

功率六分支同轴人字齿轮传动系统动态特性与均载特性研究

宿吉鹏, 王 冀, 艾红旭, 田 昊

(中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要:功率六分支同轴人字齿轮传动是某船舶动力传输系统的重要组成部分, 为了对船舶动力系统的振动噪声和动态载荷进行评估, 需要开展功率六分支同轴人字齿轮传动系统的动态特性与均载特性研究。本文采用集中参数法建立了含时变啮合刚度和传动误差的扭转振动模型, 并采用解析法求解动力学方程; 依据齿轮副沿啮合线的相对振动响应, 给出了动载系数与均载系数计算公式; 分析了输入轴、双联齿轮轴及输出轴的扭转刚度对传动系统动载特性和均载特性的影响。结果表明: 输入轴扭转刚度对系统均载特性影响较大; 双联齿轮轴扭转刚度对分扭级和并车级的均载特性均有影响, 且随着双联轴扭转刚度增加, 动载系数均变大; 输出轴扭转刚度对传动系统各分支动载系数几乎没有影响。

关 键 词: 齿轮传动; 分扭传动; 动力学; 均载系数; 动载系数

中图分类号: TH132 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.10.023

[引用本文格式] 宿吉鹏, 王 冀, 艾红旭, 等. 功率六分支同轴人字齿轮传动系统动态特性与均载特性研究[J]. 热能动力工程, 2022, 37(10): 182-188. SU Ji-peng, WANG Ji, AI Hong-xu, et al. Study on dynamic characteristics and load sharing characteristics of power six branch coaxial herringbone gear transmission system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(10): 182-188.

Study on Dynamic Characteristics and Load Sharing Characteristics of Power Six Branch Coaxial Herringbone Gear Transmission System

SU Ji-peng, WANG Ji, AI Hong-xu, TIAN Hao

(No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: Power six branch coaxial herringbone gear transmission is an important part of a ship power transmission system. In order to evaluate the vibration noise and dynamic load of the ship power system, it is necessary to study the dynamic characteristics and load sharing characteristics of power six branch coaxial herringbone gear transmission system. In this paper, a torsional vibration model with time-varying meshing stiffness and transmission error is established by means of lumped parameter method, and the dynamic equation is solved by analytical method; according to the relative vibration response of the gear pair along the meshing line, the calculation formulas of dynamic load coefficient and load sharing coefficient are given. The influence of torsional stiffness of input shaft, double gear shafts and output shaft on dynamic load characteristics and load sharing characteristics of transmission system was analyzed. The results show that the torsional stiffness of the input shaft has a great influence on the load sharing characteristics of the system; the torsional stiffness of the double gear shafts has an influence on the load sharing characteristics of the split torque stage and the parallel stage; with the increase of the torsional stiffness of the double shafts, the dynamic load coefficients become larger; the torsional stiffness of the output shaft has little influence on the dynamic load coefficients of each branch of the transmission system.

Key words: gear transmission, split torque transmission, dynamics, load sharing coefficient, dynamic load coefficient

引 言

功率多分支齿轮传动系统以其尺寸小、质量轻、传动比大及可靠性高等特点在航空、船舶和风电等大功率动力传输系统中得以广泛应用^[1-3]。功率六分支同轴人字齿轮传动系统相较普通齿轮传动结构具有结构更加紧凑、扭矩/质量比及传动效率更高的特点,故在某大功率船舶动力传输系统中得以应用^[4]。由于传动系统的可靠性直接决定着船舶运行的安全性,故对功率六分支同轴人字齿轮传动系统的齿轮副啮合动载荷进行理论分析,开展动态特性与均载特性研究是十分必要的。

鉴于功率分支齿轮传动系统的广泛应用前景,国内学者在传动系统的动力学、均载特性等方面也开展了大量的研究工作。为了获得功率分支齿轮传动系统的均载及动力学性能,学者们提出许多分析模型和方法,如有限元模型^[5]、实验模态分析法^[6]、集中参数模型^[7]、等效扭转振动分析法^[8]等。在近几年,随着转速与功率进一步提高,对功率分支齿轮传动系统的动态特性和均载特性研究更加引起各国科学家的重视。Mo Shuai 等人^[9]基于位移协调条件,研究的功率二分支齿轮传动系统在制造、安装误差综合作用下的系统均载特性。董金城等人^[10]建立了平行轴多分支齿轮传动系统的动态特性计算模型,研究了几何参数对二分支斜齿轮传动动载和均载特性影响。潘磊等人^[11]基于同步角研究了单输入齿轮分流传动系统的均载特性。靳广虎等人^[12]采用动载系数法,研究了圆柱齿轮分扭传动系统的均载特性,并进行了试验验证。Jin G H 等人^[13]通过对某双输出的功率分流齿轮传动系统建立动力学模型,研究了均载性能关于啮合误差、安装误差等的敏感性,并开展了传动系统的均载优化设计研究。此外,MO 等人^[14]还开展了面齿轮功率分流传动系统的动力学及均载特性研究,结合面齿轮和圆柱齿轮动力分配的优点,提出两次分流齿轮传动系统,并分析了齿侧间隙、扭转刚度等与系统动载系数的关系。

从已有文献可知,目前的研究主要集中在结构简单的二分支传动系统,齿轮为直齿或者斜齿,对于结构复杂的功率六分支同轴人字齿轮传动系统的研究甚少。因此,本文以功率六分支同轴人字齿轮传动系统为研究对象,提出了系统纯扭动力学计算模型,考虑多对齿轮副的连接轴段刚度,研究了刚度变化对系统均载特性和动载特性的影响,为功率六分支同轴人字齿轮传动系统的工程设计提供理论支撑。

1 功率六分支同轴人字齿轮传动系统的动力学模型

图 1 为功率六分支同轴人字齿轮传动系统结构示意图。图中,分扭级小齿轮 1 为输入齿轮,该齿轮同时与 3 个分扭级小齿轮 $2_i (i = 1, 2, 3)$ 相啮合,形成功率传递三路分支传动系统;每个分扭级小齿轮在与分扭级大齿轮 $3_i (i = 1, 2, 3)$ 相啮合,再与并车级小齿轮 $4_i (i = 1, 2, 3)$ 通过中间传动轴相连,3 个并车级小齿轮分别与并车级两个小齿轮 $5_{ip} (i = 1, 2, 3)$ 和 $5_{iq} (i = 1, 2, 3)$ 相啮合,形成三路功率传递六分支汇合传动。由于输入齿轮 1 与输出齿轮 6 同轴,且分扭级经过齿轮 $5_{ip} (i = 1, 2, 3)$ 和 $5_{iq} (i = 1, 2, 3)$ 与输出齿轮啮合传递,故称此传动系统为功率六分支同轴人字齿轮传动。

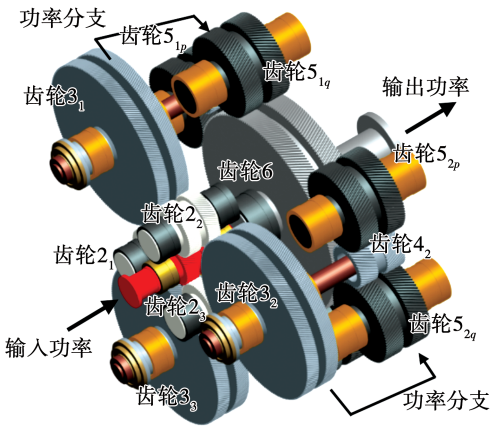


图 1 功率六分支人字齿轮传动系统示意图
Fig. 1 Diagram of power six branch coaxial herringbone gear transmission system

将每个人字齿轮视为两个螺旋方向相反的斜齿轮,两个斜齿轮通过弹簧连接,每个斜齿轮为一个集中转动盘,啮合齿轮之间由啮合弹簧和啮合阻尼相连,只考虑集中转动盘的扭转振动,故整个传动系统共有 36 个转动角位移。图 2 为功率六分支人字齿轮传动系统动力学模型,依据牛顿第二定律,每个集中转动盘扭转振动方程为:

输入盘 I

$$J_I \ddot{\theta}_I + c_{I1}(\dot{\theta}_I - \dot{\theta}_{1L}) + k_{I1}(\theta_I - \theta_{1L}) = T_I \quad (1)$$

输出盘 O

$$J_O \ddot{\theta}_O - c_{6O}(\dot{\theta}_{6R} - \dot{\theta}_O) - k_{6O}(\theta_{6R} - \theta_O) = -T_O \quad (2)$$

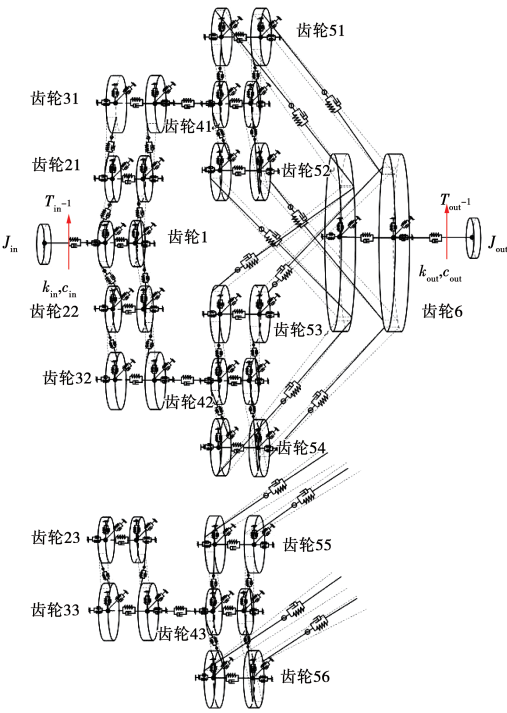


图 2 功率六分支人字齿轮传动系统动力学模型

Fig.2 Mechanical model of power six branch coaxial herringbone gear transmission system

将各集中盘的扭转动力学方程写成矩阵形式:

$$[J]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{T\} \quad (3)$$

式中: $\{\theta\}$ —矩阵; $[J]$ —传动系统的转动惯量矩阵; $[C]$ —传动系统的阻尼矩阵; $[K]$ —传动系统的刚度矩阵; $\{T\}$ —传动系统的转矩矢量; I —输入盘; 下角标 O —输出盘; 下角标 $1L$ —人字齿轮 1 的左侧部分; $1R$ —人字齿轮 1 的右侧部分, 以此类推。

2 动载系数与均载系数计算

求解传动系统动力学方程(3), 可以获得各集中盘的扭转振动位移 θ_{uj} 、 θ_{vj} , 由各齿轮的振动位移求得一对啮合齿轮沿啮合线方向上的相对位移 δ_{uj} :

$$\delta_{uj} = (r_{bu}\theta_{uj} - r_{bv}\theta_{vj})\cos\beta_{uj} - e_{uj}(t) \quad (4)$$

式中: δ_{uj} —齿轮副沿啮合线方向上的相对位移; r_{bu} 和 r_{bv} —齿轮的基圆半径; β_{uj} —齿轮螺旋角; $e_{uj}(t)$ —齿轮副综合误差, 其值是由齿轮制造误差(偏心、齿厚、基节)、齿轮安装误差及齿侧间隙误差等沿啮合线上进行当量叠加而来。

u 为 $1, 2_1, 2_2, 2_3, 4_1, 4_2, 4_3, 5_{1p}, 5_{1q}, 5_{2p}, 5_{2q}, 5_{3p}, 5_{3q}$;

v 为 $2_1, 2_2, 2_3, 3_1, 3_2, 3_3, 5_{1p}, 5_{1q}, 5_{2p}, 5_{2q}, 5_{3p}, 5_{3q}, 6; j = L, R$ 。

依据齿轮副沿啮合线方向上的相对位移 $\bar{F}_{ij}$, 可以得到一对啮合齿轮的动态啮合力 F_{uj} :

$$F_{uj} = k_{uj}\delta_{uj} + c_{uj}\dot{\delta}_{uj} \quad (5)$$

式中: k_{uj} —时变啮合刚度; c_{uj} —啮合阻尼。

将一对相互啮合齿轮在一个啮合周期内动态啮合力与名义啮合力的比值的最大值定义为动载系数, 其表达式为:

$$k_{ij} = \max\left(\frac{\bar{F}_{uj}}{T_{ij}/r_{bij}}\right) \quad (6)$$

式中: $\bar{F}_{ij}$ —齿轮副 ij 在一个啮合周期内动态啮合力的均值; T_{ij} —齿轮所受名义转矩; r_b —齿轮基圆半径。

对于一个分支, 其分支动载系数为所有该分支中所有啮合齿轮动载系数的最大值, 即

$$K_{ij} = \max(k_{ij}) \quad (7)$$

在一个啮合周期内, 任一支传动的均载系数定义为:

$$k_{bi} = Nk_{vi} / \sum_{j=1}^N k_{vj} \quad (8)$$

式中: k_{bi} —分支 i 均载系数; N —分支总数; k_{vi} —分支 i (分支 j) 的动载系数。

3 算例分析

采用 Matlab 软件进行数学建模,功率六分支同轴人字齿轮传动系统基本参数如表 1 所示。

表 1 功率六分支同轴人字齿轮传动系统基本参数
Tab. 1 Basic parameters of power six branch coaxial herringbone gear transmission system

齿轮标号	转动惯量/kg·m ²
1	1.458 371×10 ¹⁷
2 ₁ 2 ₂ 2 ₃	1.606 832×10 ¹⁷
3 ₁ 3 ₂ 3 ₃	7.441 041×10 ¹²
4 ₁ 4 ₂ 4 ₃	3.558 740×10 ¹²
5 _{1p} 5 _{1q} 5 _{2p} 5 _{2q} 5 _{3p} 5 _{3q}	2.920 311×10 ¹⁷
6	4.273 057×10 ¹⁷
In/out	1.065 242×10 ¹⁷

两级之间扭转轴刚度 $K_1 = K_2 = K_3 = 3.863 \times 10^{10}$ N/min, 齿轮副平均啮合刚度:
 $K_{12_1} = K_{12_2} = K_{12_3} = 1.843 \times 10^{10}$ N/min,
 $K_{2_13_1} = K_{2_23_2} = K_{2_33_3} = 1.94 \times 10^{10}$ N/min,
 $K_{4_15_1} = K_{4_15_2} = K_{4_25_3} = K_{4_25_4} = K_{4_35_5} = K_{4_35_6} = 2.80 \times 10^{10}$ N/min,
 $K_{5_16} = K_{5_26} = K_{5_36} = K_{5_46} = K_{5_56} = K_{5_66} = 2.96 \times 10^{10}$ N/min。传动系统输入转速为 4 000 r/min, 输入端功率为 40 000 kW。

令每个齿轮的安装误差幅值和制造误差幅值均为 5 μm,通过求解得到各分支的动载系数。根据分支均载系数的计算公式,可得到同轴六分支传动系统各啮合分支动载系数,如表 2 所示。

根据上式计算啮合分支动均载系数公式,可得到同轴六分支齿轮传动系统相互啮合分支的分支均载系数,如表 3 所示。

4 扭转刚度对动载性能的影响

通过计算得到各轴扭转刚度对传动系统各分支的动载系数影响如图 3 ~ 图 5 所示。其中, K_v12_1 中下角标 12₁ 分别为齿轮 1 和齿轮 2₁; $K_v2_13_1$ 中下角标 2₁3₁ 分别为齿轮 2₁ 和齿轮 3₁; $K_v4_15_1p$ 中下角标 4₁5_{1p} 分别为齿轮 4₁ 和齿轮 5_{1p}; K_v5_1p6 中下角标 5_{1p}6 分别为齿轮 5_{1p} 和齿轮 6。

表 2 同轴六分支齿轮传动系统分支动载系数
Tab. 2 Branch dynamic load coefficients of coaxial six branch herringbone gear transmission system

分支动载系数	数值
K_v12_1	1.245 6
K_v12_2	1.291 3
K_v12_3	1.324 7
$K_v2_13_1$	1.384 7
$K_v2_23_2$	1.334 5
$K_v2_33_3$	1.447 8
$K_v4_15_1p$	1.154 7
$K_v4_15_1q$	1.158 6
$K_v4_25_2p$	1.207 8
$K_v4_25_2q$	1.213 2
$K_v4_35_3p$	1.159 9
$K_v4_35_3q$	1.152 3
K_v5_1p6	1.250 1
K_v5_1q6	1.334 2
K_v5_2p6	1.283 4
K_v5_2q6	1.250 2
K_v5_2p6	1.247 1
K_v5_2q6	1.190 4

注: K_v 为分支动载系数。

表 3 同轴六分支齿轮传动系统分支均载系数
Tab. 3 Branch load sharing coefficients of coaxial six branch herringbone gear transmission system

分支动载系数	数值
K_b12_1	0.897 4
K_b12_2	0.882 4
K_b12_3	0.978 2
$K_b2_13_1$	1.102 6
$K_b2_23_2$	1.037 5
$K_b2_33_3$	0.998 4
$K_b4_15_1p$	0.968 6
$K_b4_15_1q$	0.956 5
$K_b4_25_2p$	1.107 8
$K_b4_25_2q$	1.125 2
$K_b4_35_3p$	1.039 9
$K_b4_35_3q$	0.992 3
K_b5_1p6	0.975 6
K_b5_1q6	1.234 2
K_b5_2p6	0.983 4
K_b5_2q6	1.025 0
K_b5_2p6	1.047 5
K_b5_2q6	0.996 5

注: K_b 为分支均载系数。

由图 3 可见,输入轴扭转刚度对分扭级各分支的分支动载系数影响较大。随着输入轴扭转刚度增大, K_b12_1 变化规律呈现先减小再增大的变化趋势,而 $K_b2_13_1$ 的变化规律先减小再增大后减小的变化趋势,而 $K_b4_15_{1p}$ 先有减少再增大再减小,但变化幅度很小而 $K_b5_{1p}6$ 几乎不变。相对而言,输入轴扭转刚度对并车级各分支的分支动载系数影响很小。可以得到结论:输入轴的扭转刚度对分扭级动载荷变化影响大而对并车级动载荷变化影响小,所以可以通过控制输入轴的扭转刚度达到系统均载的要求。

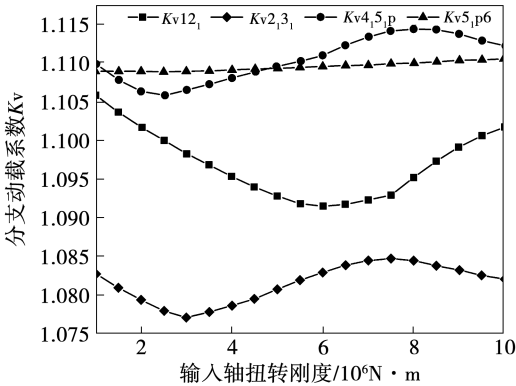


图 3 输入轴扭转刚度对分支动载系数的影响
Fig. 3 Influence of torsional stiffness of input shaft on dynamic load coefficient of branches

由图 4 可见,随着双联齿轮轴扭转刚度增大,分扭级动载系数呈现较少趋势,而并车级动载系数呈现增大的趋势。得出结论是:双联齿轮轴扭转刚度对分扭级和并车级各分支动载系数都有影响,且对分扭级影响相同,并车级影响相同。随着双联轴扭转刚度增加,并车级分支动载性能均变坏。

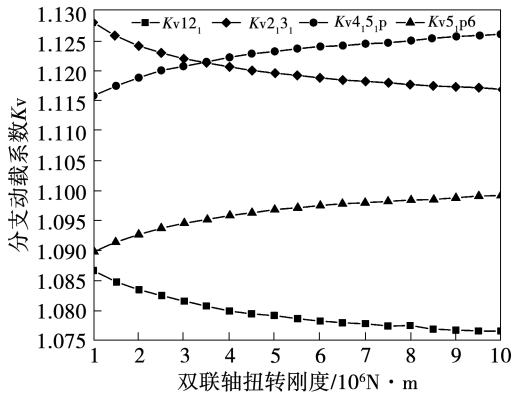


图 4 双联轴扭转刚度对分支动载系数的影响
Fig. 4 Influence of torsional stiffness of double shafts on dynamic load coefficient of branches

由图 5 可见,随着输出轴扭转刚度的增大,传动系统各分支的分支动载系数几乎不发生变化,由此得出结论:输出轴扭转刚度对传动系统各分支动载性能几乎没有影响。

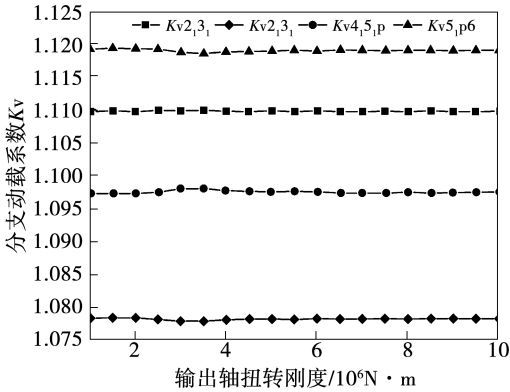


图 5 输出轴扭转刚度对分支动载系数的影响
Fig. 5 Influence of torsional stiffness of output shaft on dynamic load coefficient of branches

5 扭转刚度对均载性能的影响

通过计算得到各轴扭转刚度对传动系统各分支的均载系数影响规律如图 6 ~ 图 8 所示。

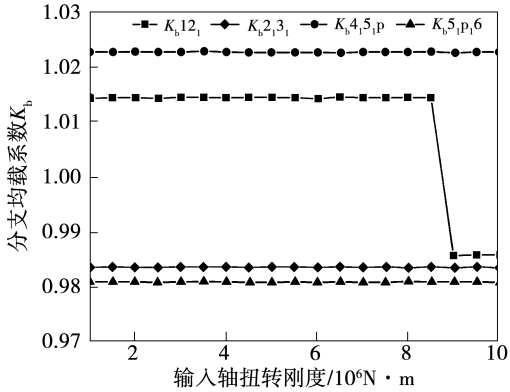


图 6 输入轴扭转刚度对分支均载系数的影响
Fig. 6 Influence of torsional stiffness of input shaft on load sharing coefficient of branches

如图 6 所示,随着输入轴扭转刚度的增大,分扭级各分支的分支动均载系数 K_b12_1 呈现很大幅值的变化,且与 $K_b2_13_1$ 变化趋势相对于 $K_b = 1$ 呈对称分布,而并车级各分支的分支均载系数 $K_b4_15_{1p}$ 和 $K_b5_{1p}6$ 变化趋势也相对于 $K_b = 1$ 呈对称分布。由此得出结论:输入轴扭转刚度对分扭级动均载性能影响更大,对并车级各分支均载性能影响很小。因此

可通过输入轴扭转刚度来控制系统的动均载性能。

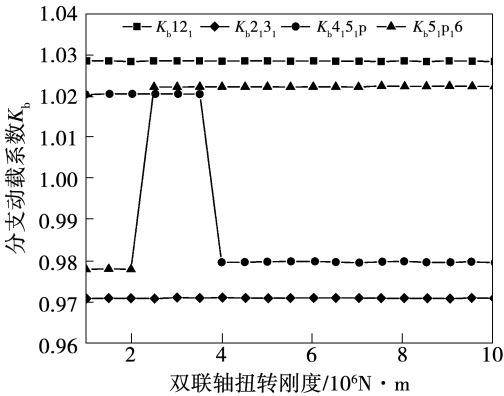


图 7 双联轴扭转刚度对分支均载系数的影响
Fig.7 Influence of torsional stiffness of double shafts on load sharing coefficient of branches

由图 7 可知,随着双联轴扭转刚度增大,分扭级各分支的各均载系数变化趋势呈与 $K_b = 1$ 对称分布,而并车级各分支的均载系数也呈与 $K_b = 1$ 对称分布,且各自有较大的变化幅值。由此可得:双联轴的扭转刚度对分扭级各分支的均载性能影响甚微,而对并车级各分支的均载性能影响很大,出现很大的动载荷变化,但过大的双联轴的扭转刚度对动载性能无影响。

由图 8 可知。随着输出轴扭转刚度的增大,传动系统各分支的分支均载系数几乎都不发生变化,由此得出结论:输出轴扭转刚度不影响传动系统的均载性能。

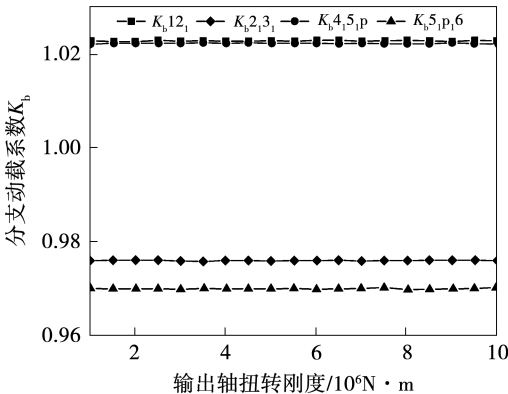


图 8 输出轴扭转刚度对分支均载系数的影响
Fig.8 Influence of torsional stiffness of output shaft on load sharing coefficient of branches

6 结 论

研究建立了功率六分支同轴人字齿轮传动系统的扭转振动模型,给出了各分支传动系统的动载系数与动均载系数的计算公式;通过建立的动力学方程,获得了 3 种误差分布模型下的系统均载和动载荷系数的变化规律。

(1) 输入轴的扭转刚度对分扭级的动载荷变化影响较大。双联齿轮轴扭转刚度对分扭级和并车级各分支动载系数都有影响,随着双联轴扭转刚度增加,动载性能均变坏。输出轴扭转刚度对传动系统各分支动载性能几乎没有影响。

(2) 输入轴扭转刚度对分扭级的均载性能影响更大,因此可通过输入轴扭转刚度来控制系统的动均载性能。双联轴的扭转刚度对并车级各分支的动均载性能影响很大,但过大的双联轴的扭转刚度对动载性能无影响。输出轴扭转刚度不影响传动系统的均载性能。

参考文献:

[1] SMIRNOV G. Multiple-power-path nonplanetary main gearbox of the Mi-26 heavy-lift transport helicopter[J]. Vertiflite,1990,36: 20-23.

[2] WHITE G. Split torque helicopter transmissions with widely separated engines[J]. Archive;Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G; Journal of Aerospace Engineering, 1989, 203(1):53-65.

[3] 王世安,田 广,游克全,等. 船用齿轮设计技术的发展趋势[J]. 热能动力工程,2003,(6):547-551.

WANG Shi-an, TIAN Guang, YOU Ke-quan, et al. Development tendency of marine gear design technology[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2003,(6):547-551.

[4] 王 基,吴新跃,朱石坚. 某型船用传动齿轮箱振动模态的试验与分析[J]. 海军工程大学学报,2007,19(2):55-58,67.

WANG Ji, WU Xin-yue, ZHU Shi-jian. Modal analysis of multiple input and two-stage reducing gear-box[J]. Journal of Naval University of Engineering,2007,19(2):55-58,67.

[5] MAJID R, TIMOTHY K. Dynamics of a split torque helicopter transmission[R]. NASA TM-105681,1992,43:347-358.

[6] KRANTZ T L, DELGADO I R. Experimental study of split-path transmission load sharing[R]. NASA TM-107202,1996,88: 239-247.

[7] DONG H,FANG Z,WANG B. 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.

[8] MURAWSKI L, CHARCHALIS A. Simplified method of torsional vibration calculation of marine power transmission system[J]. Marine Structures, 2014, 39: 335 -349.

[9] MO Shuai,ZHANG Yi-du, WU Qiong. 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.

[10] 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 Jin-cheng, WANG San-min, LIN He, et al. Effect of parameters on dual-path helical gear transmission dynamic load and load sharing characteristic[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(5):1260 -1266.

[11] 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 Ru-peng, JIN Guang-hu. Load sharing characteristics of single-input gear split torque transmission based on synchronous angle[J]. Journal of Central South University(Natural Science Edition) , 2017, 48(1):47 -53.

[12] 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 Guang-hu, LONG Shan-shan, GAO Peng, et al. Load sharing characteristics and experimental research of cylindrical gear split-torque transmission system[J]. Journal of Central South University(Natural Science Edition) , 2019, 50(7):1592 -1601.

[13] 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 & Technologies, 2017, 5(6):584 -595.

[14] MO Shuai, YUE Zong-xiang, FENG Zhi-you, et al. Analytical investigation on load-sharing characteristics for multi-power face gear split flow system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science, 2020, 234(2):676 -692.

(金圣迪 编辑)

(上接第 174 页)

[11] 周 蓉,韩文杰,谭 文. 线性自抗扰控制的适用性及整定[J]. 控制理论与应用, 2018, 35(11):1654 -1662.

ZHOU Rong, HAN Wen-jie, TAN Wen. On applicability and tuning of linear active disturbance rejection control[J]. Control Theory & Applications, 2018, 35(11):1654 -1662.

[12] ZHAO C Z, LI D H. Control design for the SISO system with the unknown order and the unknown relative degree[J]. ISA Transactions, 2014, 53(4):858 -872.

[13] 崔文庆,王雨桐,谭 文. 用 PID 控制近似线性自抗扰控制[J]. 控制理论与应用, 2020, 37(8):1781 -1789.

CUI Wen-qing, WANG Yu-tong, TAN Wen. Approximation of linear active disturbance rejection control with PID control[J]. Control Theory & Applications, 2020, 37(8):1781 -1789.

[14] JIN Hui-yu, SONG Jing-chao, LAN Wei-yao, et al. On the characteristics of ADRC: a PID interpretation[J]. Science China (Information Sciences) , 2020, 63(10):258 -260.

[15] GAO Z. Scaling and bandwidth-parameterization based controller tuning[C]. Proceedings of the American Control Conference. Denver, Colorado: IEEE, 2003:4989 -4996.

[16] 金辉宇,张瑞青,王 雷,等. 线性自抗扰控制参数整定鲁棒

性的根轨迹分析[J]. 控制理论与应用, 2018, 35 (11): 1648 -1653.

JIN Hui-yu, ZHANG Rui-qing, WANG Lei, et al. Root locus analysis on parameter tuning robustness of linear active disturbance rejection control [J]. Control Theory & Applications, 2018, 35 (11):1648 -1653.

[17] 李 杰,齐晓慧,万 慧,等. 自抗扰控制:研究成果总结与展望[J]. 控制理论与应用, 2017, 34(3):281 -295.

LI Jie, QI Xiao-hui, WAN Hui, et al. Active disturbance rejection control: theoretical results summary and future researches [J]. Control Theory & Applications, 2017, 34(3):281 -295.

[18] 王 婷. 模型预测控制在电厂选择性催化还原脱硝系统中的应用研究[D]. 杭州:浙江大学, 2015.

WANG Ting. Research on the application of predictive control in the selective catalytic reduction denitration system in power plant [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2015.

[19] ZHANG Bin-wen, TAN Wen, LI Jian. Tuning of linear active disturbance rejection controller with robustness specification[J]. ISA Transactions, 2019, 85(2):237 -246.

(刘 颖 编辑)