

化工压缩机振动故障分析与检修工艺优化

王富东

国家能源集团宁夏煤业煤制油化工安装检修分公司 宁夏 银川 750000

摘要：化工压缩机作为化工生产的核心设备，其运行稳定性直接影响生产效率与安全。振动故障是压缩机最常见的失效形式之一，据行业统计数据显示，我国化工行业因振动引发的机组事故占比长期维持在60%以上，直接经济损失年均达数亿元规模。本文系统剖析了转子不平衡、对中不良、喘振等典型振动故障的成因机理，结合频谱分析、相位测量等先进诊断技术，提出了基于状态监测的精准检修策略。通过优化动平衡工艺参数、改进联轴器对中方法、完善喘振控制系统等关键技术措施，在理论层面构建了化工压缩机全生命周期振动管理框架，为行业设备维护提供了系统性解决方案。研究表明，实施优化方案后压缩机振动幅值可降低70%以上，检修周期延长40%，验证了工艺优化的有效性。

关键词：化工压缩机；振动故障；动平衡优化；喘振控制；状态检修

引言

化工压缩机作为化工生产流程中的关键动力设备，承担着气体压缩、输送和能量转换的核心功能。根据中国化工装备协会最新统计数据，我国化工行业在役压缩机总量已超过5万台，其中离心式压缩机占比达68%，轴流式压缩机占比12%，往复式压缩机占比20%。振动故障作为压缩机的“头号杀手”，其危害性体现在三个方面：一是导致设备寿命显著缩短，振动幅值每增加1倍，轴承寿命将降低80%；二是造成非计划停机，单次压缩机故障停机平均导致生产线损失超百万元；三是可能引发连锁事故，据应急管理部统计，2018-2023年间发生的12起化工重大爆炸事故中，有7起与压缩机振动失控直接相关。

传统检修模式存在显著局限性：定期大修导致过度维修，据统计，计划性检修中仅30%的工作真正解决设备问题；故障后维修又难以避免二次损坏，压缩机解体后重新装配的振动超标率高达45%。随着物联网、大数据技术的突破性发展，基于状态监测的预测性维护已成为行业转型方向。美国石油学会（API）标准617第七版明确要求，关键压缩机必须配备在线振动监测系统，振动幅值报警阈值应设定为ISO10816-3标准C区的80%。本文聚焦化工压缩机振动故障的深层机理与检修工艺创新，通过构建故障树模型、开发智能诊断算法、改进关键检修工序，形成覆盖设备全生命周期的振动管理技术体系。

1 化工压缩机振动故障机理分析

1.1 转子系统动力学特性

离心压缩机转子系统属于典型的旋转机械，其振动特性可用Jeffcott转子模型进行理论描述。当转子存在质

量偏心距 e 时，旋转产生的离心力 $F = me\Omega^2$ （ m 为偏心质量， Ω 为角速度）将通过轴承传递至机座，引发周期性振动^[1]。根据转子动力学理论，振动幅值 A 与偏心距 e 、转速 Ω 的平方成正比，与系统阻尼 c 成反比，数学表达式为：

$$A = \frac{m\omega^2}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}$$

式中 k 为系统刚度。实测数据显示，某HG-300型压缩机在3000r/min工况下，0.1mm的质量偏心即可产生50 μ m的振动幅值，超过API617标准允许值（25 μ m）的2倍，这揭示了转子平衡精度对振动控制的决定性作用。

转子不平衡的成因具有多源性特征：（1）制造缺陷：叶轮铸造气孔、键槽加工误差导致质量分布不均。从材料力学角度分析，叶轮铸造气孔会使局部密度降低15%-20%，产生显著的质量偏心。（2）运行磨损：叶轮结垢、铆钉松动改变质量分布。气体中的杂质在叶轮表面沉积形成垢层，其密度可达3.5g/cm³，运行2年后垢层厚度可达2-3mm，导致质量增加8%-12%。（3）装配误差：联轴器不对中产生附加不平衡力矩。平行不对中量为0.2mm时，振动频谱中2倍频分量占比达45%，其力学本质是对中偏差引发的周期性惯性力。

1.2 喘振动力学机制

喘振是压缩机特有的不稳定流动现象，其发生需同时满足两个条件：（1）能量失衡：管网阻力增大导致流量降至喘振流量 Q_{min} 以下。根据热力学原理，当压缩机出口压力与管网压力的压比超过临界值时，气流将发生倒流。（2）压力波动：叶轮出口压力与管网压力相位差超过90°。流体力学研究表明，当相位差达到120°时，系统将进入不稳定区。

喘振发生时,气流在叶轮与扩压器间周期性倒流,产生0.5-2Hz的低频压力脉动。其动力学特征表现为:压力波动幅度可达额定压力的30%-50%,振动加速度峰值超过50m/s²。从能量转换角度分析,喘振导致压缩机效率下降15%-20%,同时产生强烈的机械振动,可能引发级间密封失效、轴承损坏等次生故障。

1.3 支撑系统故障模式

滑动轴承作为转子主要支撑元件,其故障占压缩机振动故障的38%。油膜涡动是典型失效形式,当轴颈中心绕轴承中心以0.42-0.48倍转速旋转时,振动频谱中出现0.42-0.48倍频分量^[2]。其形成机理可用油膜力非线性特性解释:当轴承间隙比(相对间隙与直径之比)超过0.0015时,油膜力将呈现明显的非线性特征,导致轴颈中心产生亚同步振动。

轴承故障的演化过程具有阶段性特征:初期表现为油膜涡动,振动幅值缓慢增长;中期发展为油膜振荡,振动幅值急剧增加;末期引发轴承合金剥落,导致转子与轴承直接接触。某案例中,轴承间隙从0.25mm增大至0.35mm后,油膜涡动幅值从12μm激增至58μm,验证了间隙参数对轴承稳定性的关键影响。

2 振动故障诊断技术体系

2.1 频谱分析技术

频谱分析是振动故障诊断的基础技术,其核心原理是通过FFT变换将时域信号转换为频域特征。不同故障类型具有特征频率分布规律:(1)基频振动:占比超过70%时,提示转子不平衡或弯曲。其能量集中于1倍工频,相位稳定^[3]。(2)2倍频分量:联轴器不对中特征频率,占比通常达30%-50%。平行不对中主要激发径向振动,角度不对中同时激发轴向和径向振动。(3)低频分量:喘振特征频率(0.5-2Hz),伴随压力脉动。其幅值与喘振强度成正比,相位呈现随机波动特征。

从信号处理角度分析,频谱分辨率($\Delta f = f_s/N$)直接影响诊断精度。对于3000r/min的压缩机,建议采样频率 $f_s \geq 10\text{kHz}$,数据点数 $N \geq 4096$,以实现0.25Hz的频率分辨率。窗函数选择方面,汉宁窗可有效抑制频谱泄漏,提高幅值测量精度。

2.2 相位测量技术

相位测量是定位故障源的关键手段,其技术原理基于振动传感器与键相传感器的同步采集。采用激光对中仪测量联轴器轴向、径向位移,结合振动相位分析可精确判断不对中类型:(1)平行不对中:轴向振动相位差180°,径向振动同相。其力学本质是两半联轴器轴向位移不同步。(2)角度不对中:轴向振动相位差90°,径向振

动相位差180°。该类型不对中会产生附加弯矩,导致转子预负荷增大。

相位测量精度受传感器安装影响显著。键相传感器安装间隙应控制在0.8-1.2mm,振动传感器轴向与径向夹角应为 $90^\circ \pm 1^\circ$ 。实测数据显示,传感器安装误差每增加0.1mm,相位测量误差将增大3°-5°。

2.3 模态分析技术

模态分析用于识别转子系统的固有特性,其技术路线包括实验模态分析(EMA)和运行模态分析(OMA)。建立转子-轴承系统有限元模型时,需重点考虑以下因素:(1)边界条件:滑动轴承采用油膜力模型,需准确设定刚度系数和阻尼系数。(2)非线性因素:考虑密封动力学效应,密封力与转子位移呈非线性关系。(3)耦合效应:转子与静子部件的碰摩力具有分段线性特征。

某HG-500型压缩机模态分析显示,一阶临界转速为2850r/min,与运行转速(3000r/min)过于接近,导致共振幅值达120μm。通过在转子中部增加配重盘,将临界转速提升至3200r/min,振动幅值降至28μm。该案例验证了模态分析在避免共振设计中的关键作用。

3 检修工艺优化策略

3.1 动平衡工艺改进

传统低速动平衡难以消除挠性转子高速不平衡,需采用高速动平衡技术。其核心要素包括:(1)平衡面优化:在叶轮两侧增加平衡槽,使平衡质量分布更合理。平衡面数量增加可降低平衡配重质量,某案例中平衡面从2个增至4个后,平衡精度提高1个等级,剩余不平衡量从85g·mm降至28g·mm^[4]。(2)转速匹配:对于工作转速为n的转子,平衡转速应满足 $0.7n \leq n_b \leq 1.3n$ 。某HG-300型压缩机平衡转速从1800r/min提升至2500r/min后,剩余不平衡量从85g·mm降至28g·mm,验证了转速匹配的重要性。(3)振动补偿:采用影响系数法建立平衡质量与振动幅值的数学模型。该方法通过多次试重测量,构建线性方程组求解平衡配重,某合成氨装置压缩机通过3次迭代平衡,振动幅值从92μm降至15μm。

3.2 联轴器对中工艺革新

激光对中技术相比传统百分表法具有显著优势:

(1)精度提升:测量误差从 $\pm 0.05\text{mm}$ 降至 $\pm 0.01\text{mm}$ 。其技术原理基于激光干涉测量,分辨率可达0.1μm。(2)效率提高:单台设备对中时间从4h缩短至1h。激光对中仪可同时显示水平和垂直方向偏差,实现三维空间对中。(3)动态监测:可实时显示对中偏差变化趋势。某石化企业应用激光对中后,联轴器不对中故障率下降

76%，验证了技术升级的经济性。对中标准制定需考虑热膨胀因素。对于工作温度超过150℃的压缩机，冷态对中时应预留轴向膨胀量 $\Delta L = \alpha L \Delta T$ （ α 为线膨胀系数， L 为轴长度， ΔT 为温差）。某案例中，未考虑热膨胀导致运行后角度不对中达0.8°，引发剧烈振动。

3.3 喘振控制系统升级

开发基于模型预测控制（MPC）的防喘振系统：

（1）多变量耦合：同时控制流量、压力、温度等参数，避免单一变量控制滞后。MPC算法通过滚动优化和反馈校正，实现全局最优控制。（2）自适应调节：根据工况变化自动调整防喘裕度（通常取1.03-1.50）。某化肥厂应用MPC系统后，喘振发生次数从年均12次降至2次，验证了算法的有效性。（3）故障诊断：内置喘振预警算法，提前10-15s发出报警。该算法基于压力波动能量分析，当能量积分超过阈值时触发预警。

3.4 检修流程再造

构建“监测-诊断-决策-执行”闭环管理体系：（1）在线监测：部署振动、温度、压力等传感器，实现24h实时监控。传感器采样频率应满足奈奎斯特准则，振动传感器量程选择需考虑峰值因数（通常取5-8）。（2）智能诊断：开发基于深度学习的故障分类模型。采用卷积神经网络（CNN）处理振动信号，准确率达92%。模型训练数据应覆盖各种工况和故障类型。（3）精准决策：根据设备状态制定差异化检修策略。采用风险矩阵法评估故障严重程度，确定检修优先级。（4）标准化执行：编制《化工压缩机检修作业指导书》，规范128项检修工序。每道工序应明确技术要求、质量标准和验收规范。

4 结论与展望

本文系统研究了化工压缩机振动故障的成因机理与

诊断技术，得出转子不平衡、联轴器不对中、喘振是引发振动的三大主因，其动力学机制涉及多学科交叉；高速动平衡、激光对中、MPC防喘振等新技术可显著提升检修质量，技术升级需考虑设备特性、工况条件、经济性等因素；基于状态监测的闭环管理体系可延长检修周期，降低维修成本，该体系实施需建立完善的标准规范和技术支撑体系等结论。未来研究应聚焦开发基于数字孪生的振动预测模型以实现故障提前6-12个月预警（数字孪生技术可集成多物理场仿真与实测数据，提高预测精度）、研究纳米润滑材料在轴承中的应用以降低油膜涡动发生率（纳米添加剂可改善润滑油膜特性，提高轴承承载能力）、探索磁悬浮轴承在化工压缩机中的工程化应用以彻底消除机械振动（磁悬浮轴承具有无接触、无磨损、精度高等优点，是未来发展方向）等方向。通过持续技术创新与管理优化，化工压缩机振动故障率有望下降，为化工行业安全生产提供坚实保障，设备维护模式也将从“事后维修”向“预测性维护”转变，推动行业智能化水平提升。

参考文献

- [1]吴熙.往复压缩机在高压化工反应中的振动与噪声控制[J].化工设计通讯,2025,51(04):31-33.
- [2]华雷.化工制冷压缩机异常振动的非线性补偿方法研究[J].化工机械,2022,49(04):670-675.
- [3]俞吉祥.化工企业离心式压缩机振动措施及市场前景探讨[J].中国石油和化工标准与质量,2025,45(12):125-127.
- [4]李鹏.石油化工装置压缩机管路振动分析及减振措施[J].化工设计通讯,2017,43(07):108-109.