

# 梅花形弹性联轴器液压泵机组不对中故障振动分析\*

宣元<sup>1,2</sup>, 何琳<sup>1,2</sup>, 廖健<sup>1,2</sup>

(1. 海军工程大学 振动与噪声研究所, 湖北 武汉 430033;  
2. 潜艇声隐身技术国防科技重点实验室, 湖北 武汉 430033)

**摘要:**电液舵机的核心动力单元是由电机-泵构成的液压泵机组,可靠性和安静性是其关键性能指标。液压泵机组不对中会造成轴承磨损,降低液压泵机组可靠性,产生故障特征振动线谱,降低舰船安静性。梅花形弹性联轴器具有结构简单、补偿能力强、减振缓冲性能好等优点,已应用于舰船电液舵机动力单元。建立梅花形弹性联轴器偏角不对中的力学模型,理论分析了液压泵机组的振动特性,通过实测结果验证了理论分析的正确性,为使用梅花形弹性联轴器的液压泵机组不对中故障诊断提供理论基础与试验依据。

**关键词:** 液压泵机组;梅花形弹性联轴器;偏角不对中;故障诊断

中图分类号:TH17 文献标志码:A 文章编号:1001-2486(2019)06-094-06

## Misalignment analysis of pumps-motor aggregate with plum-shaped flexible couplings

XUAN Yuan<sup>1,2</sup>, HE Lin<sup>1,2</sup>, LIAO Jian<sup>1,2</sup>

(1. Institute of Vibration & Noise, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;  
2. National Key Laboratory of Science and Technology on Submarine Acoustic Stealth, Wuhan 430033, China)

**Abstract:** Pumps-motor aggregate is the power unit of the ship ruder system, which requires high reliability and quietness. Misalignment of the pumps-motor aggregate induces abrasion of bearing and impact between stator and rotor, result in instability and characteristic line spectrum. Plum-shaped flexible couplings possess many advantages such as simple in structure, high compensatory ability and good damping capacity, which have been widely used in ship ruder system. Establishing parallel misalignment model and angular deviation misalignment model of plum-shaped flexible coupling, and analyzing vibrating characteristic of pumps-motor aggregate provide theoretical analysis and test data on misalignment status diagnose of pumps-motor aggregate.

**Keywords:** pumps-motor aggregate; plum-shaped flexible couplings; angular deviation misalignment; fault diagnose

舵机是舰船航行必须使用的装置,其低振动噪声及高可靠性对于舰船生存能力至关重要。目前我国水面舰船通常使用的阀控操舵装置存在较大的换向冲击及节流噪声,噪声经液压管路传至全船,极大影响了舰船隐蔽性。自20世纪70年代以来,国外海军已开始研究功率电传的电液操舵方式。电液舵机具有体积小、效率高、振动噪声低及无液压冲击的优点,可有效减少管路结构振动及操舵线谱噪声。

液压泵机组是电液舵机的动力单元,由电机、液压泵和联轴器组成,输出高压油至执行机构,驱动执行机构对外做功。目前,国内外液压系统向集成化和安静化等<sup>[1-3]</sup>方向发展,研究人员对液压泵机组的可靠性和安静性的研究日益广

泛<sup>[4-8]</sup>。在安静性方面,研究集中在电机和液压泵的振动噪声降低措施上。在可靠性方面,研究集中在电机和液压泵的内部结构优化设计以及电机-液压泵的连接状态上。Kalantar<sup>[3]</sup>等提取电机-泵设备不对中状态特征参数,应用人工神经网络学习实现了不对中状态实时监测。刘恒坤等<sup>[9]</sup>针对由空心线圈和Halbach永磁结构组成的直线同步电机,提出其牵引力和法向力的一种解析计算方法,为永磁同步电机的结构设计提供了基础。刘占生等<sup>[10]</sup>指出联轴器装配不对中是引起旋转机械异常振动的主要原因之一,不对中时域波形类似正弦曲线,为1倍频、2倍频的叠加,频域波形有明显的2倍频特征。

液压泵机组属于转子系统,60%的故障是由

\* 收稿日期:2018-06-29

基金项目:海军工程大学科技发展基金资助项目(425517K276)

作者简介:宣元(1992—),男,北京人,博士研究生,E-mail:1160068769@qq.com;

廖健(通信作者),男,助理研究员,博士,E-mail:jl\_zss@163.com

不对中引起的<sup>[11-12]</sup>,其中联轴器装配不对中是产生不对中的主要原因。目前通过研究不对中状态下的联轴器振动特性,用于检测不对中状态,主要集中在齿式联轴器和膜片式联轴器<sup>[13]</sup>,而对梅花形弹性联轴器的不对中振动特性研究较少。

梅花形弹性联轴器由弹性元件和两个半联轴器凸爪组成,如图1所示。相比于齿式联轴器和膜片式联轴器,具有结构简单、补偿能力强、减振缓冲性能好等优点,适用于经常启停、换向、要求较高可靠性的工作环境<sup>[14]</sup>。因此,本文建立梅花形弹性联轴器不对中条件下的力学模型,研究偏角不对中的振动特性,为使用梅花形弹性联轴器的液压泵机组不对中故障检测提供理论基础与试验依据。

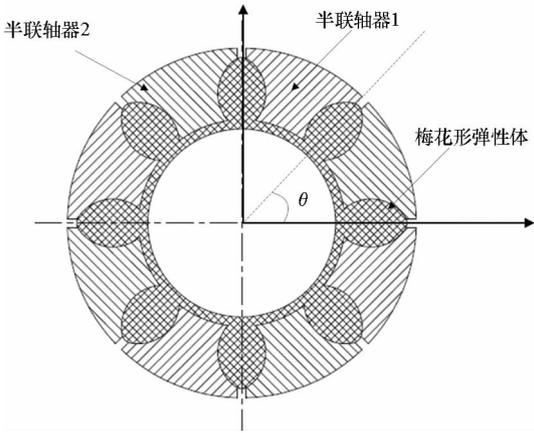


图1 梅花形弹性联轴器的剖面结构示意图

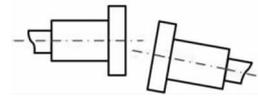
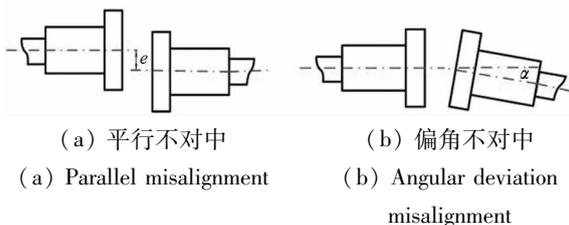
Fig.1 Section view of plum-shaped flexible couplings

### 1 液压泵机组不对中力学模型

梅花形弹性联轴器不对中可分三类:

- 1) 平行不对中: 两半联轴器凸爪轴线平行, 轴向存在径向偏移, 如图2(a)所示;
- 2) 偏角不对中: 两半联轴器凸爪轴线相交, 轴线间存在偏角, 如图2(b)所示;
- 3) 综合不对中: 同时存在平行不对中和偏角不对中情况, 如图2(c)所示。

实际应用中液压泵机组梅花形弹性联轴器存在综合不对中, 综合不对中振动特性是由平行不对中振动特性和偏角不对中振动特性叠加而成。



(c) 综合不对中

(c) Composite misalignment

图2 不对中三种类型示意图

Fig.2 Three types of misalignment

#### 1.1 偏角不对中力学模型建立

梅花形弹性联轴器的两个半联轴器凸爪通过与梅花形弹性体的啮合来传递扭矩。当出现偏角不对中时, 电机轴和液压泵轴存在夹角, 液压泵机组的偏角不对中力矩关系如图3所示。

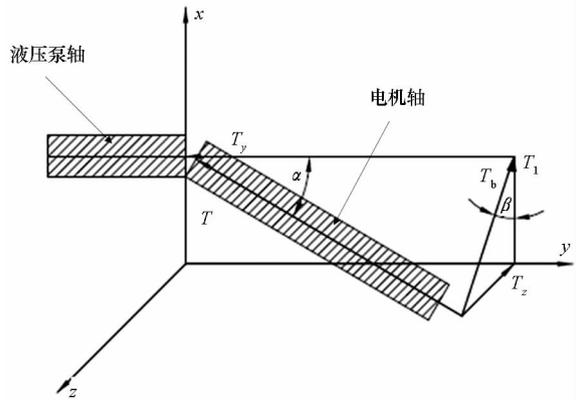


图3 液压泵机组偏角不对中示意图

Fig.3 Angular deviation misalignment of pumps-motor aggregate

梅花形弹性联轴器属于具有弹性元件的挠性联轴器, 存在偏角不对中时可视为万向联轴节偏角传动, 其传动比为<sup>[15]</sup>:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\alpha}{1 - \sin^2\alpha \cos^2(\omega_1 t)} \quad (1)$$

其中,  $\alpha$  为电机轴与液压泵轴的偏角,  $\omega_1$  为电机转速,  $\omega_2$  为泵轴转速。有:

$$\omega_2 = \frac{\cos\alpha}{1 - \sin^2\alpha \cos^2(\omega_1 t)} \cdot \omega_1 \quad (2)$$

式(2)对时间求导可得:

$$\varepsilon = - \frac{\cos\alpha \sin^2\alpha \sin^2(\omega_1 t)}{[1 - \sin^2\alpha \cos^2(\omega_1 t)]^2} \cdot \omega_1^2 \quad (3)$$

电机轴端输出扭矩为  $T$ , 液压泵轴端输入扭矩为  $T_y$ 。由牛顿第二定律可知:

$$T_y = J\varepsilon \quad (4)$$

其中,  $J$  为液压泵的总转动惯量,  $\varepsilon$  为液压泵轴的角加速度。

$T_x$ 、 $T_z$  为由偏角  $\alpha$  引起的水平方向上的交变扭矩,  $T_x$ 、 $T_z$  的产生将引起不对中振动。由图3的扭矩关系图可知:

$$T_x = T_y \tan\alpha \cos\beta$$

$$= -J \tan\alpha \cos\beta \frac{\cos\alpha \sin^2\alpha \sin^2(\omega_1 t)}{[1 - \sin^2\alpha \cos^2(\omega_1 t)]^2} \cdot \omega_1^2$$

$$= f(t) K_x \quad (5)$$

$$T_z = T_y \tan\alpha \sin\beta$$

$$= -J \tan\alpha \sin\beta \frac{\cos\alpha \sin^2\alpha \sin^2(\omega_1 t)}{[1 - \sin^2\alpha \cos^2(\omega_1 t)]^2} \cdot \omega_1^2$$

$$= f(t) K_z \quad (6)$$

其中,  $f(t) = -\frac{\cos\alpha \sin^2\alpha \sin^2(\omega_1 t)}{[1 - \sin^2\alpha \cos^2(\omega_1 t)]^2}$ ,  $K_x = J\omega_1^2 \tan\alpha \cos\beta$ ,  $K_z = J\omega_1^2 \tan\alpha \sin\beta$ ,  $\beta$  为电机轴与液压泵组所在平面与  $xy$  平面的夹角。

对  $f(t)$  进行 Fourier 变换, 有:

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos^2(n\omega_1 t) + b_n \sin^2(n\omega_1 t)] \quad (7)$$

其中,  $a_n = \frac{\omega_1}{2\pi} \int_{-\frac{\pi}{2\omega_1}}^{\frac{\pi}{2\omega_1}} f(t) \cos(n\omega t) dt$ ,  $b_n = \frac{\omega_1}{2\pi} \cdot$

$$\int_{-\frac{\pi}{2\omega_1}}^{\frac{\pi}{2\omega_1}} f(t) \sin(n\omega t) dt, \omega = \frac{2\pi}{T} = 2\omega_1$$

将式(7)代入式(5)和式(6), 有:

$$T_x = f(t) K_x = \frac{a_0 K_x}{2} + K_x \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos^2(n\omega_1 t) + b_n \sin^2(n\omega_1 t)]$$

$$= \frac{a_0 K_x}{2} + K_x \sum_{n=1}^{\infty} [a_n + (b_n - a_n) \sin^2(n\omega_1 t)]$$

$$= A + \sum_{n=1}^{\infty} \{ B_n \sin^2[n\omega_1(t + \varphi)] \} \quad (8)$$

$$T_z = f(t) K_z = \frac{a_0 K_z}{2} + K_z \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos^2(n\omega_1 t) + b_n \sin^2(n\omega_1 t)]$$

$$= \frac{a_0 K_z}{2} + K_z \sum_{n=1}^{\infty} [a_n + (b_n - a_n) \sin^2(n\omega_1 t)]$$

$$= C + \sum_{n=1}^{\infty} \{ D_n \sin^2[n\omega_1(t + \varphi)] \} \quad (9)$$

其中,  $A, B_n, C, D_n, \varphi$  均为常数。式(8)~(9)为梅花形弹性联轴器偏角不对中的力学模型。

### 1.2 振动特性分析

由式(8)~(9)可知, 梅花形弹性联轴器存在偏角不对中时具有如下振动特性:

1) 偏角不对中引起的动态扭矩含有电机轴频和电机轴频偶数倍的谐频分量, 且偏角不对中  $\alpha$  越大, 谐次分量的幅值越大;

2) 偏角  $\alpha$  一定时, 不对中引起的动态扭矩幅值与液压泵组的转动惯量  $J$  和电机转速的平方  $\omega_1^2$  乘积成正比, 即大惯量、高转速的液压泵机组在相同不对中偏角下引起的动态扭矩更大。

## 2 实验验证

本文搭建了液压泵机组综合不对中实验平台, 测量了液压泵机组由不对中引起的结构振动, 通过分析振动频域特征, 验证力学模型的正确性。

### 2.1 实验方法

实验平台由钟罩、液压泵机组 A、液压泵机组 B、振动加速度传感器、振动采集设备等组成。钟罩加工尺寸及形位公差如图 4 所示, 实际钟罩如图 5 所示, 所使用八瓣梅花形弹性联轴器如图 6 所示。

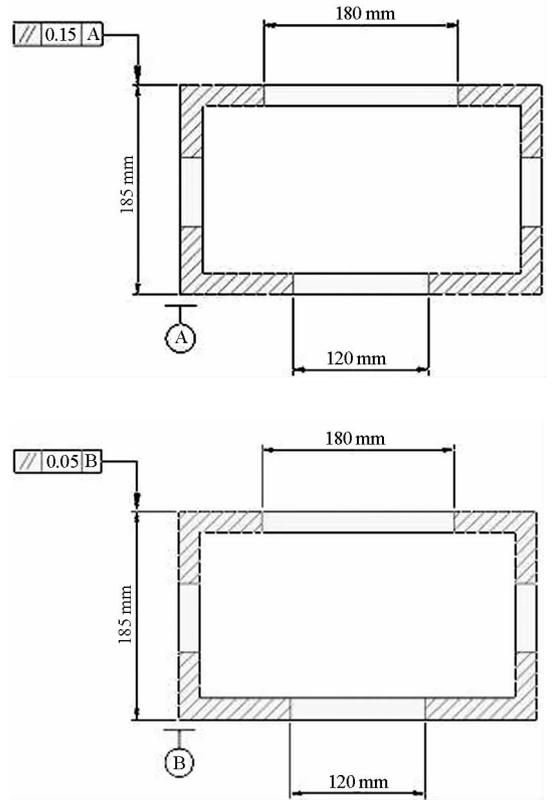


图 4 钟罩 A、钟罩 B 加工图

Fig. 4 Machining scheme of installation platform A & B

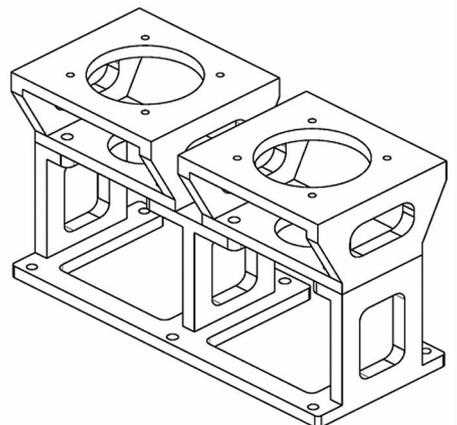


图 5 液压泵机组钟罩

Fig. 5 Installation platform of pumps-motor aggregate

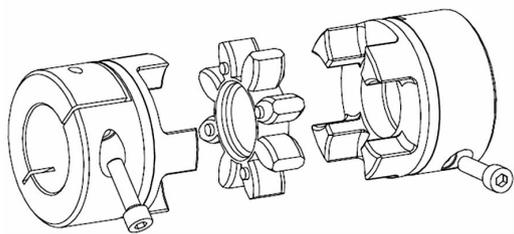


图 6 梅花形弹性联轴器外形图

Fig. 6 View of plum-shaped flexible couplings

钟罩设计时通过控制配合面的同轴度控制钟罩综合不对中的产生。钟罩 B 平行度精度按标准设计为 0.05 mm, 满足液压泵机组 B 对中精度要求。钟罩 A 平行度精度设计较低, 为 0.15 mm, 不能满足液压泵机组 A 对中要求, 从而使液压泵机组 A 产生偏角不对中, 该不对中作为不对中情况 1。除钟罩外, 液压泵机组 A、B 所使用的伺服电机、液压泵、梅花形弹性联轴器型号相同。

为了验证梅花形联轴器出现偏角不对中时的振动信号特征, 分别运行液压泵机组 A、液压泵机组 B, 采集其对应的振动加速度信号。具体实验步骤如下:

- 1) 将电机转速设为 900 r/min, 单独运行液压泵机组 A, 测量钟罩 A 的振动加速度信号;
- 2) 将电机转速设为 900 r/min, 单独运行液压泵机组 B, 测量钟罩 B 的振动加速度信号;
- 3) 改变电机转速为 1050 r/min, 重复上述步骤测试。

将钟罩 A 再次加工, 使平行度提高至 0.10, 改善对中情况。应用液压泵机组 A 以相同步骤测试钟罩平行度提高后的振动加速度信号, 进一步分析不对中严重程度对结构振动的影响。

液压泵机组实测图如图 7 所示。

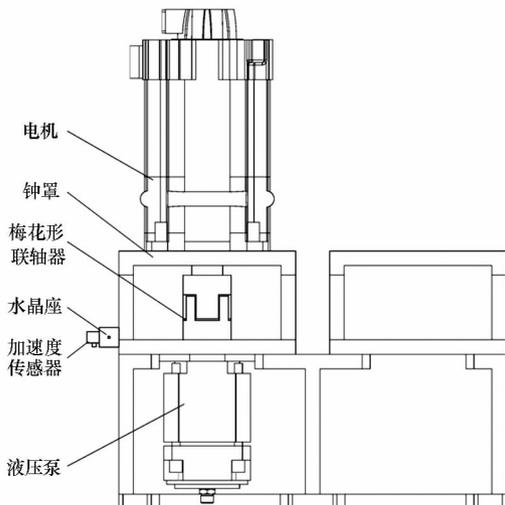


图 7 液压泵机组实测图

Fig. 7 Test on pumps-motor aggregate

## 2.2 检测结果

依据实验步骤测量液压泵机组在对中良好、平行度 0.10 和平行度 0.15 下的振动加速度。将采集到的振动加速度时域信号进行快速傅立叶变换, 分别分析对中良好和不对中情况下的钟罩振动频域曲线。

图 8、图 9 为对中良好情况下 900 r/min 和 1050 r/min 钟罩振动加速度曲线。对中良好情况下 900 r/min 曲线仅在电机轴频 (15 Hz)、泵基频 (150 Hz) 和泵二倍频 (300 Hz) 处有较强线谱。1050 r/min 曲线仅在电机轴频 (17.5 Hz)、泵基频 (175 Hz) 和泵二倍频 (350 Hz) 处有较强线谱, 电机轴频各倍频处无明显线谱。

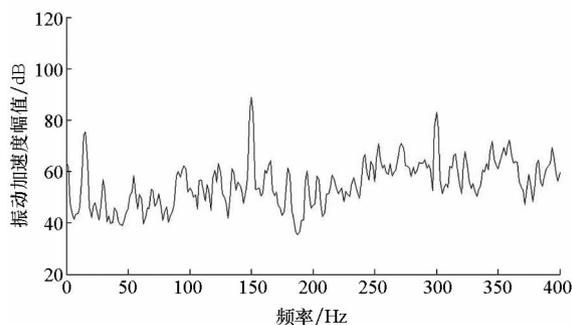


图 8 对中良好情况下 900 r/min 曲线

Fig. 8 900 r/min curve without misalignment

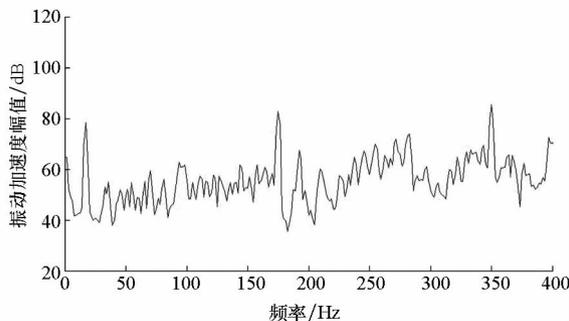


图 9 对中良好情况下 1050 r/min 曲线

Fig. 9 1050 r/min curve without misalignment

图 10、图 11 为不对中情况下 900 r/min 和 1050 r/min 时钟罩振动加速度曲线。相比于对中

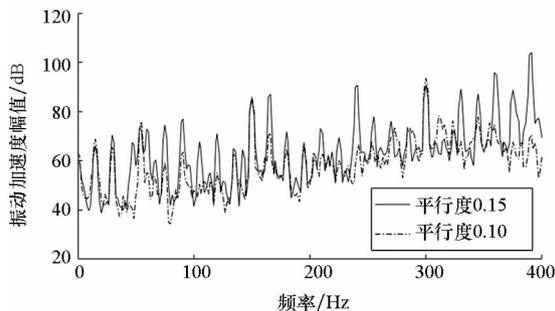


图 10 900 r/min 结构振动对比

Fig. 10 Contrast of structure vibration on 900 r/min

良好情况,存在不对中时可检测到明显电机倍频线谱。不对中情况严重时,线谱幅值明显增大,尤其集中在二倍频至八倍频频段。

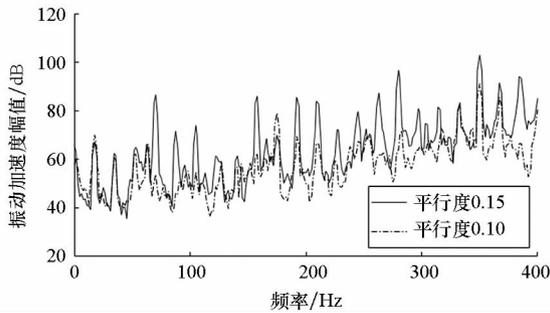


图 11 1050 r/min 结构振动对比

Fig. 11 Contrast of structure vibration on 1050 r/min

选取电机轴频及其二倍频、四倍频、八倍频处振动加速度幅值,其对比结果如表 1、表 2 所示。

表 1 900 r/min 振动加速度对比结果

Tab. 1 Consequence of structure vibration on 900 r/min

频率/Hz	倍频数	对中良好	平面度 0.10	平面度 0.15
15	基频	75.4	66.7	69.1
29.7	二倍频	56.8	66.1	70.5
59.4	四倍频	55.2	62.5	72.9
120	八倍频	59.2	65.2	71

表 2 1050 r/min 振动加速度对比结果

Tab. 2 Consequence of structure vibration on 1050 r/min

频率/Hz	倍频数	对中良好	平面度 0.10	平面度 0.15
17.5	基频	78.2	73.9	76.2
34.4	二倍频	55.0	57.76	68.5
70.3	四倍频	59.4	63.0	89.9
141	八倍频	61.73	72.25	80.6

表 1 和表 2 中,对中良好钟罩电机基频振动加速度幅值大于不对中情况下钟罩电机基频振动加速度幅值,其原因在于两液压泵机组电机使用程度不同,电机损耗较大可导致其轴频线谱更高。

### 2.3 实验结果分析

1) 在 900 r/min 和 1050 r/min 转速下,对中良好时电机轴频结构振动幅值相差较小,最大差值在 6 dB 内;电机轴频各倍频对应结构振动幅值明显增大,八倍频内最大相差 30.5 dB。

2) 在 900 r/min 和 1050 r/min 转速下,液压泵基频分别为 150 Hz 和 175 Hz。对中良好时,结构振动线谱主要存在于电机轴频、泵基频及其二

倍频,电机轴频各倍频无明显线谱。当存在偏角不对中,电机轴频偶数倍频会存在明显线谱,不对中严重时各阶线谱幅值与泵基频幅值相当,这成为判断不对中故障的明显标识。

3) 钟罩平面度分别为 0.15 和 0.10 时,随着不对中偏角减小,结构振动总体水平和线谱幅值均降低,与理论推导结论相符。

### 3 结论

本文建立了基于梅花形弹性联轴器液压泵机组的不对中力学模型,分析了在偏角不对中时液压泵机组的振动特性,对比了对中良好及偏角不对中情况下液压泵机组钟罩的结构振动信号。试验结果表明,在不对中情况下,八瓣梅花形弹性联轴器在电机轴频各倍频上均有明显线谱,不对中偏角增大时各倍频线谱增大,验证了理论模型的正确性。相比于齿式联轴器和膜片联轴器不对中时会产生明显的二倍频线谱,梅花形弹性联轴器在不对中时电机轴频各倍频均有明显线谱,其幅值可与泵基频线谱幅值相当,成为判断梅花形弹性联轴器不对中的重要方法,为液压泵机组异常振动噪声故障诊断提供了指导作用。

### 参考文献 (References)

- [1] Wu S, Yu B, Jiao Z X, et al. Preliminary design and multi-objective optimization of electro-hydrostatic actuator [J]. Journal of Aerospace Engineering, 2017, 231 (7): 1258 - 1268.
- [2] Van D, Bossche D. The A380 flight control electrohydrostatic actuators, achievements and lessons learnt [C]// Proceedings of 25th International Congress of the Aeronautical Sciences. Hamburg, Germany, 2006.
- [3] Kalantar A, Safizadeh M S, Shokoochi S, et al. Condition monitoring and online identifying misalignment quantity in electro-pumps using artificial neural networks [C]. National Conference of Technology, Energy and Data on Electrical & Computer Engineering, 2015.
- [4] Ericson L. On fluid power pump and motor design [D]. Sweden: Linkoping University, 2011.
- [5] Marek K A, Gruber E R, Cunefare K A. Linear multimodal model for a pressurized gas bladder style hydraulic noise suppressor [J]. International Journal of Fluid Power, 2013, 14(2): 5 - 16.
- [6] 张军辉, 周万仁, 赵喻明, 等. 配流盘对轴向柱塞泵声振特性的影响 [J]. 液压与气动, 2017(4): 42 - 48. ZHANG Junhui, ZHOU Wanren, ZHAO Yuming, et al. The impact of the valve plate on the vibro-acoustic characteristic of axial piston pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2017(4): 42 - 48. (in Chinese)
- [7] 韩明. 液压泵的可靠性分析 [J]. 机械工程学报, 2002, 38(1): 101 - 104. HAN Ming. Reliability analysis of a hydraulic pump [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(1):

- 101-104. (in Chinese)
- [8] 谢汝峰. 液压泵噪声研究的进展[J]. 流体传动与控制, 2008(3): 32-34.  
XIE Rufeng. The development of hydraulic pump noises research [J]. Fluid Power Transmission and Control, 2008(3): 32-34. (in Chinese)
- [9] 刘恒坤, 张晓, 弥柱. 空心机和 Halbach 永磁直线同步电机的牵引力和法向力分析[J]. 国防科技大学学报, 2012, 34(3): 94-97.  
LIU Hengkun, ZHANG Xiao, MI Zhu. Analytical computation of normal and tangential forces in linear synchronous motor with air-core and Halbach permanent magnets [J]. Journal of National University of Defense Technology, 2012, 34(3): 94-97. (in Chinese)
- [10] 刘占生, 赵广, 龙鑫. 转子系统联轴器不对中研究综述[J]. 汽轮机技术, 2007, 49(5): 321-325.  
LIU Zhansheng, ZHAO Guang, LONG Xin. Survey of the research on coupling with misalignment of rotary machinery[J]. Turbine Technology, 2007, 49(5): 321-325. (in Chinese)
- [11] 童剑飞, 樊启泰. 叠片联轴器不对中的力学模型建立及分析[J]. 机械设计与研究, 2002, 18(5): 44-45.  
TONG Jianfei, FAN Qitai. Dynamic modeling and analysis of a membrane coupling subject to misalignment [J]. Machine Design and Research, 2002, 18(5): 44-45. (in Chinese)
- [12] 潘炜, 李辉. 液压泵机组振动分析[J]. 液压与气动, 2010(8): 74-75.  
PAN Wei, LI Hui. The vibration analysis of hydraulic pump unit [J]. Chinese Hydraulics and Pneumatics, 2010(8): 74-75. (in Chinese)
- [13] 龙鑫. 齿式联轴器不对中动力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006.  
LONG Xin. Analysis of dynamic characteristics of gear coupling with misalignment [D]. Harbin; Harbin Institute of Technology, 2006. (in Chinese)
- [14] 杨超, 张敬彩, 刘红旗. 平行不对中梅花弹性联轴器力学状态研究[J]. 机械传动, 2014, 38(7): 10-11.  
YANG Chao, ZHANG Jingcai, LIU Hongqi. Research of mechanical state of the parallel misalignment plum-shaped flexible coupling [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2014, 38(7): 10-11. (in Chinese)
- [15] 李剑飞. 万向联轴节两轴角速比计算式的一个推导方法[J]. 太原机械学院学报, 1994(1): 86-89.  
LI Jianfei. A deriving method for equation of angular velocity ratio of two shafts jointed to a universal joint [J]. Journal of Taiyuan Institute of Mechanical, 1994(1): 86-89. (in Chinese)
- 
- (上接第 69 页)
- [9] Briner A, Nadezhdin S, Tessari S, et al. Successful logging on tractor in a high-temperature openhole horizontal well in a tight gas field [C]. SPE/IADC Middle East Drilling Technology Conference and Exhibition, UAE, 2016.
- [10] 吴超群, 刘晨阳, 刘明尧, 等. 螺旋轮式水平井牵引机器人设计与分析[J]. 石油机械, 2016, 44(11): 63-67.  
WU Chaoqun, LIU Chenyang, LIU Mingyao, et al. Design of spiral wheel horizontal well traction robot [J]. China Petroleum Machine, 2016, 44(11): 63-67. (in Chinese)
- [11] Li Y J, Liu Q Y, Chen Y H, et al. Design and analysis of an active helical drive downhole tractor [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2017, 30(2): 428-437.
- [12] Ren T, Chen Y H, Liu Q Y. A helical drive in-pipe robot based on compound planetary gearing [J]. Advanced Robotics, 2014, 28(17): 1165-1175.
- [13] 王昊琪, 张旭, 唐承统. 复杂工程系统下基于模型的公理化设计方法 [J]. 机械工程学报, 2018, 54(7): 184-198.  
WANG Haoqi, ZHANG Xu, TANG Chengtong. Model-based axiomatic design approach for complex engineering systems [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(7): 184-198. (in Chinese)
- [14] 崔晓阳, 蔡远文, 史建伟. 公理化设计在可在轨组装飞行器总体设计中的应用 [J]. 兵工自动化, 2011, 30(5): 49-52.  
CUI Xiaoyang, CAI Yuanwen, SHI Jianwei. Application of axiomatization design in general design for on-orbit assembled spacecraft [J]. Ordnance Industry Automation, 2011, 30(5): 49-52. (in Chinese)
- [15] 程幼明, 马鲁强. 基于公理化设计的可重构产品 C-F-D-P 映射过程 [J]. 农业机械学报, 2013, 44(2): 218-223.  
CHENG Youming, MA Luqiang. C-F-D-P mapping process of reconfigurable product systems based on axiomatic design [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(2): 218-223. (in Chinese)
- [16] 张国渊, 赵伟刚, 闫秀天, 等. 考虑多源信息耦合的高速涡轮泵转子动力学公理化设计方法 [J]. 机械工程学报, 2015, 51(5): 47-55.  
ZHANG Guoyuan, ZHAO Weigang, YAN Xiutian, et al. Axiomatic design method for the rotor dynamics of the multi-source information coupled high-speed turbo pump [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(5): 47-55. (in Chinese)
- [17] 王枫, 彭学院. 压缩机舌簧阀组的公理化设计 [J]. 流体机械, 2011, 39(6): 38-42.  
WANG Feng, PENG Xueyuan. Axiomatic design of the reed valve components of compressor [J]. Fluid Machinery, 2011, 39(6): 38-42. (in Chinese)
- [18] Qiao J W, Shang J Z. Application of axiomatic design method in in-pipe robot design [J]. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 2013, 29(4): 49-57.
- [19] Li T, Ma S G, Li B, et al. Axiomatic design method to design a screw drive in-pipe robot passing through varied curved pipes [J]. Science China: Technological Sciences, 2016, 59(2): 191-202.