

两分支圆柱齿轮分扭传动系统的均载性能

王祁波^{1,2}, 唐进元¹, 谭武中^{1,2}, 扶碧波²
(1. 中南大学 机电工程学院, 长沙 410083;
2. 中国航空发动机集团有限公司 湖南动力机械研究所
直升机传动技术重点实验室, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 针对两分支圆柱齿轮分扭传动机构,深入剖析了其载荷分布不均衡的原理,通过建立动力学模型,分析了结构参数对均载性能的影响规律,并通过弹性轴结构分扭传动的试验证明了该原理及分析方法的正确性,结果表明:工况条件、两分支扭转刚度、支撑刚度、啮合相位差等因素皆对系统的均载性能具有影响,其中取较小的扭转刚度和较大的支撑刚度,并严格控制第一级齿轮副之间的啮合相位差对均载有利。
关 键 词: 两分支; 齿轮; 分扭传动; 均载; 动力学模型
中图分类号: V231; TH132.41 **文献标志码:** A

Load sharing performance of two branches split-torque transmission system with cylindrical gears

WANG Qibo^{1,2}, TANG Jinyuan¹, TAN Wuzhong^{1,2}, FU Bibo²
(1. School of Mechanical and Electrical Engineering,
Central South University, Changsha 410083, China;
2. Science and Technology on Helicopter Transmission Laboratory,
Hunan Aviation Powerplant Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: The principle of non-uniform load distribution in torque-split transmission system of cylindrical gears was analyzed. By establishing the dynamic model of this torque-split transmission system the effects of structure parameters between two sides on the load sharing performance were researched. The test of the split-torque transmission with elastic shaft was carried out, and correctness of the analysis method above was proved. Results showed that the load condition, torsional stiffness, support stiffness and mesh phase differences between two sides had an effect on the load sharing performance of the system, among which smaller torsional stiffness, larger support stiffness and suitable meshing phase difference were beneficial for load sharing.
Key words: two branches; gear; split-torque transmission; load sharing; dynamic model

20 世纪 70 年代美国陆军与航空航天局 Lewis 研究中心针对直升机传动系统推出了先进传动部件和先进技术研究计划,计划中包括分扭传动等新概念传动部件的探索与研究^[1]。经过理

论分析和试验验证,采用分扭传动的直升机主减速器具有优良的性能,可以显著降低质量和噪声,提高可靠性^[2-4]。因此,美国在 20 世纪 80 年代后期开展的“先进旋翼机传动系统研究计划(ART)”中又进一步对其进行了持续研究^[5-7]。经过 20 多年的研究,含圆柱齿轮分扭的主减速器已成功应用于科曼奇^[8](如图 1 所示)、CH-53K^[9-10]等直升机传动系统。

分扭传动的关键之一是其均载设计^[9,11-14]。所谓均载,是指输入的中心轮传递给各分流齿轮的啮合作用力大小相等,用各分流齿轮上的最大载荷和平均载荷之比来表示载荷分配的均衡程度,即均载系数。由于不可避免的制造误差、安装误差、弹性变形及温度等因素的影响,这种理想的受力状态实际上很难达到,因此在进行分扭传动的设计时,为了尽量减少或抵消诸如此类不利因素的影响,往往需要进行特殊的设计,如采用弹性轴^[9,15]或弹性辐板^[16]以增加双联齿轮间的柔性,在分扭齿轮系的两路传动链之间预留一定的间隙差^[17-18]以抵消受载时两分支上的弹性变形差等,从而达到载荷分布均衡的目的。

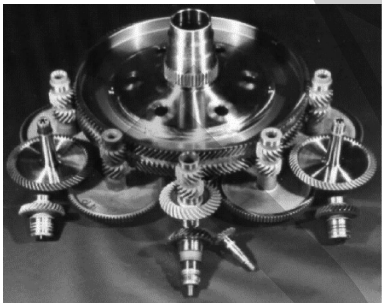


图 1 科曼奇主减速器主传动链结构

Fig. 1 Main transmission chain of Comanche's main gear box

1 均载原理分析

定义分扭传动的均载系数

$$\lambda = \max(T_1, T_2) \times 2 / (T_1 + T_2) \quad (1)$$

其中 T_1 、 T_2 分别为两分支传递的扭矩。由于两分支上零件加工误差的不均匀性,导致工作中两分支齿轮啮合状态不一致;虽然分支 I 和分支 II 在结构上完全一致,但是齿轮副的受力方向不一致(如图 2 所示),导致在同样载荷下两齿轮轴的弯曲变形也会存在差异,从而齿轮啮合状态存在难以避免的差异。表 1 为某分扭传动系统两分支轴承支反力和齿轮轴弯曲变形的对比。因此,即

使两分支在加工和装配后保持所有参数完全一致,也难以达到完全均载,需要在设计上通过调节其他参数,补偿两分支变形差,才能达到较理想的均载效果。

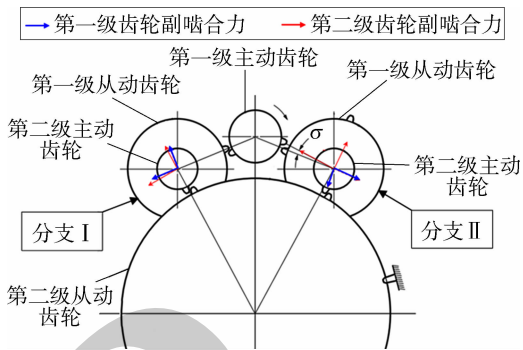


图 2 传动链啮合状态图

Fig. 2 Meshing state diagram of transmission chain

表 1 两分支受力及变形情况对比

Table 1 Comparison of forces and deformation of two branches

参数	位置	分支 I	分支 II
轴承支反力/N	轴承 I	18 176.1	14 818.4
	轴承 II	13 732.3	6 132.6
齿轮轴弯曲变形/ μm	第一级从动齿轮	85.86	66.01
	第二级主动齿轮	79.41, 58.87	54.16, 41.81

注:此处第二级主动齿轮采用“人”字齿轮,两组数据分别表示两侧齿宽中点弯曲变形量。后文同。

为了分析两分支的补偿量,需对径向支撑刚度、双联齿轮轴扭转刚度、两分支间隙差等参数进行综合分析,研究各参数对均载性能的影响。

由于受载后分支 I 与分支 II 受力状态不一致,导致双联齿轮轴弹性变形发生差异,从而齿轮啮合状态也产生差异。假设齿轮初始间隙 σ_1 产生于分支 II,受载后两分支受载变形差折合到第一级齿轮副的啮合线上,假设该值为 σ_2 (分支 II 变形大于分支 I 时 σ_2 为正,反之为负)。则当载荷稳定后,两分支承担载荷的差值应等于

$$\Delta T = K(\sigma_1 + \sigma_2) \quad (2)$$

其中 K 为双联齿轮间的扭转刚度。

欲获得良好的均载效果,具有两条技术途径,其一是尽可能减少 $(\sigma_1 + \sigma_2)$ 的值,其二是尽可能降低扭转刚度 K 的值。 σ_1 为轮齿初始间隙,在装配后可以准确测量得到,但 σ_2 受载荷、工况等的影响较大,因此控制 $(\sigma_1 + \sigma_2)$ 的大小难以在所有

载荷下获得良好的均载效果;而在双联齿轮之间增加柔性装置,可以明显降低扭转刚度 K ,从而提高均载性能。

2 均载分析模型

两分支圆柱齿轮分扭传动机构的传动原理如图3所示,该传动机构采用两级齿轮传动,其中,第一级齿轮副为分扭级,输入小齿轮将功率同时传递给两个从动齿轮,第一级从动齿轮与第二级主动齿轮为同轴双联齿轮;第二级齿轮副为并车级,两个主动齿轮将功率同时传递给输出大齿轮。

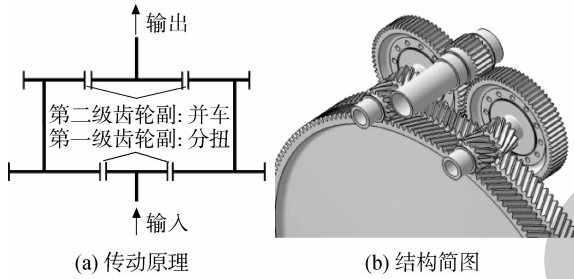


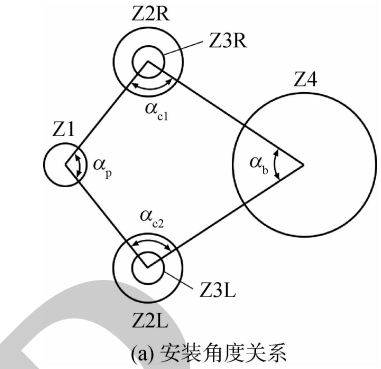
图3 两分支分扭传动系统传动简图

Fig. 3 Transmission diagram of two branches split-torque transmission system

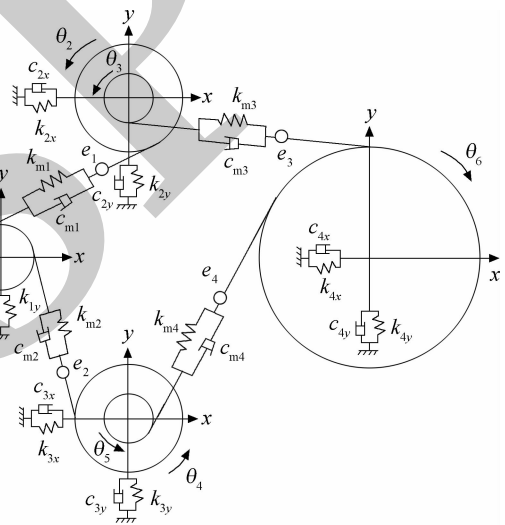
针对图3所示物理模型,利用集中质量法建立两分支圆柱齿轮分扭传动的动力学模型,通过研究各种状态及各结构参数影响下齿轮啮合力分布情况,考察两分支传动链中的载荷均布性能。

将图3所示传动模型简化为图4所示力学模型。其中,Z1、Z2R、Z2L、Z3R、Z3L、Z4 分别为齿轮序号, α_p 、 α_{c1} 、 α_{c2} 、 α_b 分别表示各齿轮副中心线夹角, θ_i ($i=1,2,3,4,5,6$) 分别表示各齿轮扭转角位移, k_{mi} ($i=1,2,3,4$) 为齿轮副啮合刚度, k_{ix} 、

k_{iy} ($i=1,2,3,4$) 为 x 、 y 方向的支撑刚度, c_{mi} ($i=1,2,3,4$) 为齿轮啮合阻尼, e_i ($i=1,2,3,4$) 为静态传递误差,根据牛顿力学定律建立各结构构件的运动微分方程,如式(3)所示。



(a) 安装角度关系



(b) 力学模型

图4 分扭传动系统力学模型

Fig. 4 Mechanical model of the split-torque transmission system

$$T_{in1} - k_{m1}\delta_1 R_{b1} - c_{m1}\dot{\delta}_1 R_{b1} - k_{m2}\delta_2 R_{b1} - c_{m2}\dot{\delta}_2 R_{b1} = I_1\ddot{\theta}_1$$

$$k_{m1}\delta_1 R_{b2} + c_{m1}\dot{\delta}_1 R_{b2} - k_s(\theta_2 - \theta_3) - c_s(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) = I_2\ddot{\theta}_2$$

$$k_s(\theta_2 - \theta_3) + c_s(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) - k_{m3}\delta_3 R_{b3} \cos\beta - c_{m3}\dot{\delta}_3 R_{b3} \cos\beta = I_3\ddot{\theta}_3$$

$$k_{m2}\delta_2 R_{b4} + c_{m2}\dot{\delta}_2 R_{b4} - k_s(\theta_4 - \theta_5) - c_s(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_5) = I_4\ddot{\theta}_4$$

$$k_s(\theta_4 - \theta_5) + c_s(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_5) - k_{m4}\delta_4 R_{b5} \cos\beta - c_{m4}\dot{\delta}_4 R_{b5} \cos\beta = I_5\ddot{\theta}_5$$

$$k_{m3}\delta_3 R_{b6} \cos\beta + c_{m3}\dot{\delta}_3 R_{b6} \cos\beta + k_{m4}\delta_4 R_{b6} \cos\beta + c_{m4}\dot{\delta}_4 R_{b6} \cos\beta - T_{out} = I_6\ddot{\theta}_6$$

$$F_{1x} - k_{m1}\delta_1 \sin\alpha_1 - c_{m1}\dot{\delta}_1 \sin\alpha_1 - k_{1x}x_1 - c_{1x}\dot{x}_1 = m_1\ddot{x}_1$$

$$F_{1y} + k_{m2}\delta_2 + c_{m2}\dot{\delta}_2 + k_{m1}\delta_1 \cos\alpha_1 + c_{m1}\dot{\delta}_1 \cos\alpha_1 - k_{1y}y_1 - c_{1y}\dot{y}_1 = m_1\ddot{y}_1$$

$$F_{2x} + F_{m3x} + k_{m3}\delta_3 \sin\alpha_2 \cos\beta + c_{m3}\dot{\delta}_3 \sin\alpha_2 \cos\beta - k_{2x}x_2 - c_{2x}\dot{x}_2 = (m_2 + m_3)\ddot{x}_2$$

$$F_{2y} + F_{m3y} + k_{m1}\delta_1 + c_{m1}\dot{\delta}_1 - k_{m3}\delta_3 \cos\alpha_2 \cos\beta - c_{m3}\dot{\delta}_3 \cos\alpha_2 \cos\beta - k_{2y}y_2 - c_{2y}\dot{y}_2 = (m_2 + m_3)\ddot{y}_2$$

$$F_{4x} + F_{m5x} - k_{m4}\delta_4 \sin\alpha_3 \cos\beta - c_{m4}\dot{\delta}_4 \sin\alpha_3 \cos\beta - k_{3x}x_3 - c_{3x}\dot{x}_3 = (m_4 + m_5)\ddot{x}_3$$

$$F_{4y} + F_{5y} + k_{m2}\delta_2 + c_{m2}\dot{\delta}_2 - k_{m4}\delta_4 \cos\alpha_3 \cos\beta - c_{m4}\dot{\delta}_4 \cos\alpha_3 \cos\beta - k_{3y}y_3 - c_{3y}\dot{y}_3 = (m_4 + m_5)\ddot{y}_3$$

$$F_{6x} - k_{m3}\delta_3 \sin\alpha_4 \cos\beta - c_{m3}\dot{\delta}_3 \sin\alpha_4 \cos\beta - k_{4x}x_4 - c_{4x}\dot{x}_4 = m_6\ddot{x}_4$$

$$F_{6,y} - k_{m4} \delta_4 \cos \beta - c_{m4} \dot{\delta}_4 \cos \beta - k_{m3} \delta_3 \cos \alpha_4 \cos \beta - c_{m3} \dot{\delta}_3 \cos \alpha_4 \cos \beta - k_{4,y} y_4 - c_{4,y} \dot{y}_4 = m_6 \ddot{y}_4 \quad (3)$$

式中 $x_i, y_i (i=1,2,3,4)$ 分别表示 4 根齿轮轴在 x 和 y 方向的位移。 k_s 为第一级从动齿轮和第二级主动齿轮之间的扭转刚度, c_s 为第一级从动齿轮和第二级主动齿轮之间的阻尼, $m_j, I_j (j=1,2,3,4,5,6)$ 分别为齿轮的质量和转动惯量, $\delta_i (i=1,2,3,4)$ 为 4 对齿轮副的动态传递误差, 定义如下:

$$\begin{aligned} \delta_1 &= R_{b1} \theta_1 - y_1 \cos \alpha_1 + x_1 \sin \alpha_1 - R_{b2} \theta_2 - y_2 - e_1 + \Delta_1 \\ \delta_2 &= R_{b1} \theta_1 - y_1 - R_{b4} \theta_4 - y_3 - e_2 + \Delta_2 \\ \delta_3 &= R_{b3} \theta_3 + y_2 \cos \alpha_2 - x_2 \sin \alpha_2 - R_{b6} \theta_6 + x_4 \sin \alpha_4 + y_4 \cos \alpha_4 - e_3 \cos \beta + \Delta_3 \\ \delta_4 &= R_{b5} \theta_5 + x_3 \sin \alpha_3 + y_3 \cos \alpha_3 - R_{b6} \theta_6 + y_4 - e_4 \cos \beta + \Delta_4 \end{aligned} \quad (4)$$

其中 $R_{bi} (i=1,2,3,4,5,6)$ 为各齿轮的基圆半径, β 为人字齿轮的螺旋角, $\Delta_i (i=1,2,3,4)$ 为安装误差引起的沿啮合线上的位移偏差, $\alpha_i (i=1,2,3,4)$ 为坐标系之间的夹角, 定义如下:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \alpha_p \\ \alpha_2 &= \alpha_3 = \alpha_{c1} + (\alpha_{th} - \alpha_{ts}) \\ \alpha_4 &= \alpha_b \end{aligned} \quad (5)$$

其中 $\alpha_p, \alpha_b, \alpha_{c1}, \alpha_{c2}$ 为系统的安装相位角, 如图 4(a) 所示; α_{th}, α_{ts} 分别为直齿轮啮合副和人字齿轮啮合副的端面压力角。

3 主要参数确定

3.1 质量参数

应用商用软件 CATIA 对分扭传动系统各构件进行三维参数化建模, 各构件的质量、转动惯量通过三维模型在软件中测量得出, 如表 2 所示。其中, 双联齿轮中包含有一个直齿轮和一个人字齿轮, 在计算时将轴的质量和转动惯量按照两个

表 2 分扭传动系统的质量参数

Table 2 Mass parameters of the split-torque transmission system

零件	质量/kg	转动惯量/(kg·mm ²)
输入齿轮 Z1	3.531	956.4
第一级从动齿轮 Z2R	2.19	1.1×10 ⁴
第一级从动齿轮 Z2L	2.19	1.1×10 ⁴
第二级主动齿轮 Z3R	1.98	1083.5
第二级主动齿轮 Z3L	1.98	1083.5
输出齿轮 Z4	23.03	9.243×10 ⁵

齿轮的位置, 比例分配给直齿轮和人字齿轮。

3.2 啮合刚度

利用 ROMAX 软件分析得到齿轮传动的单对轮齿啮合刚度, 并考虑齿轮副的重合度, 在双齿啮合区实现刚度的串联, 从而得到第 1 级齿轮副和第 2 级齿轮副的啮合刚度。

为了方便代入式(3)进行计算求解, 利用 4 次傅里叶级数对齿轮啮合刚度进行拟合, 拟合方程如下式所示:

$$k(\tau) = a_0 + \sum_{i=1}^4 a_i \cos(i\omega\tau) + \sum_{i=1}^4 b_i \sin(i\omega\tau) \quad (6)$$

3.3 支撑刚度

齿轮的支撑刚度由轴的弯曲刚度、轴承的径向支撑刚度以及铝合金机匣支撑刚度串联而成。根据结构参数计算各齿轮轴的弯曲刚度及机匣的支撑刚度, 并通过轴承手册查得轴承的支撑刚度, 最终得到各齿轮的综合支撑刚度如表 3 所示。

表 3 各齿轮支撑刚度

Table 3 Support stiffness of gears

齿轮序号	刚度/10 ⁴ (N/mm)	
	k_x	k_y
Z1	4.205	4.205
Z2R(Z2L)	18.37	18.37
Z3R(Z3L)	7.137	7.137
Z4	11.77	11.77

3.4 扭转刚度

第一级从动齿轮与第二级主动齿轮之间的扭转刚度模型如图 5 所示, 对于复杂阶梯轴, 可利用 ROMAX 软件计算齿轮 Z2R(Z2L) 和 Z3R(Z3L) 之间在预加载荷下的扭转变形量, 即可得到扭转刚度值, 本文根据结构参数计算得到扭转刚度值为 2.297×10^5 (N·m)/rad。

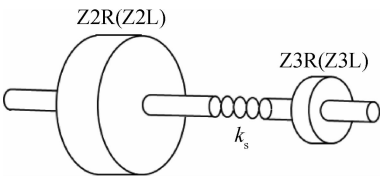


图 5 扭转刚度示意图

Fig. 5 Schematic diagram of torsion stiffness

3.5 阻尼

齿轮副的啮合阻尼一般按照下式计算：

$$c_m = 2\xi\sqrt{k_m}\left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}\right)$$
 (7)

式中 k_m 为齿轮副的平均啮合刚度, m_1 、 m_2 为相互啮合齿轮的质量, ξ 为齿轮副啮合的阻尼比, 一般取 0.03~0.17, 本文取 0.07。

结构件的扭转振动阻尼通过扭转刚度和与之相连的两个结构件的转动惯量计算

$$c_s = 2\xi\sqrt{k_s}\left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2}\right)$$
 (8)

式中 k_s 为两个结构件之间扭转刚度, I_1 、 I_2 为结构件的转动惯量, ξ 为结构阻尼比, 一般取 0.005~0.075, 本文取 0.05。

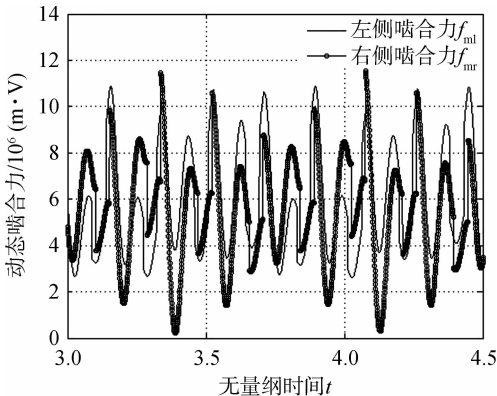
结构件的支撑阻尼通过其弯曲刚度和质量计算得到

$$c_{xy} = 2\xi\sqrt{k_b}\frac{1}{m}$$
 (9)

式中 k_b 为结构件在支撑方向上的支撑刚度, m 为结构件的质量, ξ 为阻尼比, 一般取为 0.005~0.075, 本文取 0.05。

4 均载特性分析

根据文中第 3 节确定的结构参数, 利用 Matlab 软件求解式(3), 可得到该分扭系统各齿轮副的动态啮合力, 通过对比第一级齿轮副两分支动态啮合力的大小, 可反映整个分扭系统的载荷分布特性。计算结果如图 6 所示, 其中, 图 6(a) 为动态啮合力的对比, 图 6(b)、图 6(c) 为左、右两分支分别承担载荷的比例, 从图中可以看出, 在整个时域范围内两分支承担载荷比例的均值分别为 47.84% 和 52.16%。根据式(1)可知, 系统的均载系数均值为 1.0432。



(a) 左、右齿轮副动态啮合力对比

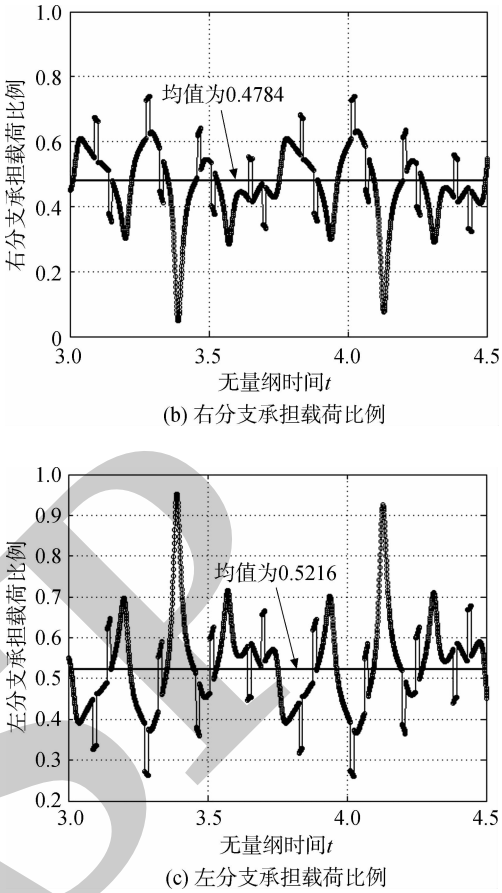


图 6 第 1 级齿轮副两分支动态啮合力及动态均载特性
Fig. 6 Dynamic meshing force and dynamic load sharing characteristics of two branches of the first gear pair

4.1 工况对均载特性的影响

考虑传递功率范围为 25~250 kW, 研究传递功率对均载性能的影响规律, 结果如图 7 所示。根据图示结果, 传递功率对均载特性的影响较大, 随着传递功率的增加均载系数逐渐变小, 在 250

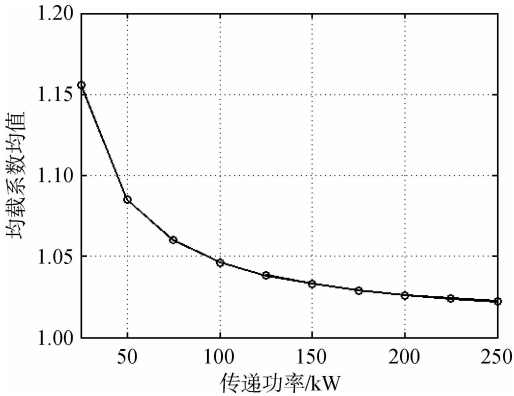


图 7 工况对均载性能的影响

Fig. 7 Influence of working condition on load sharing performance

kW 的设计状态下均载系数达到 1.022。

4.2 扭转刚度对均载特性的影响

设定扭转刚度系数变化范围为 0.01~100, 计算结果如图 8 所示。图示结果表明,扭转刚度越小,均载效果越好,当扭转刚度缩小至基准值的 0.01 倍时,均载系数由 1.043 3 降为 1.018 4,而当扭转刚度由基准值继续增加时,均载系数则缓慢增大。在国外某些直升机主减速器中,通过在第一级从动齿轮和第二级主动齿轮之间增加弹性轴^[4],极大减小两齿轮之间的扭转刚度,从而提高了均载效果。

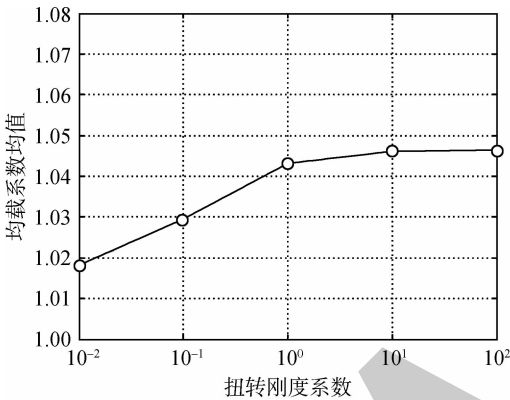
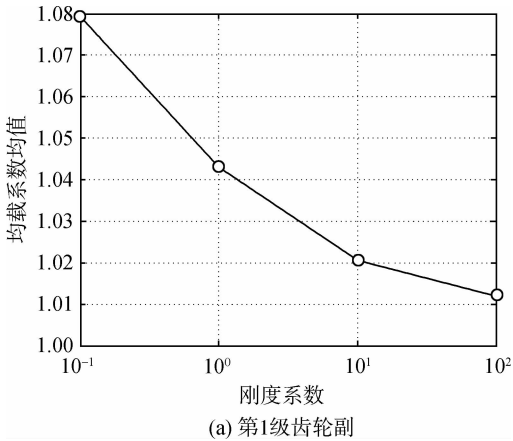
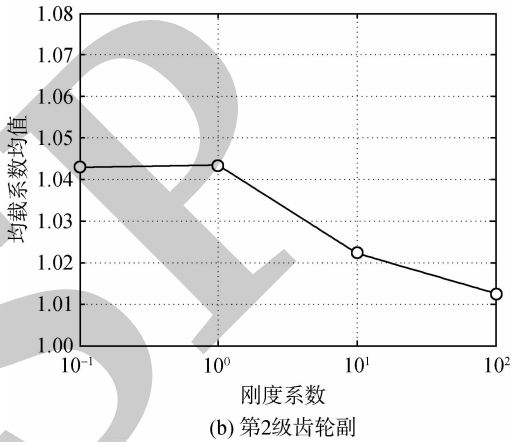


图 8 扭转刚度对均载性能的影响

Fig. 8 Influence of torsional stiffness on load sharing performance



(a) 第1级齿轮副



(b) 第2级齿轮副

图 9 支撑刚度对均载性能的影响

Fig. 9 Influence of support stiffness on load sharing performance

4.3 支撑刚度对均载特性的影响

设定支撑刚度系数变化范围为 0.1~100, 计算结果如图 9 所示。图示结果表明两级齿轮副的支撑刚度皆对均载性能产生影响,支撑刚度越大,均载性能越好。其中第 1 级齿轮副支撑刚度在其基准值的 0.1~100 倍之间,均载系数由 1.079 4 减小到 1.0122;第 2 级齿轮副支撑刚度在其基准值的 0.1~100 倍之间,均载系数由 1.043 减小到 1.0124。由此可见,机匣材料、齿轮轴壁厚等参数皆可对均载性能产生影响。

4.4 两分支啮合相位差对均载特性的影响

由于加工、安装误差的存在,不可避免地带来两分支啮合相位的不一致,从而造成啮合刚度上的差异,如图 10 所示。以右分支啮合刚度 $k_{mr}(t)$ 为基准,假设啮合相位差系数为 λ ,则左分支啮合刚度为 $k_{mr}(t+\lambda T)$,本文研究 $\lambda \in [0,1]$ 范围内啮合相位差对均载性能的影响规律。

啮合相位差对均载性能影响的计算结果如图 11 所示。其中,在第一级齿轮副啮合相位差 $\lambda \in$

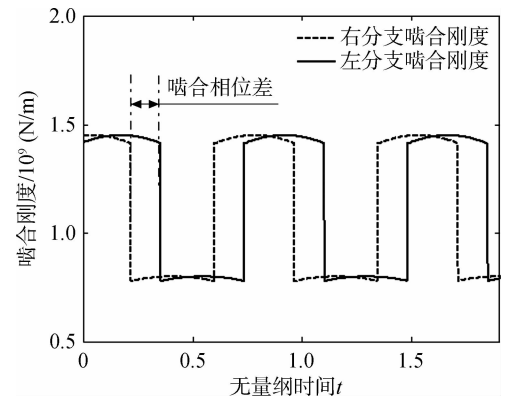


图 10 由啮合相位差引起的啮合刚度差异

Fig. 10 Differences in meching stiffness due to meshing phase differences

$[0,1]$ 范围内,均载系数在 1.006 6~1.047 3 内变化,均载系数随啮合相位差的变化趋势较为剧烈和明显;在第二级齿轮副啮合相位差 $\lambda \in [0,1]$ 范围内,均载系数在 1.044 1~1.057 1 内变化,变化趋势则相对平缓。

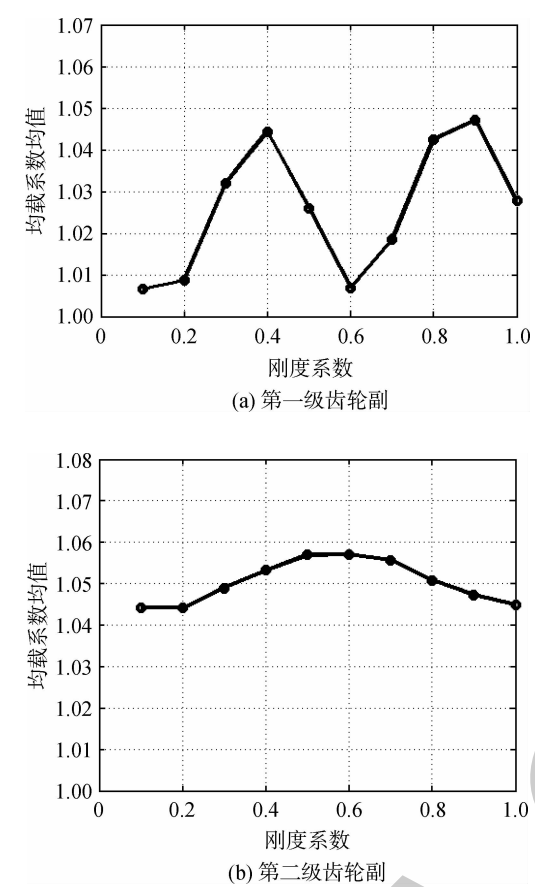


图 11 啮合相位差对均载性能的影响
Fig. 11 Influence of meshing phase differences on load sharing performance

5 试验验证与分析

5.1 试验件结构

所设计的分扭传动试验件结构如图 12 所示。其中,第一级齿轮副采用直齿圆柱齿轮进行功率分流,第二级齿轮副采用人字齿轮进行功率汇流并输出,在分扭齿轮和主动“人”字齿轮之间采用弹性轴联接。各齿轮结构参数如表 4 所示。

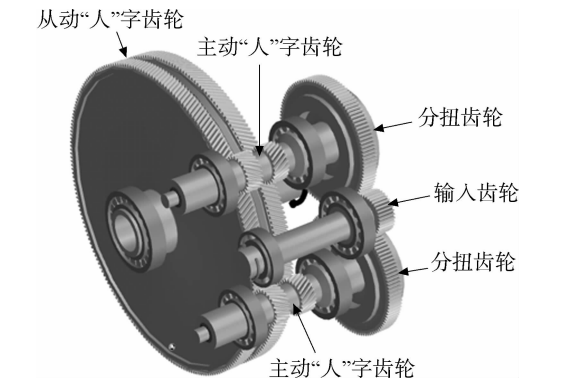


图 12 试验件传动链结构模型
Fig. 12 Transmission chain model of the test gearbox

表 4 试验件齿轮参数		
Table 4 Parameters of the test gearbox		
参数	第 1 级齿轮副	第 2 级齿轮副
齿数	31(小轮)	23(小轮)
	98(大轮)	157(大轮)
(法面)模数/mm	2.75	3.0215
压力角/(°)	22.5	20
(中点)螺旋角/(°)	0	30
齿宽/mm	40	45
精度等级	5LM(小轮)	5LM(小轮)
	5MN(大轮)	5NP(大轮)

注:表示齿轮精度等级为 5 级,第一级齿轮副小轮、大轮齿厚上偏差代号分别为 L、M,齿厚下偏差代号分别为 M、N;第二级齿轮副小轮、大轮齿厚上偏差代号分别为 L、N,齿厚下偏差代号分别为 M、P。

5.2 试验方案

均载试验通过对比两分支传递载荷的大小来判别其均载性能。因此,试验时分别对两根弹性轴的扭矩进行实时监测记录。为获取弹性轴的实时载荷,在弹性轴上粘贴应变片获得实时应变值。为了更准确地获取弹性轴传递的扭矩,在正式试验前,对弹性轴进行扭矩标定试验,从而获取扭矩-应变关系。

5.2.1 扭矩标定试验

试验前弹性轴按图 13 所示位置粘贴应变片,应变片粘贴位置附近对称开两个小孔,以便信号线通过,在弹性轴小端设计滑环引电器接口。试验中,大端花键通过转接段固定在试验平台上,在小端花键处施加扭矩。采用扭矩传感器测量监控施加扭矩的大小,通过应变片测量应变变化量,由此可以得到每根弹性轴的扭矩-应变曲线。

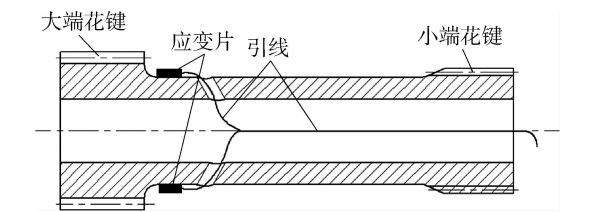


图 13 弹性轴应变片粘贴图
Fig. 13 Pasting diagram of strain gage on elastic shaft

5.2.2 正式试验

试验件由电动机驱动,为了达到试验件所需转速,在电动机与试验件之间增加增速齿轮箱;试

验件输出后利用电涡流测功机进行加载。试验利用两个滑环引电器分别与两根弹性轴小端的接口连接,将弹性轴的应变值传递到计算机并记录。试验台如图 14 所示。

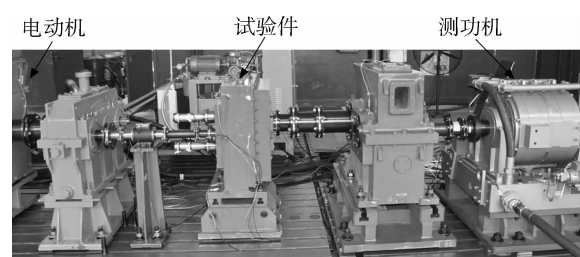
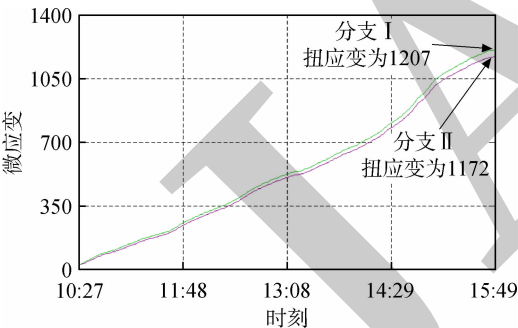


图 14 分扭传动机构试验方案

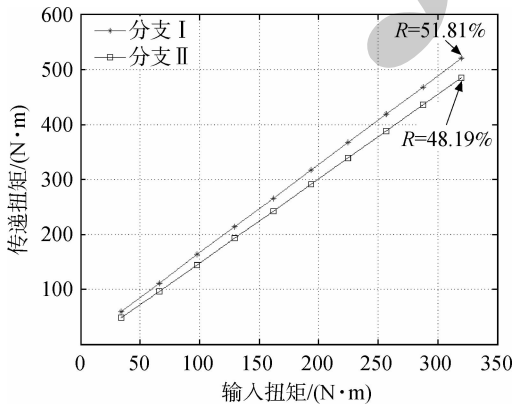
Fig. 14 Test scheme of the torque-split transmission system

5.3 试验结果

通过弹性轴的扭矩标定试验确定两弹性轴的扭矩标定系数分别为 0.421 2 和 0.416,根据图 15(a)所示试验结果分支 I、II 传递扭矩分别为 508.4 N·m 和 487.6 N·m,分别占总扭矩的 51%和 49%,而图 15(b)理论分析结果显示分支 I、II 传递扭矩占扭矩的比例 R 分别为 51.81%



(a) 两分支扭应变均值对比



(b) 两分支扭矩理论值对比

图 15 两分支分别传递扭矩的理论值与试验值对比
Fig. 15 Comparison of theoretical and testing torque of the two branches transmitted separately

和 48.19%,说明试验与理论值一致。

在额定工作转速下按输入载荷从小到大开展多次加载试验,将测量得到的两分支应变值转化为均载系数,与理论计算得到的结果进行对比,如图 16 所示。从图中可以看出:①除第 4 次试验在低输入扭矩下均载系数出现一定波动外,其余次试验得到的均载系数与理论分析值吻合较好,均载系数随载荷增大而变小的规律也与理论分析一致;②在额定工作载荷状态下,试验得到的均载系数最大为 1.036,最小为 1.025,理论值为 1.014,理论与试验结果一致性良好。

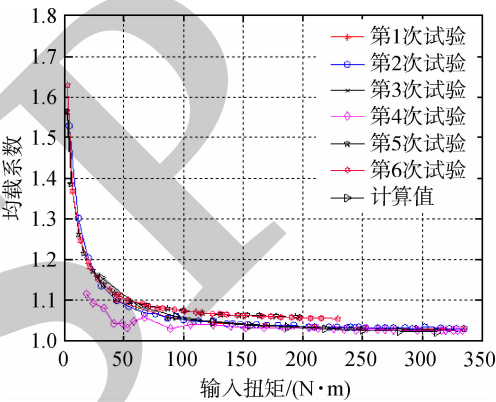


图 16 均载系数理论计算值与试验值对比

Fig. 16 Comparison of theoretical and test value of load sharing coefficient

6 结 论

通过建立两分支圆柱齿轮分扭传动的均载分析模型,利用动力学分析方法计算并对比两分支各齿轮副的动态啮合力情况,并结合试验验证,得到结论如下:工况及两分支扭转刚度、支撑刚度、啮合相位差等因素皆对系统的均载性能具有一定程度的影响,其中取较小的扭转刚度和较大的支撑刚度,并严格控制第一级齿轮副之间的啮合相位差对均载有利。

参考文献:

[1] WHITE G. New family of high-ratio reduction gears with multiple drive paths[J]. Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, 1974, 188: 281-288.
[2] WHITE G. Design of A 375 kW helicopter transmission with split-torque epicyclic and bevel drive stages[J]. Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, 1983, 197: 213-224.
[3] WHITE G. Split-torque helicopter transmission with widely separated engines[J]. Proceedings of the Institute of

- Mechanical Engineers, 1989, 203: 53-65.
- [4] WHITE G. Design study of a split-torque helicopter transmission[J]. Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, 1998, 212: 117-123.
- [5] KRANTZ T L. Dynamics of a split torque helicopter transmission[R]. NASA TM-106410, 1994.
- [6] RASHIDI M, KRANTE T L. Dynamics of a split torque helicopter transmission[R]. NASA TM-105681, 1992.
- [7] KISH J G. Sikorsky aircraft advanced rotorcraft transmission(ART) program-final report[R]. Army Research Laboratory Technical Repor ARL-CR-49, 1993.
- [8] KISH J. Comanche drive system[R]. Williamsburg, VA: American Helicopter Society Rotary Wing Propulsion Specialists Meeting, 1993.
- [9] GMIRYA Y, HE S L, BUZEL G, et al. Load sharing test of the CH-53K split-torque main gearbox[R]. Grapevine, Texas: American Helicopter Society 65th Annual Forum, 2009.
- [10] GMIRYA Y, ALULIS M, PALCIC P, et al. Design and development of a modern transmission: baseline configuration of the CH-53K drive system[R]. Virginia Beach, VA: American Helicopter Society 67th Annual Forum, 2011.
- [11] 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-NAGA[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(9): 2247-2255. (in Chinese)
- [12] 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)
- [13] 董皓, 方宗德, 杜进辅. 双路功率分流传动系统的静态均载特性分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2013, 45(9): 94-99.
- DONG Hao, FANG Zongde, DU Jinfu. Static load sharing characteristics analysis for power split transmission system[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2013, 45(9): 94-99. (in Chinese)
- [14] 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, 2013, 30(5): 1260-1266. (in Chinese)
- [15] SMIRNOV G. Multiple power path nonplanetary main gearbox of the Mi-26 heavy lift transport helicopter[J]. Vertiflite, 1990, 36(3): 20-23.
- [16] KISH J G, WEBB L G. Elastomeric torsional isolator: US5117704[P]. 1992-02-02.
- [17] KRANTEZ T L, DELGADO R. A method to analyze and optimize the load sharing of split path transmissions[R]. NASA TM-107201, 1996.
- [18] 潘磊, 朱如鹏, 靳广虎. 基于同步角的单输入齿轮分流传动系统均载特性分析[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2017, 48(1): 47-53.
- PAN Lei, ZHU Rupeng, JIN Guanghu. Load sharing characteristics of single-input gear split torque transmission based on synchronous angle[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2017, 48(1): 47-53. (in Chinese)

(编辑: 王碧珺)