

关于可倾瓦轴承油膜涡动和油膜振荡的实例与探讨

丁锦鸿

沈阳透平机械股份有限公司, 辽宁 沈阳 110000

[摘要] 离心压缩机长期安全稳定运行直接关系到企业的生产效率和效益, 而保证离心压缩机安全稳定运行的其中一项关键指标就是振动。通过监测振动值, 可知设备运行是否正常。当振动发生异常时, 对振动故障的有效的诊断和处理就显得尤为重要。油膜涡动和油膜振荡是较为严重的离心压缩机振动故障, 一般多发于圆瓦轴承和椭圆瓦轴承。文章结合一例实际案例, 针对可倾瓦轴承油膜涡动和油膜振荡故障进行了相关分享与探讨。

[关键词] 离心压缩机; 可倾瓦轴承; 油膜涡动; 油膜振荡; 故障诊断

DOI: 10.33142/sca.v7i6.12539

中图分类号: TH133.3

文献标识码: A

Examples and Discussions on Oil Film Whirl and Oil Film Oscillation of Tilting Pad Bearings

DING Jinhong

Shenyang Touping Machinery Co., Ltd., Shenyang, Liaoning, 110000, China

Abstract: The long-term safe and stable operation of centrifugal compressors is directly related to the production efficiency and efficiency of enterprises, and one of the key indicators to ensure the safe and stable operation of centrifugal compressors is vibration. By monitoring the vibration value, it can be determined whether the equipment is operating normally. When the vibration is abnormal, effective diagnosis and treatment of vibration faults are particularly important. Oil film vortex and oil film oscillation are more serious vibration faults of centrifugal compressors, usually occurring in round and oval pad bearings. This article combines an actual case to share and explore the relevant issues of oil film vortex and oil film oscillation faults of tilting pad bearings.

Keywords: centrifugal compressor; tilting pad bearings; oil film turbulence; oil film oscillation; fault diagnosis

引言

由于高转速、低噪音、高承载能力、寿命长等优点, 液体动压轴承在离心压缩机中的应用非常广泛。对于单轴多级离心压缩机, 通常采用的径向轴承有圆瓦轴承、椭圆瓦轴承、可倾瓦轴承。而与圆瓦轴承和椭圆瓦轴承相比, 可倾瓦轴承的每一个瓦块都能自由摆动, 高速稳定性好、工况适应性强, 每个瓦块都能形成自身的最佳润滑油楔, 导致在整圆周的油膜不连续, 避免了油膜涡动和油膜振荡故障的发生。因此近年来, 可倾瓦轴承在高转速离心压缩机中的应用越来越广泛。然而, 可倾瓦轴承结构并非完全杜绝了油膜涡动和油膜振荡故障的产生。

1 径向可倾瓦轴承结构

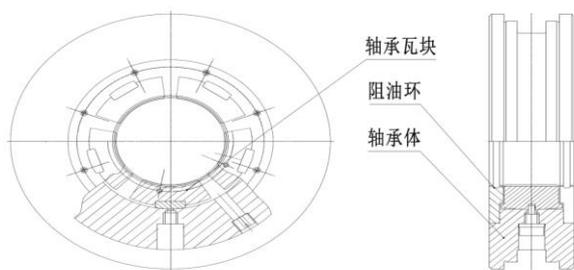


图1 可倾瓦轴承结构

如图1所示, 径向可倾瓦轴承主要结构为轴承体、瓦

块和阻油环。在离心压缩机上应用较为常见的径向可倾瓦轴承瓦块数量有4块和5块。径向可倾瓦轴承对转子的支撑方式又可分为瓦块上支撑和瓦块间支撑两种支撑方式, 每两个瓦块之间通过注油孔向轴承内强制供润滑油, 润滑油的压力和流量针对不同的工况都有相应的要求。可倾瓦轴承结构和工作原理在业内已有大量资料, 本文不作进一步说明。

2 油膜涡动和油膜振荡的故障特征

转子轴颈在滑动轴承内作高速旋转运动的同时, 油膜压力随旋转发生周期性变化, 频率通常为0.43~0.48倍工频, 使转子轴心围绕着某个平衡点作椭圆轨迹的公转运动, 这个现象称为涡动。

油膜振荡是指旋转的轴颈在滑动的轴承中带动润滑油高速流动, 在一定条件下, 高速油流反过来激励轴颈, 产生一种强烈的自激振动现象。^[1]当转速升高到两倍于第一临界转速时, 由于半速涡动的涡动速度正好与转子的第一临界转速相重合, 此时的半速涡动将被共振放大, 从而表现为剧烈的振动。^[2]

油膜振荡一般发生在转子的一阶临界转速两倍以上, 直到转子转速继续升高并离开此共振区间, 油膜振荡的现象就会消失。油膜振荡发生时, 振幅升高很快, 油膜涡动的频率越接近转子的一阶临界转速, 振幅升高的越快, 此时很少的转速增加就可导致振动的极大上升。作者经历过

某转子转速从 3700r/min 提高到 3900r/min, 振动从 14 μm 上涨至 180 μm 的案例。当发生油膜涡动和油膜振荡时, 若转子的振幅超过安全值, 设备应紧急停机或降低转速, 避免剧烈的振动导致轴承和转子发生损伤。

当设备存在油膜涡动和油膜振荡时, 可以在频谱图中观察到相应的特征频率。油膜涡动和油膜振荡的特征频率为 0.43~0.48x 工频, 且随转子转速变化, 此特征频率也相应发生变化, 但始终保持 0.43~0.48x 工频。当油膜涡动和油膜振荡发生时, 随转子转速的变化, 此特征频率的幅值有明显变化。当发生油膜涡动和油膜振荡时, 转子呈现正进动状态。

为了防止和消除油膜振荡, 通常可以采取以下几项措施:

(1) 增加轴承比压。增加轴承比压就是增加在轴瓦单位垂直投影面积上的轴承载荷, 从而提高轴承工作的稳定性。

(2) 降低润滑油的黏度。润滑油的黏度越大, 油分子间的凝聚力也越大, 轴颈旋转时所带动的油分子也越多, 油膜厚度就越大, 稳定性也越差。所以降低润滑油的黏度对油膜的稳定性是有利的。最简单易行的办法是提高轴瓦进油温度。

(3) 减小轴瓦顶部间隙, 扩大两侧间隙, 就是增加轴承的椭圆度。

(4) 增大上瓦的乌金宽度, 以便形成油膜, 增加轴瓦稳定性。

(5) 换用稳定性好的轴瓦, 如使用可倾瓦, 每个瓦块只形成收敛油楔, 因而不会产生失稳分力。

(6) 充分平衡同相的不平衡分量。因为发生油膜振荡时, 转轴在轴瓦内呈弓状涡动, 两端轴承振动的相位相同, 若将转轴原有不平衡同相分量尽量减少, 即可大大降低第一临界转速下的共振放大能力, 使油膜振荡的振幅减小。^[2]

3 可倾瓦轴承发生油膜涡动和油膜振荡实例

我司为国内某用户设计及制造的某台压缩机, 使用可倾瓦轴承进行机械运转试验时, 发生了油膜涡动和油膜振荡的现象。以下将对设备部分相关参数进行介绍, 着重对故障现象、诊断思路和处理过程进行描述及探讨。

3.1 设备参数

设备型号为 2MCL1807+DMCL1806, 每缸压缩机各配有主、备件两套 Miba 制造的可倾瓦轴承。两缸轴承完全一致。详细参数见表 1。

两台压缩机的试验方式皆为开式试验, 采用串联方式进行, 试验转速一致, 试验介质为空气, 压缩机入口通过孔板进行截流, 入口压力为 0.35Mpa (A)。转子驱动侧和非驱动侧径向支撑轴承附近安装电涡流传感器测振探头, 每处为互成 90° 两个电涡流传感器, 每个支撑轴承的下方两个瓦块内置铂热电阻进行测温。试验要求振动不超过 25.4 μm 。

表 1 设备参数

压缩机型号	2MCL1807	DMCL1806
转子重量 (kg)	19750	24700
一阶临界转速 (r/min)	1492	1240
最大连续转速 (r/min)	3103	
轴承名义直径 (mm)	330	
轴瓦宽度 (mm)	290	
瓦块数	4	
瓦块包角	70°	
偏置比	0.57	
瓦块承载方式	瓦间	
安装间隙	1.3~1.5‰	
润滑油型号	ISO-VG46	
进油温度 (°C)	45±5	
比压	10.12	12.66

3.2 试验现象及诊断

3.2.1 试验现象

两台压缩机在工厂内进行机械运转试验时, 2MCL1807 压缩机在最大连续转速 3103r/min 振动 37.2 μm , 而在 2900r/min 时, 振动最大仅为 17.6 μm 。在试验时, 当转速大于 2500r/min 时, 即可观察到有明显的 0.47x 工频存在, 且此频率的幅值随转速升高而增大, 转速越接近 3103r/min, 上涨速度越快。与之相比, 工频的变化则较为正常。图 2 所示为压缩机其中一个电涡流传感器在 3103r/min 时的测得的振动频谱图。

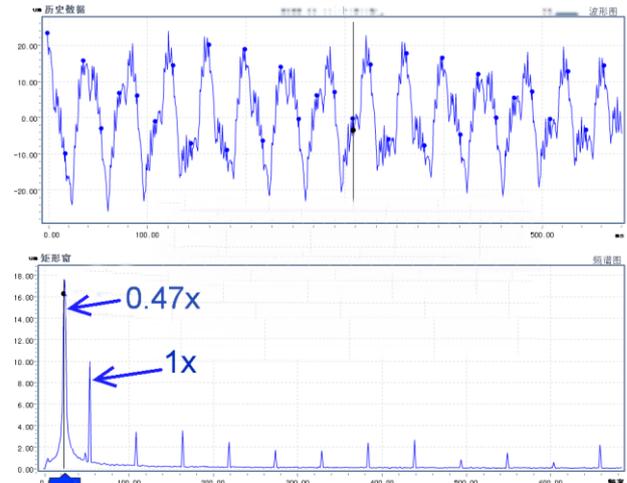


图 2 频谱图

3.2.2 故障的诊断

为了明确判定 0.47x 频率的故障来源, 工程师团队进行了以下工作。

对试验状态下的气体密封力的一阶正进动复模态最终对数衰减率进行计算, 得到结果为 0.168, 根据 API617-2014 标准 4.8.6.9, 设定不低于 0.12, 因此满足

稳定性要求。排除了压缩机稳定性故障。

额外进行了一次全敞口和一次抽真空试验,试验结果与第一次截流机械运转试验结果高度一致,由此排除了气流场紊乱因素。

在进行抽真空试验时,将压缩机转速提高到3350r/min,可以观察到,当转速从3103r/min继续提高时,整体振幅有下降趋势,到达3350r/min时,振动下降至22.5 μm。通过观察频谱,振幅的变化主要是由0.47x频率带来的。图3和图4分别显示了0.47x工频和工频幅值随转速的变化趋势。图5显示了振动幅值随转速的变化趋势。

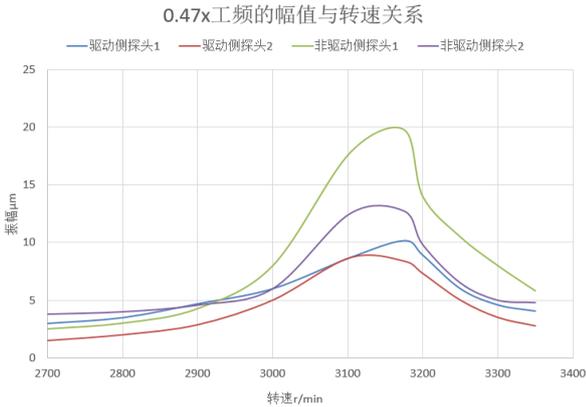


图3 0.47x工频的幅值与转速关系

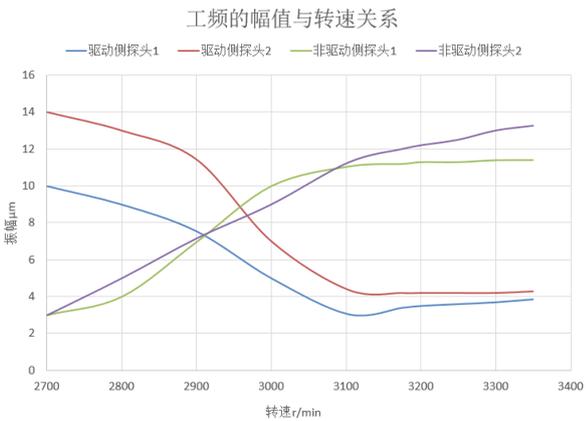


图4 工频的幅值与转速的关系

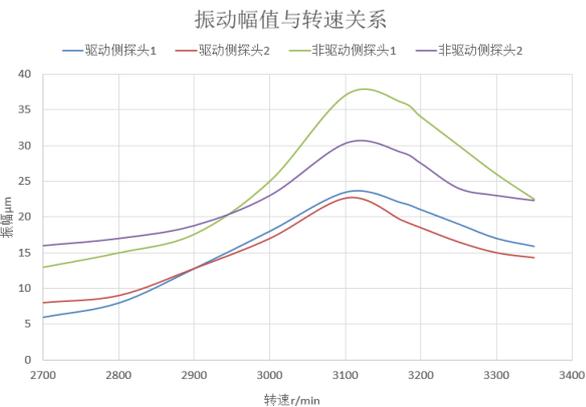


图5 振动幅值与转速的关系

由图4和图5分析可得,转子不平衡并非导致转子在最大连续转速下振动大的原因。而2MCL1807转子的一阶临界转速为1492r/min,最大连续转速 $3103 \times 0.47 = 1459 \text{r/min}$,两个转速基本重合。由图3分析可得,当0.47x工频约接近一阶临界转速时,幅值大幅上升;当转速继续提高,使0.47x工频越过并远离一阶临界转速,幅值下降。

由以上几次试验及频谱分析,基本可以判定2MCL1807压缩机发生了油膜涡动和油膜振荡。

3.3 故障的处理

由于机械运转试验时,2MCL1807和DMCL1806压缩机同时进行试验,且试验条件相似,但是在DMCL1806压缩机上并未观察到油膜涡动及油膜振荡的相关特征,而两台压缩机的轴承是完全一致的,区别仅在于比压不同。

鉴于压缩机已经产成进入试验阶段,无法进行较大的改动,因此通过调整转子临界转速来避免油膜振荡是不现实的。只能对轴承进行有限的改动来进行故障处理。对于主轴承和备件轴承,工程师团队分别采取了增加轴承比压和调整轴承间隙两种方法进行处理:

(1) 主轴承的间隙从1.4‰缩小至1.1‰,增大预负荷,提高油膜刚度。

(2) 备件轴承瓦块宽度减少至232mm,比压提高至和DMCL1806压缩机一致。

经过轴承厂家核算两种更改方式皆可满足轴承运行工况。

同时,工程师团队还对转子重新进行了高速动平衡,并提高了转子的平衡精度,并重点对转子的静不平衡分量进行了平衡。

在后续的试验中,不管是使用主轴承还是使用备件轴承,油膜涡动的状况得到极大改善,0.47x工频幅值相对于轴承改造之前得到明显抑制,如图6所示。

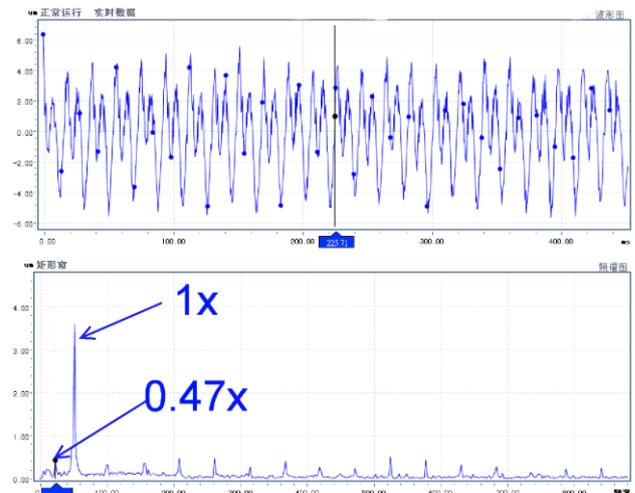


图6 轴承改造后的频谱图

3.4 原因分析

通过对同等级轴承结构分析类比,对同轴承压缩机试车现象对比,形成以下猜想:四瓦块可倾瓦轴承相较于传统的常用的五瓦块可倾瓦轴承,使用了更大的瓦块包角,在某些特殊情况下,较长的工作面会使油膜工作不佳,发生涡动。

4 结语

油膜涡动和油膜振荡多发生于圆瓦轴承和椭圆瓦轴承上,以往行业内未有听闻可倾瓦轴承发生油膜涡动和油膜振荡的实例,然而本文所示的实例确实证明了可倾瓦轴承在特定条件下有发生油膜涡动和油膜振荡的可能性。由于试验条件和产品周期所限,本文未能彻底对可倾瓦轴承油膜涡动

和油膜振荡的发生机理进行深入研究,仅根据单一实例提供了定性猜想,有待后续进一步精确化和科学化的研究,但也为后续的轴承设计和选型提供了宝贵的经验。

[参考文献]

[1]曾衍锋,韩志成,刘树华.汽轮机运行技术问答[M].北京:中国电力出版社,2013.

[2]王国清,李锦萍,杨世斌.发电企业安全运行技术问答丛书 汽轮机分册[M].北京:中国电力出版社,2009.

作者简介:丁锦鸿(1991.9—),毕业院校:南京航空航天大学,所学专业:机械工程及自动化,当前就职单位:沈阳透平机械股份有限公司,职务:工艺员,职称级别:工程师。