

考虑接触间隙的压缩机柔性转子扭振特性研究

黄志强 王杰 李涛 李刚 王硕 母德全

(西南石油大学机电工程学院, 成都 610500)

摘要: 往复式压缩机曲轴系扭振会引起烧瓦及轴系断裂等重大问题,为掌握压缩机转子系统扭振响应,提出了一种考虑衬套-销轴碰撞间隙、曲轴-轴承油膜间隙的压缩机柔性转子系统扭振动力学求解方法,为避开曲轴系固有频率提供了一种新的思路及方法。基于多体动力学理论以及Hertz接触理论,求解了含碰撞间隙下曲轴系扭振动力学响应,分析表明,曲轴系第4列曲柄销的扭振幅值最大,扭转角位移幅值为 0.051° ,动态角速度峰值为 156.026 rad/s 。基于此,考虑了曲轴-轴承油膜间隙,利用有限差分法及超松弛迭代法计算滑动轴承油膜压力,并通过压力扰动法求解轴承动态特性系数,综合考虑衬套-销轴碰撞间隙和曲轴-轴承油膜间隙对曲轴系动态响应的影响,开展了考虑预应力下的曲轴系模态分析,并对比分析了考虑油膜间隙和不考虑油膜间隙下曲轴系的共振情况。结果表明,考虑油膜间隙后曲轴系第3、8阶固有频率分别降低了44.64%、21.23%,且在同一转速范围带内,考虑综合间隙下曲轴系共振转速点减少,2阶临界转速降低了38.55%,共振的概率增大。

关键词: 往复压缩机; 碰撞间隙; 油膜间隙; 刚柔耦合; 曲轴扭振; 共振

中图分类号: TE974 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2025.01.003

0 引言

往复式压缩机(图1)作为增压输送、差压开采的关键设备,广泛应用于天然气行业,而压缩机曲轴系存在扭振现象,易导致烧瓦、连接螺栓脱落甚至轴系断裂等问题,制约着往复式压缩机向高速、多列的方向发展。由于加工精度、磨损等问题,压缩机曲轴系不可避免地存在间隙,使得压缩机运行后轴系运动副发生频繁的接触碰撞,加剧了轴系的扭振现象,影响压缩机运动精度及动力性能^[1]。因此,研究接触间隙对曲轴系扭振的影响,不仅可以更准确地探究轴系扭振特性,还能帮助识别潜在的扭振问题,对于优化压缩机设计、提高运行效率以及保障压缩机安全稳定运行具有重要意义。

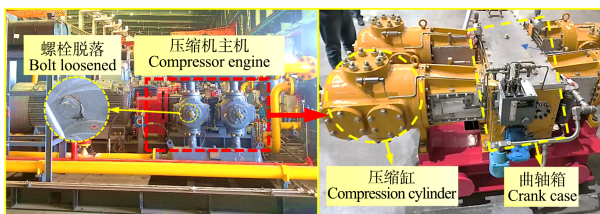


图1 往复式压缩机

Fig.1 Reciprocating compressor engine

大量学者开展了考虑间隙对机构的动态特性的影响研究^[2-5]。赵刚练等^[6]研究了考虑圆柱铰接间隙下的多刚体机构的动力学行为,证明间隙对机构的

影响不容忽视。ZHAO等^[7]考虑机器人机械臂关节间隙,建立了含间隙的机械臂系统动力学方程,并采用库仑摩擦考虑摩擦效应,结果表明,间隙导致关节接触力增大,影响了机械臂控制系统的精度。丁健等^[8]基于一种非线性混合碰撞力模型和改进了的Coulomb摩擦力模型,研究了间隙运动副对曲柄滑块机构的动态特性影响,所得结论与国外实验研究较为吻合,证明了方法的可靠性。王旭鹏等^[9]建立了一种改进的非线性法向碰撞力模型,并研究了间隙值对曲柄滑块机构动力学响应的影响规律。郭嘉楠等^[10]考虑曲柄滑块机构的旋转铰间隙,并计入了接触面形貌的影响,分析了碰撞速度、恢复系数及粗糙度等因素对接触碰撞力的影响规律,并与其他文献结果对比,表明其模型能较为全面地反映机构的动力学特性。刘福才等^[11]研究了不同重力环境下含间隙曲柄摇杆机构的旋转铰质心运动特性,结果表明间隙越大,旋转铰质心运动受影响越大。张树培等^[12]建立了球铰间隙间的非线性接触碰撞力模型,对比了解析法与有限元法的碰撞力模型,结果表明,该模型可以准确描述球窝在碰撞中的变形以及能力损失。

上述学者研究了间隙对机构动力学响应的影响,但未考虑构件的柔性,结果与实际情况有一定差别。除此之外,也有不少学者考虑了机构的柔性^[13]、^[375-385]、^[14]、^[15]、^[297-307]、^[16],

收稿日期: 2023-04-15 修回日期: 2023-05-09

基金项目: 四川省科技计划项目(22GJHZ0284); 南充市与西南石油大学科技战略合作专项基金项目(SXHZ048)

作者简介: 黄志强,男,1968年生,四川眉山人,博士,教授; 主要研究方向为石油装备振动分析与控制研究等; E-mail: huangzq@swpu.edu.cn。

引用格式: 黄志强,王杰,李涛,等. 考虑接触间隙的压缩机柔性转子扭振特性研究[J]. 机械强度, 2025, 47(1): 20-30.

HUANG Zhiqiang, WANG Jie, LI Tao, et al. Study on torsional vibration characteristics of compressor flexible rotors considering contact clearance[J]. Journal of Mechanical Strength, 2025, 47(1): 20-30.

开展考虑间隙对机构的动态特性研究。BAUCHAU 等^[17]提出了一种非线性柔性多体系统中带间隙关节的综合建模方法。基于此考虑了曲柄滑块机构的铰接间隙,研究间隙及润滑对柔性多体系统的动态响应。结果表明,结构的柔性对接触力影响较大,润滑对结构的影响较小。KHEMILI 等^[18]^[882-898]研究了平面柔性曲柄滑块间隙机构的动力学行为,在考虑连杆柔性后,冲击力、滑块加速度及转矩等均有所减小,并结合试验验证了仿真结果的准确性。李金玉^[19]^[6-78]考虑了曲柄滑块机构的运动副间隙,建立运动副空间间隙模型,采用理论和试验相结合的方法,开展了考虑连杆柔性下间隙对机构运动特性的影响研究,验证了考虑运动副间隙的多体系统动力学模型的正确性。郑恩来等^[20]^[106-120]考虑了高速压力机多连杆机构曲轴和轴承的间隙,采用 LANKARANI 和 NIKRAVESH 接触力模型,求解了含润滑间隙的柔性连杆机构动态响应,并结合试验验证了方法的正确性。

除此之外,也有学者考虑了轴承间隙下油膜刚度和阻尼等参数对转子系统的振动稳定性的影响研究^[21-23]。陈坤旭等^[24]采用有限差分法及超松弛迭代法求解了滑动轴承油膜压力,基于此研究了不同轴承间隙下动态特性系数对转子系统的响应规律。结果表明,调整轴承半径间隙,可以有效减小转子的不平衡振动。魏维等^[25]采用有限差分法,求解滑动轴承油膜压力,基于此采用压力扰动法求解轴承动态特性系数,开展了轴承间隙对轴承刚度、阻尼以及转子失稳情况的影响研究。结果表明,减小轴承间隙、增大宽度可以提高转子-轴承系统稳定性。王本宏等^[26]以大型水泵转子系统为研究对象,开展了滑动轴承油膜刚度对转子动力学特性的影响研究,结果表明,交叉刚度对转子系统的稳定性影响较大。但未考虑油膜间隙对结构固有频率的影响并将之运用于曲轴系扭振的研究之中。

上述研究表明,运动间隙以及机构柔性均对机构的运动精度及动态响应影响较大,但上述研究对象大多针对简单的平面运动机构,考虑接触间隙对柔性转子系统结构固有频率及扭振的相关影响研究鲜有报道。因此,考虑压缩机曲轴系的衬套-销轴空间圆柱铰间隙,开展碰撞间隙产生的不稳定碰撞力对曲轴系动态响应的影响研究,综合考虑衬套-销轴碰撞间隙、曲轴-轴承油膜间隙,开展接触间隙对曲轴系临界转速的影响规律研究,并判断轴系的共振情况,为压缩机曲轴系避开共振区间、保障稳定运行提供理论依据。

1 压缩机曲轴系含间隙动力学模型建立

1.1 含碰撞间隙的转动副接触力模型

考虑曲轴系中连杆衬套及十字头销接触间隙,间

隙系统初始构型为间隙转动关节的衬套与销轴中心重合的位置;当发生碰撞接触时,碰撞插入深度为 δ ,如图 2 所示,碰撞接触点为 Q ,连杆衬套孔半径为 r_1 ,销轴半径为 r_2 。

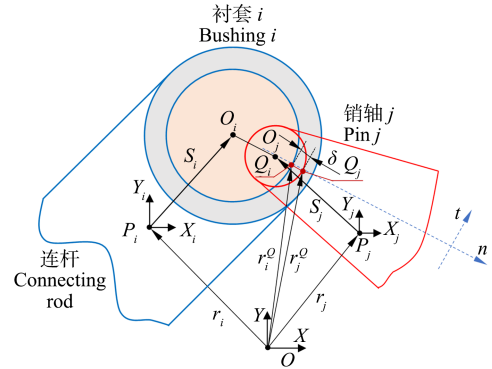


图 2 转动副间隙矢量图

Fig. 2 Vector diagram of the revolute joint clearance

根据图 2 得,间隙模型各矢量关系为

$$\begin{cases} \delta = r_i^0 - r_i^Q \\ e_{ij} = r_j^0 - r_i^Q \\ \mathbf{r}_k^0 = \mathbf{r}_k + \mathbf{A}_k \mathbf{S}_k + \mathbf{r}_k \mathbf{n}, k = i, j \\ \dot{\mathbf{r}}_k^0 = \dot{\mathbf{r}}_k + \dot{\mathbf{A}}_k \mathbf{S}_k + \mathbf{r}_k \dot{\mathbf{n}} \\ \dot{\mathbf{v}} = (\dot{\mathbf{r}}_j^0 - \dot{\mathbf{r}}_i^0) + (\dot{\mathbf{A}}_j \mathbf{S}_j - \dot{\mathbf{A}}_i \mathbf{S}_i) + (\mathbf{R}_j - \mathbf{R}_i) \dot{\mathbf{n}} \\ \mathbf{v}_i = (\dot{\mathbf{r}}_j^0 - \dot{\mathbf{r}}_i^0) \mathbf{t} \\ \mathbf{v}_n = (\dot{\mathbf{r}}_j^0 - \dot{\mathbf{r}}_i^0) \mathbf{n} \end{cases} \quad (1)$$

式中, δ 为半径间隙; \mathbf{S}_k 为轴心在动坐标系 P_i, P_j 中的位置向量; $\dot{\mathbf{v}}$ 为衬套与销轴的相对碰撞速度; \mathbf{n} 为单位法向量; \mathbf{r}_k^0 为碰撞点在惯性坐标系 O 中的位置向量; \mathbf{A} 为动坐标系 P_i, P_j 与相对惯性坐标系 O 的变换矩阵; $\mathbf{v}_i, \mathbf{v}_n$ 为接触面的切向和法向速度。

考虑 Hertz 接触力及接触碰撞时产生的能量损失,因此间隙接触碰撞力模型采用 L-N 非线性弹簧阻尼力模型^[27],碰撞接触力为

$$F_N = F_k + F_d = K\delta^n + C\dot{\mathbf{v}} = K\delta^n \left[1 + \frac{3(1 - \varepsilon^2)}{4} \frac{\dot{\mathbf{v}}}{\dot{\mathbf{v}}_0} \right] \quad (2)$$

弹簧恢复力为

$$F_k = K\delta^n \quad (3)$$

其中,接触刚度系数 K ^[10]^[132-139]^[11]^[240-246]^[20]^[106-120]可表示为

$$K = \frac{4\sqrt{r_1 r_2 / (r_1 - r_2)}}{3\pi [(1 - \mu_1^2) / \pi E_1 + (1 - \mu_2^2) / \pi E_2]} \quad (4)$$

并采用 Hunt-Crossely 模型^[28]计算轴套与销轴接触碰撞过程的阻尼力为

$$F_d = C\dot{\mathbf{v}} = 0.75K(1 - \varepsilon^2)\dot{\mathbf{v}}\delta^m / \dot{\mathbf{v}}_0 \quad (5)$$

式中, C 为广义阻尼系数, $\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}$; $\dot{\mathbf{v}}_0$ 为初始相对碰撞速度, m / s ; ε 为材料碰撞恢复系数,取值 0.9 ^[8]^[9-13]; m 为金属表面的力指数,取值 1.5 ^[13]^[375-385]。

考虑到两物体接触沿切向的相对滑动速度,采用

修正的 Coloumb 摩擦力^{[6][171-176][29]}描述曲柄销间隙处的摩擦力 F_f , 为

$$F_f = -\mu_t C_d F_N \frac{v_t}{v_a} \quad (6)$$

$$C_d = \begin{cases} 0, v_t \leq v_0 \\ (v_t - v_0)/(v_1 - v_0), v_0 < v_t \leq v_1 \\ 1, v_t > v_1 \end{cases} \quad (7)$$

式中, v_1 、 v_0 分别为衬套和销轴之间相对切向速度的上、下限; μ_t 为动摩擦因数; c_d 为动态修正因子; v_t 为切向接触速度; v_a 为相对切向接触速度。

1.2 含油膜间隙的曲轴-轴承动力学模型

考虑曲轴-轴承油膜间隙, 建立径向滑动轴承动力学模型, 如图3所示, 轴瓦孔径为 R , 轴颈半径为 r , 在外载荷 F_c 的作用下, 轴颈中心与轴瓦中心存在偏心距 e , 偏位角为 φ , 油膜厚度为 h 。

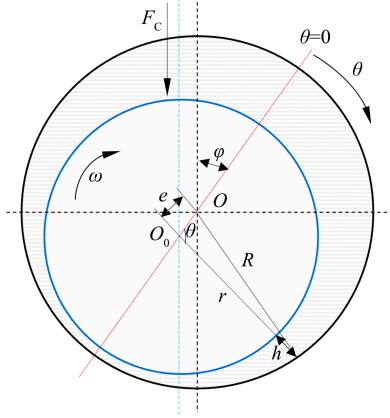


图3 滑动轴承动力学模型

Fig. 3 Dynamics model of the sliding bearing

由余弦定理及几何关系可知, 任意位置下轴瓦名义油膜厚度^[30]为

$$h = c(1 + \varepsilon_e \cos \theta) \quad (8)$$

式中, ε_e 为偏心率, $\varepsilon_e = e/c$; c 为轴承间隙, $c = R - r$ 。

在一定假设条件下, 可得径向滑动轴承的静态雷诺方程的无量纲形式^{[31][81-89]}为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left[H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right] = 3 \frac{\partial H}{\partial \theta} \quad (9)$$

式(9)为2阶非线性偏微分方程, 由于轴瓦结构相对简单, 为保证精度及效率, 采用有限差分法对轴瓦进行场域离散, 环向网格数为60, 轴向网格为40, 采用松弛迭代法求解出静态雷诺方程下轴瓦的油膜压力分布, 其中雷诺边界条件为

$$\begin{cases} p(\theta_1, \frac{L}{2}) = p(\theta_2, -\frac{L}{2}) = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\theta_1} = \frac{\partial p}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\theta_2} = 0 \end{cases} \quad (10)$$

考虑微小位移、速度的扰动, 非定常运动雷诺方程的无量纲形式为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{H^3}{\eta} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left[\frac{H^3}{\eta} \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right] = \frac{3 \partial H}{\partial \theta} + 6(y' \cos \theta + x' \sin \theta) \quad (11)$$

将式(11)按 $H = H_0 + \Delta x \sin \theta + \Delta y \cos \theta$ 展开, 忽略高阶小量, 可得扰动压力微分方程^{[31][81-89]}为

$$\left[\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H_0^3 \frac{\partial}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{d}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H_0^3 \frac{\partial}{\partial \lambda} \right) \right] \begin{Bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_{x'} \\ P_{y'} \end{Bmatrix} = \begin{cases} 3 \cos \theta - 9 \frac{\sin \theta}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial \theta} - 3 H_0^3 \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\sin \theta}{H_0} \right) \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \\ -3 \sin \theta - 9 \frac{\cos \theta}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial \theta} - 3 H_0^3 \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\cos \theta}{H_0} \right) \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \\ 6 \sin \theta \\ 6 \cos \theta \end{cases} \quad (12)$$

式中, L 为有效长度; P 为油膜压力; η 为油膜黏度; θ 为轴颈圆周角坐标; z 为轴向方向的坐标; ω 为轴颈角速度; x' 、 y' 为速度扰动量。

结合压力扰动法, 在油膜区间积分求解轴瓦无量纲动态特性系数为

$$\begin{cases} \begin{Bmatrix} K_{xx} \\ K_{yx} \end{Bmatrix} = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} -P_x \begin{Bmatrix} \sin \theta \\ \cos \theta \end{Bmatrix} d\theta d\lambda \\ \begin{Bmatrix} K_{xy} \\ K_{yy} \end{Bmatrix} = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} -P_y \begin{Bmatrix} \sin \theta \\ \cos \theta \end{Bmatrix} d\theta d\lambda \\ \begin{Bmatrix} C_{xx} \\ C_{yx} \end{Bmatrix} = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} -P_{x'} \begin{Bmatrix} \sin \theta \\ \cos \theta \end{Bmatrix} d\theta d\lambda \\ \begin{Bmatrix} C_{xy} \\ C_{yy} \end{Bmatrix} = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} -P_{y'} \begin{Bmatrix} \sin \theta \\ \cos \theta \end{Bmatrix} d\theta d\lambda \end{cases} \quad (13)$$

2 考虑碰撞间隙的曲轴系刚柔耦合多体动力学响应分析

2.1 考虑碰撞间隙的刚柔耦合系统动力学方程

建立广义坐标系, 曲轴系的位置用笛卡儿坐标 $l = (x, y, z)$ 及反映刚性曲轴系方位的欧拉角 $\psi = (\varphi, \theta, \phi)$ 来表示, 模态坐标用 $q = (q_1, q_2, \dots, q_{k_m})^T$ (k_m 为模态坐标数) 表示, 则柔性体的广义坐标为

$$\xi = [l, \psi, q_{j,j=1,\dots,k_m}]^T \quad (14)$$

对于频繁接触碰撞间隙的变拓扑多体系统, 接触状态处于不断变化之中, 引入阶跃函数 $\mu(\delta)$, 将约束力 F_c 表示为

$$\begin{cases} F_c = (F_N + F_f)u(\delta) \\ u(\delta) = \begin{cases} 0, \delta < 0 \text{ 分离} \\ 1, \delta > 0 \text{ 穿透} \end{cases} \end{cases} \quad (15)$$

将碰撞接触力作为广义外力引入动力学模型, 采用 Lagrange 乘子法建立考虑运动副间隙的弹性曲轴系

多体动力学控制方程^{[32]122-127[33]},为

$$\begin{cases} M\ddot{\xi} + C\dot{\xi} + K\xi + \Phi_{\xi}^T \lambda = Q + F_c \\ \Phi(\xi, t) = 0 \end{cases} \quad (16)$$

式中, $\xi, \dot{\xi}, \ddot{\xi}$ 为柔性曲轴系的有限单元节点对应的广义坐标向量及其对时间的 1、2 阶导数; M 为柔性曲轴系的质量矩阵; K 为柔性曲轴系的广义刚度矩阵; C 为柔性曲轴系的广义阻尼矩阵; Φ_{ξ} 为系统约束方程的雅可比矩阵; λ 为拉格朗日乘子列阵; $\Phi(\xi, t)$ 为理想铰接约束方程; Q 为柔性曲轴系的广义力矩阵; F_c 为笛卡尔广义坐标 ξ 的广义接触力。

2.2 曲轴系刚柔耦合动力学仿真模型建立

2.2.1 曲轴系模型建立及简化

往复式压缩机技术参数如 1 表所示。

表 1 压缩机技术参数

Tab. 1 Technical parameters of the compressor

参数 Parameter	值 Value
角速度 Angular velocity $\omega/(r/min)$	1 486
活塞行程 Piston stroke x_p/mm	88.9
进-排气压力 Intake-exhaust pressure p/MPa	4.0~7.5
轴功率 Shaft power P/kW	485
碰撞间隙 Collision clearance c_r/mm	0.04

忽略油孔、螺栓孔等结构,建立并简化曲轴系的三维模型如图 4 所示。

2.2.2 材料属性及仿真条件设置

曲轴系关键零部件材料属性如表 2 所示。

曲轴的柔性对轴系的振动响应影响较大,采用 Ansys APDL 对曲轴存在运动副连接的位置建立刚性区域,采用 Lanczos 法获得模态中性文件^[34-35],导入 Adams 建立刚柔耦合多体动力学仿真模型,对电动机转子添加转速,对活塞两侧施加气体力,同时采用冲击函数对衬套-销轴间施加碰撞接触力,完成刚柔耦合多体动力学仿真模型的建立。

2.3 含碰撞间隙的曲轴系受迫振动响应分析

根据所建立的曲轴系柔性模型,对含间隙的曲轴

系刚柔耦合动力学模型开展仿真计算,忽略初始迭代误差后,提取并分析轴系第 2 周期的动力学响应。

表 2 曲轴系关键零部件材料属性

Tab. 2 Material properties of crankshaft components

零部件 Parts	密度 Density $\rho/(kg/m^3)$	泊松比 Poisson's ratio ν	弹性模量 Elastic modulus E/GPa
轴承 Bearing	8 700	0.37	110
曲轴 Crankshaft、 连杆 Connecting rod	7 850	0.28	212
衬套 Bushing	8 760	0.32	95
十字头销 Crosshead pin	7 870	0.254	207
电动机轴 Motor shaft	7 890	0.269	209
联轴器 Coupler	7 860	0.28	211
其余 Others	7 850	0.3	200

2.3.1 活塞运动特性

图 5 对比了刚性铰接、柔性铰接以及柔性间隙 3 种连接形式,其中,刚性铰接位移幅值 -673.58 mm,柔性铰接位移幅值为 -673.6 mm,柔性间隙位移幅值为 -673.57 mm,3 种连接形式下活塞的位移、速度时域曲线的变化情况基本吻合,但由于间隙的存在,柔性间隙形式下的位移幅值偏大,与刚性铰接模型的位移幅值差为 0.028 mm,在间隙容许度 0.08 mm 之内;刚性铰接形式下活塞速度曲线表现平稳,柔性铰接形式与柔性间隙形式下活塞速度曲线的相位均比刚性铰接形式下更较前,但柔性铰接形式下力的传导更好,活塞速度曲线波动最大,幅值为 7.064 m/s,由于间隙的存在,柔性间隙形式下活塞速度曲线在达到峰值后还存在二次冲击,产生第 2 个波峰;在活塞加速度曲线中,柔性铰接及刚性铰接形式下加速度变化比较平稳,幅值分别为 1 301.8、1 297.8 m/s^2 ,而柔性间隙形式下在波峰和波谷处发生了非线性振荡,这是由于此时活塞运动到极限位置,间隙碰撞力最大导致,这种变化规律与文献[18]⁸⁸²⁻⁸⁹⁸、文献[19]⁶⁻⁷⁸中的试验变化规律基本一致;在速度-加速度相图中,刚性铰接形式下的曲线光滑无波动,表现出理想的运动状态,柔性铰接形式下曲线略有波动,而柔性间隙模型下的

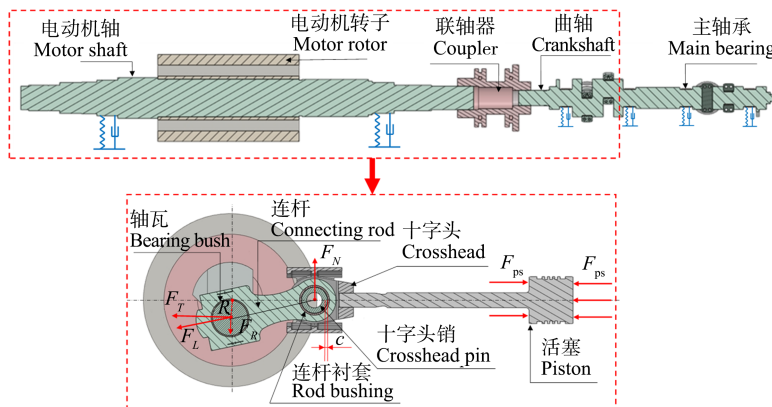


图 4 曲轴系模型

Fig. 4 Model of the crankshaft system

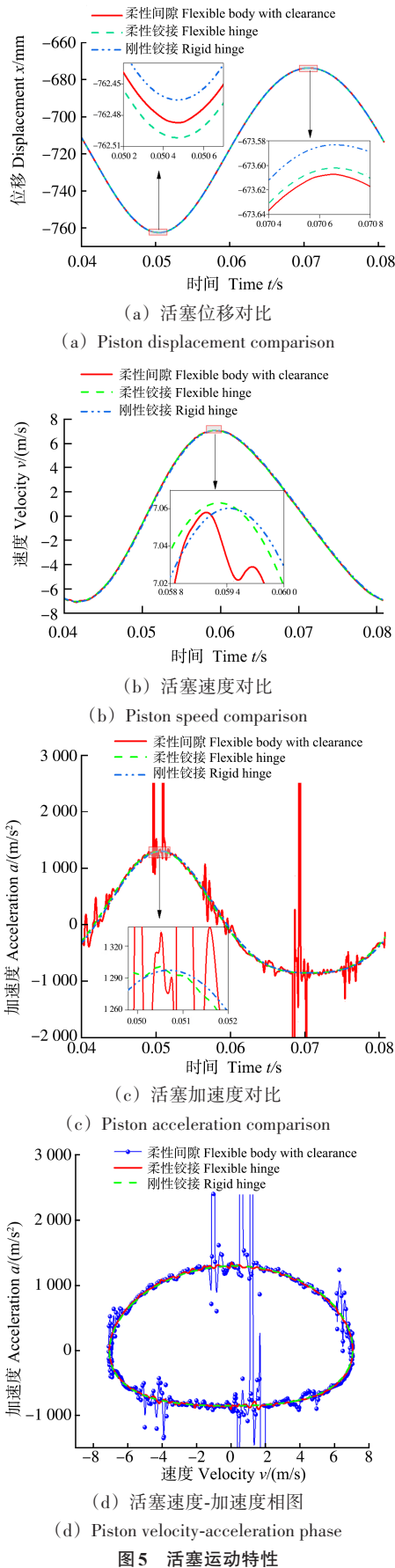


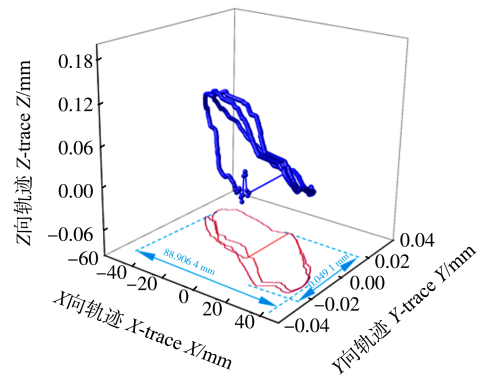
Fig. 5 Motion characteristics of the piston

相图具有明显的非线性特性,线条波动较大,证明了碰撞间隙的存在会影响曲轴系运动的稳定性。

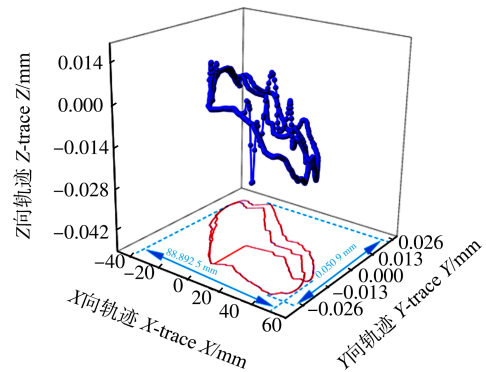
2.3.2 衬套质心轨迹

分析图 6 可知,4 列连杆衬套质心轨迹在 XY 面的映射形状都大致呈椭圆形,从映射曲线的初始位置来看,衬套 1 与衬套 2 的映射形状比较类似,而衬套 3 与衬套 4 的映射形状更类似,这是因为衬套 1 和衬套 2、衬套 3 和衬套 4 的布置关系分别处在相对曲轴主轴颈段对称布置的第 1、2 列曲柄连杆机构上。

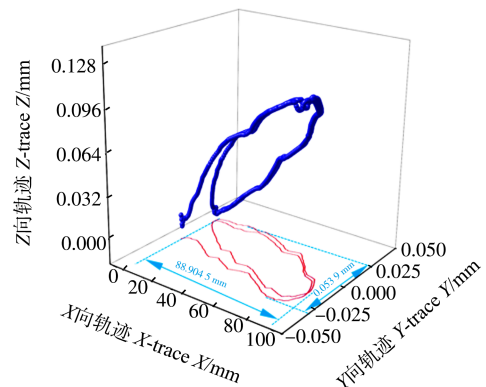
衬套 1 在 X 向轨迹的位移最大,为 88.906 4 mm,衬套 3 在 Y 向轨迹的位移最大,为 0.053 9 mm。在考虑 0.04 mm 的半径间隙下,衬套质心轨迹在压缩方向即 X 向的总位移均在 88.98 mm 以内,在重力方向即 Y 向的总位移不超过 0.08 mm,均未超过间隙的总容许



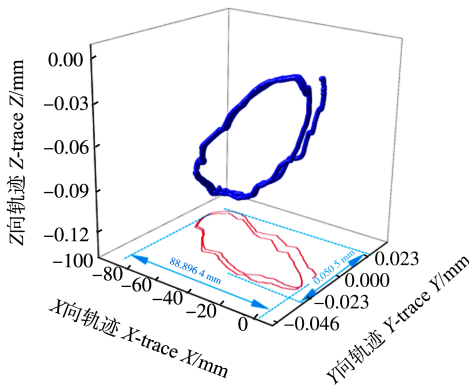
(a) 衬套 1
(a) Bushing 1



(b) 衬套 2
(b) Bushing 2



(c) 衬套 3
(c) Bushing 3



(d) 衬套 4

(d) Bushing 4

图 6 衬套质心轨迹

Fig. 6 Centroid trajectory of bushings

量。因此,考虑碰撞间隙后的压缩机曲轴系运动规律符合实际情况。

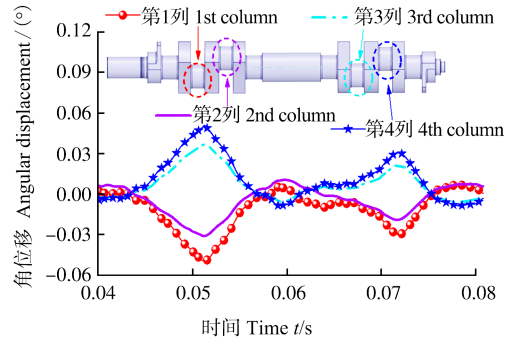
2.3.3 曲柄销扭转角位移

图 7(a)所示为曲轴 4 列曲柄销段扭转角位移的时域变化曲线。由图 7(a)可知,整体呈现周期性二波峰状态,在时间为 0.011 s 时首次出现最大波峰,此时曲轴旋转了 90°左右,第 1、2 列活塞处于最远行程位置,各曲柄销峰值分别为 -0.050°、-0.031°、0.037°、0.051°;在时间为 0.031 s 左右出现第 2 个峰值,此时曲轴旋转了 270°左右,第 1、2 列活塞处于最近行程位置,各曲柄销峰值分别为 -0.030°、-0.019°、0.022°、0.031°。其中,曲轴第 1、2 列曲柄销的变化趋势一致,第 3、4 列曲柄销的变化趋势一致,且第 1、4 列曲柄销扭转角位移最大,但方向相反,说明第 1、4 列曲柄销的不稳定程度更高。

将第 1、4 列曲柄销的扭转角位移求差,对相对扭转角位移进行快速傅里叶变换,绘制前 10 个幅值频率对应的频幅特性曲线,对比分析含间隙与不含间隙两种情况下的相对扭振角位移频幅特性,如图 7(b)所示。两者由多个频率成分构成,除去频率为 0 的恒量,均在 50、100、150、200 Hz 左右出现峰值,前 4 个非零频率对应幅值占比均达到 85% 以上,且频率越高,幅值越小,表明低阶频率对轴系角位移影响较大。相比无间隙的情况下,考虑间隙后曲轴系前 10 个频率成分对应的扭转角位移幅值有所增大,证明碰撞间隙对曲轴系扭转角位移的频幅特性具有一定影响。

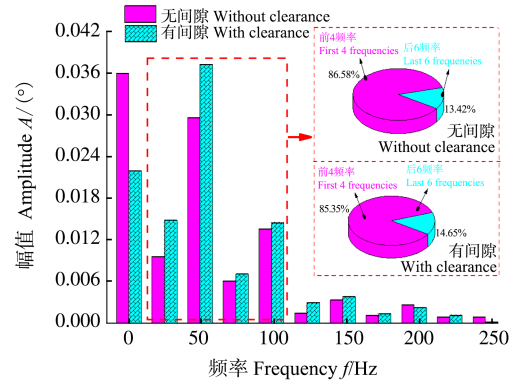
2.3.4 主轴颈角速度波动

分析图 8 可知,曲轴系表现出转速的协同不匹配性。其中,图 8(a)所示为主轴颈各轴段的角速度波动情况,各主轴颈轴段角速度波动的变化趋势基本一致。第 1 列主轴颈靠近联轴器端,转速基本稳定在 155.6 rad/s;第 4 列主轴颈转速波动范围最广,最大幅值为 156.026 rad/s,比第 1 列增大了 0.27%,可知第 4 列主轴颈的振动情况最剧烈,这与第 2.3.3 节的结论一致。



(a) 曲柄销段角位移时域图

(a) Time domain diagram of angular displacement of the crankpin section

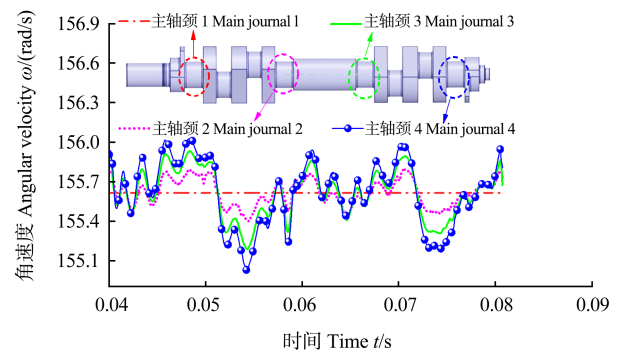


(b) 最大相对扭转角位移频谱图

(b) Spectrum diagram of maximum relative torsional angular displacement

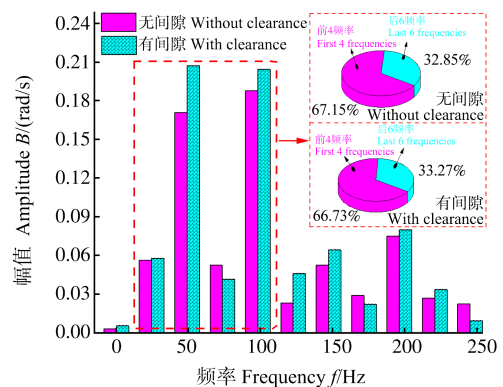
图 7 曲轴段扭转角位移响应

Fig. 7 Torsional angular displacement response of the crankshaft section



(a) 曲轴主轴颈角速度波动时域图

(a) Time domain diagram of angular velocity fluctuation of the crankshaft journal



(b) 最大角速度波动差频谱图

(b) Spectrum diagram of fluctuation difference of the maximum angular velocity

图 8 曲轴段角速度波动响应

Fig. 8 Response of angular velocity fluctuation of crankshaft section

图8(b)为考虑碰撞间隙与不考虑间隙两种情况下第4列主轴颈角速度波动与第1列主轴颈角速度波动之差对应的频谱图。由图8(b)可知,两种情况下均在50、100、150、200 Hz处出现幅值,且前4个非零频率对应幅值占比均达到66%以上,同样呈现出频率越高,幅值越小的变化趋势;考虑间隙后曲轴系扭转角位移幅值整体上均高于不含间隙情况下的幅值,表明碰撞间隙对曲轴系扭转角位移的幅值特性具有一定影响。

由前述分析可知,间隙整体上增大了轴系扭转角位移及角速度幅值,加剧了轴系的低频振动,影响着曲轴系的运动精度和受力稳定性。为了准确分析曲轴系低阶共振的情况,开展考虑间隙影响下曲轴系的共振情况尤为重要。

3 考虑综合间隙的有预应力下曲轴系模态分析

文献[9]⁷⁴⁻⁷⁸、文献[15]²⁹⁷⁻³⁰⁷、文献[32]¹²²⁻¹²⁷指出,间隙以及零件的柔性对运动系统的受力以及运动精度具有较大影响。在模态分析中,曲轴所受载荷会转化为预应力,影响曲轴系的结构刚度及变形,从而改变曲轴系的固有频率,因此开展考虑预应力的曲轴系模态分析具有实际意义^[36-37]。基于前述分析,在考虑衬套-销轴碰撞间隙的基础上,结合有限元法和有限差分法,计入曲轴-轴承油膜间隙,开展综合间隙对曲轴系临界转速的影响规律研究。

3.1 曲轴系预应力模态分析

滑动轴承的油膜刚度及阻尼影响着曲轴系的稳定性,对轴承动态特性系数的求解是准确分析曲轴系扭振响应的基础。滑动轴承参数如表3所示。

表3 滑动轴承参数

Tab. 3 Parameters of sliding bearings

参数 Parameter	值 Value
轴承宽度 Bearing width L/mm	48.2
轴承内径 Bearing inner diameter D/mm	89
偏心率 Eccentricity ε_e	0.6
间隙 Clearance c'/mm	0.05
轴颈转速 Neck speed $n/(\text{r}/\text{min})$	1 486
润滑油黏度 Lubricating oil viscosity $\eta/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.018
轴承载荷 Bearing load W/kN	280

根据第1.2节理论分析,基于Matlab采用有限差分法及超松弛迭代法求解轴承油膜压力,然后采用压力扰动法求解滑动轴承动态特性系数,如表4所示。

为保证仿真效率,将活塞、活塞杆、十字头、连杆小头等往复部件进行等效简化^[38-39],除此之外,电动机转子上各安装的部件(如平衡环、挡风圈、内风扇、外风扇等)也影响着曲轴系的扭转特性,将其等效质量

及等效转动惯量施加到曲柄销的惯性节点上,具体等效参数如表5所示。

表4 滑动轴承动态特性系数

Tab. 4 Dynamic characteristic coefficient of sliding bearing

无量纲油膜刚度 Dimensionless oil film stiffness K_{ij}	值 Value	无量纲油膜阻尼 Dimensionless oil film damping C_{ij}	值 Value
K_{xx}	1.213	C_{xx}	2.469
K_{xy}	-2.700	C_{xy}	2.138
K_{yx}	1.090	C_{yx}	2.257
K_{yy}	3.556	C_{yy}	6.297

表5 部件等效参数

Tab. 5 Equivalent parameters of components

等效部件 Equivalent part	等效质量 Equivalent mass/kg	等效转动惯量 Equivalent moment of inertia/($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)
平衡环 Balance ring	9	0.24
挡风圈 Windshield ring	14.9	0.4
外风扇 External fan	23	0.7
内风扇 Inner fan	28.2	1.1
连杆大头 Rod big-end	5.77	0.011 4
连杆小头 Rod small-end	2.89	
活塞组件 Piston assembly	15.92	0.028 3
十字头 Crosshead	7.33	
十字头销 Crosshead pin	2.45	

然后将考虑衬套-销轴碰撞间隙下的曲柄销载荷及电动机输入转矩施加给简化后的曲轴系,并对主轴位置施加油膜刚度及阻尼,完成轴承支撑,建立预应力模态仿真模型。

3.2 曲轴系模态仿真结果及分析

由于低阶模态对结构的振动影响较大,所以,对曲轴进行前8阶的考虑油膜间隙(含综合间隙)和不考虑油膜间隙(仅含碰撞间隙)的有预应力模态分析。其中,考虑油膜间隙的前8阶模态信息及振型如图9、图10所示。

由图10可知,从振型来看,曲轴系第1、6阶振型相同,而其余阶数下都具有一定差别。其中,不考虑油膜间隙时,曲轴系前8阶振型有扭转和弯曲两种形式,且扭转振型占比75%,为主要振动形式,这是由于支撑刚度较大,所以发生弯曲和横向振动的可能性较

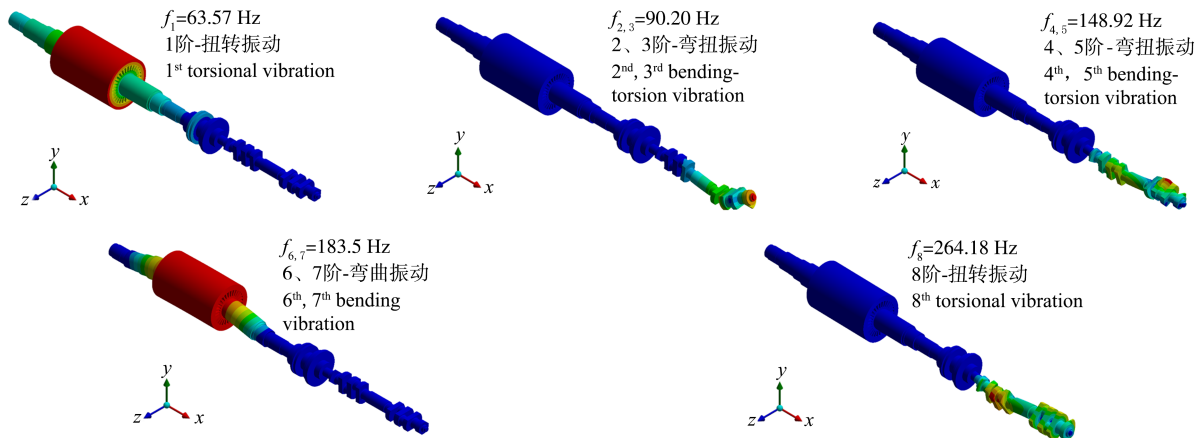


图 9 考虑油膜间隙的预应力下曲轴系固有频率及振型

Fig. 9 Natural frequency and vibration mode of the crankshaft system under the prestress considering the oil film clearance

小。考虑油膜间隙后,曲轴系前 8 阶振型有扭转、弯曲及弯扭 3 种形式,且弯扭振型占比 75%,为主要振动形式,这是由于油膜的支撑作用,降低了曲轴系的支撑刚度,增加了曲轴系发生弯扭变形的概率,这也更加符合工程实际。

绘制压缩机曲轴系 Campbell 图,如图 11、图 12 所示。

表 6 共振频率范围

Tab. 6 Resonance frequency range

阶次 Order	固有频率 Natural frequency f_0 /Hz	驱动频率 Driving frequency f_i /Hz	$\pm 5\%$ 范围 $\pm 5\%$ range/Hz
1	63.57	24.77	23.53~26.01
2	90.20	49.53	47.06~52.02
3	90.20	74.3	70.59~78.26
4	148.92	99.07	94.13~104.03
5	148.93	123.83	117.66~130.04
6	183.5	148.6	141.17~156.03
7	183.5	173.37	164.72~182.06
8	264.18	198.13	188.25~208.07
9	—	222.9	211.78~234.08
10	—	247.77	235.32~260.09

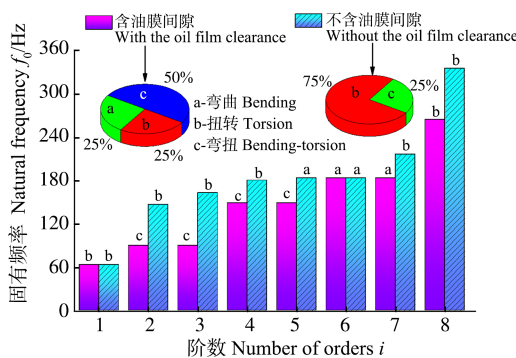


图 10 曲轴系固有频率对比

Fig. 10 Comparison of natural frequencies of the crankshaft system

从频率来看,同样有曲轴系第 1、6 阶固有频率基本相同,而其余阶数下都具有一定差别,且在第 3、8 阶固有频率相差最大,分别为 72.8、71.24 Hz。整体来看,考虑油膜间隙后,曲轴系固有频率有所降低,可知间隙对曲轴系低阶模态具有较大影响。

3.3 额定转速下曲轴系共振分析

往复式压缩机曲轴系驱动电动机的基频为 24.77 Hz,根据 API 618 标准^[40]规定可知,曲轴系的扭转固有频率(Torsional Natural Frequency, TNF)不应该落入运行转速的 10% 以内,也不应在 10 倍及 10 倍以下转速任何倍数的 5% 以内。因此,轴系前 8 阶固有频率以及驱动频率 1~10 倍 $\pm 5\%$ 的频率范围如表 6 所示。

由表 6 可知,第 4、5 阶固有频率落入了 6 倍驱动频率的 5% 范围内,轴系易发生共振,且由于图 7(b)、图 8(b) 频域分析中的 50、100、150、200 Hz 的频率峰值落入了第 2、4、6、8 倍的驱动频率 5% 范围内,也解释了第 2.3.3 节及第 2.3.4 节中频谱图出现峰值的原因。基于此,

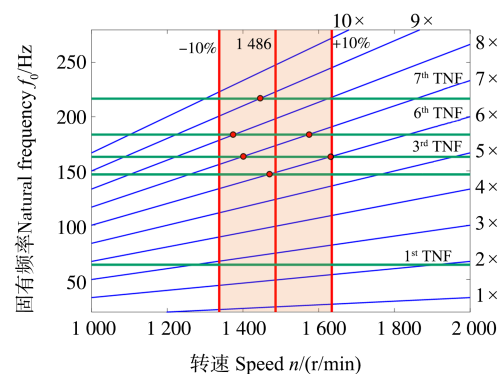


图 11 不考虑油膜间隙下有预应力的曲轴系 Campbell 图
Fig. 11 Campbell diagram of the prestress crankshaft system without the oil film clearance

图 11、图 12 中,横线表示临界转速,斜线为共振转速,当两线相交点处于工作转速 1486 r/min 的上下 10% 范围内时,轴系发生共振。对比图 11、图 12 可知,在同一转速范围内,不考虑曲轴-轴承的油膜间隙时,曲轴共振转速点有 6 个,且分布较为集中;而考虑曲轴-轴承的油膜间隙后,曲轴系的共振转速点相对减少,但分布更广。在低阶下曲轴系发生 2 阶弯扭共振,

第2阶临界转速相比不考虑油膜间隙时降低了38.55%;在高阶下发生8阶扭转共振,第8阶临界转速相比不考虑油膜间隙时增大了21.92%,故考虑油膜间隙后曲轴系的共振范围更广,发生共振的概率更大。因此,得到与常规考虑的调整结构参数、增设减振器等不一样的避振措施,即可以考虑通过合理调整接触间隙使曲轴系避开共振区间。

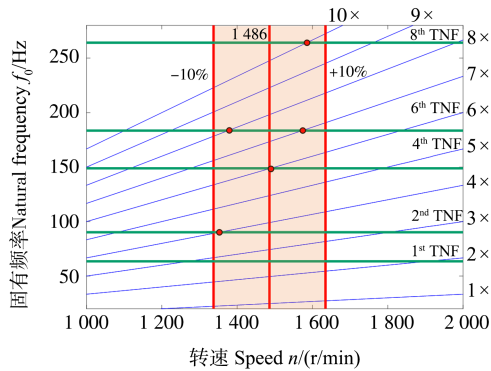


图12 考虑油膜间隙下有预应力的曲轴系Campbell图

Fig. 12 Campbell diagram of the prestress crankshaft system with the oil film clearance

4 结论

针对高速往复式压缩机曲轴系统,考虑了衬套-销轴碰撞间隙、曲轴-轴承油膜间隙两种形式下的接触间隙,基于Hertz接触理论及多体动力学理论,开展了考虑接触间隙的压缩机柔性转子系统扭振特性研究,主要内容及结论如下:

1)建立了含碰撞间隙的压缩机曲轴系刚柔耦合多体动力学模型,开展了考虑碰撞间隙的曲轴系受迫振动响应分析,分析得知曲轴系运动规律符合要求,且第4列曲柄振动响应最为剧烈,扭转角位移幅值为 0.051° ,角速度幅值为 156.026 rad/s ,曲轴系统的转速协同性、匹配性差。

2)基于碰撞间隙的求解结果,计入曲轴-轴承油膜间隙对曲轴系动态响应的影响,通过有限差分法和超松弛迭代法,求解轴承油膜压力,并基于压力扰动法求解了轴承油膜刚度和阻尼。

3)综合考虑了衬套-销轴碰撞间隙和曲轴-轴承油膜间隙,开展了考虑预应力下的曲轴系模态分析,对比分析了考虑油膜间隙和不考虑油膜间隙下曲轴系的共振情况。结果表明,在同一转速范围带内,考虑油膜间隙下的曲轴系支撑刚度降低,共振转速点减少,但共振阶次更高,第2阶临界转速相比不考虑油膜间隙时降低了38.55%,而第8阶临界转速相比不考虑油膜间隙时增大了21.92%,临界转速范围更广,共振概率加大。研究结果为避免曲轴系发生共振提供了一种新的思路。

参考文献(References)

- [1] FLORES P. A parametric study on the dynamic response of planar multibody systems with multiple clearance joints [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2010, 61(4): 633-653.
- [2] LIU C S, ZHANG K, YANG R. The FEM analysis and approximate model for cylindrical joints with clearances [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2007, 42(2): 183-197.
- [3] BING S, YE J. Dynamic analysis of the reheat-stop-valve mechanism with revolute clearance joint in consideration of thermal effect [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2008, 43(12): 1625-1638.
- [4] FLORES P. Modeling and simulation of wear in revolute clearance joints in multibody systems [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2009, 44(6): 1211-1222.
- [5] FLORES P, KOSHY C S, LANKARANI H M, et al. Numerical and experimental investigation on multibody systems with revolute clearance joints [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2011, 65(4): 383-398.
- [6] 赵刚练, 姜毅, 郝继光, 等. 考虑圆柱铰链间隙的多刚体系统动力学计算方法 [J]. *振动与冲击*, 2013, 32(17): 171-176.
ZHAO Ganglian, JIANG Yi, HAO Jiguang, et al. Computational method of rigid multibody system dynamics considering cylindrical joint clearance [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2013, 32(17): 171-176. (In Chinese)
- [7] ZHAO Y, BAI Z F. Dynamics analysis of space robot manipulator with joint clearance. [J]. *Acta Astronautica*, 2011, 68(7/8): 1147-1155.
- [8] 丁键, 赵宇, 吴洪涛, 等. 含多运动副间隙机构动态特性研究 [J]. *组合机床与自动化加工技术*, 2014, 483(5): 9-13.
DING Jian, ZHAO Yu, WU Hongtao, et al. Dynamic characteristics of mechanisms with multi-clearance joints [J]. *Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique*, 2014, 483(5): 9-13. (In Chinese)
- [9] 王旭鹏, 刘更, 马尚君, 等. 间隙铰链对平面机构碰撞动力学特性影响分析 [J]. *振动与冲击*, 2017, 36(17): 74-78.
WANG Xupeng, LIU Geng, MA Shangjun, et al. Effects of clearance joint on impact dynamic characteristics of planar mechanisms [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2017, 36(17): 74-78. (In Chinese)
- [10] 郭嘉楠, 何鹏, 刘占生, 等. 粗糙接触面旋转铰链碰撞动力学建模与仿真 [J]. *振动与冲击*, 2019, 38(11): 132-139.
GUO Jianan, HE Peng, LIU Zhansheng, et al. Impact dynamic modeling and simulation for a revolute joint with rough contact surfaces and a clearance [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(11): 132-139. (In Chinese)
- [11] 刘福才, 兰会, 刘林, 等. 不同重力环境下含间隙旋转铰链位置特性仿真研究 [J]. *振动与冲击*, 2018, 37(21): 240-246.
LIU Fucui, LAN Hui, LIU Lin, et al. Simulation for motion characteristics of rotating hinges with clearance under different gravity environments [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2018, 37(21): 240-246. (In Chinese)
- [12] 张树培, 夏明悦, 张玮, 等. 考虑非线性刚度的间隙球铰碰撞动力学建模与仿真 [J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2023, 53(8): 2227-2235.
ZHANG Shupe, XIA Mingyue, ZHANG Wei, et al. Dynamic modeling and simulation of clearance spherical hinge collision considering nonlinear stiffness [J]. *Journal of Jilin University (Engineering)*

- neering and Technology Edition), 2023, 53(8): 2227-2235. (In Chinese)
- [13] 郑恩来,张航,朱跃,等. 含间隙超精密压力机柔性多连杆机构动力学建模与仿真[J]. 农业机械学报,2017,48(1):375-385.
ZHENG Enlai, ZHANG Hang, ZHU Yue, et al. Dynamic modeling and simulation of flexible multi-link mechanism including joints with clearance for ultra-precision press [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(1): 375-385. (In Chinese)
- [14] 郭杏林,赵子坤. 含间隙柔性曲柄摇杆机构动力学分析[J]. 机械强度,2010,32(6):905-909.
GUO Xinglin, ZHAO Zikun. Dynamic analysis of a flexible crank-rocker mechanism with clearance [J]. Journal of Mechanical Strength, 2010, 32(6): 905-909. (In Chinese)
- [15] 姚廷强,陈锐搏,王立华,等. 考虑三维圆柱铰间隙碰撞的空间机构柔性多体动力学分析方法[J]. 振动与冲击,2021,40(1):297-307.
YAO Tingqiang, CHEN Ruibo, WANG Lihua, et al. Flexible multi-body dynamic analysis method of spatial mechanisms considering 3-D cylindrical hinge clearance collision [J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(1): 297-307. (In Chinese)
- [16] DUPAC M, BEALE D G. Dynamic analysis of a flexible linkage mechanism with cracks and clearance [J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45(12): 1909-1923.
- [17] BAVCHAU O A, RODRIGUEZ J. Modeling of joints with clearance in flexible multibody systems [J]. International Journal of Solids and Structures, 2002, 39(1): 41-63.
- [18] KHEMILI I, ROMDHANE L. Dynamic analysis of a flexible slider-crank mechanism with clearance [J]. European Journal of Mechanics-A: Solids, 2008, 27(5): 882-898.
- [19] 李金玉. 考虑混合间隙的机构动力学研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2017:6-78.
LI Jinyu. Study on mechanism dynamics considering mixing clearance [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017: 6-78. (In Chinese)
- [20] 郑恩来,储磊,蒋书运,等. 含润滑间隙和曲轴转子-轴承结构的平面柔性多连杆机构多体动力学建模与动态误差分析[J]. 机械工程学报,2020,56(3):106-120.
ZHENG Enlai, CHU Lei, JIANG Shuyun, et al. Multi-body dynamics modeling and error analysis of planar flexible multi-link mechanism with lubricated revolute clearance joints and crankshaft bearing structure [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(3): 106-120. (In Chinese)
- [21] 张艾萍,林圣强,李雨娇. 滑动轴承间隙对转子稳定性的影响[J]. 汽轮机技术,2013,55(2):86-88.
ZHANG Aiping, LIN Shengqiang, LI Yujiao. Sliding bearing oil film thickness influence the stability of rotor [J]. Turbine Technology, 2013, 55(2): 86-88. (In Chinese)
- [22] 赵娟. 高速滑动轴承-转子系统的动态特性分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2009:10-68.
ZHAO Juan. Dynamic characteristics analysis of high-speed sliding bearing: rotor system [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2009: 10-68. (In Chinese)
- [23] 董永乐. 滑动轴承-转子系统动态特性分析及其结构优化[D]. 兰州:兰州理工大学,2014:15-45.
DONG Yongle. Dynamic characteristics analysis and structural optimization of sliding bearing-rotor system [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2014: 15-45. (In Chinese)
- [24] 陈坤旭,王东强,董学武,等. 滑动轴承半径间隙对转子系统振动特性影响研究[J]. 机床与液压,2022,50(14):131-135.
CHEN Kunxu, WANG Dongqiang, DONG Xuewu, et al. Study on the influence of sliding bearing radial clearance on the rotor system vibration characteristics [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2022, 50(14): 131-135. (In Chinese)
- [25] 魏维,郭文勇,吴新跃,等. 考虑间隙影响的滑动轴承稳定性分析[J]. 润滑与密封,2018,43(10):18-22.
WEI Wei, GUO Wenyong, WU Xinyue, et al. Stability analysis on sliding bearing with consideration of clearance [J]. Lubrication Engineering, 2018, 43(10): 18-22. (In Chinese)
- [26] 王本宏,王福军,王超越. 大型水泵滑动轴承油膜刚度对转子动力特性影响[J]. 水电与抽水蓄能,2021,7(2):20-25.
WANG Benhong, WANG Fujun, WANG Chaoyue. Influence of oil film stiffness of sliding bearing on rotor dynamic characteristics for large pump [J]. Hydropower and Pumped Storage, 2021, 7(2): 20-25. (In Chinese)
- [27] LANKARANI H M, NIKRAVESH P E. Continuous contact force models for impact analysis in multibody systems [J]. Nonlinear Dynamics, 1994, 5(2): 193-207.
- [28] 李勇. 考虑关节间隙和润滑的单个旋转铰机构动力学特性分析[D]. 秦皇岛:燕山大学,2016:10-70.
LI Yong. Dynamic characteristics analysis of a single rotating hinge mechanism considering joint clearance and lubrication [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2016: 10-70. (In Chinese)
- [29] 刘太素,钱林方,尹强. 考虑间隙的空间圆柱铰多体系统运动学精度及动力学分析[J]. 振动与冲击,2017,36(19):151-157.
LIU Taisu, QIAN Linfang, YIN Qiang. Kinematics accuracy and dynamic analysis of multi-body systems with spatial cylindrical clearance joints [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(19): 151-157. (In Chinese)
- [30] WEI L D, WEI H J, DUAN S L, et al. An EHD-mixed lubrication analysis of main bearings for diesel engine based on coupling between flexible whole engine block and crankshaft [J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2015, 67(2): 150-158.
- [31] 闻邦椿,顾家柳,夏松波,等. 高等转子动力学:理论、技术与应用[M]. 北京:机械工业出版社,2000:80-89.
WEN Bangchun, GU Jialiu, XIA Songbo, et al. Advanced rotor dynamics: theory, technology and application [M]. Beijing: China Machine Press, 2000: 80-89. (In Chinese)
- [32] 周益君,关富玲. 考虑杆件弹性和三维间隙铰机构动力学研究[J]. 哈尔滨工业大学学报,2012,44(10):122-127.
ZHOU Yijun, GUAN Fuling. Dynamics analysis of mechanisms with elastic bars and three-dimensional clearance revolute joints [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2012, 44(10): 122-127. (In Chinese)
- [33] XIANG W K, YAN S Z, WU J N, et al. Complexity evaluation of nonlinear dynamic behavior of mechanisms with clearance joints by using the fractal method [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 228(18): 3482-3495
- [34] 崔广军. 曲轴疲劳寿命的有限元和多体动力学联合仿真研究

- [J]. 机械强度, 2016, 38(2):394-398.
- CUI Guangjun. Research on co-simulation of finite element method and the multi body dynamics of the crankshaft fatigue life [J]. Journal of Mechanical Strength, 2016, 38(2):394-398. (In Chinese)
- [35] 孙晓东, 刘健, 曹虎, 等. 往复式压缩机轴系扭转特性分析[J]. 石油机械, 2017, 45(8):61-64.
- SUN Xiaodong, LIU Jian, CAO Hu, et al. Torsional vibration characteristics analysis of the reciprocating compressor's crankshaft system[J]. China Petroleum Machinery, 2017, 45(8):61-64. (In Chinese)
- [36] 于天彪, 王学智, 关鹏, 等. 超高速磨削机床主轴系统模态分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(17):183-188.
- YU Tianbiao, WANG Xuezhì, GUAN Peng, et al. Modal analysis of spindle system on ultra-high speed grinder [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(17):183-188. (In Chinese)
- [37] 陈振, 李涛, 黄琴, 等. 高速往复压缩机曲轴系振动特性与结构优化研究[J]. 安全与环境学报, 2022, 22(5):2532-2540.
- CHEN Zhen, LI Tao, HUANG Qin, et al. Vibration characteristics and structural optimization of high-speed reciprocating compressor crankshaft system[J]. Journal of Safety and Environment, 2022, 22(5):2532-2540. (In Chinese)
- [38] 陈超. 汽车发动机曲轴系统扭转振动分析与减振器匹配的研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2012: 15-50.
- CHEN Chao. Research on torsional vibration analysis and shock absorber matching of automobile engine crankshaft system [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2012: 15-50. (In Chinese)
- [39] FENG J M, ZHAO Y, JIA X H, et al. Solution for the torsional vibration of the compressor shaft system with flexible coupling based on a sensitivity study [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2019, 233(4):803-812.
- [40] American Petroleum Institute. Reciprocating compressors for petroleum, chemical, and gas industry services: API 618-2007[S]. 5th ed. Washington D. C. : American Petroleum Institute, 2007: 13-14.

Study on torsional vibration characteristics of compressor flexible rotors considering contact clearance

HUANG Zhiqiang WANG Jie LI Tao LI Gang WANG Shuo MU Dequan

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China)

Abstract: The torsional vibration of reciprocating compressor crankshaft system can cause major problems such as burnt bearings and shaft fracture. In order to understand the torsional vibration response of the compressor rotor system, a torsional vibration mechanics solution method for the flexible rotor system of the compressor considering the bushing-pin collision clearance and the oil film clearance of the crankshaft-bearing was proposed, which provided a new idea and method to avoid the natural frequency of the crankshaft system. Based on the multi-body dynamics and Hertz contact theory, the torsional dynamic response of the crankshaft system with collision clearance was solved. The results show that the torsional vibration amplitude of the 4th column crank pin is the largest, the torsional angular displacement amplitude is 0.051° , and the dynamic angular velocity peak value is 156.026 rad/s . Based on this, the crankshaft-bearing oil film clearance was considered, the oil film pressure of sliding bearings was calculated by the finite difference method and the over-relaxation iterative method, and the dynamic characteristic coefficients of bearings were solved according to pressure perturbation method. The effects of the bushing-pin collision clearance and the crankshaft-bearing oil film clearance on the dynamic response of the crankshaft system were comprehensively considered in the modal analysis of the crankshaft system under preload. The resonance of the crankshaft with and without oil film clearances was compared. The results show that the natural frequencies of the 3rd and 8th orders of the crankshaft system decreases by 44.64% and 21.23%, and when considering the reduction of the resonant speed point of the crankshaft with comprehensive clearance in the same speed range, the 2nd order critical speed is reduced by 38.55%, and the probability of resonance increases.

Key words: Reciprocating compressor; Collision clearance; Oil film clearance; Rigid-flexible coupling; Crankshaft torsional vibration; Resonance

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

Fund: Science and Technology Program of Sichuan Province (22GJHZ0284); Nanchong City & Southwest Petroleum University Science and Technology Strategic Cooperation Special Fund(SXHZ048)

Received: 2023-04-15 Revised: 2023-05-09