

DOI: 10.19666/j.rlfed.202208161

基于动力吸振的凝结水泵电机振动 控制方法研究

周瑜¹, 李敬豪², 张万福³

(1.大唐南京发电厂, 江苏 南京 210023;
2.中国大唐集团科学技术研究总院有限公司华东电力试验研究院, 安徽 合肥 231299;
3.上海理工大学能源与动力工程学院, 上海 200093)

[摘要] 基于动力吸振方法开展立式凝结水泵(凝泵)电机异常振动问题的分析与减振措施研究。针对凝泵电机振动特点,从理论上研究动力吸振设计方法,开发设计了动力吸振器并应用于实际机组。结果表明:动平衡方法在缓解凝泵电机变频运行时的振动超标问题时具有一定的局限性,无法同时降低凝泵电机2个方向的振动幅值;凝泵系统参振质量随附加质量的增加而降低,凝泵电机顶端一阶参振质量约为6000 kg(X方向)、7000 kg(Y方向);动力吸振器质量比为2%、5%、10%时,凝泵电机X方向最大振动幅值降低约80%、83%、86%,Y方向最大振动幅值降低约68%、77%、83%;安装动力吸振器可有效降低2个方向上的振动,在整个变频运行区间内,X、Y方向振幅实际降幅约53%、66%。该基于动力吸振的凝泵电机振动控制方法具有较好的减振效果。

[关键词] 凝结水泵;电机振动;动力吸振器;有限元方法

[引用本文格式] 周瑜,李敬豪,张万福.基于动力吸振的凝结水泵电机振动控制方法研究[J].热力发电,2023,52(5):48-54.
ZHOU Yu, LI Jinghao, ZHANG Wanfu. Vibration reduction method for condensate pump motor based on dynamic vibration absorber[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(5): 48-54.

Vibration reduction method for condensate pump motor based on dynamic vibration absorber

ZHOU Yu¹, LI Jinghao², ZHANG Wanfu³

(1. Datang Nanjing Power Plant, Nanjing 210023, China;
2. China Datang Corporation Science and Technology General Research Institute Co., Ltd., Hefei 231299, China;
3. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Based on the dynamic vibration absorber method, analysis on abnormal vibration of vertical condensate pump motor and vibration reduction measures are carried out. According to the vibration characteristics of the condensate pump motor, the design method of power vibration absorption is studied theoretically, and the power vibration absorber is developed and designed and applied to the actual unit. The results show that, the dynamic balancing method has certain limitations in alleviating the vibration exceedance of the condensate pump motor during varying frequency operation, and cannot reduce the vibration amplitude of the condensate pump motor in both directions at the same time. The mass participating in the vibration of the condensate pump system shows a growing change with the increasing additional mass, and the first-order vibration mass at the top of the condensate pump motor is about 6 000 kg (X direction) and 7 000 kg (Y direction). With mass ratio of 2%, 5% and 10%, the maximum vibration amplitude in X direction is reduced by 80%, 83% and 86%, and the maximum vibration amplitude in Y direction is reduced by 68%, 77% and 83%. The dynamic vibration absorber device effectively reduces the vibration in both directions, and the actual reduction of vibration in X and Y directions is about 53% and 66% during the whole frequency operation period. The vibration control method based on the dynamic vibration

收稿日期: 2022-08-09 网络首发日期: 2022-10-09

第一作者简介: 周瑜(1990),男,工程师,主要研究方向为旋转机械振动与控制研究,963384720@qq.com。

通信作者简介: 李敬豪(1992),男,硕士,工程师,主要研究方向为汽轮机振动,243905742@qq.com。

absorber of the condensate pump motor has an excellent vibration reduction effect.

Key words: condensate pump; motor vibration; dynamic vibration absorber; finite element method

振动是影响立式凝结水泵（凝泵）安全运行的重要因素^[1-2]，特别是近年频发的凝泵电机异常振动，严重制约了凝泵变频运行范围，直接影响凝泵及机组的可靠运行与经济性^[3-4]。

变频运行引起系统共振问题是目前引起凝泵电机振动故障的主要原因之一^[5-6]，通常采取的应对措施有：1) 提高转子平衡精度，降低不平衡力；2) 改变系统刚度，调整固有频率，避开共振区。邢海波^[7]、陈悦^[8]等利用动平衡方法缓解变频带来的系统共振问题；黑宗华^[9]、朱德强^[10]等通过电机加固与动平衡改善凝泵电机共振振动过大问题；赵耀俊^[11]通过对驱动电机导向轴瓦处增加支撑，提高了系统动刚度，有效避开了共振区，成功解决了变频凝结水泵振动大问题；李新阳等^[12]通过加固筒体改变固有频率，发现该方法有时无法改变共振状态下振动过大问题，还需对电机与凝泵分别采用动平衡；何国安等^[6]通过加支撑、调整结合面的接触面积和水平度以及现场动平衡等处理措施，来消除或缓解立式泵组的结构共振故障；陈伯权等^[13]针对某600 MW 机组凝泵筒体进行了3次加固改造，缓解了凝泵振动问题；王婷^[14]分析了不同的加固方案，以使系统固有频率避开机组工作区域。然而，立式凝泵系统现场结构较为紧凑、空间有限，导致有效的加固方案通常难以实际实施。

现场动平衡通常是解决转子振动故障的主要手段，一般都可以取得较好的效果，但实际中发现，该方法在治理支撑不对称下凝泵电机振动问题时往往效果有限，此时系统在电机相互垂直的2个方向上存在2个临界转速^[15]，且过2个临界时振动相互矛盾。

针对凝泵电机异常振动且传统动平衡与系统加固方案效果有限的实际情况，本文提出基于动力吸振的凝泵电机振动控制方法，从理论上分析振动控制效果，并加工设计动力吸振器，实际验证该方法的有效性，以期凝泵电机振动控制提供新的解决途径。

1 凝结水泵系统结构及电机振动特性

1.1 凝结水泵结构

某电厂600 MW 凝汽式汽轮发电机组凝结水泵几何结构如图1所示。该凝结水泵为上海凯士比生

产的NLT500-570×4S筒袋式立式多级离心泵，配套湘潭电机厂生产的YKSL630-4型电机，变频运行范围为900~1 495 r/min。

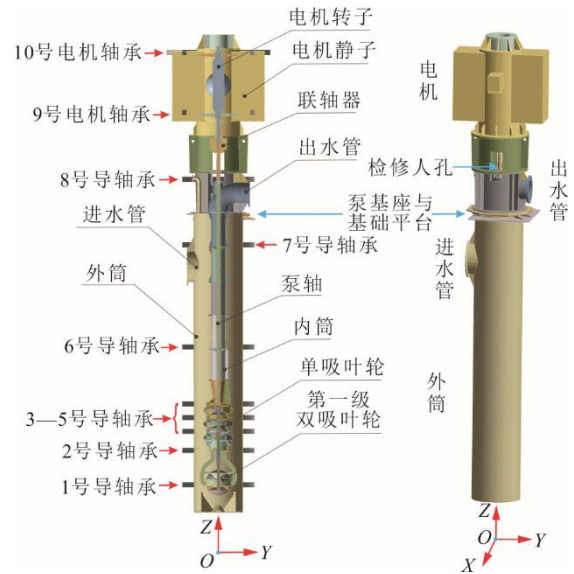


图1 某凝结水泵系统结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of a condensate pump system

凝泵电机静子部分通过电机支架与泵体连接，转子部分则通过联轴器与泵轴连接，泵体通过基座与基础平台固定。泵体包括内、外筒，并分别连接出、进水管，其中内筒体中包括多级叶轮、转轴、导轴承等部件。凝结水通过进水管进入内外筒底部第1级双吸叶轮，然后再经过多级单吸离心叶轮加压，最终经内筒体由出水管压出。图1中X为检修人孔方向，Y为进出水管方向。

1.2 凝泵电机异常振动测试

图2给出了凝泵电机原始振动测试Bode图。由图2可以看出：X、Y方向通频幅值最大达到约182、232 μm ，分别对应X、Y方向2个临界转速（约986、1 177 r/min）。

根据实测频域特性，不同转速下电机各方向振动均以1倍频为主。为降低电机振动水平，在电机上端风扇部位进行了现场动平衡实验，表1给出了电机顶部X、Y方向具体振动测试与动平衡实验情况。首次加重160 g，各测点振幅显著增加，2个临界下X、Y方向振幅达317、449 μm ；去掉第1次加重，第2次加重56 g，Y方向临界振幅略微降低，X方向相较原始振幅仍然增大；去掉第2次加重，

第3次加重 80 g, Y 方向振幅显著降低(约 127 μm), 但 X 方向比原始振幅增加较多。

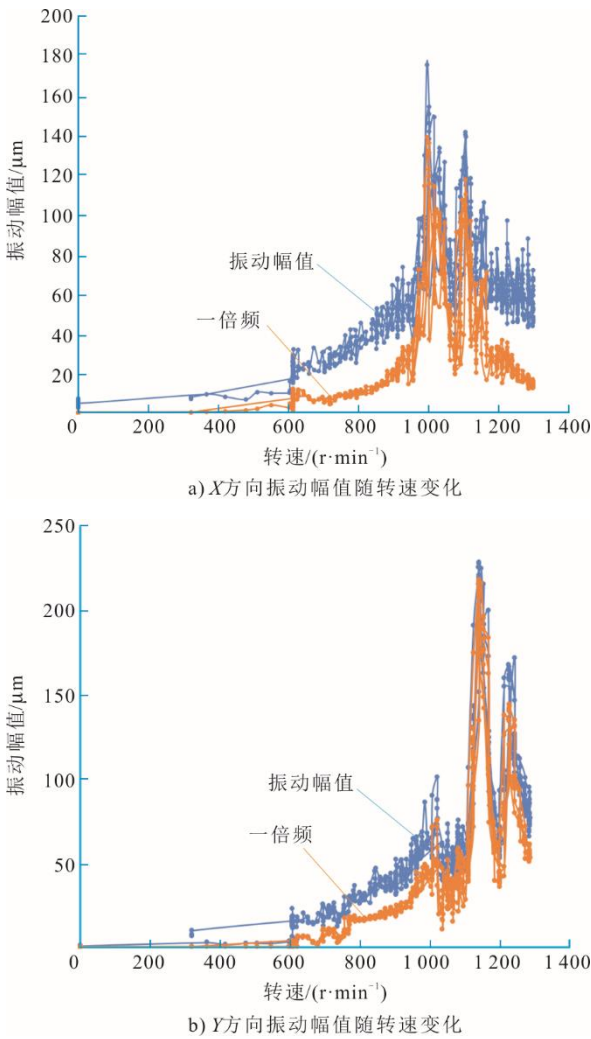


图2 凝结水泵原始振动实测 Bode 图

Fig.2 Bode diagram of the original vibration measurement of the condensate pump

表1 凝泵电机动平衡试验结果

Tab.1 Dynamic balance test result of the condensate pump motor

| 项目 | 转速/ (r·min ⁻¹) | X 方向 1 倍频/ μm∠(°) (通频/μm) | Y 方向 1 倍频/ μm∠(°) (通频/μm) |
|----------|-------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| 原始振动 | 986 | 130∠358 (182) | 69∠231 (86) |
| | 1 177 | 115∠74 (130) | 220∠324 (232) |
| 加重 160 g | 986 | 317∠329 (320) | 60∠293 (73) |
| | 1 177 | 75∠64 (81) | 449∠34 (463) |
| 加重 56 g | 986 | 250∠357 (270) | 15∠312 (22) |
| | 1 177 | 61∠78 (83) | 200∠19 (206) |
| 加重 80 g | 986 | 289∠7 (296) | 18∠343 (26) |
| | 1 177 | 84∠77 (93) | 127∠46 (127) |

可以看出: 虽然转子不平衡量有所降低, 但 X、Y 方向振动出现“跷跷板”现象, 即通过动平衡无法同时降低 2 个方向的振幅。由泵体结构特点可知,

泵体上存在较大的检修人孔, 这是引起电机 2 个方向刚度差异及异常振动的主要原因, 但实际中难以从结构上缓解该问题。为此, 拟应用动力吸振方法, 结合理论分析与实际应用来解决凝泵电机异常振动问题。

2 动力吸振原理及参数确定方法

2.1 动力吸振原理

图 3 给出了含动力吸振器的振动系统动力学模型^[16]。其中, 主振动系统和吸振系统的质量分别以 M 和 m 表示, 位移分别用 x_1 和 x_2 表示, 刚度分别用 K 和 k 表示, 阻尼分别用 C 和 c 表示。

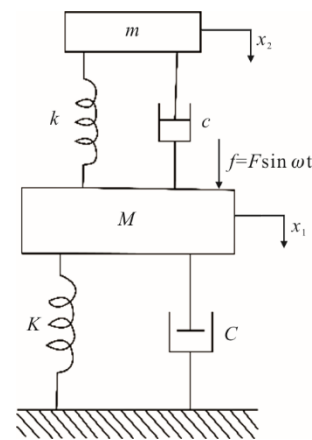


图3 含动力吸振器的振动系统模型

Fig.3 The model of the vibration system with dynamic vibration absorber

根据达朗贝尔原理, 可以将主振动系统自发产生的激振力看作外界给它的相反的激振力; 由傅里叶级数相关理论可知, 任何满足狄利克雷条件的函数均可分解成多个正弦波函数的叠加, 故可考虑给主振动系统 1 个正弦波激励, 则此时系统的运动方程可表示为:

$$\begin{cases} M \ddot{x}_1 + (C + c) \dot{x}_1 + (K + k)x_1 - c\dot{x}_2 - \\ kx_2 = f = F \sin \omega t \\ m\ddot{x}_2 - c\dot{x}_1 - kx_1 + c\dot{x}_2 + kx_2 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

对式(1)进行求解则有:

$$\frac{X_1}{F}(\omega) = \sqrt{\left[-\frac{m}{k} \omega^2 + 1 \right]^2 + \left[\frac{c}{k} \omega \right]^2} / \sqrt{\Delta_1} \quad (2)$$

其中:

$$\Delta_1 = \left\{ \frac{Mm}{Kk} \omega^4 - \left(\frac{M}{K} + \frac{m}{k} + \frac{m}{K} + \frac{Cc}{Kk} \right) \omega^2 + 1 \right\} + \left\{ -\left[\frac{M}{k} + \frac{m(C/c + 1)}{K} \right] \omega^3 + \left(1 + \frac{Ck}{Kc} \right) \right\}^2 \left(\frac{c}{k} \omega \right)^2 \quad (3)$$

式(2)可简化为:

$$\frac{X_1}{X_{st}}(\omega) = \sqrt{\left[-\left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + 1 \right]^2 + \left[2\zeta \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right) \right]^2} / \sqrt{\Delta_2} \quad (4)$$

式中: $\Omega_n = \sqrt{K/M}$; $\omega_n = \sqrt{k/m}$; $\zeta = c/2m\Omega_n$; $Z = C/2M\Omega_n$; $X_{st} = F/K$, $\mu = m/M$ 。

$$\begin{aligned} \Delta_2 = & \left\{ \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^4 - \left[1 + \mu + \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 + 4\zeta \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 Z \right] \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + 1 \right\}^2 \\ & + \left\{ -\left[1 + \mu + \frac{Z}{\zeta} \right] \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + \left[1 + \frac{Z}{\zeta} \left(\frac{\omega_n}{\Omega_n}\right)^2 \right] \right\}^2 \left[2\zeta \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right) \right]^2 \end{aligned} \quad (5)$$

由定点理论最优同调条件可得最优阻尼比为:

$$\xi_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \quad (6)$$

此时最大振幅比为:

$$\left(\frac{X}{X_{st}}\right)_{max} = \sqrt{\frac{2+\mu}{\mu}} \quad (7)$$

以质量比 μ 为参数的动力吸振器的 3 个重要设计元素为:

1) 动力吸振器质量

$$m = \mu M \quad (8)$$

2) 动力吸振器刚度系数

$$k = m \frac{K}{M} \left(\frac{1}{1+\mu}\right)^2 \quad (9)$$

3) 动力吸振器阻尼系数

$$c = 2m \sqrt{\frac{K}{M}} \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \quad (10)$$

2.2 基于质量感应法的等效参振质量识别方法

基于模态分析得到的模态质量与振型等参数虽然反映了振动系统的固有特性,但并不是系统最终的响应,特别是对于连续质量多自由度系统,实际中某一阶模态下的参振质量尚不能直接得到,因此影响动力吸振器设计。

等效参振质量识别方法^[16]是将一点的模态变形取为 1,对固有向量进行正则化处理,然后求得该位置具有物理意义的等效质量。质量感应法主要针对连续质量系统,在动力吸振器布置位置附加一个给定质量 Δm ,通过该结构固有频率的变化得到等效质量的大小。该方法将对象当做一个单自由度系统,如图 4 所示,原系统第 i 阶模态固有频率为:

$$\Omega_{ji} = \sqrt{\frac{K_{ji}}{M_{ji}}} \quad (11)$$

第 i 阶模态在 j 点的等效质量 M_{ji} 和等效刚度

K_{ji} 可由式(12)求出:

$$\begin{cases} M_{ji} = \Delta m_{ji} \frac{\omega_{ji}^2}{\Omega_{ji}^2 - \omega_{ji}^2} \\ K_{ji} = M_{ji} \Omega_{ji}^2 \end{cases} \quad (12)$$

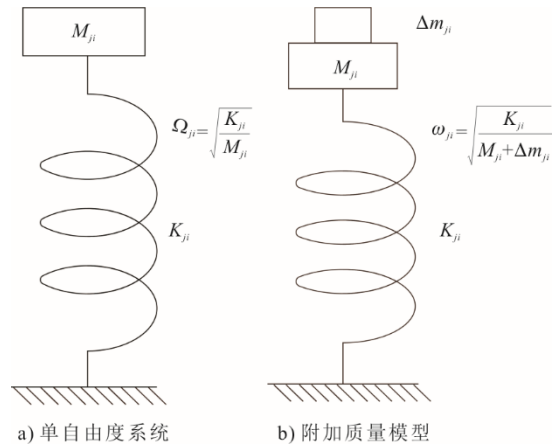


图 4 单自由度系统质量感应法

Fig.4 The mass-response method for single freedom system

3 凝泵电机振动控制理论与实验分析

3.1 有限元模型

凝结水泵几何示意如图 1 所示,转动部分包括泵轴与电机转子,分别由 8 个导轨轴承、2 个电机轴承以及 1 个推力轴承支撑。泵体部分约 14 t,电机部分约 9.8 t,总高度约 12.8 m。图 5 给出了包括动力吸振器的凝结水泵及电机系统模型,在电机顶部沿 X、Y 方向布置 2 个动力吸振器,吸振器质量根据系统参振质量选取不同质量比 ($\mu=2\%、5\%、10\%$)。

建立凝泵转子-泵体-电机有限元分析模型,模型材料密度、弹性模量及泊松比分别为 7850 kg/m^3 、 $2 \times 10^{11} \text{ Pa}$ 、0.3。经过网格无关性验证,静子与转动

部分体网格尺寸分别为 0.05、0.03 m，最终网格总数约 41 万单元，具体网格分布如图 6 所示。

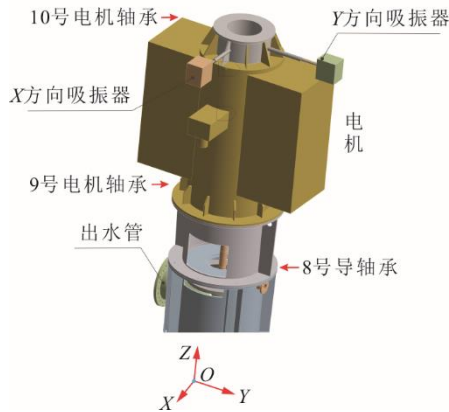


图 5 包含动力吸振器的凝泵电机系统模型
Fig.5 The condensate pump motor model with dynamic vibration absorber

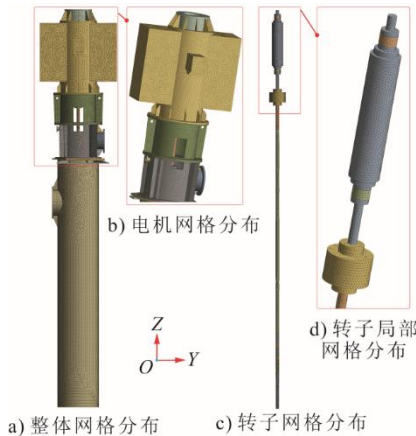


图 6 凝结水泵有限元模型网格分布
Fig.6 Finite element model and mesh generation for the condensate pump

根据凝泵实际工作条件，对泵基座、进出水管及转子分别施加固定约束与位移约束，各轴承给定刚度与阻尼系数，叶轮与电机轴套以集中质量 Mass Point（同时考虑质量与转动惯量）加在转子相应部位，具体计算边界条件见表 2。

表 2 计算边界条件
Tab.2 Boundary conditions

| 约束部件 | 约束条件 |
|----------|--|
| 泵基座 | 固定支撑 |
| 进出水管 | 管路方向位移约束 |
| 导轴承 | 刚度： $1 \times 10^8 \text{ N/m}$ ；阻尼： $5 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ |
| 电机轴承 | 刚度： $1 \times 10^8 \text{ N/m}$ ；阻尼： $1 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ |
| 双吸叶轮 | $m=447 \text{ kg}$ ， $I_{zz}=24.85 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ； $I_{xx}=I_{yy}=13.503 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ |
| 多级单吸离心叶轮 | $m=250.29 \text{ kg}$ ， $I_{zz}=11.197 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ； $I_{xx}=I_{yy}=5.899 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ |
| 电机转子轴套 | $m=4\,418.3 \text{ kg}$ ， $I_{zz}=480.76 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ； $I_{xx}=I_{yy}=651.35 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ |
| 转子 | 顶部轴向位移约束 |

3.2 参振质量计算

在凝泵电机顶部施加一个附加质量，基于质量感应法获取凝泵电机的参振质量。然而，由于附加质量的大小对参振质量有较大影响，太小的附加质量易导致固有频率变化不明显，而太大的附加质量易导致模态间相互耦合，2 种情况都会带来识别误差。

本文计算了多个附加质量下凝泵电机的固有频率以及参振质量与刚度变化，结果如图 7 所示。由图 7 可以看出：在附加质量作用下，特别是在较低附加质量下，参振质量变化较大；附加质量增大到一定值后，凝泵参振质量趋于一个定值。本文利用最小二乘法，得到附加质量为 0 时参振质量约为 6 000 kg（X 方向）、7 000 kg（Y 方向）。

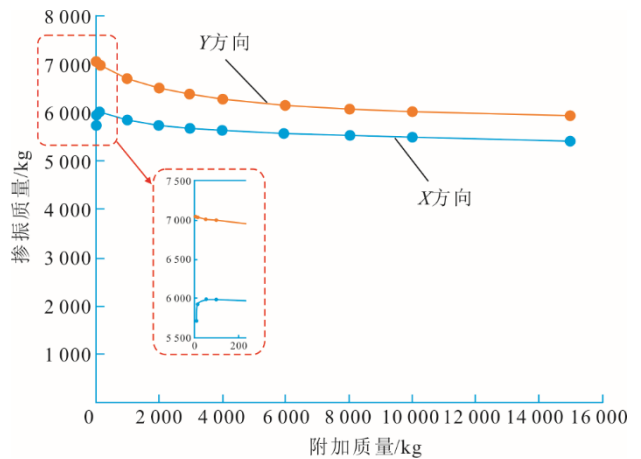


图 7 凝泵电机参振质量随附加质量变化
Fig.7 Change of the mass participating in the vibration against the attached mass of the condensate pump motor

3.3 不同质量比下振动控制效果

为降低凝泵电机振动，在电机顶部 X、Y 方向分别布置了动力吸振装置，并开展不同质量比（ $\mu=2\%、5\%、10\%$ ）情况下凝泵电机控制效果分析，结果如图 8 所示。由图 8 可以看出：1）凝泵电机在变频运行范围内有 2 个临界转速，约 16.07 Hz（X 方向）、18.15 Hz（Y 方向），与实测值吻合较好；2）临界点原始振幅较大，分别达到约 230、195 μm ；3）质量比为 2% 时 X、Y 方向最大振动幅值降低约 80%、68%，质量比为 5% 时 X、Y 方向最大振动幅值降低约 83%、77%，质量比为 10% 时 X、Y 方向最大振动幅值约降低 86%、83%，表明本文动力吸振器对凝泵电机振动具有显著的抑制作用。

3.4 实际工程应用

针对大唐南京电厂立式凝泵电机异常振动问

题,开发了动力吸振器(质量比 3%),其现场布置情况如图 9 所示。由于现场空间限制,动力吸振器通过底部 4 个支腿支撑在电机端盖上,用螺栓固定。

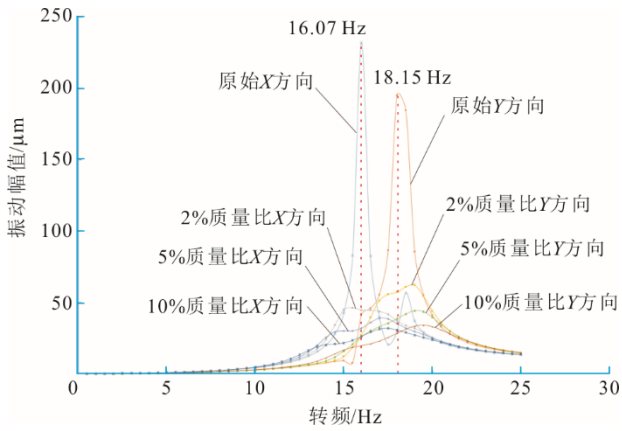
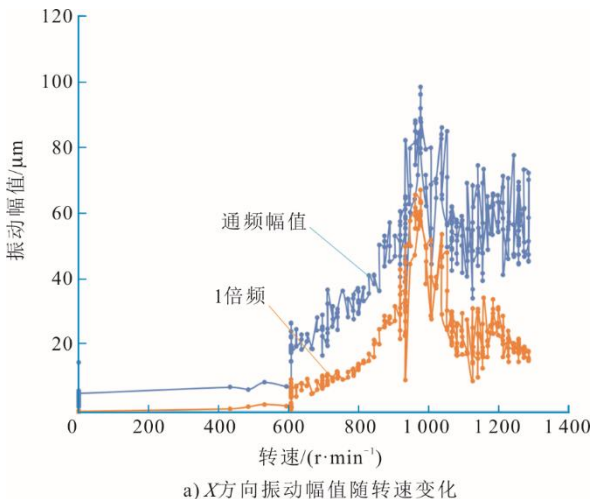


图 8 不同质量比下凝泵电机振动控制效果
Fig.8 The vibration control effect of the condensate pump motor under various mass ratios

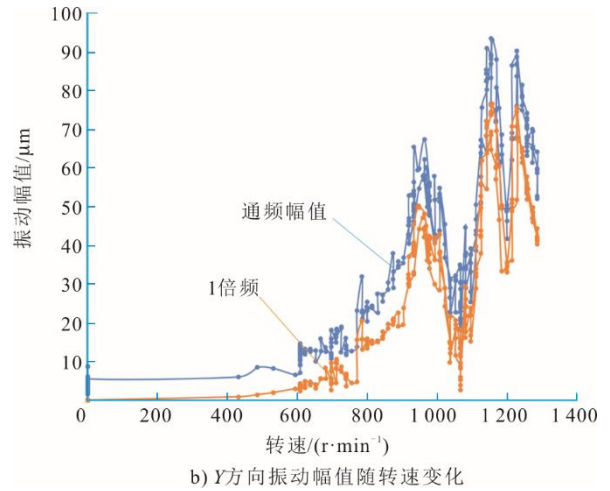


图 9 凝泵电机顶部动力吸振器布置现场
Fig.9 Layout of the dynamic vibration absorber upon the condensate pump motor

图 10、表 3 给出了布置动力吸振器后电机振动变化情况。



a) X方向振动幅值随转速变化



b) Y方向振动幅值随转速变化

图 10 加动力吸振器后的凝结水泵振动实测 Bode 图
Fig.10 Bode diagram of the vibration measurement of the condensate pump with the dynamic vibration absorber

表 3 凝泵电机减振效果
Tab.3 Vibration reduction of the condensate pump

| 项目 | 原始状态振幅/ μm | 安装动力吸振器 后振幅/μm | 降幅/% |
|-----------|---------------|-------------------|------|
| X 方向 1 倍频 | 130 | 62 | ~53 |
| Y 方向 1 倍频 | 220 | 75 | ~66 |

可以看出,安装动力吸振器后,凝泵电机在 X、Y 方向上的振幅大幅下降,在整个变频运行区间内: X 方向振动峰值从通频 180 μm 和工频 130 μm 下降到通频 95 μm 和工频 62 μm,降幅为 53%; Y 方向振动峰值从通频 232 μm 和工频 220 μm 下降到通频 90 μm 和工频 75 μm,降幅为 66%。

4 结 论

针对立式凝泵电机振动异常问题,基于动力吸振原理开发设计了动力吸振器,开展了理论分析与实际应用,主要结论如下:

1) 凝泵电机检修人孔导致的非对称支撑结构使得在电机相互垂直的 2 个方向上存在 2 个相近临界转速,在变频运行范围内振动严重超标,使用动平衡方法具有一定局限性。

2) 理论分析表明,参振质量随附加质量的增加呈二次非线性变化,以凝泵电机顶端一阶模态为分析目标,参振质量约为 6 000 kg (X 方向)、7 000 kg (Y 方向)。

3) 动力吸振器质量比直接影响减振效果。2% 质量比下 X、Y 方向最大振动幅值降低约 80%、68%,质量比 5% 时 X、Y 方向最大振动幅值降低约 83%、77%,质量比 10% 时 X、Y 方向最大振动幅值降低约 86%、83%。

4) 本文基于动力吸振的凝泵电机振动控制方法具有较好的减振效果。使用动力吸振器后,凝泵电机2个方向上的振幅显著降低,在整个变频运行区间内, X 方向降幅约53%, Y 方向降幅约66%。

[参考文献]

- [1] 李志高. 立式多级凝结水泵电机振动大的原因及处理[J]. 电力安全技术, 2009, 11(4): 54-55.
LI Zhigao. Cause and treatment of large vibration of vertical multistage condensate pump motor[J]. Electric Safety Technology, 2009, 11(4): 54-55.
- [2] BRENNEN C E. Hydrodynamics of pumps[M]. New York: Cambridge University Press, 1994: 1.
- [3] 乔宇桓, 王琳, 梁肖, 等. 立式凝结水泵电动机变频时的振动问题与减振方法[J]. 现代工业经济和信
息化, 2022, 12(2): 236-237.
QIAO Yuhuan, WANG Lin, LIANG Xiao, et al. Vibration Problem and vibration reduction method of vertical condensate pump motor with frequency conversion[J]. Modern Industrial Economy and Informationization, 2022, 12(2): 236-237.
- [4] 荣浩天, 申小虎. 凝结水泵变频改造后的振动分析及处理[J]. 华北电力技术, 2012(2): 49-51.
RONG Haotian, SHEN Xiaohu. Vibration analysis and handling after condensate pump frequency conversion[J]. North China Electric Power, 2012(2): 49-51.
- [5] 李年仔. 大型变频辅机故障原因分析与试验研究[D]. 南京: 东南大学, 2015: 1.
LI Nianzai. Fault mechanism research and test of rotating machinery with variable frequency drives[D]. Nanjing: Southeast University, 2015: 1.
- [6] 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 countermeasure[J]. Thermal Power Generation, 2015, 44(11): 94-97.
- [7] 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.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] 朱德强, 王辉. 1 000 MW 机组凝结水泵振动原因分析与处理[J]. 华电技术, 2017, 39(8): 61-63.
ZHU Deqiang, WANG Hui. Analysis and treatment of condensate pump vibration of 1 000 MW unit[J]. Huadian Technology, 2017, 39(8): 61-63.
- [11] 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. Analysis and treatment of vibration big fault of frequency conversion condensate pumps in 330 MW unit[J]. Shenhua Science and Technology, 2019, 17(12): 25-28.
- [12] 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.
- [13] 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.
- [14] 王婷. 火电机组水泵故障分析及整治方法研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2013: 1.
WANG Ting. Study on fault analysis and remediation method of water pump in thermal power unit[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2013: 1.
- [15] SAEED N A. On the steady-state forward and backward whirling motion of asymmetric nonlinear rotor system[J]. European Journal of Mechanics: A/Solids, 2020, 80: 103878.
- [16] 背户一登. 动力吸振器及其应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2013: 1.
KAZUTOseto. Dynamic vibration absorber and its applications[M]. Beijing: China Machine Press, 2013: 1.

(责任编辑 李园)