

复杂激励下平行不对中转子混输泵主轴系振动特性研究

黄志强¹ 李振业¹ 王若豪^{2,3} 李 涛⁴ 张国旭¹ 王 程¹ 王美玲¹

(1. 西南石油大学 机电工程学院, 成都 610500)

(2. 国家油气钻井装备工程技术研究中心, 宝鸡 721002)

(3. 中国石油宝鸡石油机械有限责任公司, 宝鸡 721002)

(4. 中国石油集团济柴动力有限公司成都压缩机分公司, 成都 610100)

摘要:【目的】针对复杂激励与联轴器平行不对中耦合作用下, 转子混输泵主轴系易出现振动幅值超标、诱发碰摩故障的问题, 揭示多工况参数对轴系振动特性的影响机制, 明确碰摩故障临界阈值, 为现场安全运行提供参考。【方法】首先, 采用Fluent软件完成多工况下主转子流体激励载荷计算, 获取载荷变化规律, 为建模提供载荷边界; 其次, 建立含平行不对中故障的主轴系集中质量动力学模型, 推导系统动力学控制方程; 然后, 采用4阶Runge-Kutta法求解方程, 获取不同工况下轴系振动响应; 最后, 分析关键参数对轴系振动特性与碰摩故障的影响规律。【结果】结果表明, 不对中故障会导致主转子轴心轨迹发散, 位移振幅随不对中量增大而升高, 不对中量达0.106 mm时主转子进入碰摩区; 转速与位移振幅无明显相关性, x 、 y 方向分别存在4个、7个碰摩转速区间; 泵出口压力每增大0.2 MPa, 主转子激励与位移振幅均以60%左右比例增大, 出口压力达0.8 MPa时主转子发生碰摩故障。

关键词: 转子混输泵; 复杂激励; 平行不对中; 振动特性; 碰摩

中图分类号: TH133.2 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2026.06.001

0 引言

油气混输可实现井口产油直接增压输送至下一站, 省略传统输送工艺中的加热环节, 大幅降低碳排放与设备投入, 已成为油气输送领域的重要发展方向^[1-3]。转子泵具有流量大、对固相介质包容能力强的优势, 是油气混输泵的优选设备^[4]。实际生产过程中, 井口输出原油的流量、压力波动幅度大, 导致主转子转动过程中所受激励载荷复杂多变; 同时, 混输泵因生产、装配误差产生的不对中、不平衡故障, 易诱发转子系统出现振动跳跃、分岔等非线性行为, 进而引发碰摩故障, 极大降低了转子混输泵的输送效率及生产安全性, 如图1所示。

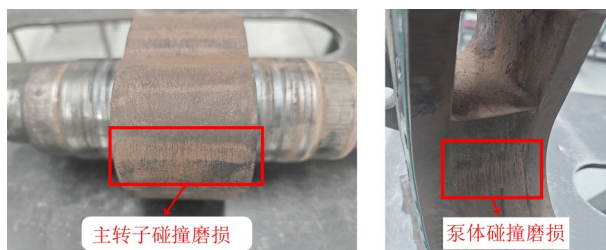


图1 主转子与泵体碰摩故障示意图

Fig.1 Schematic diagram of the rub-impact fault between main rotor and pump body

目前, 国内外学者针对不对中旋转机械的振动特性已开展大量成熟研究。针对联轴器不对中转子系统, 刘占生等^[5]系统梳理了转子系统联轴器不对中的建模与分析方法, 明确了不对中故障对转子系统动力学性能的影响规律。李明^[6]建立了含轴承不对中的转子动力学模型, 分析了系统非线性动力学特性, 明确了联轴器不对中诱发的转子系统故障机制。李宇等^[7]针对联轴器不对中-碰摩耦合故障转子系统, 揭示了偏心量增大过程中, 转子系统频率由低频向高倍频转化、运动状态由周期运动经拟周期运动最终进入混沌运动的演化过程。张国渊等^[8]构建了不对中齿轮联轴器模型, 分析了不对中参数对转子系统动力响应的影响规律。雷文平等^[9]推导了平行不对中与角度不对中工况下联轴器所受附加力与力矩的计算方法, 建立系统动力学方程, 通过双跨转子不对中动力学仿真分析, 明确了不对中量与系统稳态响应的量化关系, 提出不对中力与力矩的加载方法。WANG等^[10]针对航空发动机转子系统, 建立了联轴器不对中故障动力学方程, 并通过试验验证了模型的有效性。李明等^[11-12]搭建了含联轴器不对中故障的多跨转子试验台, 发现不同转速下系统动力学特征差异显著, 且响应中含有

收稿日期: 2024-09-08 修回日期: 2024-10-12

基金项目: 国家自然科学基金项目(41902326); 四川省科学与技术项目(22GJHZ0284)

作者简介: 黄志强, 男, 1968年生, 四川眉山人, 博士, 教授, 博士研究生导师; 主要研究方向为石油天然气装备; E-mail: huangzq@swpu.edu.cn。

引用格式: 黄志强, 李振业, 王若豪, 等. 复杂激励下平行不对中转子混输泵主轴系振动特性研究[J]. 机械强度, 2026, 48(6): 1-9.

HUANG Zhiqiang, LI Zhenye, WANG Ruohao, et al. Research on the vibration characteristics of the main shaft system of the mixed-flow pump with parallel misalignment rotors under complex excitations[J]. Journal of Mechanical Strength, 2026, 48(6): 1-9.



免费获取

明显的谐波振动分量。

针对混输泵振动特性研究,王天任等^[13]^[19-21]采用牛顿-欧拉法分别建立了转子系统纯扭转模型与偏心弯扭耦合模型的振动微分方程,为转子泵轴系弯扭耦合振动分析提供了基础。孙帅辉等^[14]搭建了混输泵多通道振动测试系统,分析了介质含气率、转速及出口压力对混输泵振动特性的影响规律。张悦^[15]将数值计算得到的流体力与啮合力加载至有限元模型,完成了混输泵振动模态分析。孙宏浩^[16]将转子泵轴等效为弹性体欧拉梁模型,完成转子泵整机动力学建模,同时考虑转子与腔体的碰摩效应,分析了碰摩故障下转子泵转子的频谱特征。王子超等^[17]基于多场耦合理论,完成高温环境下熔盐泵转子系统力学特性分析,对比了有、无预应力工况下系统的模态特性。TIAN等^[18]采用数值模拟方法获取了螺杆混输泵工作腔压力场与速度场的演化规律,结合有限元方法完成螺杆混输泵转子振动模态分析。

综上所述,现有研究针对联轴器不对中转子系统的动力学特性已形成较为完善的成果体系,但针对复杂流体激励与不对中故障耦合作用下转子混输泵轴系振动特性的研究仍存在不足。为此,本文以外部激励下联轴器平行不对中转子系统为研究对象,采用4阶Runge-Kutta法分析转子转速、混输泵出口压力及不对中量对轴系振动特性的影响规律,为转子混输泵的稳定高效运行提供参考。

1 联轴器不对中下转子混输泵结构及载荷分析

非对称转子混输泵轴系由电动机轴、联轴器、主转子、副转子组成,主、副转子上分别安装传动比1:1的主、副齿轮,结构如图2所示。

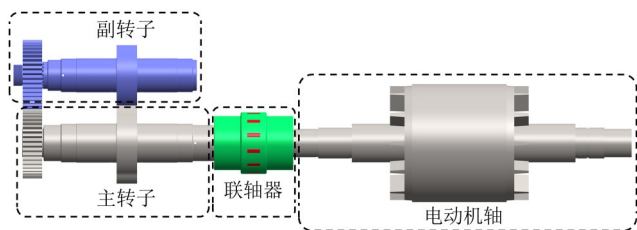


图2 转子混输泵轴系结构模型

Fig. 2 Structural model of the rotor multiphase pump shaft system

联轴器不对中工况下,混输泵工作过程中的激励载荷主要分为两类:①联轴器不对中产生的附加弯扭耦合力;②混输过程中介质对主、副转子的冲击载荷。针对上述两类激励载荷分别开展计算分析。

1.1 主、副转子激励计算与轴系简化

泵体与转子模型如图3(a)所示。泵体与转子之间的间隙为0.2 mm,主、副转子之间的间隙为0.2 mm,副腔室容积即副转子与泵体间容积为 $2.103 \times 10^4 \text{ mm}^3$,

主腔室容积为 $2.790 \times 10^5 \text{ mm}^3$;图3(b)所示的三维流体计算域模型具有中心面对称性,为提升计算效率,将三维流体计算域简化为二维模型。

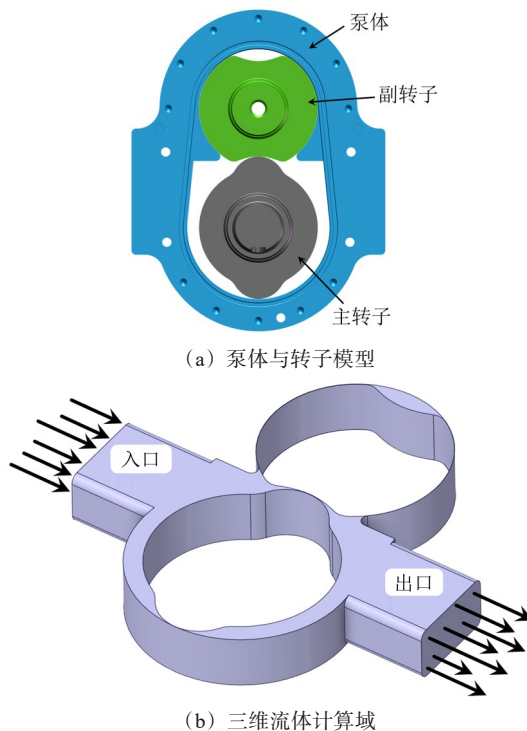


图3 转子泵三维模型与流体计算域

Fig. 3 3D model and fluid computational domain of the rotor pump

采用Fluent软件二维求解器,计算得到混输泵稳定运行后,转子转动1周过程中的载荷变化规律^[19];以主转子y方向受力为例,数值求解结果为离散数据点,无法直接代入动力学方程求解。因此,采用20阶傅里叶级数对离散数据进行拟合,得到连续化的载荷表达式,拟合过程如图4所示。

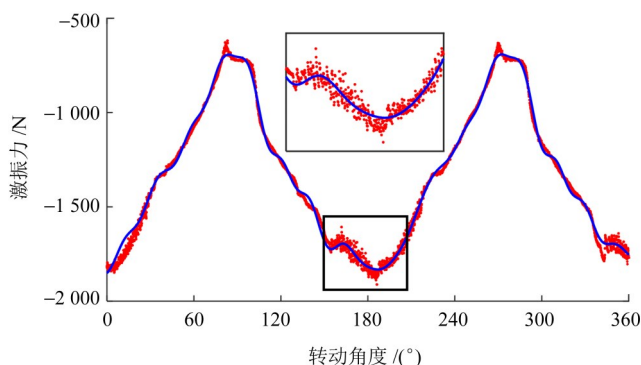


图4 主转子激励拟合曲线

Fig. 4 Fitting curve of the main rotor excitation force

主转子所受流体激励的拟合表达式为

$$\begin{cases} f_x = \frac{a_0}{2} + \sum_{n_0=1}^{20} [a_{n_0} \cos(n_0 \omega t) + b_{n_0} \sin(n_0 \omega t)] \\ f_y = \frac{a_1}{2} + \sum_{n_1=1}^{20} [a_{n_1} \cos(n_1 \omega t) + b_{n_1} \sin(n_1 \omega t)] \\ M_R = \frac{a_2}{2} + \sum_{n_2=1}^{20} [a_{n_2} \cos(n_2 \omega t) + b_{n_2} \sin(n_2 \omega t)] \end{cases} \quad (1)$$

式中, f_x 为主转子在 x 方向上所受的载荷; f_y 为主转子在 y 方向上所受的载荷; M_R 为主转子所受阻力矩; $\frac{a_0}{2}$ 、 $\frac{a_1}{2}$ 、 $\frac{a_2}{2}$ 分别为对应载荷的直流分量(平均值); a_{n_k} 、 b_{n_k} 分别为第 n_k 阶谐波的余弦、正弦分量幅值; ω 为转子转动角速度; t 为时间。

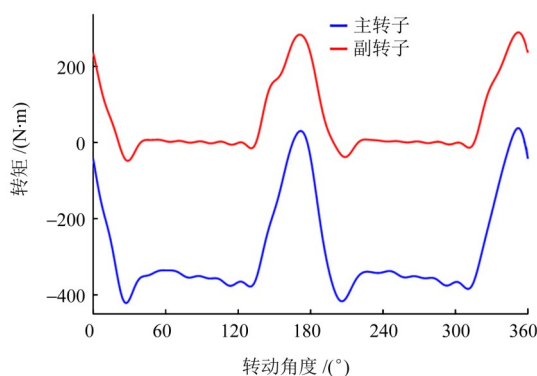
结合油田实际工况,混输泵稳定运行后,主、副转子转动 1 周内的阻力矩与激振力变化规律如图 5 所示,主、副转子间激励极差如表 1 所示。

表 1 主、副转子激励极差

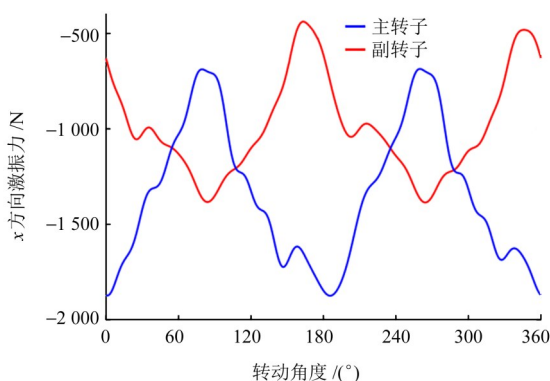
Tab. 1 Main and secondary rotor excitation polarity

类别	极差	
	副转子	主转子
x 方向激振力/N	1 623	2 562
y 方向激振力/N	394	1 966
转矩/(N·m)	329	451

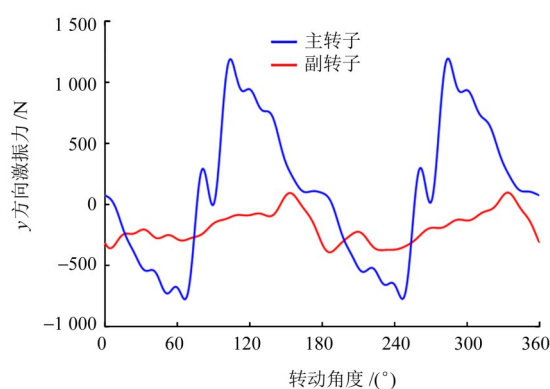
由图 5、表 1 可知,工作过程中主转子所受激励幅值显著大于副转子,是系统主要的受迫振动部位;同时,主腔室容积为副腔室容积的 13.26 倍,是混输泵的核心工作腔室。主转子的振动特性直接决定转子混输泵的输送效率,因此重点针对联轴器不对中工况下转子混输泵主转子的振动特性开展分析。将混输泵轴系简化为仅保留主转子、联轴器以及电动机轴的主轴系系统,简化模型如图 6 所示。



(a) 转矩



(b) x 方向受力



(c) y 方向受力

图 5 主、副转子激振力随转动角度的变化曲线

Fig. 5 Variation curves of the excitation force of main and secondary rotors with rotation angle

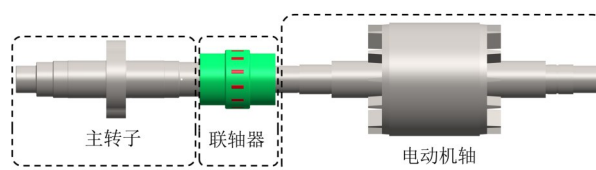


图 6 转子混输泵主轴系简化模型

Fig. 6 Simplified model of the main shaft system of the rotor multiphase pump

1.2 主转子不同工况下载荷分析

在油田开采输送过程中,输送介质的含气率、泵进出口压力、转子转速均处于动态变化状态,明确不同工况参数对主转子受力的影响规律,是后续主轴系动力学响应分析的基础。结合西部地区某油田实际生产工况,分别计算单因素变化下主转子的受力变化,工况参数变化范围如表 2 所示。

表 2 工况参数变化范围

Tab. 2 Variation range of the working condition parameters

序号	含气率 $Q/\%$	出口压力 p/MPa	转速 $\omega/(\text{r/min})$
1	50~90	0.6	1 000
2	60	0.6~1	1 000
3	60	0.6	500~1 500

如图 7(a)~图 7(c)所示,以主转子 x 方向所受激励为例,在设定工况参数范围内,含气率对转子所受激励的影响幅度为 5.9%;转速对转子所受激励的影响为 23.5%;泵出口压力对转子所受激励的影响为 123.6%。以上结果表明,出口压力是主转子受力的核心影响因素。

实际混输工况下,含气率、压力、转速这 3 类参数存在耦合作用。为简化计算,仅考虑单因素变化对转子振动特性的影响;同时,含气率增大 50% 时对转子所受激励的影响幅度仅为 5.9%,因此忽略含气率对转子振动特性的影响。

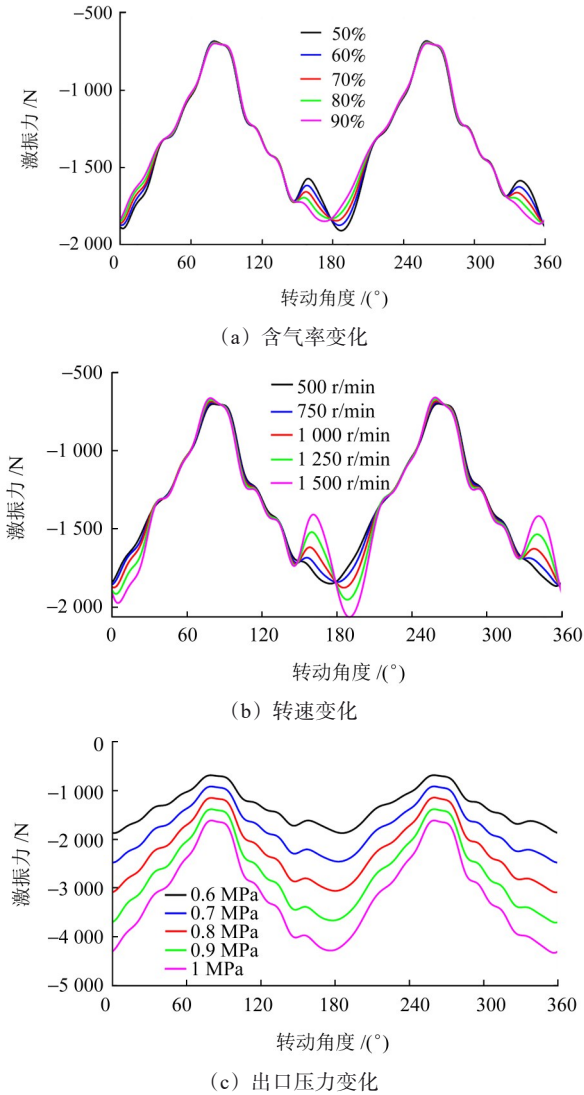


图7 不同工况参数下主转子 x 方向受力变化曲线

Fig. 7 Variation curves of the x -direction force of the main rotor under different working condition parameters

1.3 联轴器平行不对中附加激励计算

联轴器由2个对称的半联轴器组成。计算不对中故障下联轴器的附加激励时,将联轴器离散为独立的运动系统,坐标系如图8所示。

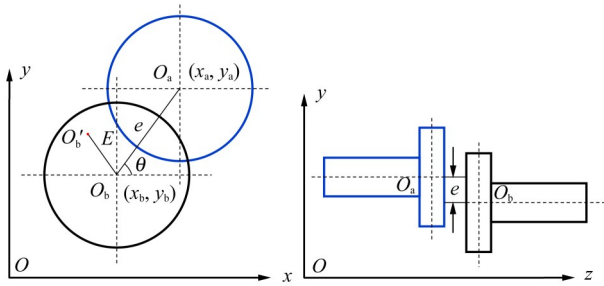


图8 平行不对中联轴器坐标系示意图

Fig. 8 Schematic diagram of the coordinate system for parallel misalignment coupling

设2个半联轴器 a 、 b 间不对中量为 e ,转子转动过程中不对中量保持恒定,两半联轴器近似做平面运动。取系统轴心静平衡位置为原点 O ,建立坐标系,设2个

半联轴器形心 O_a 、 O_b 坐标分别为 (x_a, y_a) 、 (x_b, y_b) ;其中,2个半联轴器的集中质量分别设为 m_a 、 m_b 。设半联轴器 a 存在质量偏心为 E ,联轴器 b 不存在质量偏心。

根据两半联轴器的位置约束关系,推导得到联轴器系统的动能 T_c 、势能 V_c 及耗散能 D_c ^[20],代入耗散系统的第2类拉格朗日方程:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_c}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T_c}{\partial q_j} + \frac{\partial D_c}{\partial \dot{q}_j} + \frac{\partial V_c}{\partial q_j} = Q_j \quad (2)$$

可得不对中联轴器系统的附加激励,表示为

$$\begin{cases} f_{cx} = 2m_a e (\ddot{\theta}_2^2 \cos \theta_2 + \ddot{\theta}_2 \sin \theta_2) + \\ \quad 2m_a E (2\ddot{\theta}_2^2 \cos 2\theta_2 + \ddot{\theta}_2 \sin 2\theta_2) \\ f_{cy} = 2m_a e (\ddot{\theta}_2^2 \sin \theta_2 - \ddot{\theta}_2 \cos \theta_2) + \\ \quad 2m_a E (2\ddot{\theta}_2^2 \sin 2\theta_2 - \ddot{\theta}_2 \cos 2\theta_2) \\ M_{CR} = 2m_a e [\ddot{x}_2 \sin \theta_2 - (\ddot{y}_2 + g) \cos \theta_2] \end{cases} \quad (3)$$

式中, q_j 、 Q_j 分别为第 j 个自由度上的广义位移、广义力; f_{cx} 为联轴器在 x 方向上所受的附加激励; f_{cy} 为联轴器在 y 方向上所受的附加激励; M_{CR} 为联轴器的附加转矩; θ_2 为联轴器的扭转角位移; $\ddot{x}_2$ 为联轴器在 x 方向上的平动加速度; $\ddot{y}_2$ 为联轴器在 y 方向上的平动加速度; g 为重力加速度。

2 转子泵主轴系的振动特性研究

2.1 集中质量模型与动力学方程的建立

采用集中质量法对主轴系进行离散简化,将系统等效为3个含转动惯量与集中质量的均质质量单元,以及仅含刚度与阻尼的弹性约束单元,各质量单元间通过弹性约束单元连接;对质量单元施加激励载荷,求解载荷作用下单元的角位移、水平位移与垂直位移响应,简化模型如图9所示。为简化计算,将含平行不对中故障的联轴器系统等效为单一刚体质量单元。

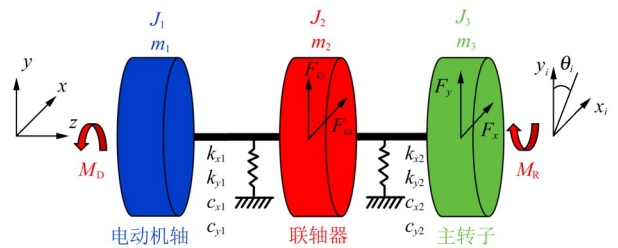


图9 主轴系集中质量动力学模型

Fig. 9 Lumped mass dynamic model of the main shaft system

图9中, J_i 为第 i 个质量块的转动惯量; m_i 为第 i 个质量块的质量; k_{x1} 、 k_{y1} 分别为第1个弹簧在 x 、 y 方向上的刚度; k_{x2} 、 k_{y2} 分别为第2个弹簧在 x 、 y 方向上的刚度; c_{x1} 、 c_{y1} 分别为第1个弹簧在 x 、 y 方向上的阻尼; c_{x2} 、 c_{y2} 分别为第2个弹簧在 x 、 y 方向上的阻尼; M_b 为电动机驱动力矩; x_i 为第 i 个质量块在 x 方向上的振动位移; y_i 为第 i 个质量块在 y 方向上的振动位移; θ_i 为第 i 个质量块的

振动扭转角位移。联轴器的集中质量为两半联轴器之和,即 $m_2 = m_a + m_b$ 。

基于 Newton-Euler 法,建立含联轴器不对中故障的主轴系动力学控制方程^{[13]19-21},即

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_{x1}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_{x1}(x_1 - x_2) = 0 \\ m_1 \ddot{y}_1 + c_{y1}(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_{y1}(y_1 - y_2) = -m_1 g \\ J_1 \ddot{\theta}_1 + c_{t1}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + k_{t1}(\theta_1 - \theta_2) = M_D \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_2 + c_{x1}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_{x2}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_{x1}(x_2 - x_1) + k_{x2}(x_2 - x_3) = f_{cx} \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_{y1}(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + c_{y2}(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + k_{y1}(y_2 - y_1) + k_{y2}(y_2 - y_3) = f_{cy} - m_2 g \\ J_2 \ddot{\theta}_2 + c_{t1}(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) + c_{t2}(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) + k_{t1}(\theta_2 - \theta_1) + k_{t2}(\theta_2 - \theta_3) = M_{CR} \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} m_3 \ddot{x}_3 + c_{x2}(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + k_{x2}(x_3 - x_2) = f_x \\ m_3 \ddot{y}_3 + c_{y2}(\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + k_{y2}(y_3 - y_2) = f_y - m_3 g \\ J_3 \ddot{\theta}_3 + c_{t2}(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_2) + k_{t2}(\theta_3 - \theta_2) = M_R \end{cases} \quad (6)$$

式中, k_{t1} 、 k_{t2} 分别为第 1、2 个弹簧的扭转刚度; c_{t1} 、 c_{t2} 分别为第 1、2 个弹簧的扭转阻尼。

采用 4 阶 Runge-Kutta 法对主轴系动力学控制方程进行数值求解,选取响应的稳定周期段开展特性分析,动力学方程的核心参数如表 3 所示。

表 3 主轴系动力学方程参数

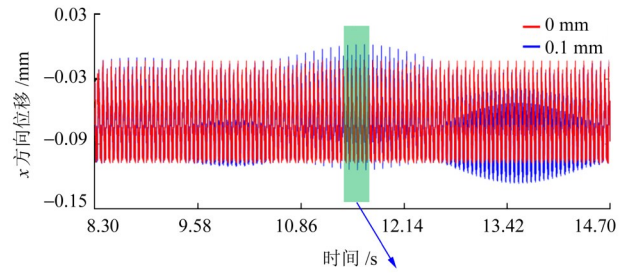
Tab. 3 Parameters of the dynamic equation of the main shaft system

m_1/kg	m_2/kg	m_3/kg	$J_1/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$J_2/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$J_3/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$
20.08	12.98	13.92	0.168 7	0.017 7	0.018 0
$k_{x1}/(\text{N/m})$	$k_{y1}/(\text{N/m})$	$k_{x2}/(\text{N/m})$	$k_{y2}/(\text{N/m})$	$c_{x1}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	$c_{y1}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$
4.64×10^6	4.64×10^6	6.97×10^7	6.97×10^7	88.47	88.47
$c_{x2}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	$c_{y2}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	$k_{t1}/(\text{N/rad})$	$k_{t2}/(\text{N/rad})$	$c_{t1}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	$c_{t2}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$
132.89	132.89	2.05×10^5	5.49×10^5	40.41	156.80

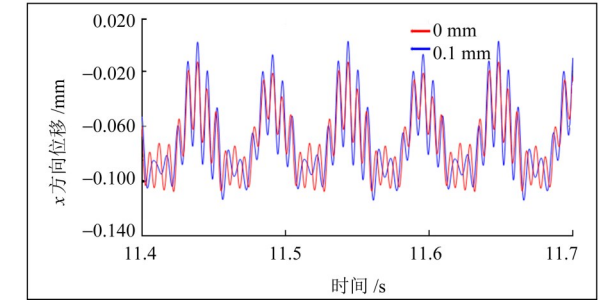
2.2 不对中量对主轴系振动特性影响分析

不对中量的存在易导致转子转动过程中出现振动跳跃、分岔等非线性现象,进而诱发碰摩故障。因此,重点分析不对中量对主转子位移振幅的影响规律,明确碰摩故障的临界不对中量。

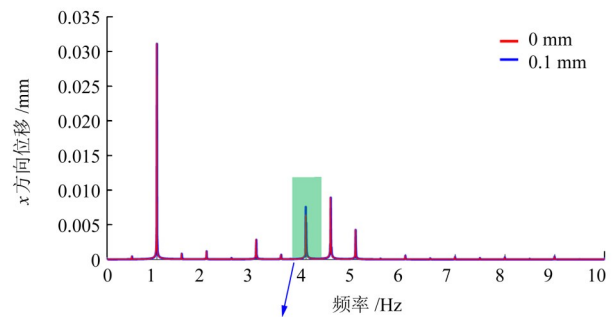
泵体与转子之间的间隙为 0.2 mm,主、副转子之间的间隙为 0.2 mm。因此可知,当工作中主转子振动位移幅值小于 0.2 mm 时,认为主轴系是稳定运行的;而主转子振动位移幅值大于等于 0.2 mm,主转子可能会发生碰摩故障。结合某油田实际生产情况,设置主轴系转速为 60 rad/s,混输泵出口压力为 0.6 MPa,分别计算联轴器在不对中量 $e=0$ mm 与 $e=0.1$ mm 的工况下,主转子稳定运行周期内的振动响应,结果如图 10 所示。



(a) 时域信号



(b) 轴心轨迹



(c) 频谱

图 10 不对中工况下主转子的振动响应

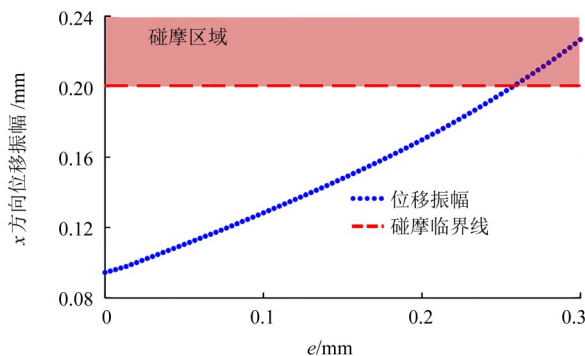
Fig. 10 Vibration response of the main rotor under misalignment condition

由图 10(a)可知,联轴器平行不对中故障作用下,

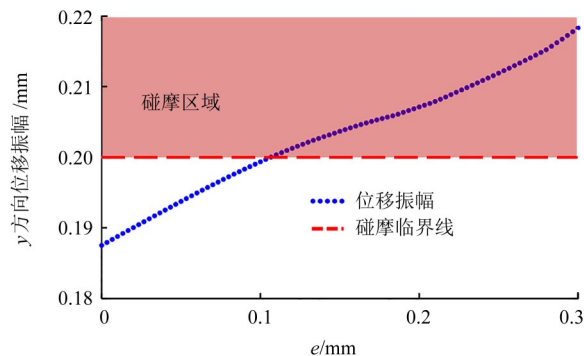
主转子稳定运行周期内 80% 时段的位移振幅大于理想对中工况, 该现象由不对中附加激励诱发, 直接降低轴系运行稳定性; 由图 10(b) 可知, 理想对中工况下, 主转子轴心轨迹为混输介质激励作用下的倍周期运动, 不对中故障会导致轴心轨迹发散, 碰摩故障发生概率显

著提升; 由图 10(c) 可知, 不对中故障会导致主转子 4 倍频振幅显著增大, 其余倍频峰值无明显变化。

为明确碰摩故障的临界不对中量, 保持其余工况参数不变, 计算 e 在 0~0.3 mm 时主转子位移振幅的变化规律, 结果如图 11 所示。



(a) x 方向位移振幅变化



(b) y 方向位移振幅变化

图 11 主转子位移振幅随不对中量的变化曲线

Fig. 11 Variation curves of the main rotor displacement amplitude with the misalignment amount

由图 11 可知, 主转子 x 方向位移振幅最大值与不对中量成正相关; 当不对中量达 0.27 mm 时, x 方向最大振动位移超过转子与泵体的设计间隙 0.2 mm, 此时, 主转子进入碰摩区, 转动过程中部分时段会与泵体发生碰撞磨损; y 方向位移振幅最大值与不对中量同样成正相关; 当不对中量达 0.106 mm 时, 主转子即进入碰摩区, 且碰摩区范围随不对中量增大持续扩展。图 12 所示为 $e=0.106$ mm 时主转子的轴心轨迹。结合图 11、图 12 可知, 主转子进入碰摩区, 且碰摩区范围随不对中量增大持续扩展, y 方向上位移振幅的影响更加显著。综合 x, y 方向响应结果, 当不对中量超过 0.106 mm 时, 主转子碰摩风险显著升高, 因此加工装配与现场生产过程中, 应将联轴器平行不对中量控制在 0.106 mm 以下。

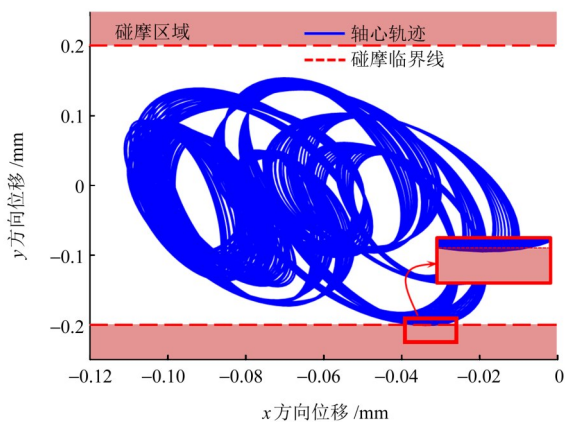


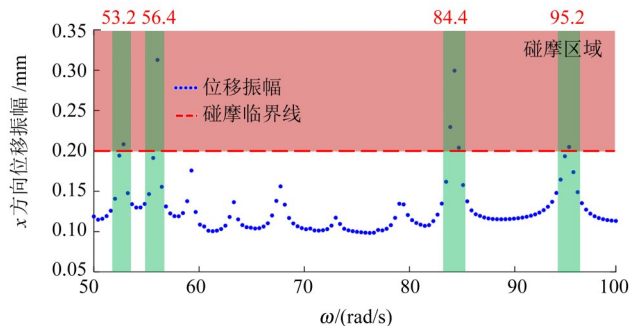
图 12 不对中量 $e=0.106$ mm 时主转子的轴心轨迹

Fig. 12 Axis trajectory of the main rotor at misalignment of the $e=0.106$ mm

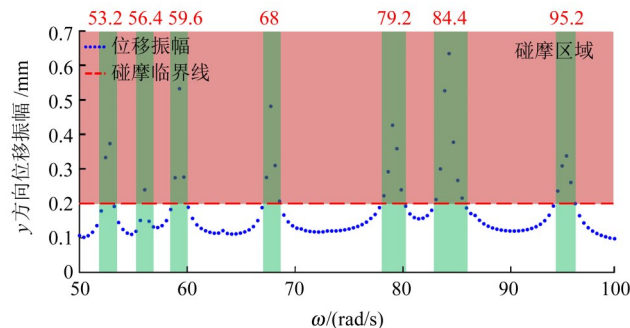
2.3 转速变化对主轴系振动特性影响分析

电动机在实际工作过程中会根据工况实时进行

转速调节, 转速是影响轴系运行状态的核心参数, 因此开展联轴器不对中工况下, 不同转速对主轴系振动特性的影响分析。设定转速范围 ω 为 50~100 rad/s, 其余参数 $e=0.1$ mm、 $p=0.6$ MPa。主转子位移振幅随转速的变化曲线如图 13 所示, 不同转速下主转子的轴心轨迹如图 14 所示。



(a) x 方向位移振幅变化



(b) y 方向位移振幅变化

图 13 主转子位移振幅随转速的变化曲线

Fig. 13 Variation curves of the main rotor displacement amplitude with the rotational speed

由图 13、图 14 可知, 与不对中量的影响规律不同, 转速变化与主转子 x, y 方向位移振幅间并无明显相关性; 但在 53.2、56.4、84.4、95.2 rad/s 转速附近时, x 方

向主转子位移振幅激增,碰摩风险增大,该现象由外部流体激励与不对中附加激励的频率叠加效应诱发;与 x 方向相比, y 方向碰摩转速区间增多,除 x 方向可能碰摩的转速区间外,在 59.6、68、79.2 rad/s 转速区间内同样存在碰摩区,该现象由 y 方向重力作用的叠加效应导致。现场生产过程中,应避开上述危险转速区间,降低碰摩故障发生概率。

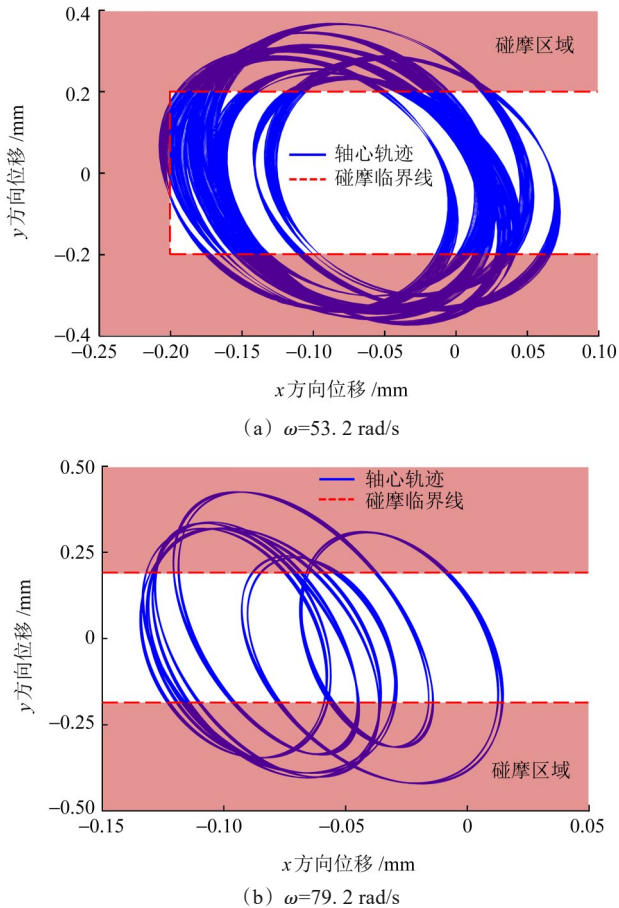


图 14 不同转速下主转子的轴心轨迹

Fig. 14 Axis trajectory of the main rotor at different rotational speeds

2.4 出口压力变化对主轴系振动特性影响分析

混输泵运行过程中,出口压力会随井口流量实时波动,且出口压力是主转子所受激励载荷的核心影响因素。因此,设定出口压力 $p=0.6、0.8、1$ MPa 这 3 种工况,其余参数为 $\omega=100$ rad/s、 $e=0.05$ mm,分析出口压力对主转子位移振幅的影响规律,结果如图 15、表 4 所示。

由图 15、表 4 可知,混输泵出口压力的增大会导致主转子所受激励与位移振幅以 60% 左右比例同步增大;但压力的变化并未引起新频率的振动响应,仅在原频率下位移振幅有所增加,其原因在于不对中量恒定的条件下,压力变化仅会改变主转子所受外部激励的幅值,不会产生新频率的激励载荷;同时,当泵出口

压力达 0.8 MPa 时,主转子开始发生碰摩故障;受进出口压力差影响,主转子 x 方向所受载荷大于 y 方向,导致碰摩故障优先出现在 x 方向。因此,现场运行过程中,应通过调节转子转速控制混输泵出口压力低于 0.8 MPa,避免碰摩故障发生。

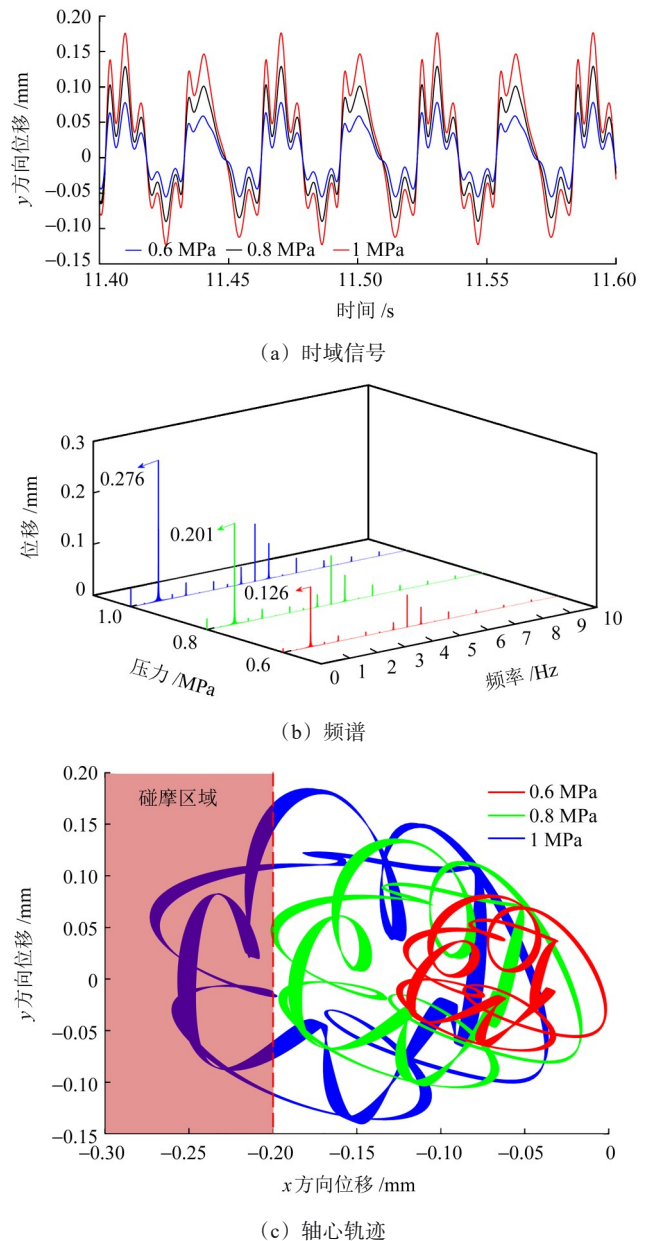


图 15 不同出口压力下主转子的振动响应

Fig. 15 Vibration response of the main rotor under different outlet pressures

表 4 激励幅值、位移振幅与泵出口压力的关系

Tab. 4 Relation between the excitation amplitude, displacement amplitude and pump outlet pressure

压力/ MPa	力矩最大值/ (N·m)	力矩变 化率/%	最大振动 位移/mm	最大振动位 移变化率/%
0.6	1 213.22	0	0.126	0
0.8	1 956.92	61.3	0.201	59.5
1.0	2 712.75	123.6	0.276	119.7

3 结论

以外部激励下联轴器平行不对中转子系统为研究对象,构建不对中转子系统振动动力学控制方程,采用数值分析方法对比理想对中与不对中工况下系统的非线性振动特性差异,分析不对中量、转子转速、混输泵出口压力对主轴系动态响应的影响规律,得出以下主要结论:

1)外部稳定激励作用下,不对中故障会导致主轴系轴心轨迹发散,位移振幅随不对中量增大而升高,不对中量达0.106 mm时,主转子进入碰摩区,且碰摩故障优先出现在 y 方向。

2)转速与主转子振动位移幅值无明显相关性,但在53.2、56.4、84.4、95.2 rad/s的转速区间, x 方向振动位移幅值会发生激增;而 y 方向由于重力的影响,除 x 方向的转速区间外,在59.6、68、79.2 rad/s转速区间同样会产生碰摩故障。在工作中应避开这些转速区间。

3)泵出口压力每增大0.2 MPa会使主转子所受激励幅值与位移振幅均以60%左右比例增大;当出口压力达0.8 MPa时,主转子开始发生碰摩故障,同时由于主转子 x 方向存在压力差,使碰摩区优先出现在 x 方向。工作时应避免转子混输泵出口压力高于0.8 MPa。

参考文献(References)

- [1] 曹秋娥,马银歌,李艳婷. 油田集输工艺技术与节能降耗策略[J]. 化学工程与装备,2023(11):72-74.
CAO Qiue, MA Yingge, LI Yanting. Oil field gathering and transportation technology and energy saving and consumption reduction strategy[J]. Chemical Engineering & Equipment, 2023(11): 72-74. (In Chinese)
- [2] 乔春平. 油气集输系统运行效率分析与研究[J]. 内江科技, 2022,43(12):73-74.
QIAO Chunping. Analysis and research on operation efficiency of oil and gas gathering and transportation system[J]. Neijiang Science and Technology, 2022,43(12):73-74. (In Chinese)
- [3] 王润轩,王路,郑朋. 油气混输泵的研究现状[J]. 化工管理, 2017(6):5.
WANG Runxuan, WANG Lu, ZHENG Peng. Research status of oil-gas mixed transportation pump[J]. Chemical Enterprise Management, 2017(6):5. (In Chinese)
- [4] 王俊杰,李琴,刘伯韬,等. 工况参数对混输转子泵排出性能影响[J]. 液压与气动,2024,48(2):153-164.
WANG Junjie, LI Qin, LIU Botao, et al. Influence of operating parameters on discharge performance of mixed rotor pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2024, 48(2): 153-164. (In Chinese)
- [5] 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)
- [6] 李明. 平行不对中转子系统的非线性动力学行为[J]. 机械强度,2005,27(5):580-585.
LI Ming. Nonlinear dynamic behavior of parallel-misaligned rotor system[J]. Journal of Mechanical Strength, 2005,27(5):580-585. (In Chinese)
- [7] 李宇,王彩凤,蒋超,等. 联轴器不对中-转子系统风车碰摩耦合故障动力学特性分析[J]. 机械设计,2022,39(12):101-110.
LI Yu, WANG Caifeng, JIANG Chao, et al. Analysis on dynamic characteristics of coupling misalignment-rotor system's windmill rub coupled fault[J]. Journal of Machine Design, 2022, 39(12): 101-110. (In Chinese)
- [8] 张国渊,梁茂檀,郭进兴,等. 不对中齿轮联轴器-轴承-转子系统动力特性[J]. 航空动力学报,2022,37(2):225-234.
ZHANG Guoyuan, LIANG Maotan, GUO Jinxing, et al. Dynamic characteristics of misaligned gear coupling-bearing-rotor system[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(2): 225-234. (In Chinese)
- [9] 雷文平,韩捷,李志胜,等. 齿式联轴节不对中转子的动力学响应分析[J]. 机械强度,2012,34(3):327-332.
LEI Wenping, HAN Jie, LI Zhisheng, et al. Dynamic response analysis of the rotors connected by the misaligned gear coupling[J]. Journal of Mechanical Strength, 2012, 34(3): 327-332. (In Chinese)
- [10] WANG N F, JIANG D X. Vibration response characteristics of a dual-rotor with unbalance-misalignment coupling faults: theoretical analysis and experimental study[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 125:207-219.
- [11] 李明,李自刚. 联轴器不对中故障转子系统的动力学试验[J]. 振动、测试与诊断,2015,35(2):345-351.
LI Ming, LI Zigang. Theoretical and experimental study on dynamics of rotor-bearing system with the faults of coupling misalignment[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015,35(2): 345-351. (In Chinese)
- [12] 庞智元,肖增弘,段莹莹,等. 双跨-三支撑转子联轴器偏角不对中实验研究[J]. 沈阳工程学院学报(自然科学版),2019,15(4):306-311.
PANG Zhiyuan, XIAO Zenghong, DUAN Yingying, et al. Experimental study on partial angle misalignment of rotor system with double span-three fulcrum[J]. Journal of Shenyang Institute of Engineering (Natural Science), 2019, 15(4): 306-311. (In Chinese)
- [13] 王天任,孙宏浩,李鹤,等. 罗茨真空泵转子系统动力学建模[J]. 机械设计与制造,2018(5):19-21.
WANG Tianren, SUN Honghao, LI He, et al. The rotor system dynamics modeling of roots vacuum pump[J]. Machinery Design & Manufacture, 2018(5):19-21. (In Chinese)
- [14] 孙帅辉,武鹏波,南海鹏. 工况对双螺杆混输泵振动特性影响实验[J]. 噪声与振动控制,2024,44(3):295-300.
SUN Shuaihui, WU Pengbo, NAN Haipeng. Experiment on the

- influence of operation conditions on the vibration characteristic of a twin-screw multiphase pump [J]. *Noise and Vibration Control*, 2024, 44(3): 295-300. (In Chinese)
- [15] 张悦. 三螺杆泵振动特性分析研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学, 2014:1-62.
- ZHANG Yue. Vibration analysis of a three screw pump unit[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2014:1-62. (In Chinese)
- [16] 孙宏浩. 某型罗茨真空泵的转子系统动力学研究[D]. 沈阳:东北大学, 2017:1-66.
- SUN Honghao. Dynamics on a certain type of roots vacuum pump rotor system[D]. Shenyang: Northeastern University, 2017: 1-66. (In Chinese)
- [17] 王子超, 张德胜, 金永鑫, 等. 高温熔盐泵转子系统应力与模态的数值模拟[J]. *排灌机械工程学报*, 2023, 41(1):22-31.
- WANG Zichao, ZHANG Desheng, JIN Yongxin, et al. Numerical simulation of stress and mode of rotor system of high-temperature molten-salt pump [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2023, 41(1): 22-31. (In Chinese)
- [18] TIAN Z Y, ZHAO Y Q, LI Z H, et al. Optimization and characteristic analysis of screw rotor of a twin-screw pump [J]. *Journal of Vibroengineering*, 2023, 25(1): 171-188.
- [19] 周翔, 代翠, 董亮, 等. 船用舱底水转子泵流体激振力数值计算[J]. *船舶工程*, 2022, 44(增刊1):346-351.
- ZHOU Xiang, DAI Cui, DONG Liang, et al. Numerical calculation of fluid excitation force of marine bilge water rotary pump [J]. *Ship Engineering*, 2022, 44(Suppl. 1): 346-351. (In Chinese)
- [20] 申屠留芳, 赵庆佳, 杨平. 平行不对中叠片联轴器系统非线性动力学分析[J]. *中国农机化学报*, 2016, 37(7): 130-135.
- SHENTU Liufang, ZHAO Qingjia, YANG Ping. Nonlinear dynamics analysis of diaphragm coupling systems with parallel misalignment [J]. *Journal of Chinese Agricultural Mechanization*, 2016, 37(7): 130-135. (In Chinese)

Research on the vibration characteristics of the main shaft system of the mixed-flow pump with parallel misalignment rotors under complex excitations

HUANG Zhiqiang¹ LI Zhenye¹ WANG Ruohao^{2,3} LI Tao⁴ ZHANG Guoxu¹ WANG Cheng¹ WANG Meiling¹

(1. School of Mechatronic Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China)

(2. National Engineering Research Center for Oil & Gas Drilling Equipment, Baoji 721002, China)

(3. CNPC Baoji Oilfield Machinery Co., Ltd., Baoji 721002, China)

(4. Chengdu Compressor Branch of the CNPC Jichai Power Company Limited, Chengdu 610100, China)

Abstract: [Objective] Aiming at the problem that the main shaft system of the rotor multiphase pump is prone to excessive vibration amplitude and rub-impact fault under the coupling effect of complex excitation and parallel misalignment of the coupling, the influence mechanism of multi-working condition parameters on the vibration characteristics of the shaft system was revealed, and the critical threshold of rub-impact fault was clarified to provide reference for field safe operation. [Methods] Firstly, the Fluent software was used to complete the calculation of fluid excitation load of the main rotor under multiple working conditions, and the variation law of the load was obtained to provide the load boundary for modeling. Secondly, a lumped mass dynamic model of the main shaft system with parallel misalignment fault was established, and the dynamic control equation of the system was derived. Then, the 4-order Runge-Kutta method was adopted to solve the equation, and the vibration response of the shaft system under different working conditions was obtained. Finally, the influence law of key parameters on the vibration characteristics and rub-impact fault of the shaft system was analyzed. [Results] The results show that the misalignment fault will lead to the divergence of the axis trajectory of the main rotor, and the displacement amplitude increases with the increase of the misalignment. The main rotor enters the rub-impact zone when the misalignment reaches 0.106 mm. There is no obvious correlation between rotational speed and displacement amplitude, and there are 4 and 7 rub-impact speed intervals in x and y directions respectively. For every 0.2 MPa increase in pump outlet pressure, the excitation and displacement amplitude of the main rotor increase by about 60%, and the rub-impact fault occurs when the outlet pressure reaches 0.8 MPa.

Key words: Rotor mixing pump; Complex excitation; Parallel misalignment; Vibration characteristic; Bumping

Corresponding author: HUANG Zhiqiang, E-mail: huangzq@swpu.edu.cn

Fund: National Natural Science Foundation of China (41902326); Sichuan Province Science and Technology Project (22GJHZ0284)

Received: 2024-09-08

Revised: 2024-10-12

(编辑:李凯阳)