

doi: 10.11835/j.issn.1000-582X.2024.11.002

矿用卡车 AMT 齿轮传动系统可靠性分析

秦大同^{1a,1b}, 高迪^{1a,1b}, 刘长钊^{1a,1b}, 吕昌², 孙丹丹²

(1. 重庆大学 a. 高端装备机械传动全国重点实验室; b. 机械与运载工程学院, 重庆 400044;
2. 徐州徐工传动科技有限公司, 江苏 徐州 221004)

摘要: 为较准确预测矿用卡车 (automated manual transmission, AMT) 变速器齿轮传动系统的动态可靠性, 考虑关键构件的柔性及内外部载荷激励的影响, 构建了 AMT 齿轮传动系统刚柔耦合动力学模型, 针对服役频次高或载荷恶劣的变速器六挡和七挡传动系统进行了动载荷分析。在此基础上, 考虑传动系统载荷动态变化、零件强度退化和各零件之间失效的相关性, 对该 AMT 变速器六挡和七挡传动系统的动态可靠性进行研究, 找到了该 AMT 变速器传动系统的薄弱零部件环节, 获得了传动系统及其零部件的可靠度随服役时间的变化规律, 为矿用卡车 AMT 变速器齿轮传动系统的可靠性设计及性能提升奠定了基础。

关键词: 矿用卡车; AMT 齿轮传动系统; 刚柔耦合动力学模型; 失效相关性; 动态可靠性

中图分类号: TH132

文献标志码: A

文章编号: 1000-582X(2024)11-015-12

Reliability analysis of AMT gear transmission system for mining trucks

QIN Datong^{1a,1b}, GAO Di^{1a,1b}, LIU Changzhao^{1a,1b}, LYU Chang², SUN Dandan²

(1a. State Key Laboratory of Mechanical Transmission for Advanced Equipment; 1b. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China; 2. Xuzhou XCMG Transmission Technology Co., Ltd., Xuzhou, Jiangsu 221004, P. R. China)

Abstract: To accurately predict the dynamic reliability of the automated manual transmission (AMT) gear system in mining trucks, a rigid-flexible coupling dynamic model was developed. This model considers the flexibility of key components and the effects of internal and external load excitations. Dynamic load analysis was conducted for the sixth-gear and seventh-gear transmission, which are subject to high service frequency and harsh operating conditions. Based on this analysis, the dynamic reliability of these gear systems was evaluated, taking into account the fluctuating loads, degradation in component strength, and the correlation between component failures. The study identified weak elements in the AMT transmission system and provided insights into the reliability of the system and its components over service time. These findings lay the foundation for improving the reliability and performance of AMT gear transmission systems for mining trucks.

Keywords: mining trucks; AMT gear transmission system; rigid-flexible coupling dynamics model; failure correlation; dynamic reliability

收稿日期: 2024-08-11

基金项目: 江苏省创新创业团队资助项目 (JSSCTD202239); 江苏省科技成果转化专项资金资助项目 (BA2022033)。

Supported by Jiangsu Province Innovation and Entrepreneurship Team Project (JSSCTD202239), and Special Fund for the Transformation of Scientific and Technological Achievements in Jiangsu Province (BA2022033).

作者简介: 秦大同 (1956—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事车辆动力传动与控制研究, (E-mail) dtqin@cqu.edu.cn。

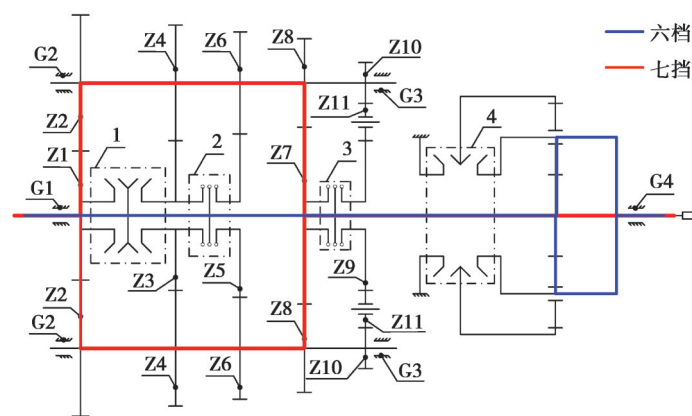
机械式自动变速器(automated mechanical transmission, AMT)具有传动效率高、制造成本低、操作简单等优点,在以矿用卡车为代表的重载车辆动力传动系统中得到了广泛的应用^[1]。矿用卡车长期运行在矿山、建筑工地、水利水电设施建设等工作场景^[2],其作业环境恶劣、工况变化频繁、长期重载运行等服役特点导致动力传动系统内外部载荷激励丰富、动态响应复杂^[3],其关键核心部件AMT齿轮传动系统的可靠性受到严峻挑战,严重影响了矿用卡车的高可靠运行,因此,亟须开展矿用卡车服役可靠性研究。

近年来,不少学者开展了齿轮传动系统可靠性研究。毛天雨等^[4]考虑齿轮强度退化及失效相关性,预测了飞行汽车齿轮传动系统的动态可靠性。Jiang等^[5]建立了永磁电机齿轮传动系统机电耦合动力学模型,考虑不同齿轮间的失效相关性,分析了系统动态可靠度的变化规律。李宏仲等^[6]建立了考虑风力发电机齿轮结构强度退化的时变可靠性模型,研究了齿轮的总体故障率。Liu等^[7]基于应力-强度干涉理论,考虑不同零件间的相关性,利用Copula函数研究了高速列车齿轮箱的可靠性。Chen等^[8]建立了单级齿轮传动系统三自由度集总参数动力学模型,基于稀疏网格数值积分和鞍点逼近方法,分析了系统动态可靠性。Zhou等^[9]基于采煤机行星轮系集中参数动力学模型求解获得的动态啮合力,预测了行星轮系的动态可靠性。Lyu等^[10]考虑强度退化和随机冲击对传动系统的影响,利用应力-强度干涉理论和Copula函数,建立了行星轮系可靠性模型。路志成等^[11]采用集中质量法建立了风力发电机行星轮系平移-扭转动力学模型,通过分析获得了齿轮接触疲劳应力,并考虑轮齿的强度退化,预测了齿轮的接触疲劳强度。Li等^[12]研究了内齿圈柔性对行星系统疲劳可靠度的影响,确定了内齿圈厚度的下限,实现了可靠性与轻量化的平衡。上述齿轮传动系统可靠性研究中未能综合考虑内外部载荷激励与构件柔性对齿轮应力分布的影响、非线性疲劳累积损伤对零件强度的影响,以及零件间失效相关性对系统可靠性的影响,因此,难以准确预测齿轮传动系统的可靠性。

文中针对矿用卡车AMT齿轮传动系统的结构特点及内外部的载荷激励,构建了考虑关键构件柔性的传动系统刚柔耦合动力学模型,通过对模型的仿真计算,获得了传动系统齿轮和轴承的动载荷,为传动系统可靠性预测提供了载荷基础;在此基础上,考虑强度退化及零件间的失效相关性,对AMT齿轮传动系统及其齿轮和轴承等关键零部件的动态可靠性进行了预测。

1 AMT 齿轮传动系统刚柔耦合动力学建模与分析

文中研究对象为12挡AMT变速箱,其结构简图如图1所示,AMT主箱中的齿轮传动系统为定轴轮系,副箱中的齿轮传动系统为具有5个行星轮的行星轮系。



1—前副箱同步器;2—主箱1#结合套;3—主箱2#结合套;4—后副箱拨叉;Z_i—齿轮;G_i—轴承

图1 AMT 变速器结构简图

Fig. 1 Structural diagram of AMT

经工况载荷和使用频次分析,使用频次最高而载荷次之的六挡和载荷最恶劣,而使用频次相对较少的七挡传动系统中涉及的齿轮结构参数如表1所示,涉及的轴承类型如表2所示。

表 1 齿轮的结构参数

Table 1 Structural parameters of gears

齿轮	齿数	模数/mm	齿宽/mm	齿轮	齿数	模数/mm	齿宽/mm
太阳轮	24	3.50	43.0	Z2	45	3.12	39.0
行星轮	28	3.50	43.0	Z8	21	3.25	59.5
内齿圈	81	3.50	43.0	Z7	58	3.25	55.0
Z1	34	3.12	41.3				

表 2 轴承的类型

Table 2 Types of bearings

轴承	G1	G2	G3	G4	G5	G6
类型	6213	33210	33210	6216	NA4908	6218

1.1 齿轮集中参数模型

图 2 为斜齿轮六自由度集中参数模型。 r_{b1} 、 r_{b2} 为主、从动轮的基圆半径； x_1 、 y_1 、 z_1 、 θ_{x1} 、 θ_{y1} 、 θ_{z1} 、 x_2 、 y_2 、 z_2 、 θ_{x2} 、 θ_{y2} 和 θ_{z2} 分别为主、从动轮在 x 、 y 、 z 方向的平移位移及角位移； α_{12} 、 k_{12} 和 c_{12} 分别为啮合角、时变啮合刚度和啮合阻尼； ϕ_{12} 为两轮中心线与坐标系 x 轴正向间的夹角； β_b 为基圆螺旋角； φ 为主动轮上垂直于啮合平面的半径与坐标系 x 轴正向间夹角。

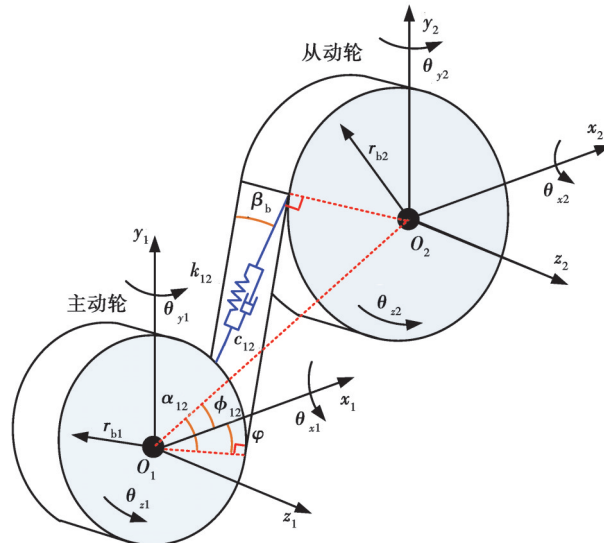


图 2 斜齿轮集中参数模型

Fig. 2 Helical gear centralized parameter model

斜齿轮副沿啮合线方向的相对位移 $\Delta\delta$ 为

$$\Delta\delta = [(x_1 - x_2) \sin \varphi + (y_1 - y_2) \cos \varphi - (r_{b1} \theta_{z1} + r_{b2} \theta_{z2})] \cos \beta_b + [- (z_1 - z_2) - (r_{b1} \theta_{x1} + r_{b2} \theta_{x2}) \sin \phi_{12} + (r_{b1} \theta_{y1} + r_{b2} \theta_{y2}) \cos \phi_{12}] \sin \beta_b \quad (1)$$

相应地,斜齿轮副沿啮合线方向的啮合力 F_n 为

$$F_n = k_{12} \Delta\delta + c_{12} \Delta v \quad (2)$$

式中, Δv 为斜齿轮副沿啮合线上的相对速度。

图 3 为行星轮系六自由度集中参数模型。针对行星轮系的运动特点,模型中构建 3 类坐标系:1)静坐标系 $OXYZ$;2)随行星架同步转动的动坐标系 $oxyz$;3)行星轮 n ($n=1,2,\dots,N$, N 代表行星轮总数)随行星架同步转动的动坐标系 $o_n x_n y_n z_n$ 。下标 s 、 n 、 c 、 r 分别表示太阳轮、行星轮 n 、行星架和内齿圈； x_j 、 y_j 、 z_j ($j=s,c,r$) 和 θ_{ij} ($i=x,y,z, j=s,r$) 分别代表动坐标系 $oxyz$ 下测得的中心构件的平移位移和角位移； θ_{ic} ($i=X,Y,Z$) 表示 $OXYZ$ 下测得的行星架的角位移； θ_n 表示 $o_n x_n y_n z_n$ 下测得的行星轮的角位移； k_{ij} ($i=x,y,z, j=s,c,r,n$) 和 c_{ij} ($i=x,y,z, j=s,c,r,n$) 分别代表中心构件的支承刚度和支承阻尼； ϕ_n 代表行星轮 n 的位置角。

为方便计算行星轮系内外啮合斜齿轮副动态啮合力,在 $oxyz$ 中将行星轮系啮合副转换为定轴轮系外、内

啮合副,沿斜齿轮副啮合线方向将轮齿离散为具有恒定刚度的基本单元,推导出内外啮合副啮合力计算模型^[13]。接着,基于太阳轮、行星轮在动坐标系 $oxyz$ 中的平移、转动加速度,获得太阳轮和行星轮的动力学方程分别为

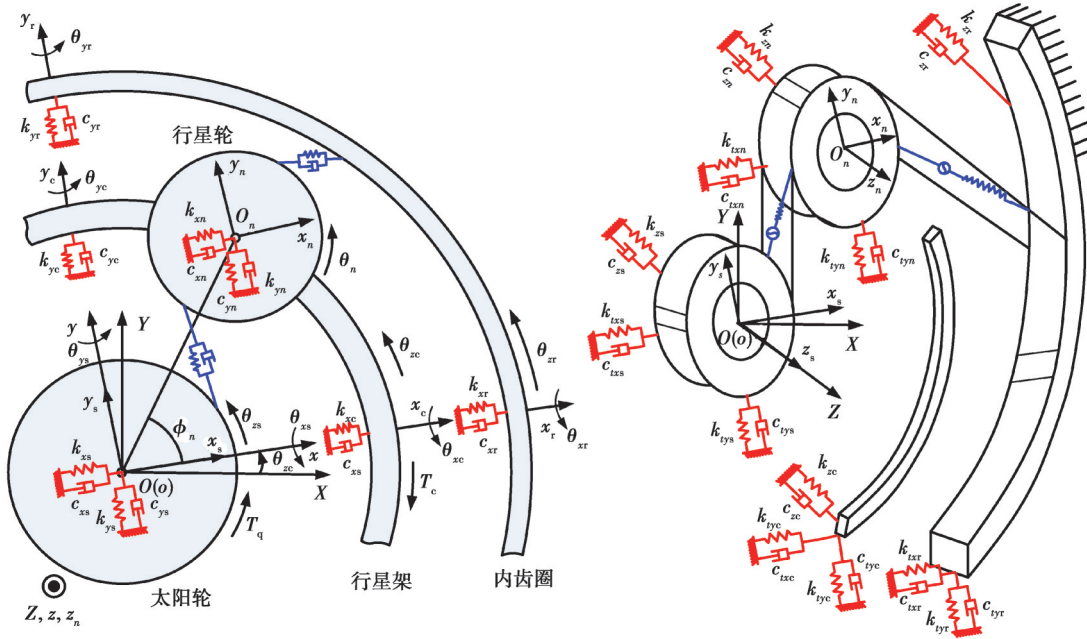


图 3 行星轮系集中参数模型

Fig. 3 Centralized parameter model of planetary gear systems

$$\begin{cases}
 m_s (\ddot{x}_s - 2\dot{y}_s \dot{\theta}_{zc} - x_s (\dot{\theta}_{zc})^2 - y_s \ddot{\theta}_{zc}) = \sum_1^n F_{xsn}^{SP} - k_{xs} x_s - c_{xs} (\dot{x}_s - y_s \dot{\theta}_{zc}), \\
 m_s (\ddot{y}_s + 2\dot{x}_s \dot{\theta}_{zc} - y_s (\dot{\theta}_{zc})^2 + x_s \ddot{\theta}_{zc}) = \sum_1^n F_{ysn}^{SP} - k_{ys} y_s - c_{ys} (\dot{y}_s + x_s \dot{\theta}_{zc}), \\
 m_s \ddot{z}_s = \sum_1^n F_{zsn}^{SP} - k_{zs} z_s - c_{zs} \dot{z}_s, \\
 J_{xs} [\ddot{\theta}_{xs} - 2\dot{\theta}_{ys} \dot{\theta}_{zc} - \theta_{xs} (\dot{\theta}_{zc})^2 - \theta_{ys} \ddot{\theta}_{zc}] = \sum_1^n M_{xsn}^{SP} - k_{txs} \theta_{xs} - c_{txs} (\dot{\theta}_{xs} - \theta_{ys} \dot{\theta}_{zc}), \\
 J_{ys} [\ddot{\theta}_{ys} + 2\dot{\theta}_{xs} \dot{\theta}_{zc} - \theta_{ys} (\dot{\theta}_{zc})^2 + \theta_{xs} \ddot{\theta}_{zc}] = \sum_1^n M_{ysn}^{SP} - k_{tyx} \theta_{ys} - c_{tyx} (\dot{\theta}_{ys} + \theta_{xs} \dot{\theta}_{zc}), \\
 J_{zs} (\ddot{\theta}_{zs} + \ddot{\theta}_{zc}) = \sum_1^n M_{zsn}^{SP} - \sum_1^n M_{dsn} + T_{q\circ}
 \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases}
 m_n [\ddot{x}_n - 2\dot{y}_n \dot{\theta}_{zc} - (x_n + r_c \cos \phi_n) (\dot{\theta}_{zc})^2 - (y_n + r_c \sin \phi_n) \ddot{\theta}_{zc}] = \\
 F_{xn}^{SP} + F_{xn}^{PR} - k_{xn} (x_n - x_{cn}) - c_{xn} [\dot{x}_n - \dot{x}_{cn} - (y_n - y_{cn}) \dot{\theta}_{zc}], \\
 m_n [\ddot{y}_n + 2\dot{x}_n \dot{\theta}_{zc} - (y_n + r_c \sin \phi_n) (\dot{\theta}_{zc})^2 + (x_n + r_c \cos \phi_n) \ddot{\theta}_{zc}] = \\
 F_{yn}^{SP} + F_{yn}^{PR} - k_{yn} (y_n - y_{cn}) - c_{yn} [\dot{y}_n - \dot{y}_{cn} + (x_n - x_{cn}) \dot{\theta}_{zc}], \\
 m_n \ddot{z}_n = F_{zn}^{SP} + F_{zn}^{PR} - k_{zn} (z_n - z_{cn}) - c_{zn} [\dot{z}_n - \dot{z}_{cn}], \\
 J_{xn} [\ddot{\theta}_{xn} - 2\dot{\theta}_{yn} \dot{\theta}_{zc} - \theta_{xn} (\dot{\theta}_{zc})^2 - \theta_{yn} \ddot{\theta}_{zc}] = \\
 M_{xn}^{SP} + M_{xn}^{PR} - k_{tyn} (\theta_{xn} - \theta_{xcn}) - c_{tyn} [\dot{\theta}_{xn} - \dot{\theta}_{xcn} - (\theta_{yn} - \theta_{ycn}) \dot{\theta}_{zc}], \\
 J_{yn} [\ddot{\theta}_{yn} + 2\dot{\theta}_{xn} \dot{\theta}_{zc} - \theta_{yn} (\dot{\theta}_{zc})^2 + \theta_{xn} \ddot{\theta}_{zc}] = \\
 M_{yn}^{SP} + M_{yn}^{PR} - k_{txn} (\theta_{yn} - \theta_{ycn}) - c_{txn} [\dot{\theta}_{yn} - \dot{\theta}_{ycn} + (\theta_{xn} - \theta_{xcn}) \dot{\theta}_{zc}], \\
 J_{zn} \ddot{\theta}_{zn} = M_{zn}^{SP} + M_{zn}^{PR} - i_{sn} M_{dsn} - M_{dnr\circ}
 \end{cases} \quad (4)$$

式中: m_s 、 J_{is} 分别为太阳轮的质量与转动惯量; m_n 、 J_{in} 分别为行星轮 n 的质量与转动惯量; i_{sn} 为太阳轮与行星轮的传动比; T_q 为太阳轮的驱动力矩; M_{dsn} 、 M_{dnt} 分别为太阳轮和行星轮的啮合阻尼力矩; F_{isn}^{SP} 、 M_{xsn}^{SP} 分别为太阳轮的啮合力与力矩; F_{xn}^{SP} 、 M_{xn}^{SP} 、 F_{xn}^{PR} 、 M_{xn}^{PR} 分别为行星轮的啮合力与力矩。

1.2 柔性构件有限元模型

图 4 为传动轴与行星架有限元模型,通过构件的节点可以获取其位移和速度,与齿轮集中参数模型耦合;轴颈节点可以获得其位移和速度,与轴承模型耦合。传动轴与行星架等柔性构件的完整运动可以由固定旋转自由度时构件的变形及柔性构件惯量绕 z 方向的转动 2 部分构成。其中,传动轴与行星架固定旋转自由度时的变形可以通过有限元模型获得。传动轴与行星架绕 z 方向的转动可以用刚体运动的动力学方程表示为

$$J_z \ddot{\theta}_z = T_{k1} - T_{k2}, \quad (5)$$

式中: J_z 为柔性构件绕 z 方向的转动惯量; θ_z 为柔性构件的刚性角位移; T_{k1} 、 T_{k2} 分别为柔性构件所承受的驱动力矩和负载力矩。

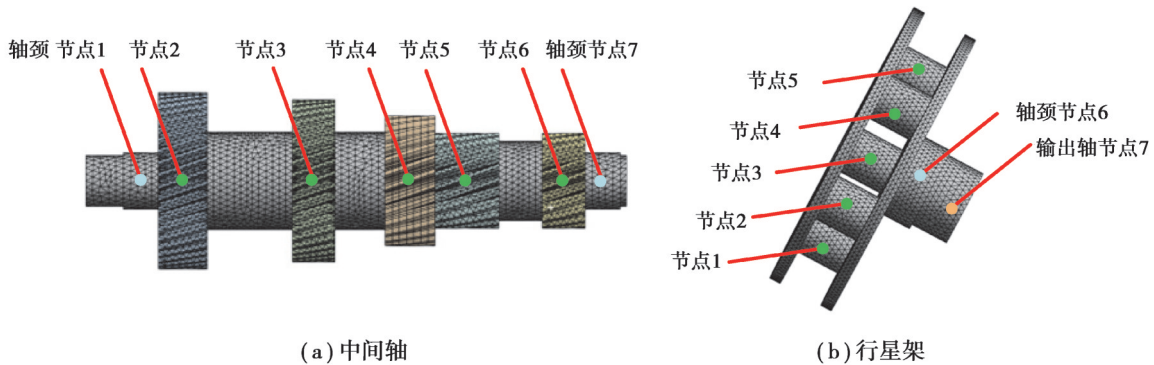


图 4 传动轴与行星架有限元模型

Fig. 4 Finite element model of shafts and planet carrier

图 5 为内齿圈有限元模型,通过内齿圈轮齿上的集中节点与其他构件模型进行耦合,进而传递构件间的力、位移和速度。

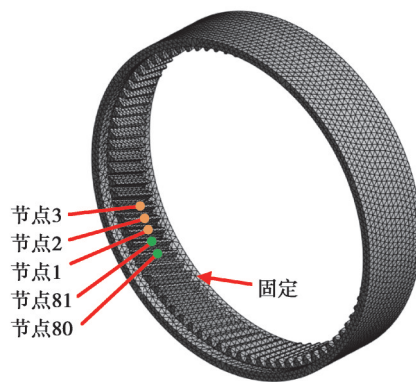


图 5 内齿圈有限元模型

Fig. 5 Finite element model of the ring gear

1.3 轴承模型

将轴承视为线性弹簧,建立轴承模型。轴承模型将传动轴有限元模型与箱体(视为刚体)轴承座耦合连接,轴承模型的刚度矩阵为

$$\mathbf{K}_b = \text{diag} [k_x, k_y, k_z, k_{\theta x}, k_{\theta y}, 0]。 \quad (6)$$

式中： k_x 、 k_y 和 k_z 分别为轴承沿 x 、 y 、 z 三个方向上的支承刚度； k_{θ_x} 、 k_{θ_y} 分别为轴承绕转轴转动刚度的分量；diag为对角矩阵函数。

1.4 AMT 齿轮传动系统刚柔耦合动力学建模

根据齿轮六自由度集中参数动力学模型与传动轴、行星架、内齿圈等柔性构件有限元模型,以及轴承模型之间力、位移和速度的耦合关系,建立 AMT 齿轮传动系统刚柔耦合动力学模型,建模流程图如图 6 所示。

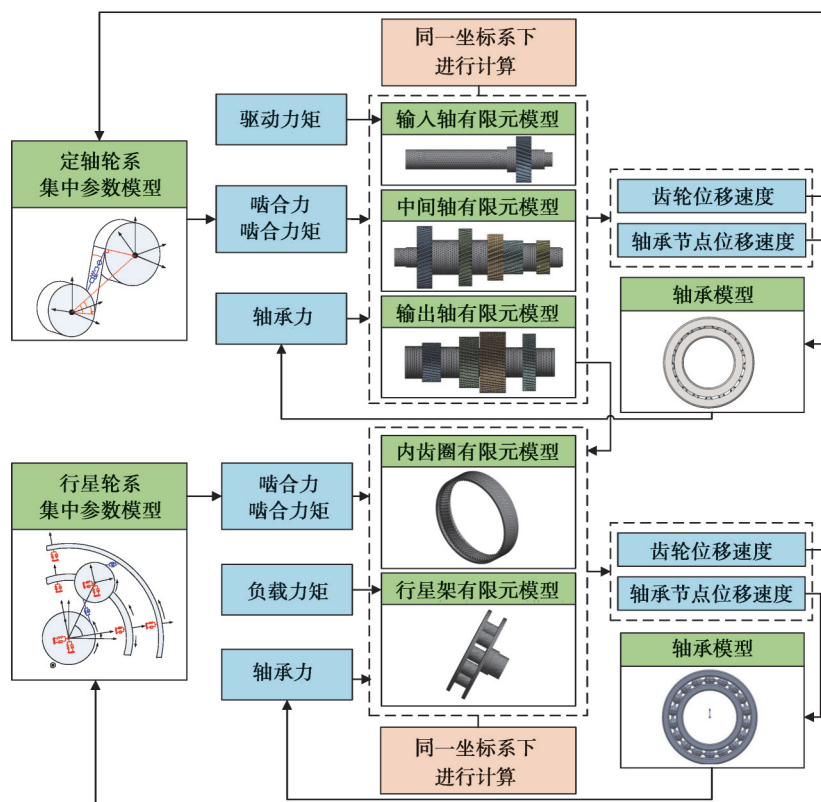
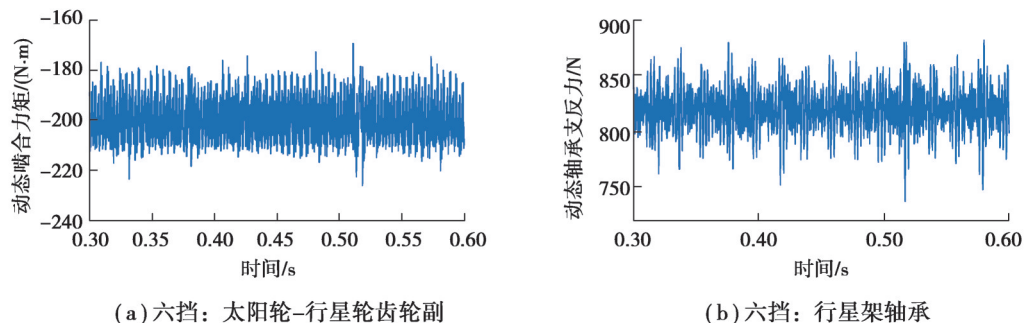


图 6 AMT 齿轮传动系统刚柔耦合动力学建模关系图

Fig. 6 Relationship for modeling the rigid-flexible coupling dynamics of AMT gear transmission system

1.5 AMT 齿轮传动系统的动态载荷响应

根据制造商提供的矿用卡车的真实运行工况数据,计算出矿用卡车在不同换挡策略下各挡位使用频率和载荷恶劣程度。在此基础上确定使用频次高的六挡和载荷恶劣的七挡传动系统为危险传动系统,针对这 2 个挡位建立刚柔耦合动力学模型,并对模型进行仿真计算,仿真中输入转矩设置为 $1\ 000\ \text{N}\cdot\text{m}$,输入转速设置为 $1\ 300\ \text{r}/\text{min}$,获得了传动系统中齿轮和轴承的动态载荷响应,如图 7 所示。



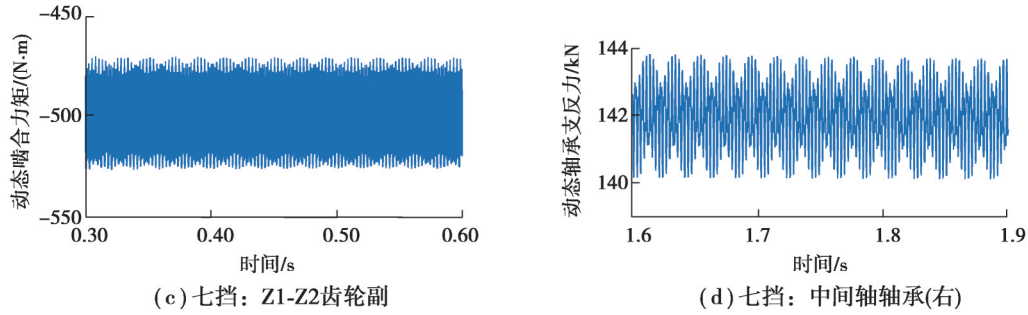


图 7 传动系统中齿轮和轴承的动态响应

Fig. 7 Dynamic response of gears and bearings in the transmission systems

2 AMT 齿轮传动系统零部件动态可靠性分析

AMT 齿轮传动系统的主要失效形式为齿轮接触疲劳失效、弯曲疲劳失效和轴承接触疲劳失效^[14]。根据《机械设计手册》^[15]确定了 3 种失效形式的应力计算公式(7),从而进行 AMT 齿轮传动系统零部件动态可靠性分析。

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} F_t(t)}{d_1 b} \frac{u \pm 1}{u}}; \\ \sigma_F = \frac{K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} F_t(t)}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta; \\ \sigma_B = \frac{1.5}{\pi e_a e_b \epsilon_E^2} \sqrt{(\sum \rho)^2} Q, \quad \text{点接触}; \\ \sigma_B = \frac{2Q}{\pi b l}, \quad b = 3.34 \times 10^{-3} \left(\frac{Q}{l \sum \rho} \right)^{1/2}, \quad \text{线接触}. \end{array} \right. \quad (7)$$

式中: σ_H 、 σ_F 分别为齿轮的接触疲劳应力与弯曲疲劳应力; $F_t(t)$ 是齿轮端面分度圆上的切向力; d_1 、 b 和 u 分别为主动轮分度圆直径、工作齿宽和齿数比; K_A 、 K_V 分别为使用系数和动载系数; $K_{H\beta}$ 、 $K_{H\alpha}$ 分别为依据接触强度计算的齿向载荷分布系数和齿间载荷分配系数; Z_H 、 Z_E 、 Z_ϵ 和 Z_β 分别为节点区域系数、弹性系数、重合度系数和螺旋角系数; m_n 为法向模数; $K_{F\beta}$ 、 $K_{F\alpha}$ 分别为依据弯曲强度计算的齿向载荷分布系数和齿间载荷分配系数; Y_{Fa} 、 Y_{Sa} 分别为力作用在齿顶时的齿形系数和应力修正系数; Y_ϵ 为重合度系数, Y_β 为螺旋角系数; σ_B 为轴承的接触疲劳应力; Q 为轴承的接触载荷; e_a 、 e_b 为赫兹接触系数; $\sum \rho$ 为接触体的主曲率之和;轴承钢 $\epsilon_E=1$; l 为滚子的有效接触长度。

2.1 应力统计特征分析

针对疲劳应力呈现随机性、时变性和数据量大的特点,利用雨流计数法^[16]对动态疲劳应力进行统计分析,获得其幅值谱和均值谱。考虑到关键零部件动态应力的幅值和均值变化对其疲劳寿命的影响,采用 Good-man^[17]等效公式(8)对应力谱进行修正。

$$\sigma_{-1}^{eq} = \sigma_a \frac{\sigma_b}{\sigma_b - \sigma_m}, \quad (8)$$

式中: σ_{-1}^{eq} 代表修正后的应力疲劳极限; σ_a 、 σ_m 和 σ_b 分别代表应力循环的幅值、平均应力和材料强度极限。

2.2 齿轮动态可靠性分析

在实际工程中,机械零部件承受复杂多变的应力,会发生非线性疲劳损伤累积,为较为准确地反映材料疲劳损伤状况,材料的总损伤累积量 $D^{[18]}$ 为

$$\begin{cases} D = 1 - \left(1 - \frac{m}{N_f}\right)^{\frac{1}{1-T(\sigma_M, \bar{\sigma})}}, \\ T(\sigma_M, \bar{\sigma}) = 1 - \frac{1}{a \lg |\sigma_M / \sigma_{-1}(\bar{\sigma})|}. \end{cases} \quad (9)$$

式中： m 代表应力循环次数； σ_M 代表应力幅值， $\sigma_{-1}(\bar{\sigma})$ 代表材料纯扭转时的疲劳极限； N_f 代表疲劳寿命，由材料的S-N曲线方程 $\sigma_M^m N_f = \sigma_b^m N_0 = C$ 计算； a 代表材料常数，其值影响总损伤累积量的变化趋势。

基于非线性疲劳损伤累积理论，建立时变剩余强度模型^[19]：

$$y(n) = y(0) - (y(0) - \sigma_{\max}) D = y(0) - (y(0) - \sigma_{\max}) \left[1 - \left(1 - \frac{n}{N_f}\right)^{\frac{1}{1-T(\sigma_M, \bar{\sigma})}} \right]. \quad (10)$$

式中： $y(0)$ 为初始静强度； σ_{\max} 为循环载荷峰值。

鉴于AMT齿轮传动系统中关键零部件所受应力 $x(t)$ 和强度 $y(t)$ 具有时变性与随机性特点，基于应力-强度干涉理论，传动系统关键零部件可靠性功能函数 $g(X, t)$ 为

$$g(X, t) = y(t) - x(t). \quad (11)$$

结合时变剩余强度模型式(10)和式(11)，可推导出

$$g(X, t) = y(0) - (y(0) - \sigma_{\max}) \left[1 - \left(1 - \frac{n}{N_f}\right)^{\frac{1}{1-T(\sigma_M, \bar{\sigma})}} \right] - x(t). \quad (12)$$

相应地，可靠度指标 β 表示为

$$\beta = \frac{E[g(X, t)]}{\sqrt{\text{Var}[g(X, t)]}}. \quad (13)$$

齿轮可靠度 $R(t)$ 表示为

$$R(t) = p[y(t) \geq x(t)] = \Phi(\beta). \quad (14)$$

式中： Var 为方差函数； $\Phi(\cdot)$ 为标准正态分布函数。通过计算出可靠度指标 β ，根据正态分布的性质便可得系统中各齿轮的接触、弯曲疲劳可靠度，如图8所示。

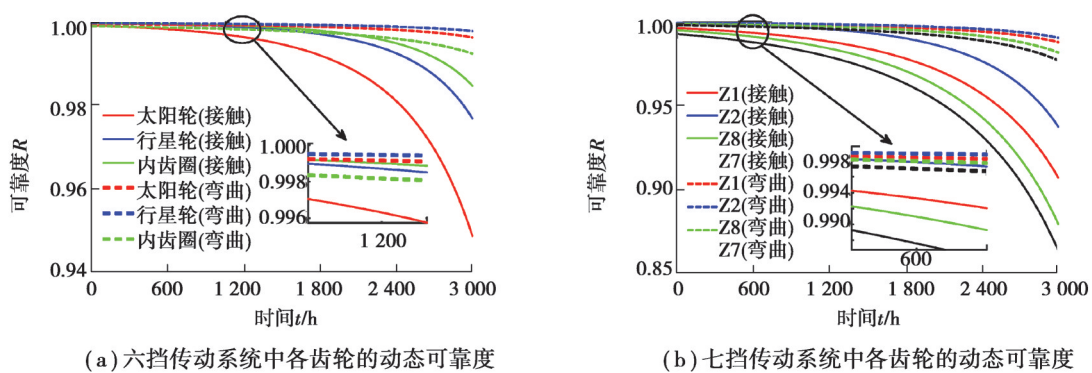


图8 传动系统中各齿轮的动态可靠度

Fig. 8 Dynamic reliability of each gear in the transmission systems

由图8可知，随服役时间的增加，各齿轮的可靠度呈现非线性降低趋势，其疲劳可靠度的衰减速率由慢到快，衰减趋势基本一致。导致齿轮可靠度出现这种变化趋势的主要原因是齿轮材料的强度退化特征。齿轮的初始强度和载荷应力影响其初始接触疲劳可靠度和初始弯曲疲劳可靠度，均接近1。七挡传动系统中各齿轮在服役3000h时接触疲劳可靠度和弯曲疲劳可靠度的衰减速率高于六挡各齿轮，且接触、弯曲疲劳可靠度明显低于六挡各齿轮。

2.3 轴承动态可靠性分析

轴承是常见的标准化零件,其接触疲劳寿命服从三参数威布尔分布^[20],轴承可靠度函数 $R(t)$ 为

$$\begin{cases} R(t) = \exp \left[\ln 0.9 \left(\frac{t - \gamma}{L_{0.9} - \gamma} \right)^\beta \right], \\ L_{0.9} = \frac{10^6}{60n_B} \left(\frac{C}{P} \right)^\varepsilon. \end{cases} \quad (15)$$

式中: n_B 、 C 、 P 分别为轴承转速、基本额定动载荷和当量动载荷; t 为轴承的工作时间; γ 为位置参数; β 为形状参数; ε 为寿命指数; $L_{0.9}$ 为滚动轴承可靠度为 0.9 时的寿命,表征额定寿命。

基于轴承的动态支反力,结合式(15),求解获得了 AMT 六挡和七挡传动系统中各轴承的动态可靠度,如图 9 所示。

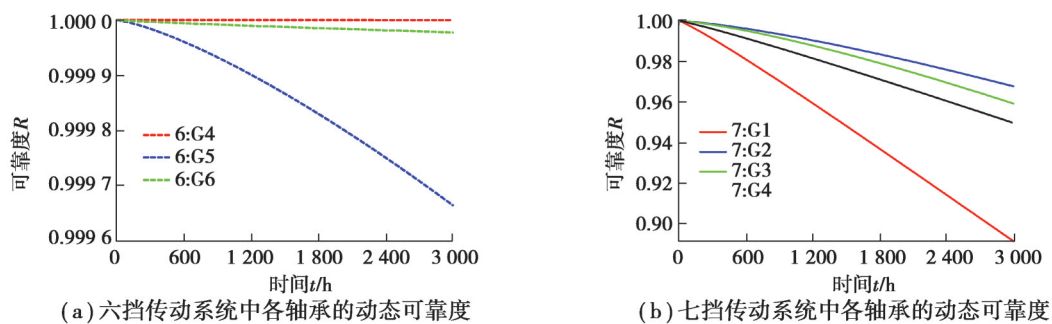


图 9 传动系统中各轴承的动态可靠度

Fig. 9 Dynamic reliability of each bearing in the transmission systems

由图 9 可知,六挡和七挡传动系统中各轴承的可靠度衰减速率几乎保持不变;六挡传动系统中各轴承的可靠度相对较高,服役 3 000 h 后可靠度仍保持在 0.999 6 以上,不易发生疲劳失效;与六挡传动系统中各轴承可靠度相比,七挡传动系统的各轴承可靠度衰减速率较快,服役 3 000 h 后可靠度较低,尤其是 G1 的可靠度最低,应着重关注 G1 的运行状态,做到及时检修或更换。

3 考虑失效相关性的 AMT 齿轮传动系统动态可靠性分析

工程实际中,AMT 齿轮传动系统的不同零件之间存在直接接触或相互关联的接口,导致传动系统的零件失效并非完全独立,而是普遍存在关联关系。为准确地评估 AMT 齿轮传动系统可靠性,利用 Copula 函数的嵌套原理,考虑系统中同一零件不同失效模式间及不同零件间的失效相关性。

3.1 考虑失效模式相关性的齿轮动态可靠性分析

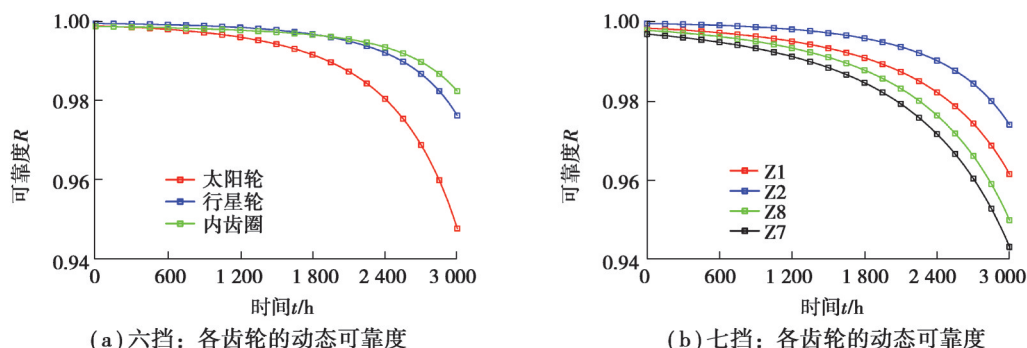
基于齿轮不同失效模式下的失效率 $F_1(t)$ 、 $F_2(t)$,利用核密度估计方法^[21]估计六挡和七挡传动系统中齿轮寿命分布(失效率)的边缘分布函数,并使用最大似然估计方法估计六挡和七挡传动系统中 Copula 函数的相关参数。接着根据阿基米德 Copula 函数与经验 Copula 函数之间的平方欧式距离,选择拟合效果好的 Gumbel Copula 函数描述各齿轮 2 种失效模式间的相关性。当齿轮考虑 2 种失效模式的相关关系时,其动态可靠度可用式(16)表示,求解可获得 AMT 六挡和七挡传动系统中各齿轮的动态可靠度,如图 10 所示。

$$R(t) = 1 - P(Z_1 \leq t) - P(Z_2 \leq t) + P(Z_1 \leq t, Z_2 \leq t) = 1 - F_1(t) - F_2(t) + C_{12}(F_1(t), F_2(t)). \quad (16)$$

$$1 - F_1(t) - F_2(t) + C_{12}(F_1(t), F_2(t)).$$

由图 10 中可知,基于 Gumbel Copula 函数考虑 2 种失效模式相关性时各齿轮的可靠度随着服役时间的增加呈现非线性衰减趋势,衰减速率由慢到快。图 10(a)中,考虑接触疲劳失效和弯曲疲劳失效的相关关系时,内齿圈在服役前期衰减速率增大,行星轮和内齿圈在服役 1 875 h 时出现交叉现象;太阳轮作为六挡传动系统的薄弱环节,在服役 3 000 h 后,可靠度降为 0.948。图 10(b)中,Z7 作为七挡传动系统的薄弱环节,在服役 3 000 h 后,可靠度降为 0.858;与六挡传动系统各齿轮的可靠度相比,七挡传动系统的各齿轮服役 3 000 h 后

的可靠度较低,更易出现故障。



(a) 六挡: 各齿轮的动态可靠度

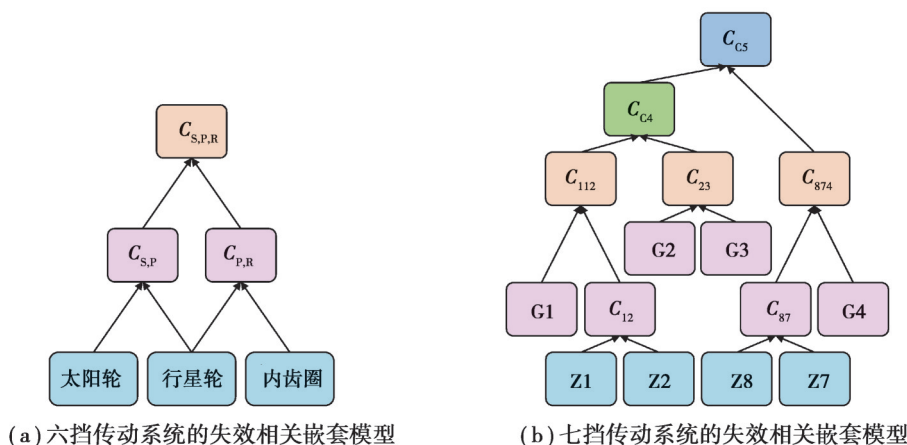
(b) 七挡: 各齿轮的动态可靠度

图 10 六挡和七挡传动系统中各齿轮的动态可靠度

Fig. 10 Dynamic reliability of each gear in the sixth and seventh gear transmission systems

3.2 考虑零部件间失效相关性的 AMT 传动系统动态可靠性分析

为更准确地评估 AMT 齿轮传动系统的可靠性,需要考虑系统中不同零件之间的失效相关性。利用 N 维 Copula 函数描述 AMT 齿轮传动系统中各齿轮与轴承间的失效相关性,在参数估算及可靠性分析方面展现出较高的复杂性,因此通常采用嵌套 Copula 函数描述整个多维变量之间的相关结构。文中基于齿轮和轴承的动态可靠性,利用 Copula 函数的嵌套原理构建考虑失效相关性的 AMT 六挡和七挡传动系统嵌套 Copula 函数模型,其结构简图如图 11 所示,进而评估传动系统的动态可靠性。



(a) 六挡传动系统的失效相关嵌套模型

(b) 七挡传动系统的失效相关嵌套模型

图 11 考虑失效相关性的系统嵌套 Copula 函数模型

Fig. 11 The nested Copula function model for systems considering failure correlation

除了上述采用 Gumbel Copula 函数来描述零件间失效相关性这种可靠度设计方法外,还存在考虑零件间失效完全独立及失效完全相关 2 种可靠度设计方法。

当不同零件间失效完全独立时,传动系统被视为不同零件串联组合而成,若任一零件失效,系统将出现故障。此时,系统的可靠度为

$$R = R_1 R_2 \cdots R_n = \prod_{i=1}^n R_i \quad (17)$$

最薄弱环节设计法认为不同零件间完全相关,系统可靠度 R 取决于零件中最小可靠度

$$R_{\min} = \min(R_1, R_2, \cdots, R_n) \quad (18)$$

根据嵌套 Copula 函数设计方法、完全独立设计方法、最薄弱环节设计方法处理六挡和七挡传动系统中不同零件间的失效相关性,分别计算出传动系统的动态可靠度,结果如图 12 所示。

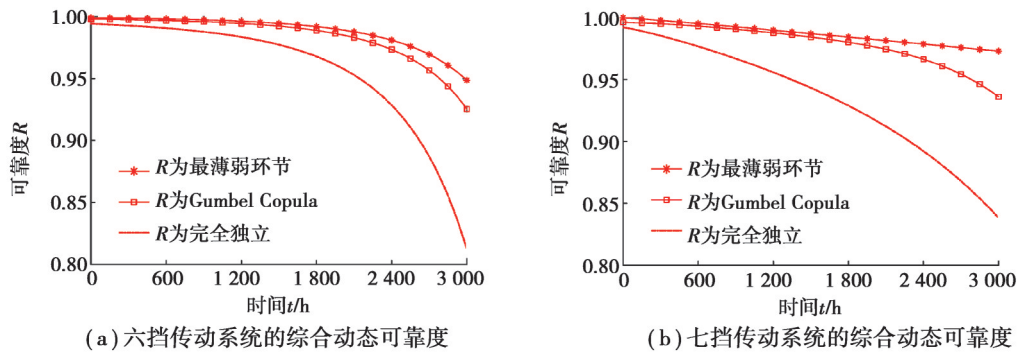


图 12 六挡和七挡传动系统的动态可靠度

Fig. 12 Dynamic reliability of the sixth-gear and seventh-gear transmission systems

由图 12 可知,3 种设计方法得到的传动系统的动态可靠度变化趋势基本一致,均是随着服役时间的增加而衰减,只是衰减速率和相同服役时刻的可靠度不同。六挡和七挡传动系统中由完全独立设计方法得到的可靠度衰减速率最快,可靠度最低;由最薄弱环节设计方法得到的可靠度衰减速率最慢,可靠度最高;而嵌套 Copula 函数设计方法得到的动态可靠度介于两者之间且接近最薄弱环节设计方法得到的结果,符合工程实际。对比图 12(a)和图 12(b)发现,3 种可靠性设计方法得到的七挡传动系统的综合动态可靠度均低于六挡传动系统的综合动态可靠度,故应更加关注七挡传动系统的运行状态。

4 结 论

以某型矿用卡车 AMT 齿轮传动系统为研究对象,围绕齿轮传动系统刚柔耦合动力学建模与动载荷分析、考虑齿轮强度退化与零件间失效相关性的传动系统可靠性分析开展研究,形成了一套基于动力学的矿用卡车 AMT 齿轮传动系统可靠性预测方法,并得出以下结论:

1)与六挡传动系统中齿轮和轴承的可靠度相比,七挡传动系统中齿轮和轴承的可靠度较低,更易出现故障;太阳轮是六挡传动系统的薄弱环节,齿轮 Z1 和轴承 G1 是七挡传动系统的薄弱环节,应着重关注,及时检修或更换。

2)六挡和七挡传动系统可靠度均随服役时间增加呈非线性衰减趋势,且前、中期衰减速率较小,后期衰减速率较大;在服役 3 000 h 时,六挡传动系统的可靠度高于七挡,分别为 0.925 和 0.744。

3)综合考虑内外部载荷激励与构件柔性对传动系统关键零件应力分布的影响、非线性疲劳累积损伤对零件强度的影响,以及零件间失效相关性对系统可靠性的影响,较准确地预测了矿用卡车 AMT 齿轮传动系统动态可靠性,为该 AMT 齿轮传动系统运行可靠性的提升提供了依据。

参考文献

- [1] Yang W W, Liang J, Yang J, et al. Corresponding drivability control and energy control strategy in uninterrupted multi-speed mining trucks[J]. Journal of the Franklin Institute, 2021, 358(2): 1214-1239.
- [2] Zhang X T, Guo A, Ai Y F, et al. Real-time scheduling of autonomous mining trucks *via* flow allocation-accelerated tabu search [J]. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles, 2022, 7(3): 466-479.
- [3] Huang X H, Yan W B, Cao H J, et al. Prospects for purely electric construction machinery: mechanical components, control strategies and typical machines[J]. Automation in Construction, 2024, 164: 105477.
- [4] 毛天雨,余泳,刘怀举,等. 飞行汽车齿轮传动系统动态可靠性分析[J]. 机械传动, 2021, 45(6): 96-103, 176.
Mao T Y, Yu Y, Liu H J, et al. Dynamic reliability analysis of flying car gear transmission system[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2021, 45(6): 96-103, 176.(in Chinese)
- [5] Jiang S, Li W, Xin G F, et al. Study on dynamic reliability of permanent magnet gear transmission system with wear and failure correlation[J]. Engineering Failure Analysis, 2022, 131: 105802.
- [6] 李宏仲,周玉龙. 考虑强度退化的海上风机齿轮结构可靠性评估方法[J]. 中国电机工程学报, 2023, 43(13): 5037-5049.

- Li H Z, Zhou Y L. Reliability assessment method for offshore wind turbine gear structures considering strength degradation[J]. Proceedings of the CSEE, 2023, 43(13): 5037-5049.(in Chinese)
- [7] Liu Y M, Chen Y. Dynamic reliability evaluation of high-speed train gearbox based on Copula function[J]. IEEE Access, 2022, 10: 51792-51803.
- [8] Chen J J, Li W, Sheng L C, et al. Study on reliability of shearer permanent magnet semi-direct drive gear transmission system [J]. International Journal of Fatigue, 2020, 132: 105387.
- [9] Zhou D, Zhang X F, Zhang Y M. Dynamic reliability analysis for planetary gear system in shearer mechanisms[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 105: 244-259.
- [10] Lyu H, Wang S, Ma L, et al. Reliability modeling for planetary gear transmission system considering dependent failure processes[J]. Quality and Reliability Engineering International, 2022, 38(1): 229-247.
- [11] 路志成, 周建星, 崔权维, 等. 基于动力学的风力机齿轮传动系统可靠性研究[J]. 太阳能学报, 2023, 44(9): 397-404.
Lu Z C, Zhou J X, Cui Q W, et al. Research on reliability of gear transmission system of wind turbine based on dynamics[J]. Acta Energae Solaris Sinica, 2023, 44(9): 397-404.(in Chinese)
- [12] Li M, Luo Y, Qu L G, et al. Influence of ring gear flexibility on the fatigue reliability of planetary gear systems in heavy helicopters[J]. Mechanism and Machine Theory, 2024, 191: 105520.
- [13] 刘长钊, 宋健, 李峥琪, 等. 考虑动力学性能的高速薄壁齿轮多目标优化[J/OL]. 吉林大学学报(工学版), 1-13[2024-09-25]. <https://doi.org/10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20231312>.
Liu C Z, Song J, Li Z Q, et al. Multi-objective optimization of high-speed thin-walled gears considering dynamic performance [J/OL]. Journal of Jilin University (Engineering Edition), 2024: 1-13[2024-09-25]. <https://doi.org/10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20231312>.(in Chinese)
- [14] Xia E D, Zhou F P, Kun-Chieh W, et al. A novel reliability analysis methodology based on IPSO-MCopula model for gears with multiple failure modes[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2024, 16(2): 16878132241228194.
- [15] 成大先. 机械设计手册, 第2卷[M]. 5版. 北京: 化学工业出版社, 2007.
Cheng D X. Mechanical design manual, volume II[M]. 5th ed. Beijing: Chemical Industry Press, 2007.(in Chinese)
- [16] Nia H M, Aghakouchak A A. Evaluating frequency domain methods for fatigue analysis of fixed jacket type offshore platform [J]. Ocean Engineering, 2022, 246: 110233.
- [17] Oh G. Effective stress and fatigue life prediction with mean stress correction models on a ferritic stainless steel sheet[J]. International Journal of Fatigue, 2022, 157: 106707.
- [18] He H F, Liu H J, Zhu C C, et al. Analysis of the fatigue crack initiation of a wind turbine gear considering load sequence effect [J]. International Journal of Damage Mechanics, 2020, 29(2): 207-225.
- [19] 林小燕, 魏静, 赖育彬, 等. 齿轮的剩余强度模型及其动态可靠度[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2017, 38(9): 1476-1483.
Lin X Y, Wei J, Lai Y B, et al. Gear residual strength model and dynamic reliability[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2017, 38(9): 1476-1483.(in Chinese)
- [20] Zhao Y X, Yang J P, Wang H K. Probabilistic rolling contact fatigue approaches with a loading level relevance[J]. International Journal of Fatigue, 2023, 177: 107952.
- [21] Ma S, Sun S G, Wang B J, et al. Estimating load spectra probability distributions of train bogie frames by the diffusion-based kernel density method[J]. International Journal of Fatigue, 2020, 132: 105352.

(编辑 詹燕平)