DOI: 10.16236/j.cnki.nrjxb.202506062

柴油发电机组起动过程联轴器异常碰撞故障分析

徐凯锐[1]，宋世哲[1,2]，闫　兵[1]，黄　燕[1]，华春蓉[1]
（1. 西南交通大学机械工程学院，成都 610031；2. 太行实验室，成都 610299）

摘要：针对柴油发电机组传动系统中分段刚度弹簧-阻尼联轴器异常碰撞故障，建立了考虑联轴器碰撞的传动系统动力学模型，基于模型研究其故障机理和诊断方法，提出了消除故障的方案. 首先，分析了机组起动过程中实测传动系统的扭振信号频率特征，结合传动系统自由振动计算所得扭振模态特性，确认机组起动过程中通过临界转速时联轴器主、被动端发生了碰撞. 之后，进一步研究了联轴器主、被动端产生碰撞时联轴器关键件（中间盘）受力情况，计算得到该联轴器中间盘最大应力达到 325 MPa，超过了中间盘材料的疲劳极限（225 MPa），导致联轴器中间盘断裂. 然后，建立了考虑联轴器碰撞的传动系统动力学模型，研究了柴油发电机组起动过程联轴器异常碰撞故障机理，分析了刚度、阻尼等影响因素，提出了替换原联轴器的方案并进行了试验验证，最终解决了联轴器异常碰撞故障问题.

关键词：柴油发电机组；联轴器；分段刚度；异常碰撞故障
中图分类号：TK421.6　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1000-0909（2025）06-0559-10

Analysis of abnormal collision fault of coupling during startup of diesel generator set

Xu Kairui[1]，Song Shizhe[1,2]，Yan Bing[1]，Huang Yan[1]，Hua Chunrong[1]
（1. School of Mechanical Engineering，Southwest Jiaotong University，Chengdu 610031，China；
2. Taihang Laboratory，Chengdu 610299，China）

Abstract：In order to investigate the abnormal collision fault of piecewise stiffness spring-damper coupling in the transmission system of a diesel generator set during the startup，a dynamic model of the transmission system considering coupling collision was established. Based on the model，the fault mechanism and diagnosis method were studied，and the scheme to eliminate the fault was proposed. First，the frequency characteristics of measured torsional vibration signals of the transmission system during the startup of the unit were analyzed. Combined with the torsional vibration modal characteristics calculated by the free vibration of the transmission system，it was confirmed that the collision occured between the driving and driven ends of the coupling when the unit passes the critical speed during the startup. Next，the stress of the key part（intermediate plate）of the coupling during the collision between the driving end and the driven end of the coupling was further studied. It is found that the maximum stress of the intermediate plate of the coupling reaches 325 MPa，which exceeds the fatigue limit of 225 MPa for the intermediate plate material，resulting in the fracture of the intermediate plate of the coupling. Then，a dynamic model of the transmission system considering coupling collision was established，the mechanism of abnormal coupling collision fault during the startup of the diesel generator set was studied，and the influencing factors such as stiffness and damping were analyzed. Finally，a scheme of replacing the original coupling was proposed and verified by experiments，and the problem of abnormal collision fault of coupling was solved.

Keywords：diesel generator set；coupling；piecewise stiffness；abnormal collision fault

收稿日期：2025-04-15；**修回日期**：2025-07-02.
基金项目：四川省自然科学基金资助项目（2022NSFSC0416）.
作者简介：徐凯锐，硕士研究生，15528761151@163.com.
通信作者：华春蓉，博士，副教授，hcrong@swjtu.cn.

柴油发电机组因为具有稳定的动力输出及便于移动等优势，广泛运用在船舶[1]和内燃机车[2]等领域. 联轴器位于内燃机飞轮端与发电机输入端之间，起转矩传递、结构支撑及减振方面的重要作用[3]. 因此，联轴器的工作状态直接关系到柴油发电机组传动系统的工作可靠性.

目前对于柴油发电机组传动系统故障诊断的研究，主要有基于信号分析和基于材料特性分析两类.

基于信号分析的故障诊断研究是为了寻求故障与传动系统的关联性，是对传动系统测试信号进行分析. Gawande 等[4]基于扭振信号提取高阶谐波成分，实现了稳态工况下对柴油机曲轴失效的有效诊断. Yan 等[5]研究发现，电机转子部件断裂失效是由电机转子与柴油机间的刚性连接使电机转子扭振幅值过大导致. Liu 等[6]基于扭振信号分析了单缸和双缸失火对柔性联轴器寿命的影响，结果表明：失火导致输出力矩均匀性变差、扭振幅值增大且联轴器寿命减短. 可知，已有研究能够通过信号分析的方式定位故障部件，但没有对相关影响因素进行研究，未给出解决方案；且这类研究主要集中在稳定工况，未涉及非稳态工况（机组起、停工况）的传动系统故障机理分析.

基于材料特性分析的故障诊断是对材料在不同工作环境下的力学性能进行分析，以判别故障损伤原因. 在传动系统故障分析中，朱维军[7]利用电子扫描显微镜观察断裂口，发现传动系统部件破损是由于材料本身的屈服强度过小. 在联轴器的故障研究中，学者们[8-10]利用化学成分分析和金相分析等方法，提出联轴器材料中的杂质元素在维护或使用过程中会因化学反应形成杂质成分，对联轴器具有严重的腐蚀作用. 这类研究主要在静态条件下进行，未考虑传动系统的动态特性，不能准确分析出故障的机理，同时，这类研究只能在故障发生之后进行故障机理分析，不能在故障初期发现问题，减小故障损失.

以上研究中，柴油发电机组处于静态或稳定工作状态，而笔者所研究柴油发电机组传动系统联轴器的故障发生在机组起、停阶段，属于非稳态工况，情况更加复杂. 某 375 kW 柴油发电机组传动系统在起动阶段伴随撞击异响，并出现了联轴器故障. 为能正确判断并从根本上解决该传动系统中联轴器故障问题，急需建立传动系统动力学特征与故障间的关联，在掌握故障机理的基础上，提出诊断故障和解决问题的方法.

笔者首先分析机组起动过程中通过临界转速时传动系统扭振实测信号的频率特征，结合传动系统自由振动计算所得扭振模态特性，确认机组起动过程中联轴器主、被动端是否产生了碰撞. 若联轴器主、被动端发生碰撞，分析关键部件碰撞时的受力情况，揭示故障机理，研究碰撞时与之对应的信号特征，提出故障诊断的方法. 然后建立考虑联轴器碰撞的传动系统动力学模型，深入分析柴油发电机组起动过程联轴器异常碰撞故障机理，探讨其影响因素，以期解决联轴器异常碰撞故障问题.

1 起动工况下传动系统扭振信号分析

图 1 为柴油发电机组传动系统示意，图 2 为联轴器破损示意. 为研究联轴器故障产生原因，分析联轴器产生故障时对应的信号特征，对联轴器主、被动端的瞬时转速信号进行采集.

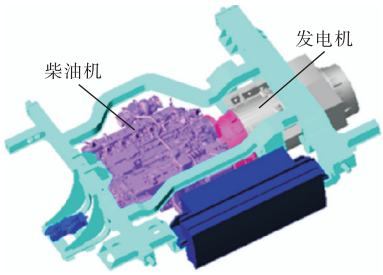
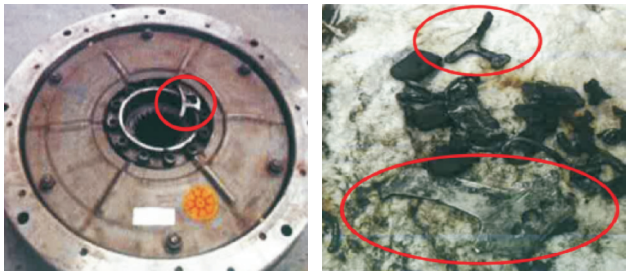


图 1 柴油发电机组传动系统示意

Fig.1 Schematic of the transmission system of diesel generator set



（a）联轴器 （b）联轴器中间盘碎片

图 2 联轴器破损示意

Fig.2 Schematic of damaged coupling

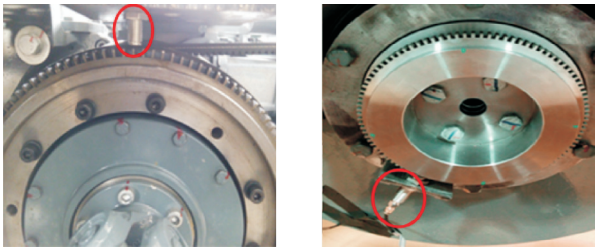
表 1 为试验用仪器设备，测试系统精度满足 GB/T 15371—2023 的要求[11]. 研究的机组起动阶段瞬时转速低于 500 r/min、采样频率大于 62.5 kHz 即可满足测量精度的需要[12]. 试验时采样频率设为 100.0 kHz，满足对采样频率的要求.

表 1 试验仪器与设备

Tab.1 Experimental instruments and equipment

仪器设备	数量	参数
拓普采集卡	1	TPP-1600
磁电传感器	2	M12 × 1.5 × 60
专业分析软件	1	PTVM4.0
主动端齿盘	1	160 齿
被动端齿盘	1	120 齿

为研究内燃发电机组中分段刚度弹簧-阻尼联轴器在 0 ~ 380 r/min 起动工况下主、被动端碰撞问题，试验时选取了联轴器主、被动端两个测点，机组拆解状态下的测点见图 3. 将机组安装在试验台架上进行热机，柴油机水温、油温正常后停机，接着进行机组起动过程试验. 在机组 0 ~ 380 r/min 起动过程中，笔者在联轴器主、被动端两个测点处利用数据采集设备对磁电传感器产生的电压脉冲信号进行采集.



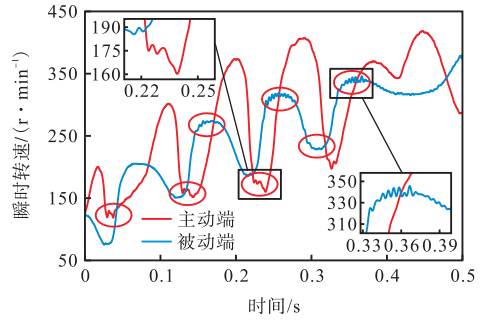
（a）主动端测点　　（b）被动端测点

图 3　机组拆解状态下的测点

Fig.3　Measuring points under unit dismantling status

1.1　数据分析

图 4 为柴油发电机组起动过程的联轴器主、被动端瞬时转速和角位移扭角差. 利用 A/D 拟合法对采集到的电压脉冲信号进行处理得到联轴器主、被动端瞬时转速[12]（图 4(a)），可知主、被动端转速曲线存在明显畸变和震荡. 对转速信号进行积分求解，得到两个测点处角位移信号[12]，将主、被动端角位移相减得到联轴器主、被动端之间的角位移扭角差，如图 4(b) 所示. 该型分段刚度弹簧-阻尼联轴器产品说明书提供的联轴器扭角-刚度曲线如图 5 所示. 可知，主、被动端角位移扭角差达到了该型联轴器弹性扭转极限（15.7°），初步判断图 4(a) 中瞬时转速的畸变和震荡与联轴器的刚性碰触相关.



（a）瞬时转速

（b）主、被动端扭角差

图 4　柴油发电机组起动过程的联轴器主、被动端瞬时转速和角位移扭角差

Fig.4　Instantaneous speed and torsional angle difference of angular displacement at driving end and driven end of the coupling of diesel generator set during startup process

为进一步确定瞬时转速中畸变和震荡信号的频率特征，利用短时傅里叶变换（STFT）对联轴器主动端与被动端瞬时转速信号进行时频分析，瞬时转速的时频分析见图 6. 可知，联轴器主、被动端振动响应主要频率分别为 180 ~ 200 Hz 和 230 ~ 250 Hz. 极有可能是联轴器主、被动端碰撞激励出了传动系统高频

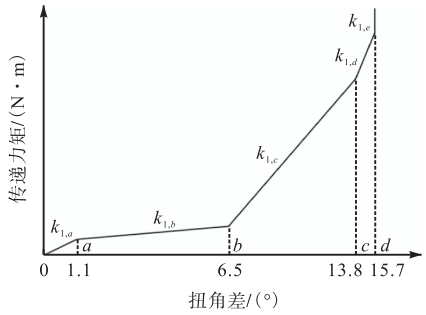
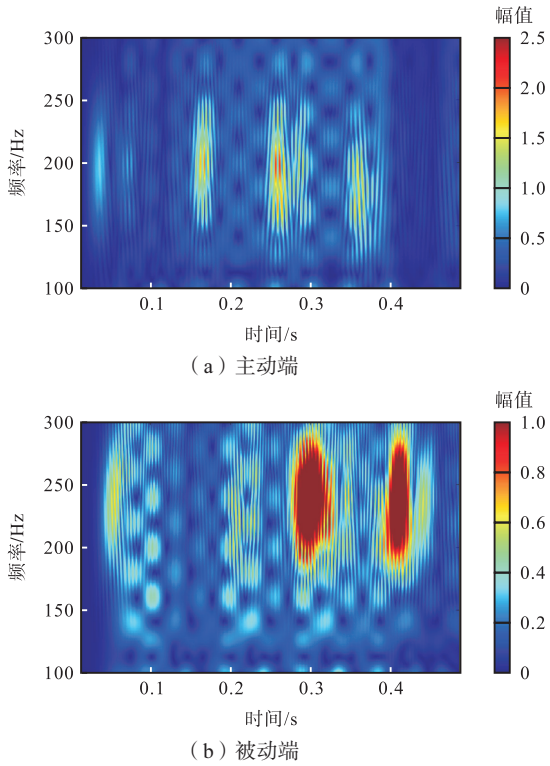


图 5　联轴器扭角-刚度曲线

Fig.5　Torsion angle-rigidity curve of the coupling



（a）主动端

（b）被动端

图 6　联轴器主、被动端瞬时转速的时频分析

Fig.6　Time-frequency analysis of instantaneous speed at driving end and driven end of the coupling

结构振动模态响应.

1.2　传动系统轴系自由振动分析

为分析机组传动系统结构振动响应信号与轴系各阶扭振固有频率之间的关系，建立柴油发电机组传动系统的自由振动计算模型[13]. 传动系统当量模型共包含有 19 个惯量，如图 7 所示[14]. 利用雅可比旋转变换法对柴油发电机组传动系统进行自由振动计算，表 2 为计算所得传动系统各阶固有频率与振型.

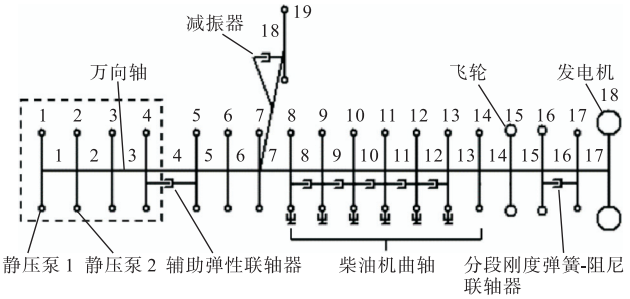


图 7　柴油发电机组轴系当量模型

Fig7　Shafting equivalent model of diesel generator set

表 2　自由振动计算结果

Tab.2　Calculation results of free vibration

阶数	频率/Hz	振型
1 阶	11.5	联轴器为结点的扭转
2 阶	69.8	曲轴前端扭转
3 阶	129.7	减振器为结点的扭转
4 阶	194.2	曲轴扭转
5 阶	239.1	电机轴扭转

该传动系统第 4 阶固有频率为 194.2 Hz，振型结点位于惯量 13 与惯量 14 之间(图 7)，与图 6(a)中主动端高频结构振动信号频率一致；传动系统第 5 阶固有频率为 239.1 Hz，振型结点位于惯量 17 与惯量 18 之间(图 7)，与图 6(b)中被动端高频结构振动信号频率一致.

该机组的柴油机为均匀点火的 4 冲程、直列 6 缸机，主简谐激励成分为 3.0 谐次[13]，利用式(1)可计算出机组轴系第 1 阶扭振临界转速为 226 r/min.

$$n_{c1}=(f_1\times 60)/3.0 \tag{1}$$

式中：n_{c1} 为轴系第 1 阶扭振临界转速；f_1 为以联轴器为结点的轴系第 1 阶扭振模态固有频率.

联轴器在机组起动过程中主、被动端发生碰撞并产生高频结构振动信号，这是由于在机组起动过程通过以联轴器为结点的轴系第 1 阶扭振临界转速(226 r/min)时，传动系统产生扭振共振，联轴器主、被动端扭振角位移随之增大；当主、被动端角位移扭角差达到联轴器弹性扭转极限(15.7°)时，联轴器主、被动端之间发生碰撞，碰撞力分别激励出了机组传动系统的曲轴扭转模态和电机轴扭转模态响应，因而联轴器主、被动端瞬时转速高频信号分别与第 4 阶和第 5 阶固有频率相对应，图 6 中 180 ~ 200 Hz 和 230 ~ 250 Hz 两个频率范围内的高频结构振动信号是由联轴器主、被动端间的碰撞产生.

为进一步分析机组起动过程中联轴器主动端与被动端碰撞时联轴器关键件受力情况，对碰撞时关键件达到的最大应力进行计算. 对图 4(a)所示瞬时转速信号进行求导，得到联轴器主、被动端角加速度，主、被动端转动惯量分别为图 7 中惯量 1 ~ 16 的和与惯量 17 ~ 18 的和，各端角加速度与对应转动惯量相乘得联轴器主、被动端惯性力矩，其主动端最大惯性力矩为 12 634.77 N · m，被动端最大惯性力矩为 8 599.28 N · m.

图 8 为机组起动过程主、被动端的惯性力矩. 图 9 为联轴器物理模型示意. 图 10 为联轴器中间盘有限元模型示意. 对有限元模型施加图 8 中的最大惯性力矩. 可知，当联轴器主动端与被动端碰撞时，产生的最大应力达到 325 MPa，已超过中间盘材料(合

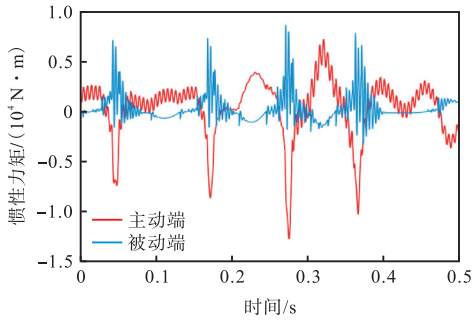


图 8　起动过程联轴器主动端和被动端惯性力矩

Fig.8　Moment of inertia of the driving end and driven end of the coupling during startup

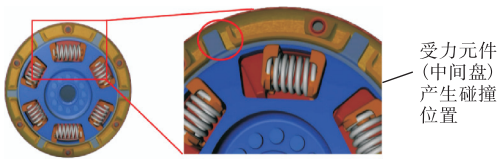


图 9　联轴器结构示意

Fig.9　Schematic of the coupling structure

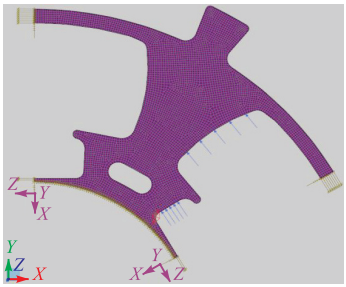


图 10　联轴器中间盘有限元模型示意

Fig.10　Schematic of finite element model of the coupling intermediate plate

金结构钢）的疲劳极限（225 MPa），会使材料在反复冲击载荷下产生疲劳损伤，导致结构破坏[15]. 中间盘的破损会使联轴器异常受力，造成联轴器壳体破裂和连接螺栓断裂.

1.3　联轴器碰撞故障分析及诊断方法

可知联轴器在碰撞时会激发轴系第 4、5 阶的曲轴和电机轴模态响应，从而在瞬时转速中产生与第 4、5 阶模态固有频率相符的高频信号；联轴器碰撞时最大应力超过其中间盘的疲劳极限，会导致联轴器故障.

因此，为提高联轴器在柴油发电机组传动系统起动过程中的可靠性，可以通过分析扭振信号中是否存在由碰撞引起的曲轴扭振和电机轴扭转模态固有频率成分，判断柴油发电机组传动系统中联轴器是否存在碰撞或异常受力的故障隐患.

2　考虑联轴器碰撞的传动系统动力学模型

2.1　动力学模型

根据研究联轴器碰撞问题的需要，按文献[16-17]简化柴油发电机组轴系当量模型（图 7），简化后的四自由度非线性动力学模型见图 11. 其中 J_1 为发动机端惯量（包含了静压泵、减振器和发动机曲轴）；J_2 为联轴器主动端惯量（包含了连接盘、飞轮和联轴器主动端）；J_3 为联轴器被动端惯量（联轴器被动端与电机轴）；J_4 为电机转子惯量. 在 J_1 与 J_2 之间存在刚度 k_0 与阻尼 c_1，刚度 k_0 为曲轴到飞轮的刚度，与 J_1、J_2 相关，为一个固定值，阻尼 c_1 为结构阻尼，与刚度 k_0 相关；在 J_2 与 J_3 之间存在刚度 $k_{1,a\text{-}d}$ 与阻尼 c_2，刚度 $k_{1,a\text{-}d}$ 是联轴器刚度，其大小随着联轴器主动端与被动端的角位移扭角差变化而变化，阻尼 c_2 是联轴器阻尼，与刚度 $k_{1,a\text{-}d}$ 相关，因而具有非线性特点；在 J_3 与 J_4 之间存在刚度 k_2 与结构阻尼 c_3.

将柴油发电机组传动系统中 19 个惯量简化为图 11 中的 4 个惯量，应满足以下两个条件：（1）简化后四自由度等效系统的 3 阶模态固有频率等于原系统第 1、4、5 阶模态固有频率；（2）简化后系统各阶模态的动能和位能分别等于原系统该阶模态的动能与位能.

按上述设定条件，利用式（2）和式（3）可以计算出图 11 动力学模型中的惯量、刚度和阻尼参数，简化模型参数见表 3.

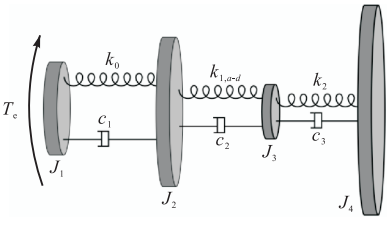


图 11　四自由度非线性动力学模型示意

Fig.11　Schematic of four degree of freedom nonlinear dynamic model

$$I_e=\sum_{j=1}^{i-1}I_j\alpha_j^2+I_i\alpha_i^2+I_{i+1}\alpha_{i+1}^2+\sum_{j=i+2}^{n}I_j\alpha_j^2 \tag{2}$$

$$K_e=\sum_{j=1}^{i-1}K_{i,j+1}\left(\alpha_j-\alpha_{j+1}\right)^2+K_{i,i+1}\left(\alpha_i-\alpha_{i+1}\right)^2+\sum_{j=i+1}^{n-1}K_{j,j+1}\left(\alpha_j-\alpha_{j+1}\right)^2 \tag{3}$$

表 3　简化模型的参数

Tab.3　Parameters of simplified model

参数	数值
惯量 J_1/(kg · m^2)	1.157
惯量 J_2/(kg · m^2)	2.935
惯量 J_3/(kg · m^2)	0.600
惯量 J_4/(kg · m^2)	6.100
刚度 k_0/(N · m · rad^{-1})	1 171 000
刚度 k_2/(N · m · rad^{-1})	1 319 000
阻尼 c_1/(N · m · s · rad^{-1})	5.674
阻尼 c_3/(N · m · s · rad^{-1})	91.272
刚度 $k_{1,a}$/(N · m · rad^{-1})	3 550
刚度 $k_{1,b}$/(N · m · rad^{-1})	1 820
刚度 $k_{1,c}$/(N · m · rad^{-1})	13 000
刚度 $k_{1,d}$/(N · m · rad^{-1})	31 600

简化后建立的四自由度模型第 1 ~ 第 3 阶模态固有频率分别为 11.3、189.4 和 247.4 Hz，与原系统第 1、4、5 阶模态固有频率基本相符. 根据牛顿第二定律，建立动力学模型的数学矩阵方程为

$$\boldsymbol{J}\ddot{\boldsymbol{\theta}}+\boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{\theta}}+\boldsymbol{K}\boldsymbol{\theta}=\boldsymbol{T}_e \tag{4}$$

式中：$\boldsymbol{\theta}$ 和 $\boldsymbol{T}_e$ 分别为系统的角位移向量和转矩向量；$\boldsymbol{J}$、$\boldsymbol{C}$ 和 $\boldsymbol{K}$ 分别为系统的惯量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵.

由于联轴器为分段刚度弹簧-阻尼联轴器，其刚度会随角位移扭角差变化（图 5）. 联轴器刚度随角位移扭角差变化特性分为 0-a、a-b、b-c 及 c-d 4 段. 当联轴器主、被动端角位移扭角差在 d 点达到弹性扭转极限（15.7°）时，则意味着联轴器主动端与被动端发生碰撞. 分段刚度弹簧-阻尼联轴器的传递力矩 T_1[3,18]表达式为

$$T_1=\begin{cases}k_{1,a}x & (x\leqslant a)\\ k_{1,b}x+a\left(k_{1,a}-k_{1,b}\right) & (a<x\leqslant b)\\ k_{1,c}x+a\left(k_{1,a}-k_{1,b}\right)+b\left(k_{1,b}-k_{1,c}\right) & (b<x\leqslant c)\\ k_{1,d}x+a\left(k_{1,a}-k_{1,b}\right)+b\left(k_{1,b}-k_{1,c}\right)+c\left(k_{1,c}-k_{1,d}\right) & (c<x\leqslant d)\\ k_{1,e}x+a\left(k_{1,a}-k_{1,b}\right)+b\left(k_{1,b}-k_{1,c}\right)+c\left(k_{1,c}-k_{1,d}\right)+d\left(k_{1,d}-k_{1,e}\right) & (x>d)\end{cases} \tag{5}$$

式中：$k_{1,a}$、$k_{1,b}$、$k_{1,c}$ 和 $k_{1,d}$ 为联轴器碰撞前的 4 段刚度，具体数值见表 3. $k_{1,e}$ 为相对角位移达到弹性扭转极限 15.7°后发生碰撞的刚度，即联轴器材料的刚度.

柴油机的输出力矩[19]T_2 可表示为

$$T_2(t)=T_{\mathrm{m}}+\sum_{i}^{\infty}T_{pi}\sin\left(\omega_{pi}+\varphi_{pi}\right) \tag{6}$$

式中：T_{m} 为平均转矩，由于撞击问题不考虑平均力矩，取值为 0；T_{pi}、ω_{pi} 和 φ_{pi} 分别为柴油机各简谐激振力矩幅值、角速度及初始相位；i 为谐次；p 由柴油机缸数 N 决定，$p=N/2$.

2.2 机组起动过程联轴器碰撞响应计算

将动力学方程表示为状态空间方程，即

$$\begin{cases}\dot{\boldsymbol{X}}=\boldsymbol{A}\boldsymbol{X}+\boldsymbol{B}\boldsymbol{U}\\ X(0)=X_0\end{cases} \tag{7}$$

式中：$\boldsymbol{X}$ 为动力学方程的状态向量，$\boldsymbol{X}=(\theta_1\ \theta_2\ \theta_3\ \dot{\theta}_1\ \dot{\theta}_2\ \dot{\theta}_3)$；$X_0$ 为运动学方程的初始值；$\boldsymbol{A}$ 为系统的状态矩阵；$\boldsymbol{B}$ 为系统的控制矩阵；$\boldsymbol{U}$ 为系统的输入向量，有

$$\begin{cases}\boldsymbol{A}=\begin{bmatrix}0 & I\\ -\boldsymbol{J}^{-1}\boldsymbol{K} & -\boldsymbol{J}^{-1}\boldsymbol{C}\end{bmatrix}\\ \boldsymbol{B}=\begin{bmatrix}0 & 0\\ 0 & \boldsymbol{J}^{-1}\end{bmatrix}\\ \boldsymbol{U}=\begin{bmatrix}0\\ T\end{bmatrix}\end{cases} \tag{8}$$

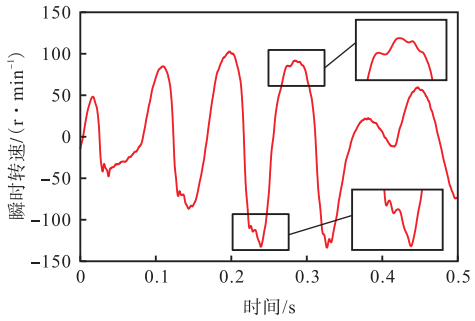
利用四阶龙格-库塔法递推求解，得

$$\begin{cases}\boldsymbol{X}_{n+1}=\boldsymbol{X}_n+\dfrac{h}{6}\left(\boldsymbol{K}_1+2\boldsymbol{K}_2+2\boldsymbol{K}_3+\boldsymbol{K}_4\right)\\ \boldsymbol{K}_1=\boldsymbol{A}\boldsymbol{X}_n+\boldsymbol{B}\boldsymbol{U}\,|_{t=nh}\\ \boldsymbol{K}_2=\boldsymbol{A}\left(\boldsymbol{X}_n+\dfrac{h}{2}\boldsymbol{K}_1\right)+\boldsymbol{B}\boldsymbol{U}\,|_{t=(n+1/2)h}\\ \boldsymbol{K}_3=\boldsymbol{A}\left(\boldsymbol{X}_n+\dfrac{h}{2}\boldsymbol{K}_2\right)+\boldsymbol{B}\boldsymbol{U}\,|_{t=(n+1/2)h}\\ \boldsymbol{K}_4=\boldsymbol{A}(\boldsymbol{X}_n+h\boldsymbol{K}_3)+\boldsymbol{B}\boldsymbol{U}\,|_{t=(n+1)h}\end{cases} \tag{9}$$

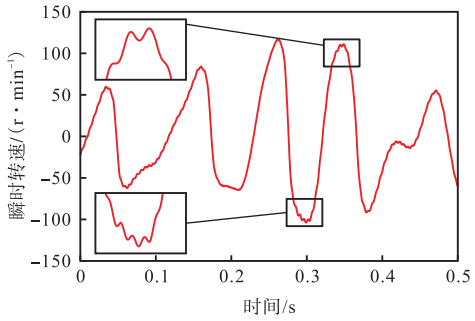
式中：$\boldsymbol{X}_{n+1}$ 与 $\boldsymbol{X}_n$ 分别为 $t=(n+1)h$ 与 $t=nh$ 时刻的状态向量；h 为时间步长；$\boldsymbol{U}\,|_{t=nh}$ 为 $t=nh$ 时刻的系统输入向量；$\boldsymbol{K}_1$、$\boldsymbol{K}_2$、$\boldsymbol{K}_3$ 和 $\boldsymbol{K}_4$ 为中间向量. 利用四阶龙格-库塔进行迭代计算时，在每一次迭代中都需要对联轴器的扭转状态进行判断，从而调整联轴器每个时刻对应的刚度. 通过迭代计算，最终计算出机组起动过程中的联轴器主动端与被动端碰撞响应.

2.3 模型验证

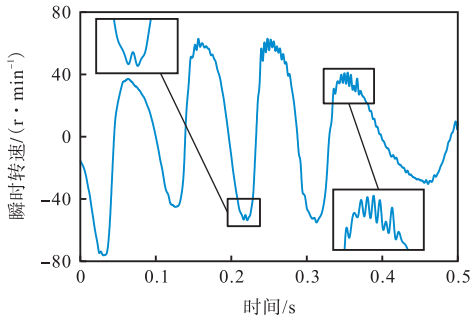
机组起动时联轴器碰撞过程约持续 0.5 s，其转速变化范围为 80 ~ 380 r/min. 为便于研究，此部分去除转速的趋势项，仅保留主、被动端瞬时转速波动情况，如图 12 所示. 采用时域分析法计算局部取样信号的高频成分振动周期，求倒后可得信号中的高频信号频率[12]. 在主动端，曲轴扭转模态试验数据中的高频信号频率为 181.3 Hz，仿真数据中的高频信号频率为 185.9 Hz，相对误差约为 2.5%；在被动端，电机轴



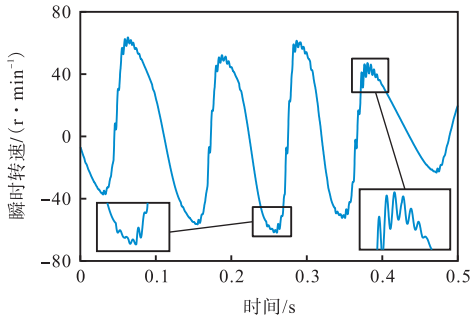
（a）主动端，试验值



（b）主动端，仿真值



（c）被动端，试验值



（d）被动端，仿真值

图 12 柴油发电机组起动工况的联轴器主动端和被动端瞬时转速波动

Fig.12 Instantaneous speed fluctuation at driving end and driven end of the coupling under diesel generator set startup condition

扭转模态试验数据中的高频信号频率为 238.5 Hz，仿真数据中的高频信号频率为 242.7 Hz，相对误差约为 1.8%．两种模态固有频率的仿真值与试验值之间的相对误差符合小于 5.0% 要求[11]，验证了考虑联轴器碰撞的传动系统动力学模型的准确性，可基于该模型进行机组起动过程联轴器扭振响应影响因素分析和联轴器选型改进方案研究．

3　起动过程联轴器扭振响应的影响因素

3.1　影响因素

在工程实际中，传动系统的柴油机与发电机选型确定后，惯量参数不易调整，故传动系统中能调整的参数主要为联轴器的刚度与阻尼．

刚度调整方案包括对联轴器的各段刚度同比调整以及分别对主要刚度段（第 3 段刚度 $k_{1,c}$ 和第 4 段刚度 $k_{1,d}$）单独调整，刚度调整范围都为原刚度的 0.2 ~ 3.0 倍．另外，参考联轴器阻尼系数一般可调范围，其调整范围设为原阻尼的 0.5 ~ 4.0 倍．

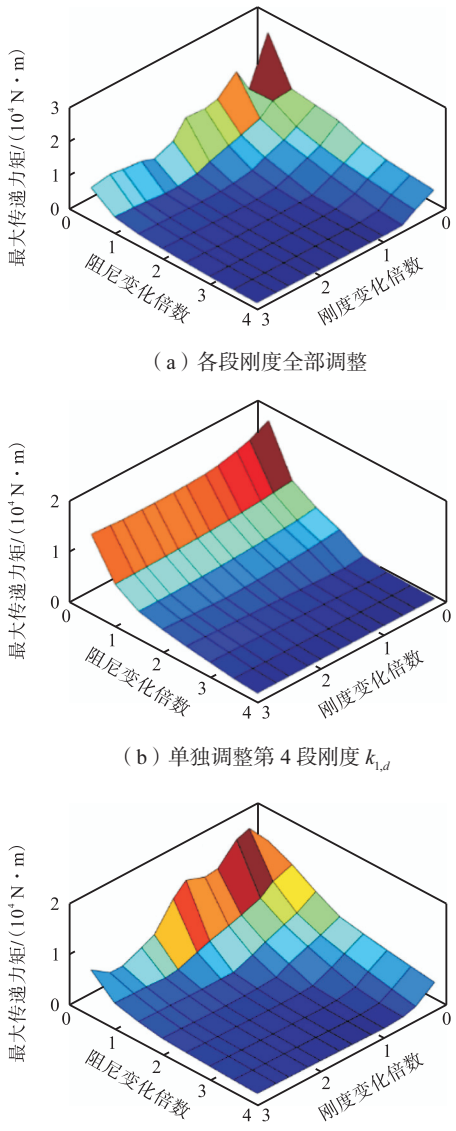
联轴器主、被动端间的传递力矩是联轴器工作时作用在曲轴和电机轴上的激励力矩；同时也间接反映了联轴器的角位移扭角差，进而可分析联轴器主、被动端是否会产生碰撞，故选取联轴器主、被动端之间最大传递力矩作为影响因素分析的指标．图 13 为联轴器最大传递力矩随其刚度和阻尼参数的变化．

可知，联轴器传递力矩随其刚度和阻尼参数的增大而减小．对比可知，图 13(c) 相较于图 13(b)，更加相似于图 13(a)，反映出联轴器第 3 段刚度 $k_{1,c}$ 对轴系扭振的影响大于第 4 段刚度 $k_{1,d}$．

刚度增大至 2 倍或阻尼增大至 3 倍时，联轴器间最大传递力矩均不再随刚度或阻尼增大而减小．此外，增加刚度会增大共振频率，导致共振转速向机组工作转速区间移动；阻尼太大则对材料和结构的要求更高．综上，笔者选取 2 倍原刚度与 3 倍原阻尼作为联轴器刚度和阻尼参数并进行仿真计算，联轴器被动端的瞬时转速波动如图 14 所示．

可知，联轴器被动端瞬时转速波动中仍存在高频结构振动信号，采用时域分析法计算，发现高频结构信号频率与新参数下的机组轴系电机模态固有频率一致，表明传动系统中仍然存在冲击响应．为探究在联轴器参数调整后高频结构振动信号产生的机理，对联轴器刚度、传递力矩和角位移扭角差变化进行分析，如图 15 所示．

可知，联轴器主、被动端的最大角位移扭角差小于联轴器弹性扭转极限（15.7°），故联轴器主、被动端不存在刚性接触．另外，联轴器刚度阶跃变化到 $k_{1,c}$ 的时刻与联轴器传递力矩及角位移扭角差峰值点



（a）各段刚度全部调整

（b）单独调整第 4 段刚度 $k_{1,d}$

（c）单独调整第 3 段刚度 $k_{1,c}$

图 13　联轴器最大传递力矩随参数的变化

Fig.13　Variation of maximum transmission torque of the coupling with parameters

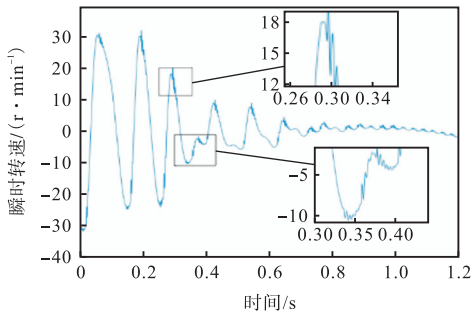
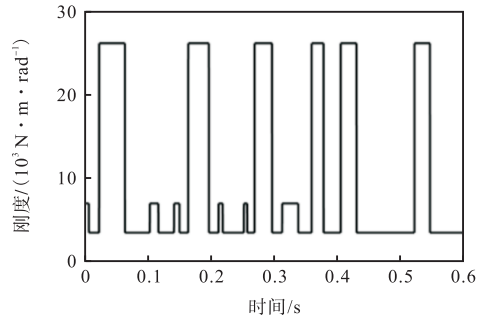


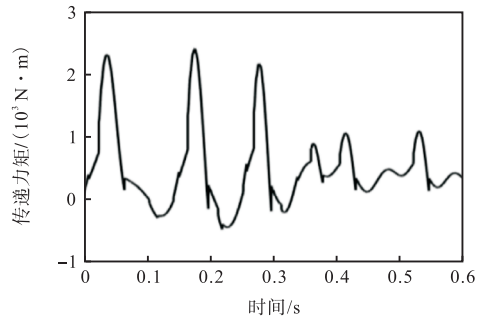
图 14　联轴器被动端的瞬时转速波动

Fig.14　Fluctuation of instantaneous speed at the driven end of the coupling

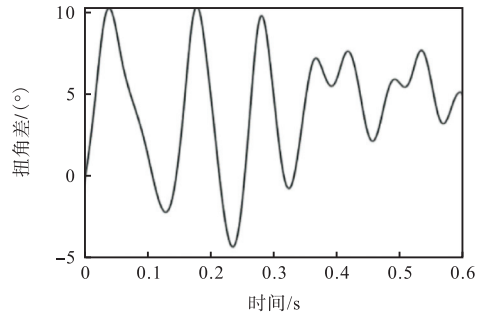
对应，表明机组传动系统中分段刚度弹簧-阻尼联轴器在刚度阶跃变化较大时，也可能对轴系产生冲击力矩. 这种冲击力矩显然对联轴器工作可靠性不利，可以考虑采用刚度较为恒定、不会产生突变的橡胶联轴器替换分段刚度弹簧-阻尼联轴器.



（a）刚度



（b）传递力矩



（c）主、被动端扭角差

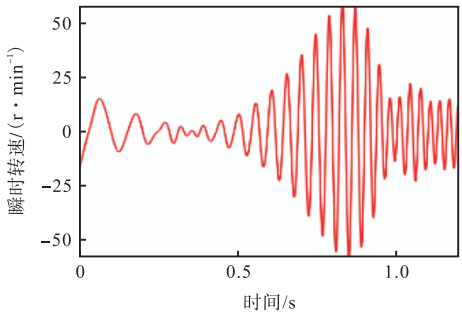
图 15　新联轴器参数下轴系各参数变化

Fig.15　Variation of shaft system parameters under new coupling parameters

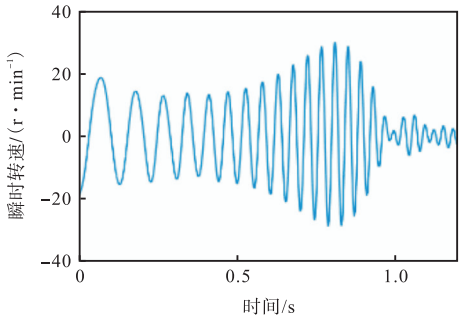
3.2　解决方案

通过以上分析，已知分段刚度弹簧-阻尼联轴器中第 3 段刚度 $k_{1,c}$ 起主要作用. 结合图 13(c)中联轴器最大传递力矩随联轴器参数变化可知，增大联轴器刚度有利于减小机组起动过程联轴器最大传递力矩；但联轴器刚度增大又会使以联轴器为结点的轴系第 1 阶扭振模态固有频率升高，更接近机组正常工作时的激励频率. 一般要求轴系第 1 阶扭振模态固有频率与机组工作正常转速范围最低激励频率比值小于 $\sqrt{2}/2$，最好能小于 0.5[14]，按此要求，该机组轴系联轴器刚度应为 57 970 (N · m)/rad 左右. 在可选的联轴器产品系列中，刚度为 58 000 (N · m)/rad、阻尼为 64 (N · m · s)/rad 的伏尔康 CVL2610 橡胶联轴器最适合.

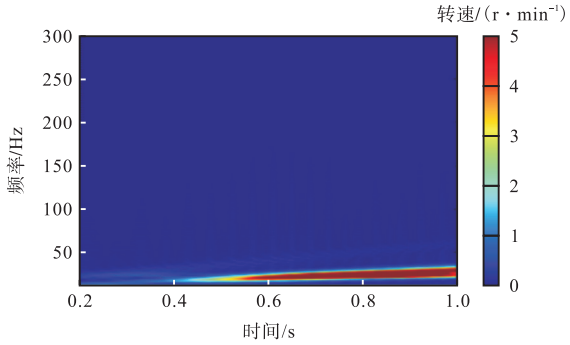
图 16 为橡胶联轴器主、被动端结果分析. 更换



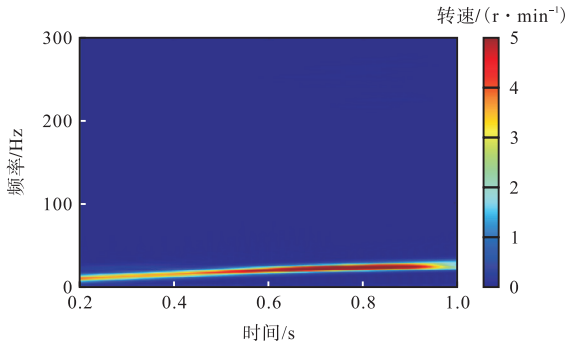
（a）主动端，时域



（b）被动端，时域



（c）主动端，频域



（d）被动端，频域

图 16　橡胶联轴器主、被动端结果分析

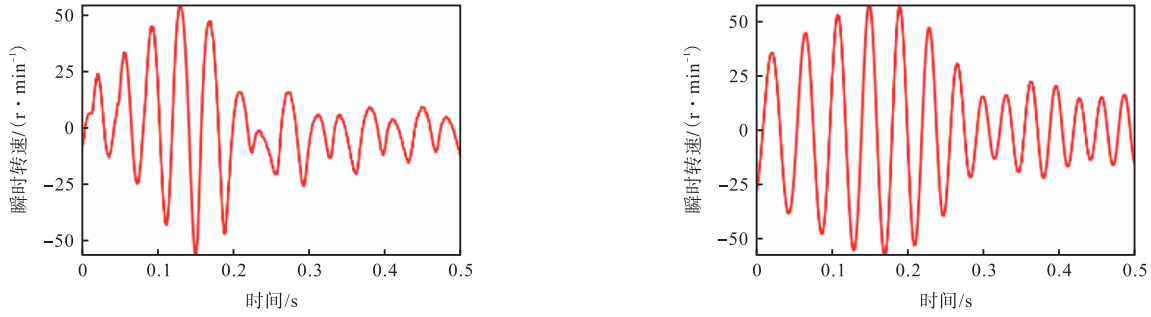
Fig.16　Analysis results of driving end and driven end of rubber coupling

橡胶联轴器后，在时域的瞬时转速波动信号中已不存在畸变和震荡（图 16(a)、图 16(b)）；对联轴器主、被动端瞬时转速波动信号进行频域分析，图 16(c)和图 16(d)中也不存在高频结构振动信号，表明橡胶联轴器在该柴油发电机组传动系统工作中没有出现联轴器主、被动端碰撞或冲击激励的情况，因而橡胶联轴器在传动系统中可稳定运行.

3.3　试验验证

根据联轴器选型分析结果，对柴油发电机组原联轴器进行更换，将原联轴器替换为伏尔康 CVL2610 橡胶联轴器. 更换橡胶联轴器后，联轴器主动端实测转速和仿真计算转速波动见图 17. 可知，瞬时转速波动信号波形变化规律基本一致；采用时域分析法[12]对试验值与仿真值进行计算，得出的共振频率分别约为 26.1 Hz 和 27.1 Hz，相对误差为 3.8%，符合要求[11]，验证了联轴器选型计算的准确性.

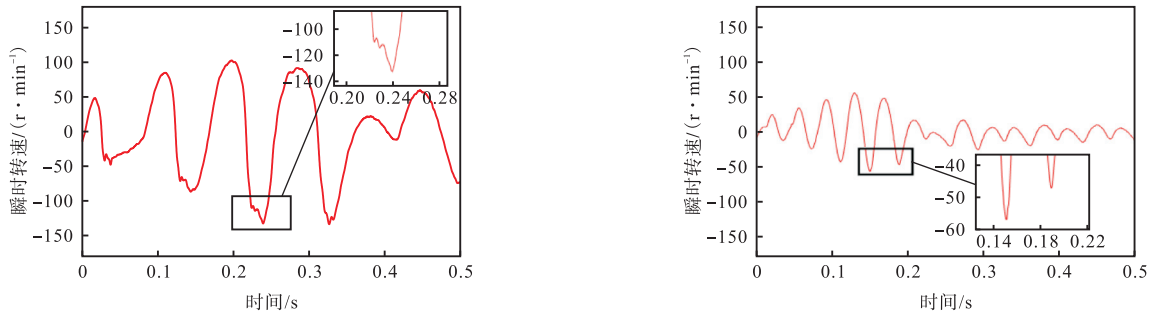
图 18 为该机组采用两类不同联轴器时的瞬时转速对比. 采用橡胶联轴器替换原联轴器后，瞬时转速信号中不存在高频成分，同时转速波动幅值也明显减小，表明该机组起动过程联轴器异常碰撞故障问题得到了有效解决.



（a）试验值　　（b）仿真值

图 17　橡胶联轴器瞬时转速波动

Fig.17　Instantaneous speed fluctuation of rubber coupling



（a）变刚度联轴器　　（b）橡胶联轴器

图 18　变刚度联轴器与橡胶联轴器效果对比

Fig.18　Comparison of variable stiffness coupling and rubber coupling

4　结　论

（1）柴油发电机组起动过程通过轴系扭振临界转速时，传动系统产生以联轴器为结点的扭振共振，振动幅值随之增大，当主、被动端角位移扭角差达到联轴器弹性扭转极限（15.7°）时，联轴器主动端与被动端发生碰撞，碰撞力分别激发出了柴油发电机组传动系统的曲轴扭转模态和电机轴扭转模态响应；联轴器主、被动端扭振信号中也分别出现了与曲轴扭转模态（第 4 阶）和电机轴扭转模态（第 5 阶）频率对应的振动响应信号.

（2）经有限元模型计算，联轴器主、被动端产生碰撞时，联轴器中间盘最大应力达到 325 MPa，超过了材料的疲劳极限（225 MPa）.

（3）由考虑联轴器碰撞的传动系统动力学模型仿真计算可知，曲轴扭转模态固有频率的仿真值与试验值相差 2.5%，电机轴扭转模态固有频率的仿真值与试验值相差 1.8%.

（4）由仿真和试验可知，采用刚度为 58 000 (N · m)/rad、阻尼为 64 (N · m · s)/rad 的伏尔康 CVL2610 橡胶联轴器替换原联轴器方案，有效解决了该柴油发动机组起动过程联轴器异常碰撞故障问题.

参考文献：

［1］ Gazi K，Veysel G，Yakup G. Condition monitoring and fault diagnosis of a marine diesel engine with machine learning techniques[J]. Scientific Journal of Maritime Research，2023，37(1)：32-46.

［2］ Carlo C，ManhKien T，Youngwoo L，et al. A review of heavy-duty vehicle powertrain technologies：Diesel engine vehicles，battery electric vehicles，and hydrogen fuel cell electric vehicles[J]. Clean Technologies，2021，3(2)：474-489.

［3］ Song S，Huang Y，Hua C，et al. Transmission path and influencing factors of abnormal broadband noise and vibration of the generator induced by the driveline[J]. Journal of Sound and Vibration，2023，556：117730.

［4］ Gawande S H，Navale L G，Nandgaonkar M R，et al. Torsional frequency analysis of multi-cylinder inline diesel engine generator system[C]// Proceedings of the 2010 International Conference on Mechanical，Industrial，and Manufacturing Technologies(MIMT 2010)，Sanya，China，2010，519-524.

［5］ Yan B，Shi W Z，Hua C R，et al. Vibration damage mechanism analysis on rotor of diesel generating set with rigid coupling[C]// Proceedings of the 11th International Conference on Damage Assessment of Structures (DAMAS)，Ghent，Belgium，2015，2015-012071.

［6］ Liu Z W，Wu K，Ding Q，et al. Engine misfire diagnosis based on the torsional vibration of the flexible coupling in a diesel generator set：Simulation and experiment[J]. Journal of Vibration Engineering and Technologies，2020，8(1)：163-178.

［7］ 朱维军. 船用柴油机凸轮轴断裂故障分析[J]. 理化检验：物理分册，2013，49(10)：689-692.

［8］ He B Y，Shi G D，Sun J B，et al. Crack analysis on the toothed mating surfaces of a diesel engine connecting rod[J]. Engineering Failure Analysis，2013，34：443-450.

［9］ Raghavedra K，Madan M，Sujata M，et al. Failure of flexible couplings in environmental control system (ECS) of an aircraft[J]. Engineering Failure Analysis，2021，125：105401.

［10］ Guo R，Xue S，Zheng L，et al. Fracture failure analysis of DY08 aluminum alloy elastic coupling[J]. Engineering Failure Analysis，2019，104：1030-1039.

［11］ 全国内燃机标准化技术委员会. GB/T 15371—2023，往复式内燃机曲轴轴系扭转振动评定方法[S]. 北京：中国标准出版社出版，2023.

［12］ 闫兵. 基于曲轴角振动信号的内燃机故障诊断系统关键技术研究[D]. 成都：西南交通大学机械工程学院，2005.

［13］ 王长荣. 内燃机动力学[M]. 北京：中国铁道出版社，1990：106-135.

［14］ 闫兵，贾尚帅，王铁成，等. 内燃动车动力总成振动控制技术及其应用[M]. 成都：西南交通大学出版社，2020：104-105.

［15］ Yu J，Liaw P K，Huang M S. The impact-fatigue fracture of metallic materials[J]. Journal of the Minerals，Metals，and Materials Society，1999，51(4)：15-18.

［16］ 万里翔，王波，刘雪莱，等. 基于解决传动系统变速器齿轮敲击的分析方法[J]. 振动、测试与诊断，2019，39(6)：1218-1224，1360.

［17］ Wei Z，Shangguan W B，Liu X，et al. Modeling and analysis of friction clutches with three stages stiffness and damping for reducing gear rattles of unloaded gears at transmission[J]. Journal of Sound and Vibration，2020，483：115469.

［18］ 刘雪莱，上官文斌，侯秋丰，等. 基于解决变速箱怠速敲齿的摩擦离合器传动系统的建模与分析方法[J]. 机械工程学报，2017，53(4)：85-96.

［19］ 胡云飞，周瑞平，徐勇，等. MTU 柴油机推进轴系的联轴器匹配研究及扭振特性预报[J]. 中国舰船研究，2019，14(4)：120-127.