

DOI: 10.19666/j.rlfed.202210229

# 立式变频凝结水泵共振问题分析及实践研究

宋铜铜<sup>1</sup>, 宋亚军<sup>1</sup>, 张晓斌<sup>1</sup>, 刘双白<sup>1</sup>, 司派友<sup>1</sup>, 王新东<sup>2</sup>

(1. 国网冀北电力有限公司电力科学研究院 (华北电力科学研究院有限责任公司), 北京 100045;

2. 京能秦皇岛热电有限公司, 河北 秦皇岛 066000)

**[摘要]** 变频凝结水泵由于立式结构支撑刚度不足和工作频率范围增大, 容易产生结构共振。针对某 350 MW 机组立式变频凝结水泵出现双共振区振动超标问题, 分析了结构共振产生的机理及影响因素、振动故障判断以及治理过程。理论计算和现场治理效果表明: 当轴系存在不平衡量时, 动平衡可有效降低凝结水泵共振区振动幅值, 但当同时存在多个共振区且不同共振区对应的配重方案矛盾时, 动平衡方式无法兼顾; 配重角度决定动平衡效果, 由于预留配重角度的局限性, 以及共振点附近振动相位快速变化、测量不准等因素, 实现现场精细动平衡存在一定难度; 增加支撑提高系统刚度能够在改变固有频率的同时降低共振区内振动幅值, 是治理共振问题的有效措施, 且径向支撑取得的减振效果优于轴向支撑。

**[关键词]** 立式凝结水泵; 变频运行; 双共振区; 动平衡; 支撑刚度

**[引用本文格式]** 宋铜铜, 宋亚军, 张晓斌, 等. 立式变频凝结水泵共振问题分析及实践研究[J]. 热力发电, 2023, 52(5): 55-61. SONG Tongtong, SONG Yajun, ZHANG Xiaobin, et al. Vibration analysis and field treatment of vertical variable frequency condensate pump with double resonance zone[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(5): 55-61.

## Vibration analysis and field treatment of vertical variable frequency condensate pump with double resonance zone

SONG Tongtong<sup>1</sup>, SONG Yajun<sup>1</sup>, ZHANG Xiaobin<sup>1</sup>, LIU Shuangbai<sup>1</sup>, SI Paiyou<sup>1</sup>, WANG Xindong<sup>2</sup>

(1. State Grid Jibei Electric Power Co., Ltd. Research Institute (North China Electric Power Research Institute Co., Ltd.), Beijing 100045, China;

2. Qinhuangdao Thermal Power Co., Ltd. of Beijing Energy Investment Co., Ltd., Qinhuangdao 066000, China)

**Abstract:** Frequency conversion condensate pump is easy to produce structural resonance because of insufficient support stiffness of vertical structure and increased working frequency range. According to the problem of excessive vibration in two resonance zones of a 350 MW vertical variable-frequency condensate pump, this paper introduces the principle and influencing factors of structural resonance, the judgment method of vibration fault and the treatment process. Theoretical calculation and actual treatment results show that, when there is unbalance on the shafting, dynamic balancing can effectively reduce the vibration amplitude in the resonance area of the condensate pump. However, when there are multiple resonance zones at the same time and the counterweight schemes corresponding to different resonance zones are contradictory, the dynamic balance mode cannot be considered at the same time. The angle of the counterweight determines the dynamic balance effect. Due to the limitation of the reserved counterweight angle, the rapid change of the vibration phase near the resonance point, inaccurate measurement and other factors, it is difficult to achieve on-site fine dynamic balance. Increasing the support to improve the system stiffness can change the natural frequency of the structure and reduce the vibration amplitude in the resonance area, which is an effective measure to solve the resonance problem. The vibration reduction effect of radial support is better than that of axial support.

**Key words:** vertical condensate pump; variable frequency operation; double resonance region; dynamic balance; support stiffness

近年来,我国新能源装机容量占比大幅提升<sup>[1]</sup>。为保证新能源消纳和电网安全,需要火电机组配合

开展深度调峰<sup>[2-3]</sup>。对于汽水系统来说,当机组超低负荷滑压运行时,除氧器上水量减少,凝结水泵出

收稿日期: 2022-10-18 网络首发日期: 2023-01-11

第一作者简介: 宋铜铜(1994),男,硕士,主要研究方向为旋转机械振动故障诊断及处理, sttjy@163.com。

力也应降低,因此需要对工频凝结水泵实施变频改造[4-5],实现凝结水泵电机出力随负荷变化。

凝结水泵变频运行在减少机组低负荷工况下能耗的同时,由于工作频率的扩大,也带来了较为严重的结构共振问题[6-7]。文献[8]介绍了某厂8台变频凝结水泵共振问题治理过程,其中6台通过动平衡试验解决,2台通过调整电机底座螺栓紧力和对轮中心解决。文献[9]提出了一种根据振型图法判断泵组结构共振源的方法,指出立式泵组系统支撑刚度较差,当安装存在问题或因变频改造导致共振区落到工作转速内时,振动容易超标。文献[10]采取先单独对电机转子进行动平衡后再对整个轴系进行动平衡的处理方法,降低了凝结水泵电机在共振区的振动幅值。文献[11]使用动平衡方法分别在电机驱动端联轴器和自由端平衡盘配重,发现在平衡盘配重的减振效果和安全性更好。文献[12]对某变频凝结水泵电机自由端南北和东西方向振动进行全频域测量,发现不同方向对应的共振频率和振动高点不同,增加电机自由端径向支撑后振动明显降低。由于机组容量、深调负荷、设备选型、安装质量与使用情况不同,凝结水泵出现共振时的振动特征有所差异。常规处理方式主要有以下几种:根据现场情况设计支撑装置,通过增加轴向或径向支撑刚度来改变系统固有频率到工作频率之外[13-16];进行动平衡处理,减少电机-水泵轴系上的不平衡力,降低共振区的振动幅值[17-21];通过更换导瓦,检修轴瓦间隙、对轮中心[22],调整底座垫铁分布,重新二次灌浆以及精调电机支座结合面水平[23]等。

本文针对某350 MW火电机组立式凝结水泵变频运行出现双共振区,凝结水泵可用频率范围窄无法满足节能需求问题进行分析 and 现场处理,最终成功治理双共振区振动大问题,在现场条件允许的情况下最大程度拓宽了凝结水泵可用频率范围。本文分析过程和治理方案可供出现双共振区的立式变频凝结水泵振动故障治理参考。

## 1 旋转机械系统结构共振机理

### 1.1 共振机理

结构共振现象在变频运行旋转机械中较为常见。当外界激振力频率接近或等于旋转机械系统某一组成部分或整体固有频率时,系统振动幅值将迅速增大,发生共振现象。设有某幅值为 $F$ 、圆频率为 $\omega$ 、初相角为0的激振力作用在单自由度质量-弹簧-阻尼

系统上,现以该系统做有阻尼强迫振动为例,分析共振机理及其影响因素,振幅公式[24-25]为:

$$A = \frac{A_0}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{2\zeta\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (1)$$

式中: $A$ 为振动幅值; $A_0$ 为静形变,可由式(2)计算; $\zeta$ 为系统阻尼比,可由式(3)计算; $\omega_n$ 为系统固有频率,可由式(4)计算。

$$A_0 = \frac{F}{k} \quad (2)$$

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}} \quad (3)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4)$$

式中: $k$ 为刚度系数; $c$ 为阻尼系数; $m$ 为质量。

由式(1)可知, $\omega$ 与 $A$ 呈强非线性关系, $\omega$ 越接近 $\omega_n$ , $A$ 越大。当 $\omega=\omega_n$ 时,系统产生共振, $A$ 最大。由式(4)可知, $\omega_n$ 取决于系统的刚度和质量,与激振力无关。将式(2)、式(3)代入式(1)中,系统共振时振动幅值 $A_{\max}$ 计算方式为:

$$A_{\max} = \frac{F}{c} \times \sqrt{\frac{m}{k}} \quad (5)$$

由式(5)可知, $A_{\max}$ 取决于外界激振力大小以及系统自身属性: $A_{\max}$ 与 $F$ 成正比,与 $k$ 的平方根成反比。值得指出的是,由式(1)一式(5)可知,增加 $k$ ,不仅可以提高 $\omega_n$ ,同时还能降低 $A$ 和 $A_{\max}$ 。

### 1.2 治理思路

根据上述分析可知,理论上解决系统共振问题可从以下2个基本方案入手。

方案1 改变系统状态,提高或降低系统刚度,使系统固有频率远离外界激振力频率。

方案2 降低外界激振力大小,减少共振发生时的振动幅值。

对于立式变频凝结水泵在运行过程中遇到的共振区振动超标问题,方案1的执行方式一般为加装支撑,提高支撑刚度,使系统固有频率避开凝结水泵工作频率段;方案2的执行方式一般为精细动平衡,降低轴系上的不平衡力大小。

在方案实施过程中,受制于现场施工条件的复杂性和测量仪器的精确性,彻底治理共振问题存在一定难度。例如:有些凝结水泵没有预留动平衡配重位置,或预留配重位置与计算出的动平衡角度有差异,无法实现精确配重;部分机组由于工期紧张

或管道布置较为复杂，不具备加装支撑的条件。因此，在治理立式变频凝结水泵共振问题时，不同机组治理方案不尽相同。通常采取由易到难的措施逐个尝试，或采取多措施并举方式，解决振动问题。

## 2 立式变频凝结水泵振动测试及分析

### 2.1 设备概况

该 350 MW 机组配备 2 台凝结水泵，一运一备。水泵为 C580III-6 型立式水泵，转速为 1 445 r/min，额定流量 872 m<sup>3</sup>/h。水泵由 YSPKKL560-4 型变频电机拖动。电机功率为 1 250 kW，额定转速 1 489 r/min。2 台凝结水泵共用 1 台变频器，调频范围为 0~50 Hz。凝结水泵变频运行，即当机组负荷变化时，可通过自动或手动调节变频器的频率来改变电机（凝结水泵）转速，从而改变凝结水泵出力，适应负荷对除氧器上水量需求。值得一提的是，本文中提及的频率均为变频器频率，变频器频率与电机转速一一对应，频率每变化 1 Hz，理论上电机转速对应变化 30 r/min。

2021 年，该机组 2 号凝结水泵运行存在 2 个频率区间振动值均超标的问题，导致可用频率少，参与调峰运行时存在较大的能量损失。2022 年 9 月，在停机检修期间，电厂工作人员在 2 号凝结水泵电机上筒体和下筒体支撑上加焊轴向筋板，增加电机轴向支撑刚度，措施完成后，振动依然超标。鉴于轴向支撑后振动治理效果不理想，决定利用精细动平衡降低电机振动。

振动测试时，采用东南大学火电机组振动国家工程研究中心研发的 8 通道高速同步旋转机械振动分析仪。仪器通过速度传感器以及光电传感器获取振动及键相信号，进入振动数据采集分析系统进行振动数据的记录、存储，分析和处理。测试系统具有提供连续过程振动数据采集、样本采集、频率测试及现场频谱分析、包络分析等功能。本次测试在电机自由端外壳靠近轴承位置处的东西向和南北向安装速度传感器，在凝结水泵联轴器位置处安装光电传感器，凝结水泵以及测振仪器安装测点示意（正视图）如图 1 所示。

### 2.2 振动故障诊断

对凝结水泵在 25~40 Hz 频率段进行扫频测试，结果见表 1，升降速过程 Bode 曲线如图 2、图 3 所示。由表 1 可知：电机东西方向振动存在 2 个振动大频率段，其振动高点分别对应 29 Hz（405 μm）

和 36 Hz（482 μm）这 2 个频率；南北方向振动也存在 2 个振动大频率段，其振动高点分别对应 28 Hz（188 μm）和 34 Hz（256 μm）这 2 个频率。2 个方向各频率段对应的振动均以基频分量为主，在振动高点附近振幅随频率变化明显。

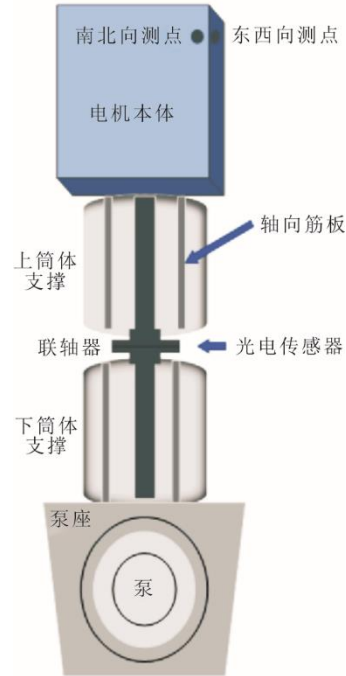


图 1 凝结水泵以及测振仪器安装示意  
Fig.1 Installation diagram of condensate pump and vibration measuring instrument

表 1 各频率原始振动数据  
Tab.1 Original vibration data corresponding to each frequency

频率/ Hz	转速/ (r·min <sup>-1</sup> )	东西向		南北向	
		通频/ μm	基频/ (μm∠°)	通频/ μm	基频/ (μm∠°)
25	749	24	20∠196	39	32∠128
26	779	37	33∠210	31	28∠143
27	809	40	37∠255	81	81∠150
28	838	71	70∠228	188	189∠298
29	867	405	405∠298	54	53∠364
30	898	180	180∠69	47	40∠38
31	929	95	95∠101	41	38∠80
32	958	67	65∠132	72	72∠116
33	987	58	57∠161	108	108∠150
34	1 017	93	91∠192	262	256∠210
35	1 047	191	191∠228	195	190∠283
36	1 078	482	480∠301	114	112∠316
37	1 106	278	280∠21	77	77∠305
38	1 137	154	154∠49	79	74∠320
39	1 167	110	110∠56	59	57∠336
40	1 196	94	90∠64	59	52∠342

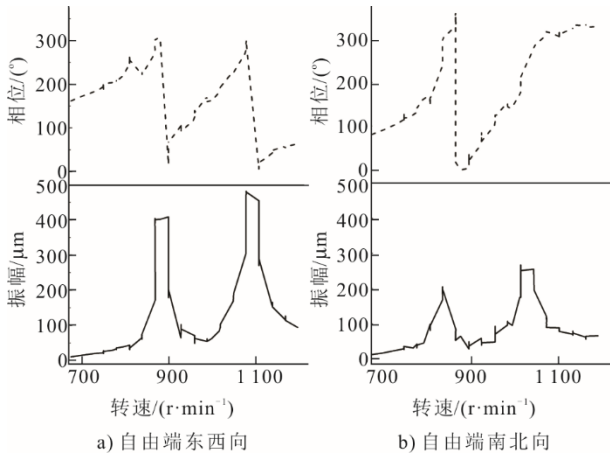


图 2 升速过程 Bode 图  
Fig.2 Bode diagram of speed raising process

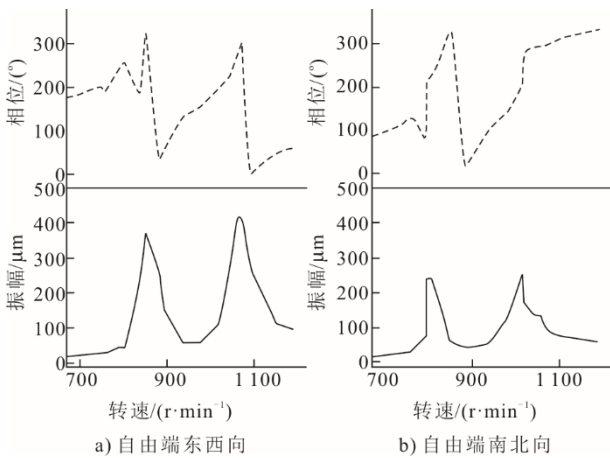


图 3 降速过程 Bode 图  
Fig.3 Bode diagram of deceleration process

由图 2、图 3 可知，电机在升速过程中东西和南北向存在 2 个明显的振动峰值，振幅在某特定频率点快速变化时，对应的振动相位也发生较大变化，且升速与降速过程 Bode 曲线基本一致。选取 29 Hz 东西向振动数据为例进行频谱分析，其频谱和波形如图 4、图 5 所示。由图 4、图 5 可知，振动以工频分量为主，且振动波形为正弦波，其他振动高点频谱以及波形图特征均与 29 Hz 相同。根据上述振动特征可知该泵存在结构共振，当变频运行转子转速进入凝结水泵系统某一固有频率对应的共振区时，振幅迅速增大。

不同于一般的共振现象，该台凝结水泵振动呈现出两大特征：1) 同时出现低频 (28~30 Hz) 和高频 (33~39 Hz) 2 个共振区间，且对应的振动高点振动值均远超标准值；2) 东西向振动高点大于南北向振动高点，且对应的频率不同。进入共振区后，南北方向会先达到振动高点，这是因为受结构和管道布置影响 2 个方向的支撑刚度存在差异，故其对

应固有频率不同。

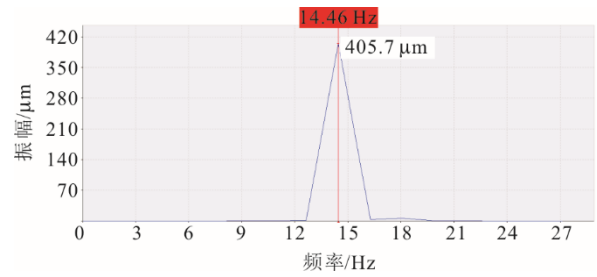


图 4 29 Hz 时东西向振动频谱  
Fig.4 Spectrum diagram of 29 Hz east-west vibration

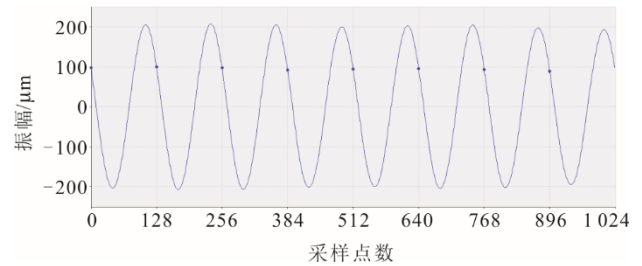


图 5 29 Hz 时东西向振动波形  
Fig.5 Waveform diagram of 29 Hz east-west vibration

### 3 振动处理

#### 3.1 动平衡

电机自由端顶部平衡盘上留有 12 个配重孔，根据共振区振动特征，加试配重  $P_1=121\text{ g} \angle 70^\circ$ 。

根据试配重前后振动数据，在不考虑影响其他频率振动情况的前提下，各单个频率振动降为 0 的理论配重方案（去除试配重）见表 2。

表 2 各频率对应配重方案  
Tab.2 Weighting scheme corresponding to each frequency

频率/ Hz	东西向			南北向		
	原始基 频振幅/ μm	配重 质量/ g	配重 角度/ (°)	原始基 频振幅/ μm	配重 质量/ g	配重 角度/ (°)
25	20	196	337	32	226	355
26	33	220	5	28	335	315
27	37	558	32	81	1 067	131
28	70	259	346	189	1 384	349
29	405	296	0	53	634	148
30	180	499	15	40	822	187
31	95	606	53	38	241	296
32	65	841	137	72	187	304
33	57	274	256	108	125	296
34	91	171	274	256	211	306
35	191	230	300	190	229	313
36	480	426	196	112	240	341
37	280	383	320	77	208	315
38	154	212	329	74	257	344
39	110	249	326	57	212	326
40	90	251	327	52	223	338

由表 2 可知：低频共振区内振动高点对应的配重角度接近；高频共振区 36 Hz 对应的东西向配重角度为 196°，与其他频率配重角度相差较大。36 Hz 对应凝结水泵某固有频率，旋转机械在通过结构共振区时，振幅迅速变化的同时相位也会急剧变化。这种特征通常会导致测振仪器难以准确测量共振点对应的振动相位，因此判断 36 Hz 东西向测量的振动相位不准确。鉴于高频共振区其他配重角度较为集中，因此假定东西向 36 Hz 配重角度取 37 Hz 和 38 Hz 对应的中间值 310°。

假设以降低 29 Hz 东西向振动为目标，平衡盘上最合适配重角度为 5°，选定配重  $P=296\text{ g}\angle 5^\circ$ ，根据试配重后得到的影响系数反算东西向 29 Hz 与 37 Hz 振动幅值分别为 35  $\mu\text{m}$  和 195  $\mu\text{m}$ ，高频振动不合格。在保证 29 Hz 东西向振动低于 100  $\mu\text{m}$  的

前提下改变配重质量，计算得 37 Hz 振动幅值始终维持在 200  $\mu\text{m}$  左右。

当改变配重角度为可用角度 21°时，无论选择哪个配重质量，29 Hz 东西向振动均超过 100  $\mu\text{m}$ ，配重无效。由此可见，配重角度的选择对动平衡治理效果的影响较大，配重角度一般情况下不能妥协。同样地，以解决 37 Hz 东西向振动为目标选择配重方案时，反算结果表明 29 Hz 东西向振动均超出标准数值。

从上述分析可知，该台凝结水泵的低频共振区与高频共振区配重方案相悖，动平衡无法兼顾双共振区振动超标问题。为保证凝结水泵在正常负荷下的使用需求，综合考虑下决定先治理高频段振动问题，配重方案选择  $P_2=220\text{ g}\angle 306^\circ$ ，配重后各频率振动情况见表 3。

表 3 各频率动平衡后振动数据  
Tab.3 Vibration data after dynamic balance of each frequency

频率/Hz	转速/(r·min <sup>-1</sup> )	东西向		南北向	
		通频/ $\mu\text{m}$	基频/( $\mu\text{m}\angle^\circ$ )	通频/ $\mu\text{m}$	基频/( $\mu\text{m}\angle^\circ$ )
25	749	12	13 $\angle$ 247	19	17 $\angle$ 162
26	779	27	27 $\angle$ 271	44	44 $\angle$ 182
27	809	38	36 $\angle$ 288	76	73 $\angle$ 201
28	838	88	87 $\angle$ 274	209	206 $\angle$ 318
29	867	423	423 $\angle$ 10	61	60 $\angle$ 334
30	898	170	170 $\angle$ 94	55	54 $\angle$ 0
31	929	85	85 $\angle$ 101	46	46 $\angle$ 12
32	958	61	60 $\angle$ 123	29	26 $\angle$ 74
33	987	55	55 $\angle$ 115	10	9 $\angle$ 177
34	1 017	33	32 $\angle$ 127	10	8 $\angle$ 228
35	1 047	41	40 $\angle$ 133	32	30 $\angle$ 17
36	1 078	32	32 $\angle$ 173	44	43 $\angle$ 347
37	1 106	22	22 $\angle$ 116	38	38 $\angle$ 62
38	1 137	22	21 $\angle$ 113	39	36 $\angle$ 41
39	1 167	25	25 $\angle$ 140	22	21 $\angle$ 20
40	1 196	24	24 $\angle$ 128	16	14 $\angle$ 21

### 3.2 增加径向刚度

经动平衡处理后，在 25~40 Hz 这一频率范围内，共有 28、29、30 Hz 这 3 个频率点不能使用，低频共振问题依旧存在。由表 3 可知：29 Hz 和 30 Hz 均为东西向振动大，南北向振动处于合格状态；28 Hz 南北方向振动大，东西方向振动小。综合考虑低频共振区特征、现场设备布置与施工条件，决定使用中间带有丝杠螺母的支撑杆，将 1、2 号凝结水泵东西向并列布置的电机通过吊耳连接起来，

增加电机的径向支撑刚度，布置方式如图 6 所示。



图 6 径向支撑现场安装方式  
Fig.6 Field installation drawing of radial support

措施完成后启机测振,通过丝杠螺母调节连接紧力,根据振动变化情况寻找最佳紧力。凝结水泵电机自由端不同阶段振动数据如图7、图8所示。

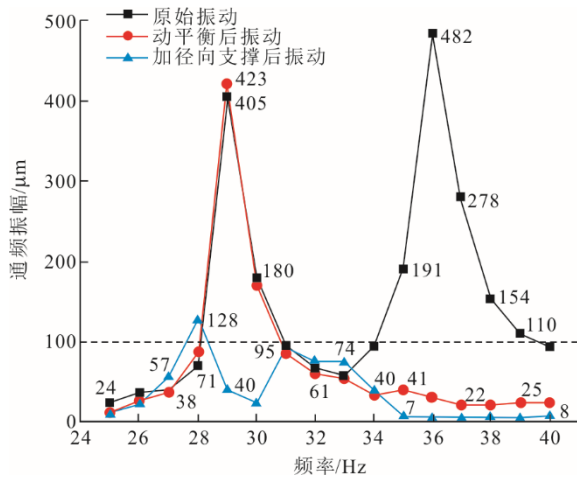


图7 东西向不同阶段振动数据

Fig.7 Vibration data at different stages in east-west direction

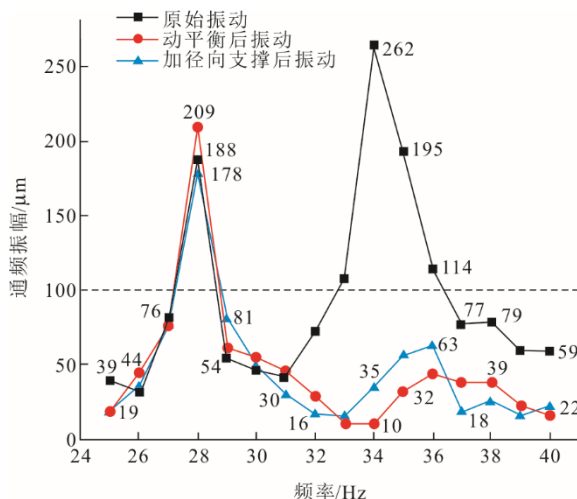


图8 南北向不同阶段振动数据

Fig.8 Vibration data at different stages in north-south direction

由图7、图8可知,凝结水泵电机东西向支撑刚度增加后,29 Hz和30 Hz东西向振动大幅下降,同时高频率段振动也进一步降低。目前在25~40 Hz频率范围只有28 Hz振动不符合标准,其余频率振动均处于优秀水平,对28 Hz采取跳频运行即可。用相同方法测试机组1号凝结水泵电机振动数据,加径向支撑后,各频率振动数据均优于未加支撑时的数据。

## 4 结 论

由于立式结构布置和工作频率的扩大,凝结水

泵变频运行中容易出现结构共振带来的振动超标问题。本文对某立式变频凝结水泵出现双共振区间的振动现象进行了分析,介绍现场处理措施及治理效果,得出结论如下:

1) 当轴系上存在不平衡量时,使用动平衡方式可有效降低凝结水泵共振区振动幅值。但当同时存多个共振区且不同共振区对应的配重方案矛盾时,动平衡方式无法兼顾。且针对某共振区选择配重方案时,需要统筹考虑对其他共振区振动造成的负面影响程度,避免配重后导致振动过大。

2) 增加支撑提高系统刚度能够在改变结构固有频率的同时,降低共振区内振动幅值,是治理立式凝结水泵共振问题的有效措施。在实际应用中,加径向支撑取得的减振效果好于轴向支撑,因此在条件允许的情况下,可考虑优先加装径向支撑。

3) 当在现场有限条件下各种措施都无法降低某一频率振动大问题,在规程允许的情况下可采取跳频避开该频率点的运行方式。

## [参考文献]

- [1] 邹才能, 赵群, 张国生, 等. 能源革命: 从化石能源到新能源[J]. 天然气工业, 2016, 36(1): 1-10.  
ZOU Caineng, ZHAO Qun, ZHANG Guosheng, et al. Energy revolution: from a fossil energy era to a new energy era[J]. Natural Gas Industry, 2016, 36(1): 1-10.
- [2] 林俐, 邹兰青, 周鹏, 等. 规模风电并网条件下火电机组深度调峰的多角度经济性分析[J]. 电力系统自动化, 2017, 41(7): 21-27.  
LIN Li, ZOU Lanqing, ZHOU Peng, et al. Multi-angle economic analysis on deep peak regulation of thermal power units with large-scale wind power[J]. Automation of Electric Power Systems, 2017, 41(7): 21-27.
- [3] 张广才, 周科, 鲁芬, 等. 燃煤机组深度调峰技术探讨[J]. 热力发电, 2017, 46(9): 17-23.  
ZHANG Guangcai, ZHOU Ke, LU Fen, et al. Discussions on deep peaking technology of coal-fired power plants[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(11): 109-114.
- [4] 邓佳, 王红宇, 居文平, 等. 深度调峰工况下凝结水泵节能优化[J]. 热力发电, 2018, 47(11): 109-114.  
DENG Jia, WANG Hongyu, JU Wenping, et al. Energy saving optimization of condensate pump under deep peak load regulation[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(11): 109-114.
- [5] 郑卫东, 李悍华, 戴航丹, 等. 1000 MW 机组凝结水泵变频运行控制除氧器水位的要点探讨[J]. 浙江电力, 2012, 31(11): 38-41.  
ZHENG Weidong, LI Hanhua, DAI Hangdan, et al. Discussion on essentials for deaerator water level control by variable-frequency operation of condensate pump of 1 000 MW units[J]. Zhejiang Electric Power, 2012, 31(11): 38-41.
- [6] 王婷, 刘明军, 吴志强. 600 MW 机组凝泵变频改造后振动模态治理研究[J]. 节能技术, 2012, 30(5): 424-427.  
WANG Ting, LIU Mingjun, WU Zhiqiang. The modal

- research of condensation pump of 600 MW generating set after frequency conversion transformation[J]. Energy Conservation Technology, 2012, 30(5): 424-427.
- [7] 厉浦江, 刘哲. 大型立式凝结水泵变频振动的研究及解决方案[J]. 流体机械, 2015, 43(7): 51-56.  
LI Pujiang, LIU Zhe. Research and solutions on vibration with the variable frequency of large vertical condensate pump[J]. Fluid Machinery, 2015, 43(7): 51-56.
- [8] 赵耀俊. 330 MW 机组变频凝结水泵振动故障分析及处理[J]. 神华科技, 2019, 17(12): 25-28.  
ZHAO Yaojun. Vibration analysis and treatment of 330 MW unit variable frequency condensate pump[J]. Shenhua Technology, 2019, 17(12): 25-28.
- [9] 何国安, 龚伟, 李志强, 等. 立式泵组结构共振分析及治理[J]. 热力发电, 2015, 44(11): 94-97.  
HE Guoan, GONG Wei, LI Zhiqiang, et al. Structure resonance of vertical pump unit: fault analysis and countermeasures[J]. Thermal Power Generation, 2015, 44(11): 94-97.
- [10] 李新阳, 施缤, 李年仔, 等. 凝泵电机变频运行振动分析及诊断[J]. 电站系统工程, 2015, 31(6): 41-43.  
LI Xinyang, SHI Bin, LI Nianzai, et al. Vibration analysis and fault diagnosis for condensate pump motor in variable-frequency operation zone[J]. Power System Engineering, 2015, 31(6): 41-43.
- [11] 陈悦. 某电厂凝结水泵两种动平衡方案实效比较[J]. 热力透平, 2018, 47(3): 202-205.  
CHEN Yue. Comparison on two dynamic balancing schemes of condensate pump in a power plant[J]. Thermal Turbine, 2018, 47(3): 202-205.
- [12] 郭玉杰, 王晓东, 高宇, 等. 立式凝结水泵电动机变频时的振动问题与减振方法[J]. 轴承, 2013(2): 56-58.  
GUO Yujie, WANG Xiaodong, GAO Yu, et al. Vibration problem and vibration reduction method of vertical condensate pump motor with frequency conversion[J]. Bearing, 2013(2): 56-58.
- [13] 赵耀俊. 330 MW 汽轮发电机组凝结水泵振动大原因分析及处理[J]. 内蒙古电力技术, 2020, 38(1): 94-96.  
ZHAO Yaojun. Cause analysis and treatment of large vibration of condensate pumps in 330 MW turbine generator[J]. Inner Mongolia Electric Power, 2020, 38(1): 94-96.
- [14] 黑宗华. 变频凝结水泵振动问题的分析与处理[J]. 广东电力, 2013, 26(9): 110-112.  
HEI Zonghua. Analysis on vibration of frequency conversion condensate pump and disposal measures[J]. Guangdong Electric Power, 2013, 26(9): 110-112.
- [15] 汪红旭, 周晓明, 董功俊, 等. 火电厂凝结水泵系统动力特性研究[J]. 水泵技术, 2015(1): 11-14.  
WANG Hongxu, ZHOU Xiaoming, DONG Gongjun, et al. Study on dynamic characteristics of condensate pump system in thermal power plant[J]. Pump Technology, 2015(1): 11-14.
- [16] 陈伯权, 刘明军, 吴志强. 600 MW 机组凝泵变频运行振动分析及治理[J]. 浙江电力, 2013, 32(1): 56-58.  
CHEN Boquan, LIU Mingjun, WU Zhiqiang. Cause analysis and control over vibration of condensate pump of 600 MW units in variable-frequency operation[J]. Zhejiang Electric Power, 2013, 32(1): 56-58.
- [17] 马思聪, 李俊, 万大伟, 等. 大型变频凝结水泵异常振动分析及处理[J]. 黑龙江电力, 2022, 44(3): 271-274.  
MA Sicong, LI Jun, WAN Dawei, et al. Analysis and treatment of abnormal vibration of large inverter condensate pump[J]. Heilongjiang Electric Power, 2022, 44(3): 271-274.
- [18] 邢海波, 傅行军. 立式凝结水泵电动机变频改造后的共振问题分析[J]. 发电设备, 2018, 32(1): 54-56.  
XING Haibo, FU Xingjun. Resonance analysis of an electric motor for vertical condensate pump after variable frequency retrofit[J]. Power Equipment, 2018, 32(1): 54-56.
- [19] 陈统钱, 杨建明. 660 MW 机组凝结水泵变频运行的振动分析与处理[J]. 发电技术, 2019, 40(增刊 1): 68-72.  
CHEN Tongqian, YANG Jianming. Vibration analysis and treatment for condensate pump of 660 MW unit in variable-frequency operation zone[J]. Power Generation Technology, 2019, 40(Suppl.1): 68-72.
- [20] 段学友, 张秉权, 周菁. 大型立式变频凝泵某转速下振动大原因分析处理[J]. 电站系统工程, 2012, 28(5): 51-52.  
DUAN Xueyou, ZHANG Bingquan, ZHOU Jing. Vibration analysis and treatment of large vertical variable-frequency condensate pump at certain speed[J]. Power System Engineering, 2012, 28(5): 51-52.
- [21] 王辉, 陈镇波, 李军. 1 000 MW 机组凝结水泵变频改造后振动处理[J]. 华电技术, 2013, 35(11): 70-71.  
WANG Hui, CHEN Zhenbo, LI Jun. Treatment of vibration of 1 000 MW unit condensate pump after variable frequency reformation[J]. Huadian Technology, 2013, 35(11): 70-71.
- [22] 段学友, 周菁. 330 MW 火电机组立式凝结水泵振动大故障分析处理[J]. 电站系统工程, 2013, 29(4): 48-50.  
DUAN Xueyou, ZHOU Jing. Analysis and treatment of vibration fault of vertical condensate pump of 330 MW thermal power unit[J]. Power System Engineering, 2013, 29(4): 48-50.
- [23] 许树泉. 凝结水泵电机振动超标的分析与处理[J]. 机电信息, 2011(30): 109.  
XU Shuquan. Analysis and treatment of motor vibration of condensate pump exceeding the standard[J]. Mechanical and Electrical Information, 2011(30): 109.
- [24] 杨建刚. 旋转机械振动分析与工程应用[M]. 北京: 中国电力出版社, 2008: 10-13.  
YANG Jiangan. Vibration analysis and engineering application of rotating machinery[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2008: 10-13.
- [25] 寇胜利. 汽轮发电机组的振动及现场平衡[M]. 北京: 中国电力出版社, 2007: 9-11.  
KOU Shengli. Vibration and site balance of steam turbine generator set[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2007: 9-11.

(责任编辑 刘永强)