水平对均

载特性影响的主次顺序和影响趋势。由于传动构型的对称性,计算结果很相似,因此只给出了左分支的计算结果。

4.1 齿侧间隙及其交互作用对均载特性的影响

4.1.1 齿侧间隙对均载特性的影响

根据上述分析,主要分析四个齿侧间隙因素对均载系数 Ω_r^1 和动载荷系数 Ω_r^2 的影响,即: b_{lnp1s} 、 b_{lnb1h} 、 b_{lnp2s} 和 b_{lnb2h} 。齿侧间隙的 3 个水平分别取 0、10、20 μm 。根据所选取的因素和水平,设计齿侧间隙正交试验方案,如表 1 所示。通过表 1 中的数据,可计算各因素各水平下的综合平均值,计算结果如表 2 所示。表 1 中, k_i 表示某因素 i 水平试验结果累加值的平均值; R 为 k_i 最大值和最小值的差,即 $R = \max(k_i) - \min(k_i)$ 。例如 $k_1(\Omega_r^1)$,所对应的试验序号为 1、2、3,则

$$k_1(\Omega_r^1) = \sum_{j=1}^3 \Omega_r^1 / 3 \quad (10)$$

为直观表示齿侧间隙对动力学均载系数的影响规律和趋势,根据表 2 中的数据,以因素水平为横坐标、均载系数综合平均值为纵坐标,绘制了齿侧间隙对均载性能的影响趋势,如图 5 所示。由表 2 和图 5 可知,齿侧间隙 b_{lnb2h} 对应的均载系数极差 R 值较小,影响的权重较小;其他的 R 值相差不大,说明其对系统均载系数的影响同等重要。齿侧间隙 b_{lnp1s} 对应的动载荷系数极差 R 值较大,说明分扭级齿侧间隙对系统的动载荷系数影响的权重较大;综合均载系数与动载荷系数 R 值来看,齿侧间隙 b_{lnp1s} 是重要的设计参数。如果考虑动载荷系数的话,齿侧间隙 b_{lnp1s} 取低水平,其他取中间值较为适宜。

表 1 齿侧间隙正交试验表
Table 1 Orthogonal test of backlash

序号	$b_{lnp1s} / \mu\text{m}$	$b_{lnp2s} / \mu\text{m}$	$b_{lnb1h} / \mu\text{m}$	$b_{lnb2h} / \mu\text{m}$	Ω_r^1	Ω_r^2
1	0	0	0	0	1.027	1.259
2	0	10	10	10	1.015	1.261
3	0	20	20	20	1.022	1.311
4	10	0	10	20	1.031	1.315
5	10	10	20	0	1.038	1.311
6	10	20	0	10	1.009	1.316
7	20	0	20	10	1.053	1.366
8	20	10	0	20	1.025	1.370
9	20	20	10	0	1.032	1.366

表 2 齿侧间隙正交试验分析结果

Table 2 Analysis results of orthogonal test of backlash

参数	$b_{\text{lnp1s}}/\mu\text{m}$	$b_{\text{lnp2s}}/\mu\text{m}$	$b_{\text{lnb1h}}/\mu\text{m}$	$b_{\text{lnb2h}}/\mu\text{m}$
$k_1(\Omega_r^1)$	1.021	1.037	1.020	1.032
$k_2(\Omega_r^1)$	1.026	1.026	1.026	1.026
$k_3(\Omega_r^1)$	1.036	1.021	1.037	1.026
$R(\Omega_r^1)$	0.015	0.016	0.017	0.006
$k_1(\Omega_r^2)$	1.277	1.313	1.315	1.312
$k_2(\Omega_r^2)$	1.314	1.314	1.314	1.314
$k_3(\Omega_r^2)$	1.368	1.331	1.329	1.332
$R(\Omega_r^2)$	0.091	0.018	0.015	0.020

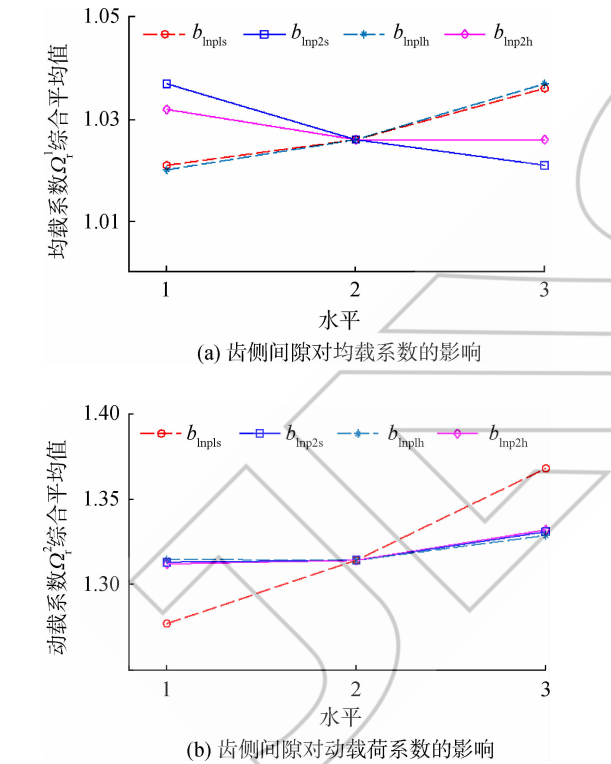


图 5 齿侧间隙对动力学特性的影响

Fig. 5 Effect of backlash on dynamic characteristics

4.1.2 齿侧间隙交互作用对均载特性的影响

为研究分扭级齿轮副间的齿侧间隙 b_{lnp1s} 、 b_{lnp2s} 的交互作用对均载系数 Ω_r^1 的影响, b_{lnp1s} 的 1 水平、2 水平、3 水平分别取 0、10、20 μm ; b_{lnp2s} 的 1 水平、2 水平、3 水平分别取为 10、20、30 μm 。根据所选取的因素和水平设计的分扭级齿侧间隙正交试验方案, 计算并绘制了 b_{lnp1s} 与 b_{lnp2s} 交互作用对均载系数的影响图, 如图 6(a) 所示。计算结果

表明: 在该变动范围内, b_{lnp1s} 与 b_{lnp2s} 存在较强的交互作用; 当 b_{lnp1s} 分别取 0、10、20 μm 时, b_{lnp2s} 分别为 10、20、30 μm 较好。可见, 为改善均载性能, b_{lnp1s} 与 b_{lnp2s} 取值应该保持适量的差异量。

采用相同的方法, 研究了并车级齿轮副的齿侧间隙 b_{lnb1h} 、 b_{lnb2h} 的交互作用对均载系数 Ω_r^1 的影响, 其性质与分扭级类似, 计算结果如图 6(b) 所示。

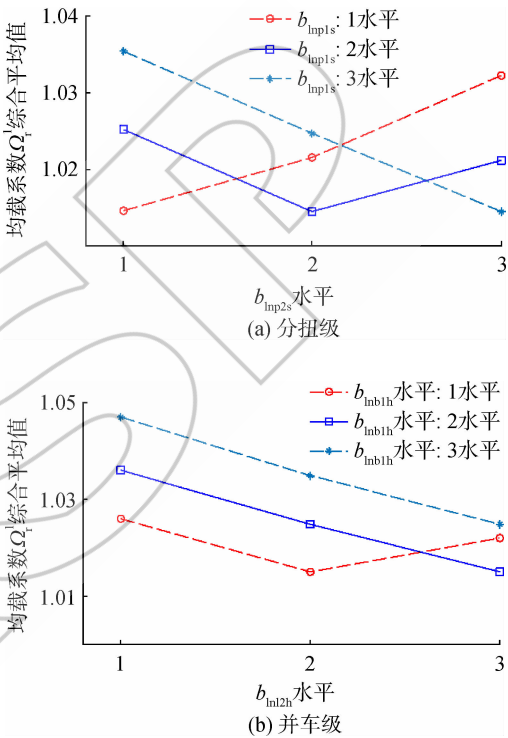


图 6 齿侧间隙交互作用对均载系数的影响

Fig. 6 Effect of backlash interaction on load sharing coefficient

4.2 中心距误差及其交互作用对均载特性的影响

4.2.1 中心距误差对均载特性的影响

选取中心距误差 E_{11s} 、 E_{11h} 、 E_{12s} 和 E_{12h} 四个因素, 分析上述 4 个因素对均载系数 Ω_r^1 和动载荷系数 Ω_r^2 的影响。中心距误差的 3 个水平分别取 -50、0、50 μm 。根据所选取的因素和水平, 设计中心距误差的正交试验方案, 计算了各因素各水平下的综合平均值, 并绘制了曲线图, 分别如表 3、表 4 和图 7 所示。

由表 4 和图 7 可知: 并车级中心距误差对均载和动载荷系数的影响权重较大; 中心距误差 E_{11s} 和 E_{12h} 取低水平、中心距误差 E_{12s} 和 E_{11h} 取高水平时, 系统的均载和动载荷系数较好。

表 3 中心距误差正交试验表

Table 3 Orthogonal test table of center distance error

序号	$E_{11s}/\mu\text{m}$	$E_{12s}/\mu\text{m}$	$E_{11h}/\mu\text{m}$	$E_{12h}/\mu\text{m}$	Ω_r^1	Ω_r^2
1	-50	-50	-50	-50	1.032	1.531
2	-50	0	0	0	1.018	1.509
3	-50	50	50	50	1.014	1.513
4	0	-50	0	50	1.043	1.547
5	0	0	50	-50	1.034	1.534
6	0	50	-50	0	1.018	1.510
7	50	-50	50	0	1.059	1.569
8	50	0	-50	50	1.042	1.546
9	50	50	0	-50	1.034	1.534

表 4 中心距误差正交试验分析结果

Table 4 Analysis results of center distance error by orthogonal test

参数	$E_{11s}/\mu\text{m}$	$E_{12s}/\mu\text{m}$	$E_{11h}/\mu\text{m}$	$E_{12h}/\mu\text{m}$
$k_1(\Omega_r^1)$	1.023	1.026	1.029	1.020
$k_2(\Omega_r^1)$	1.024	1.024	1.024	1.024
$k_3(\Omega_r^1)$	1.026	1.023	1.020	1.029
$R(\Omega_r^1)$	0.003	0.003	0.008	0.008
$k_1(\Omega_r^2)$	1.394	1.399	1.403	1.390
$k_2(\Omega_r^2)$	1.396	1.396	1.396	1.396
$k_3(\Omega_r^2)$	1.398	1.394	1.390	1.403
$R(\Omega_r^2)$	0.004	0.005	0.013	0.013

4.2.2 中心距误差交互作用对均载特性的影响

为研究分扭级齿轮副的中心距误差 E_{11s} 、 E_{12s} 的交互作用对均载系数 Ω_r^1 的影响, E_{11s} 、 E_{11s} 的 1 水平、2 水平、3 水平均取 -50 、 0 、 $50\ \mu\text{m}$ 。根据所选取的因素和水平设计双联轴分扭级齿侧间隙正交试验方案, 绘制了 b_{1np1s} 与 b_{1np2s} 交互作用对动力

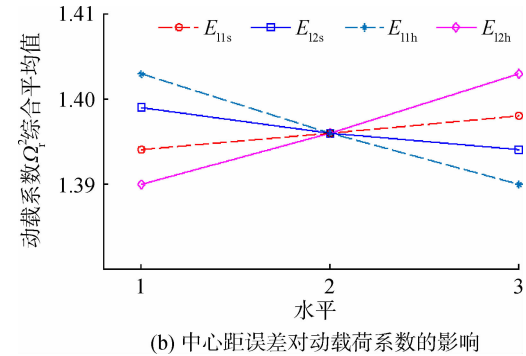
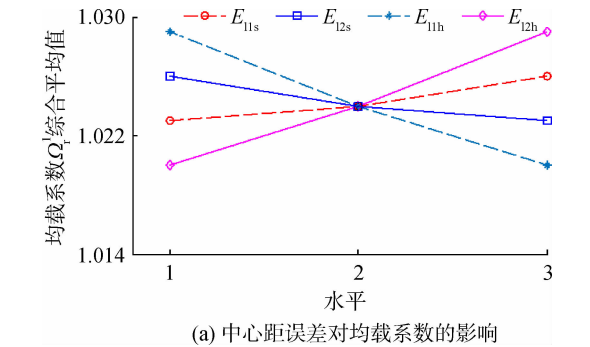


图 7 中心距误差对动力学特性的影响

Fig. 7 Influence of center distance error on dynamic characteristics

学均载系数的影响图, 如图 8(a) 所示。图 8(a) 的计算结果表明: 在该范围的变动内, E_{11s} 与 E_{12s} 不存在交互作用; 当 E_{11s} 取较小值、 E_{12s} 取较大值时, 系统的均载性能越好。

采用相同的方法, 研究了并车级齿轮副的中心距误差 E_{11h} 与 E_{12h} 的交互作用对均载系数 Ω_r^1 的影响, 计算结果如图 8(b) 所示。计算结果表明: 在该范围的变动内, E_{11h} 与 E_{12h} 不存在交互作用; 当 E_{11h} 取较小值、 E_{12h} 取较大值时, 系统的均载性能越好。

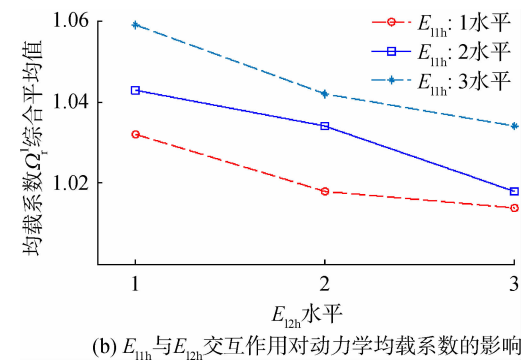
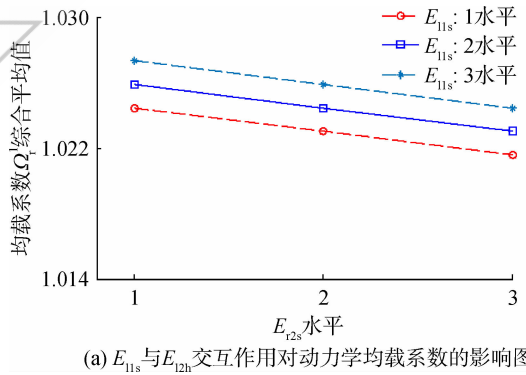


图 8 中心距误差交互作用对均载系数的影响

Fig. 8 Influence of center distance error interaction on load sharing coefficient

5 结 论

1) 通过构建齿侧间隙、中心距误差以及载荷分析图,给出了影响分扭传动构型均载性能的机理。研究表明,构型的力不对称、制造安装误差是影响均载性能的重要参数。

2) 采用正交试验法,获得齿侧间隙及其相互作用对均载特性的影响。研究表明:齿侧间隙具有相关性,为实现较好的均载性能,分扭级、并车级齿侧间隙的取值应有一定的差异量,这与构型的力不对称具有重要的关系。

3) 采用正交试验法,研究了中心距误差及其相互作用对均载特性的影响。与齿侧间隙相反,分扭级、并车级的中心距误差没有相关性;但是,并车级中心距误差对均载性能的影响权重较大。

参考文献:

- [1] WHITE G. New family of high-ratio reduction gear with multiple drive paths[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1974, 188(1): 281-288.
- [2] WHITE G. Design study of a 375 kW helicopter transmission with split-torque epicyclic and bevel drive stages[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1983, 197(4): 213-224.
- [3] WHITE G. Design study of a split-torque helicopter transmission[J]. Journal of Aerospace Engineering, 1998, 212(2): 117-123.
- [4] SEGADÉ R A, JOSÉ A, LÓPEZ L M, et al. Split torque gearboxes: requirements, performance and applications[J]. Mechanical Engineering Source: InTech, 2012, 4: 55-74.
- [5] MAJID R, TIMOTHY K. Dynamics of a split torque helicopter transmission[R]. NASA TM-105681, 1992.
- [6] KRANTZ T L. Dynamics of a split torque helicopter transmission[R]. NASA TM-106410, 1994.
- [7] KRANTZ T L. A method to analyze and optimize the load sharing of split path transmissions [R]. NASA TM-107201, 1996.
- [8] KRANTZ T L, DELGADO I R. Experimental study of split-path transmission load sharing [R]. NASA TM-107202, 1996.
- [9] COCKING H. The design of an advanced engineering gearbox[J]. Vertica, 1986, 10(2): 213-225.
- [10] SMIRNOV G. Multiple-power-path nonplanetary main gearbox of the Mi-26 heavy-lift transport helicopter[J]. Vertiflite, 1990, 36: 20-23.
- [11] KISH J G. Sikorsky aircraft advanced rotorcraft transmission (ART) program-final report[R]. NASA CR-191079, 1993.
- [12] YURIY G, SHULIN H, GREGORY B, et al. Load sharing test of the CH-53K split torque main gearbox[C]// Proceedings of the American Helicopter Society 65th Annual Forum. Grapevine, US; the American Helicopter Society International, 2009: 977-986.
- [13] YURIY G, WOOD B. Multi-path rotary wing aircraft gearbox; United States, 7918146B2[P]. 2011-04-05.
- [14] YURIY G, MATTHEW A, PETER P, et al. Design and development of a modern transmission; baseline configuration of the CH-53K drive system[C]// Proceedings of the American Helicopter Society 67th Annual Forum. Virginia Beach, US; the American Helicopter Society International, 2011: 2323-2334.
- [15] WANG R, ZHAO N, TAO L, et al. Floating shaft load sharing method for face gear split torque transmission system[J]. Research Journal of Applied Sciences Engineering and Technology, 2013, 5(12): 3386-3392.
- [16] 陈广艳, 陈国定, 李永祥, 等. 含有面齿轮的传动系统动态响应特性研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(10): 2391-2396.
CHEN Guangyan, CHEN Guoding, LI Yongxiang, et al. Dynamic response analysis of gear drive with face-gears [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(10): 2391-2396. (in Chinese)
- [17] 董皓, 方宗德, 王宝宾, 等. 基于变形协调和间隙浮动的双路功率分流系统均载特性分析[J]. 航空动力学报, 2013, 28(4): 872-877.
DONG Hao, FANG Zongde, WANG Baobin, et al. Load sharing characteristics analysis of power split system based on deflection compatibility and clearance floating[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(4): 872-877. (in Chinese)
- [18] 桂永方, 朱如鹏, 扶碧波, 等. 扭转刚度对双输入圆柱齿轮分流传动系统动力学均载系数的影响[J]. 航空动力学报, 2014, 29(9): 2264-2272.
GUI Yongfang, ZHU Rupeng, FU Bibo, et al. Impact of torsional stiffness on dynamic load sharing coefficient of two-input cylindrical gear split-torque transmission system [J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(9): 2264-2272. (in Chinese)
- [19] 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)
- [20] 董金城, 王三民, 林何, 等. 参数对二分支斜齿轮传动动载和均载特性影响[J]. 航空动力学报, 2015, 30(5): 1260-1266.
DONG Jincheng, WANG Sanmin, LIN He, et al. Parameters effect on dual-path helical gear transmission dynamic load and load sharing characteristic [J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(5): 1260-1266. (in Chinese)
- [21] 靳广虎, 任薇, 朱如鹏. 扭转刚度对功率分流传动系统均载特性的影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(11): 2478-2489.

JIN Guanghu, REN Wei, ZHU Rupeng. Influence of torsional stiffness on load sharing characteristics of power split transmission system[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(11): 2478-2488. (in Chinese)

[22] JIN G H, REN W, ZHU R P, et al. Influence of backlash on load sharing and dynamic load characteristics of twice split torque transmission system[J]. Journal of Vibration Engineering and Technologies, 2019, 7(6): 565-577.

[23] MO Shuai, YUE Zongxiang, FENG Zhiyou, et al. Analytical investigation on load-sharing characteristics for multi-power face gear split flow system[J]. Mechanical Engineering Science, 2020, 234(2): 676-692.

[24] JIN G H, XIONG Y P, GUI Y F, et al. Sensitive parameter and its influence law on load sharing performance of double input split torque transmission system[J]. Journal of Vibration Engineering and Technologies, 2017, 5(6): 584-595.

[25] 靳广虎, 龙珊珊 高鹏, 等. 圆柱齿轮分扭传动系统的均载特性及试验研究[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2019, 50(7): 1592-1601.

JIN Guanghu, LONG Shanshan, GAO Peng, et al. Load sharing characteristics and experimental research of cylindrical gear split-torque transmission system[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2019, 50(7): 1592-1601. (in Chinese)

[26] 张靖. 不同因素激励下齿轮传动动力学仿真及实验研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2012.

ZHANG Jing. Simulation and experimental research on gear transmission dynamics with various excitation factors [D]. Chongqing: Chongqing University, 2012. (in Chinese)

[27] 苏进展, 方宗德, 贺朝霞. 基于啮合特性的弧齿锥齿轮动力学研究[J]. 机械科学与技术, 2016, 35(1): 50-55.

SU Jinzhan, FANG Zongde, HE Zhaoxia. Study on dynamic of spiral bevel gears based on meshing characteristics [J]. Mechanical Science and Technology, 2016, 35(1): 50-55. (in Chinese)

(编辑: 李岩梅、张 雪)