文章编号:1674-7607(2026)01-0042-09 DOI:10.19805/j.cnki.jcspe.2026.240642

基于OTPA的辅汽轮发电机组振动传递路径分析

刘 兵[1],张万福[1,2],赵乾乾[3],吕学宾[4],任 杰[5]
(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院,上海 200093;
2. 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室,上海 200093;
3. 中电建(南京)工程有限公司,江苏南京 210019;4. 国网山东省电力公司,山东济南 250001;
5. 国网山东省电力公司电力科学研究院,山东济南 250003)

摘 要:针对辅汽轮发电机组振动传递路径不清晰问题,以某高速辅汽轮发电机组为研究对象,建立转子-轴承-定子整机模型,基于工况传递路径分析(operational transfer path analysis,OTPA)方法构建机组振动传递模型,分析机组振动传递规律。首先应用有限元方法获取机组各传递路径频率响应函数,综合考虑转子不平衡、脉动汽流力及不平衡磁拉力等激励源,采用奇异值分解技术对各轴承座处输入信号进行降噪合成,构建各路径输入与输出关系的传递函数矩阵,分析不同路径对定子外壳的振动贡献,明确其主要振动传递路径。结果表明:定子外壳各测点振动主要振动路径来源于辅汽轮机的2个轴承座,特别是发电机侧轴承座的振动贡献量最大。通过优化调整该轴承座结构固有特性与转子不平衡力相位差可以有效降低定子外壳振动,最大振幅由364 μm降至51 μm。研究结果可以为辅汽轮发电机组振动溯源及故障诊断的优化提供参考。

关键词:辅汽轮发电机组;OTPA;奇异值分解;有限元分析;不平衡响应
中图分类号:TB535 **文献标志码**:A **学科分类号**:470.30

Vibration Transmission Path Analysis of Auxiliary Steam Turbine-Generator Unit Based on OTPA

LIU Bing[1], *ZHANG Wanfu*[1,2], *ZHAO Qianqian*[3], *LÜ Xuebin*[4], *REN Jie*[5]
(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China; 2. Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Power Engineering, Shanghai 200093, China; 3. China Power Construction (Nanjing) Engineering Co., Ltd., Nanjing 210019, Jiangsu Province, China; 4. State Grid Shandong Electric Power Company, Jinan 250001, Shandong Province, China; 5. State Grid Electric Power Research Institute of Shandong Electric Power Company, Jinan 250003, Shandong Province, China)

Abstract: To address the issue of unclear vibration transmission paths in auxiliary steam turbine-generator units, taking a high-speed auxiliary steam turbine-generator unit as the research object, a complete rotor-

收稿日期:2024-10-15 **修订日期**:2024-11-01
基金项目:国家自然科学基金资助项目(52375193);上海理工大学卓越工程师联合培养实践基地资助项目;国家电网有限公司科技资助项目(5500-202416156A-1-1-ZN)
作者简介:刘 兵(2000—),男,河南信阳人,硕士,研究方向为旋转机械振动控制。
张万福(通信作者),男,教授,博士,E-mail:wfzhang@usst.edu.cn。

bearing-stator model of the unit was established, and a vibration transmission model was constructed based on operational transfer path analysis (OTPA). After which, the vibration transmission characteristics of the unit were analyzed. First of all, the finite element method was applied to obtain the frequency response function of each transmission path of the unit. Taking into account the excitation sources such as rotor imbalance, pulsating vapor force and unbalanced magnetic tension, the singular value decomposition technique was adopted to reduce the noise and synthesize the input signals at the bearing seats, the transfer function matrix of the relationship between the inputs and outputs of various paths was constructed, and the vibration contribution of the different paths to the stator shell was analyze to clarify the main vibration transmission paths. Results show that the main vibration paths of the stator shell vibration at each measurement point originate from the two bearing housings of the auxiliary steam turbine, especially the generator-side bearing housing has the largest vibration contribution. The stator shell vibration can be effectively reduced by optimizing the adjustment of the structural intrinsic characteristics of the bearing housings and the phase difference of the rotor imbalance force, with the maximum amplitude being reduced from 364 μm to 51 μm. The research results can provide a reference for tracing the vibration of auxiliary steam turbine-generator units and optimizing the diagnosis of faults.

Key words: auxiliary steam turbine-generator unit; OTPA; singular value decomposition; finite element analysis; unbalanced response

---

振动是影响辅汽轮发电机组安全稳定运行的重要因素[1-2]。在高参数运行条件及多激励源作用下，振动特性愈发复杂，相互耦合作用导致振动信号高度多变且串扰严重，振动故障的诊断识别面临严峻挑战[3]。开展振动故障溯源分析对于机组的结构设计与安全运行具有重要意义[4]。

传递路径分析(transfer path analysis，TPA)是研究机械系统振动与噪声传递路径的有效方法[5]。TPA 技术在车辆、船舶等机械结构的振动分析中得到广泛应用，通过测试激励源与响应点振动信号，并且基于振动传递路径和线性叠加原理，建立振动传递路径分析模型，计算传递函数以描述输入激励与输出响应的关系[6]。TPA 需要严格控制实验环境，完全模拟设备的真实工况难度大、成本高，并且结果分析中难以实现多路径振动的耦合与复杂振动模式的分解，导致其在机械设备实际运行中的应用受限[7]。工况传递路径分析(operational transfer path analysis，OTPA)是一种多输入多输出(multiple input multiple output，MIMO)方法[8]，通过信号预处理与奇异值分解(singular value decomposition，SVD)技术解耦信号计算传递函数，以分析振动和噪声贡献量最大的路径[9]。OTPA 技术可在设备运行时进行实时测试分析，结合奇异值分解技术，能够有效去除数据中的随机噪声，增强路径信号的可分离性，提高精度，因此其工程应用较广泛[10]。

近年来，众多学者基于 OTPA 方法对振动和噪声传递问题进行了深入研究。Tan 等[11]建立了三角钢琴琴弦、音板、框架和琴盖等部件的耦合分析模型，应用 OTPA 技术分析声音传递路径及各部件对声音的贡献，明确了对钢琴声音贡献最大的部件。文智明等[12]在空调器室外机的研究中，计算压缩机对壳体、支脚、管路与面板等路径的噪声传递效率，分析各路径在目标点的响应与贡献，识别出声压级异常升高的主要贡献路径，基于分析结果改进了结构设计，有效降低了室外机的整体声压级。于承宣等[13]基于 OTPA 理论建立了热泵热水器室外机的振动传递路径模型，通过实验测量各关键参考点振动输入和输出信号，得到路径贡献矢量图，识别出主要噪声源。胡启龙等[14]构建了包含汽端、励端及调节阀管道等部件的核电汽轮发电机组 OTPA 模型，通过实验测量汽轮发电机各部件振动响应数据，分析各激励点对目标点的振动贡献量，明确了主要激振源，制定了振动异常治理措施。郭冰彬等[15]通过建立弹性车辆系统动力学模型，并且结合试验统计的车体横向与垂向振动数据，从时域与频域角度分析车辆系统的振动特性，识别出复杂工况下车辆系统垂向振动的主要贡献路径。

本文以某辅汽轮发电机组为对象，应用 OTPA 方法开展多激励源下机组振动传递路径分析，通过建立机组转子-轴承-定子整机模型，研究多种激励源共同作用下机组振动特性，并且分析各路径振动贡献量，明确辅汽轮发电机组主要振动源，可以为机

组进一步振动控制及结构优化提供理论依据。

1 转子-轴承-定子整机模型

OTPA 方法是一种响应-响应模型，该模型不需要直接测量输入激励，而通过对系统各部分的响应数据进行分析，推导激励源的贡献和传递路径[16]。线性系统中，输入端与输出端的关系为

$$\boldsymbol{Y}=\boldsymbol{X}\boldsymbol{R} \tag{1}$$

式中：$\boldsymbol{Y}$ 为系统的输出矩阵；$\boldsymbol{X}$ 为输入矩阵；$\boldsymbol{R}$ 为传递函数矩阵，也称为传递率矩阵。

输入与输出信号可以为系统部件的力、位移、速度或压力等参数。设置有 m 个输入和 n 个输出，具有 p 组测量集，则式(1)可展开为

$$\begin{bmatrix} y_{11} & \cdots & y_{1n} \\ \vdots & & \vdots \\ y_{p1} & \cdots & y_{pn} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} x_{11} & \cdots & x_{1m} \\ \vdots & & \vdots \\ x_{p1} & \cdots & x_{pm} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} r_{11} & \cdots & r_{1m} \\ \vdots & & \vdots \\ r_{m1} & \cdots & r_{mn} \end{bmatrix} \tag{2}$$

式中：y、x、r 分别为 $\boldsymbol{Y}$、$\boldsymbol{X}$、$\boldsymbol{R}$ 中的元素。

为了量化输入对输出的贡献，需要求解传递函数矩阵。若输入矩阵 $\boldsymbol{X}$ 为可逆方阵，则通过在两侧乘以 $\boldsymbol{X}$ 的逆矩阵求解：

$$\boldsymbol{R}=\boldsymbol{X}^{-1}\boldsymbol{Y} \tag{3}$$

一般地，$p\neq m$。因此，为使系统可以求解，要求测量集的数量大于或等于输入数量，即 $p\geqslant m$。从而会形成具有残差向量 $\boldsymbol{\upsilon}$ 的超定系统：

$$\boldsymbol{X}\boldsymbol{R}+\boldsymbol{\upsilon}=\boldsymbol{Y} \tag{4}$$

使用广义逆矩阵推导出传递率矩阵 $\boldsymbol{R}$：

$$\boldsymbol{R}=(\boldsymbol{X}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{X})^{-1}\boldsymbol{X}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Y}=\boldsymbol{X}^{+}\boldsymbol{Y} \tag{5}$$

式中：$\boldsymbol{X}^{+}$ 为 $\boldsymbol{X}$ 的 Moore-Penrose 广义逆矩阵[17]。

OTPA 的基本原理与实验模态分析中的 MIMO 方法相似[8]，因为各通道的输入信号存在相互串扰，彼此之间高度相关，求解传递率矩阵 $\boldsymbol{R}$ 时会导致较大误差，所以采用 SVD 技术对输入信号进行处理以消除病态[18]。

$$\boldsymbol{X}=\boldsymbol{U}\boldsymbol{G}\boldsymbol{V}^{\mathrm{T}} \tag{6}$$

$$\boldsymbol{G}=\begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \sigma_2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & \sigma_m \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix} \tag{7}$$

式中：$\boldsymbol{U}$ 和 $\boldsymbol{V}$ 分别为 $p\times p$ 阶和 $m\times m$ 阶的酉矩阵；$\boldsymbol{G}$ 为奇异值矩阵，是 $p\times m$ 的对角矩阵；σ_q($q=1,2,\cdots,m$)为 $\boldsymbol{G}$ 中沿对角线获得的奇异值，同时为输入信号 $\boldsymbol{X}$ 的主成分。方差较大的奇异值对应更主要的成分，方差较小的奇异值主要由噪声和外部干扰引起[19]，因此舍去方差较小的奇异值。

增强后 $\boldsymbol{X}$ 的 Moore-Penrose 广义逆矩阵为

$$\boldsymbol{X}_{\mathrm{e}}^{+}=\boldsymbol{V}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{G}_{\mathrm{e}}^{-1}\boldsymbol{U} \tag{8}$$

式中：下标 e 表示矩阵已通过 SVD 增强合成。

联立式(5)与式(8)可得：

$$\boldsymbol{R}_{\mathrm{e}}=\boldsymbol{X}_{\mathrm{e}}^{+}\boldsymbol{Y} \tag{9}$$

则可推导出合成输出信号 $\boldsymbol{Y}_{\mathrm{e}}$ 为

$$\boldsymbol{Y}_{\mathrm{e}}=\boldsymbol{X}\boldsymbol{R}_{\mathrm{e}} \tag{10}$$

分析振动贡献量时，激励端测点 i 对响应端测点 j 的振动贡献量 $\boldsymbol{Y}_{ij\mathrm{e}}$ 为

$$\boldsymbol{Y}_{ij\mathrm{e}}=\boldsymbol{X}_i\boldsymbol{R}_{ij\mathrm{e}} \tag{11}$$

由式(11)所得振动贡献量为矢量，具有幅值和相位，无法直观表现各路径的振动贡献量，一般使用有效振动贡献量对路径振动贡献进行量化分析，即

$$C_{ij}=|\boldsymbol{Y}_{ij\mathrm{e}}|\theta_{ij} \tag{12}$$

式中：C_{ij} 为有效振动贡献量；θ_{ij} 为振动贡献量 $\boldsymbol{Y}_{ij\mathrm{e}}$ 和响应端测点 j 总响应 $\boldsymbol{Y}_{j\mathrm{e}}$ 的相位差，$0°\leqslant\theta_{ij}\leqslant180°$。

2 计算模型

2.1 机组动力学模型

研究对象为某辅汽轮发电机组，其主要参数如表 1 所示。

表 1 机组主要参数

Tab. 1 Main parameters of the unit

参数	数值	参数	数值
额定转速/(r·min^{-1})	22 000	汽轮机转子质量/kg	62
联轴器质量/kg	3.31	发电机转子质量/kg	68
联轴器长度/mm	112	基座质量/kg	1 650
汽轮机轴长度/mm	652	汽轮机定子质量/kg	473
发电机轴长度/mm	761	发电机定子质量/kg	1 772

机组主要由发电机转子、发电机定子、联轴器、汽轮机转子、汽轮机定子与底座等部件组成，其三维实体模型见图 1。

机组的振动特性受多种因素影响，计算过程中进行相应简化处理[20]：将系统定义为线弹性体的定常系统；使用等效集中载荷代替分布载荷，或者通过静力等效的方法简化动态载荷；将汽轮机转子与发电机转子各部件连接处采用一体化处理；将模型材

料定义为均质材料，密度均匀且各向同性，机组材料属性见表 2。

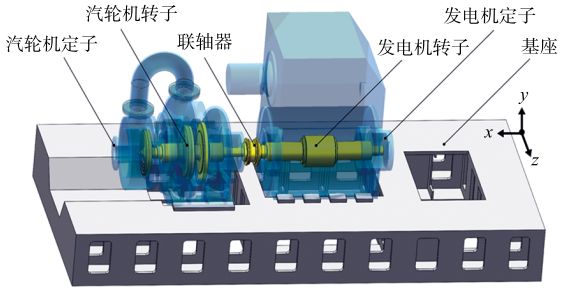


图 1　辅汽轮发电机组整机模型

Fig. 1　Complete model of the auxiliary steam turbine-generator unit

表 2　模型材料主要参数

Tab. 2　Main parameters of model materials

参数	数值
密度/(kg·m^{-3})	7 850
弹性模量/GPa	200
泊松比	0.3
屈服强度/MPa	250
抗拉强度/MPa	460

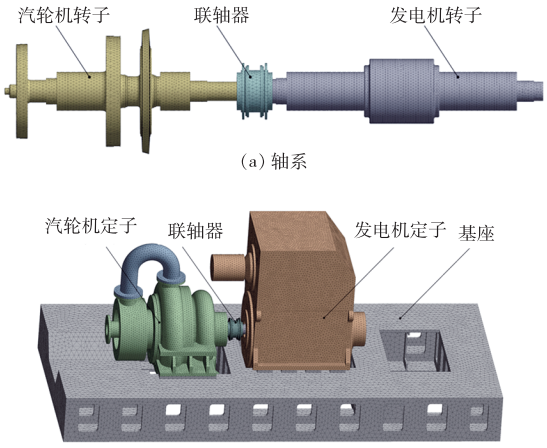
2.2　网格划分

网格采用多区域划分方法，将模型分为多个区域，选择经过优化的全局参数，并且为每个区域选择合适的网格类型和密度，对域变量梯度较大的区域进行更精密的网格划分，以提高计算效率与精度。给轴系施加 100 N 的不平衡力，通过调整细化网格，计算对比不同网格密度下轴系轴承位置横向振幅，确保结果趋于稳定且相对变化误差在 1% 以内，网格无关性验证结果见表 3。其中，相对误差计算以网格无关性验证中振幅趋于稳定的工况（编号 4，振幅 226 μm）为基准，表征各网格方案下振幅与该基准值的相对偏差，以确保网格细化至结果收敛。最终确定网格单元数为 589 940，网格节点数为 1 057 758，模型网格分布见图 2。

表 3　机组网格无关性验证

Tab. 3　Mesh independence verification of the unit

工况	网格单元数	网格节点数	振幅/μm	相对误差/%
1	141 601	318 093	235	4.0
2	323 781	631 986	231	2.2
3	462 580	912 831	228	0.9
4	589 940	1 057 758	226	0
5	726 193	1 369 211	227	0.5



(a) 轴系

(b) 机组

图 2　网格分布

Fig. 2　Mesh distribution

2.3　边界条件设置及载荷施加

通过在 ANSYS 软件中添加衬套模拟联轴器连接汽轮机转子与发电机转子，2 根转子均通过 2 个轴承支撑，共有 4 个轴承。轴承参数见表 4，同时应用 ANSYS 软件添加轴承单元并调整其位移刚度系数。

表 4　轴承参数

Tab. 4　Parameters of bearings

项目	刚度系数/(N·mm^{-1})	轴承间隙/mm
汽轮机转子轴承	900	0.40
发电机转子轴承	900	0.40

不平衡磁拉力是在发电机中由转子与定子之间气隙不均匀或转子偏心引起的径向电磁力，通常产生原因为制造误差或装配不当，这会加剧转子的径向振动，形成转子偏心的恶性循环，增加轴承和转子的磨损，降低设备运行稳定性。设计不平衡磁拉力见表 5。

表 5　不平衡磁拉力

Tab. 5　Unbalanced magnetic pull

方向	幅值/N	频率/Hz
y	0.69	1 467
z	0.71	1 467

脉动汽流力是指蒸汽流动分布不均匀导致汽轮机叶片或转子承受不平衡的力，其产生原因包括蒸汽流动不稳定、叶片损坏、工况变化及转子偏心等。这些状况会进一步引发设备振动，降低机组运行效率，同时增加部件磨损。机组共有 7 级动叶，前 3 级脉动汽流力参数见图 3。

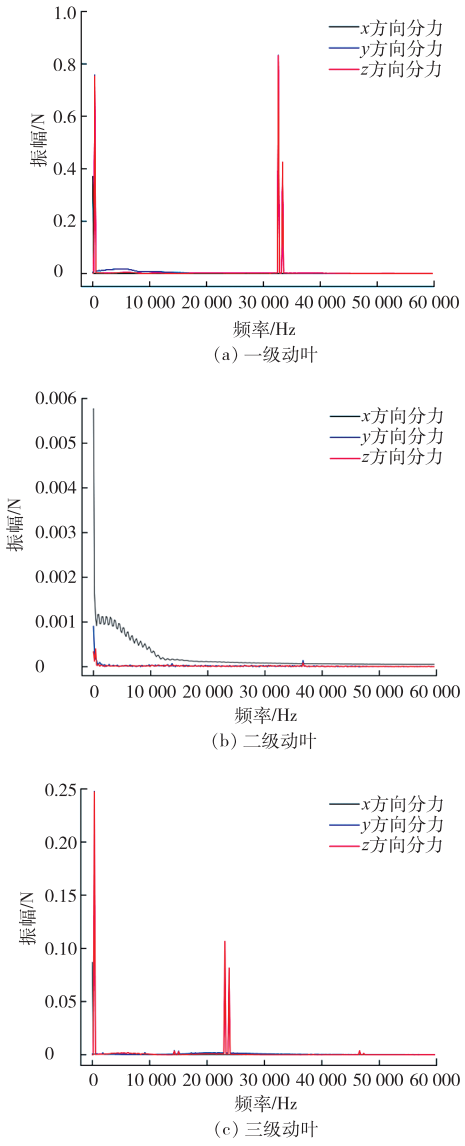


图 3 汽轮机动叶脉动汽流力

Fig. 3 Fluctuating steam flow force on steam turbine moving blades

采用负刚度系数作为边界条件，以模拟不平衡磁拉力及脉动汽流力对轴系的影响[6]，并且将负刚度分别施加于发电机转子及各级叶轮处。转子受不平衡磁拉力及脉动汽流力影响做椭圆轨迹涡动，涡动长、短轴分别沿 y、z 方向，则刚度系数及阻尼系数关于力的方程为

$$\begin{cases}\Delta F_y=-aK_{yz}-bC_{yy}\omega\\ \Delta F_z=-aK_{zz}-bC_{zy}\omega\\ \Delta F_y'=-bK_{yy}+aC_{yz}\omega\\ \Delta F_z'=-bK_{zy}+aC_{zz}\omega\end{cases}\tag{13}$$

式中：ΔF_y、ΔF_z 分别为初始时 y、z 方向转子所受不平衡磁拉力及脉动汽流力与稳态力之差；$\Delta F_y'$、$\Delta F_z'$ 分别为 1/4 涡动周期时 y、z 方向转子所受不平衡拉力及脉动汽流力与稳态力之差；K_{yy}、K_{zz} 分别为 y、z 方向的直接刚度；C_{yy}、C_{zz} 分别为 y、z 方向的直接阻尼；K_{yz}、K_{zy} 为交叉刚度；C_{yz}、C_{zy} 为交叉阻尼；a、b 分别为涡动椭圆轨迹长短半轴；ω 为角速度。

依据式(13)计算该线性系统等效负刚度，其结果见表 6。

表 6 等效负刚度

Tab. 6 Equivalent negative stiffness 单位：N/mm

激励力	K_{yy}	K_{zz}	K_{yz}	K_{zy}
脉动汽流力	−27.16	−26.65	−3.67	−3.13
不平衡磁拉力	−7.21	−7.84	−0.24	−0.19

谐响应分析与瞬态分析中转子不平衡力分别以质径积及力分量的方式添加，根据 ISO 1940 有关转子平衡的相关标准，转子动平衡精度为 0.4。许用不平衡质径积为

$$[m_{\mathrm{per}}r]=MG\frac{60}{2\pi n}\tag{14}$$

式中：$[m_{\mathrm{per}}r]$ 为许用不平衡质径积，表示转子质量 m 与偏心距 r 的乘积；M 为转动部件的自身质量；G 为动平衡精度；n 为转子转速。

故许用不平衡力为

$$F_{\mathrm{H}}=\frac{[m_{\mathrm{per}}r]\omega^2}{1\ 000}\tag{15}$$

式中：F_{H} 为许用不平衡力。

转子不平衡计算参数见表 7。

表 7 转子不平衡计算参数

Tab. 7 Calculating parameters for rotor imbalance

项目	质量/kg	不平衡质径积/(kg·mm)	不平衡激励力/N
汽轮机转子	62	0.010 7	56.79
发电机转子	68	0.011 7	62.12

瞬态分析中，不平衡力相位差定为 180°，加载力分量为 y 方向与 z 方向的一个正弦力与一个余弦力，力表达式为关于时间的函数：

$$\begin{cases}F_{\mathrm{Hy}}=F_{\mathrm{H}}\sin\left(\pi\dfrac{n}{60}t\right)\\ F_{\mathrm{Hz}}=F_{\mathrm{H}}\cos\left(\pi\dfrac{n}{60}t\right)\end{cases}\tag{16}$$

式中：F_{Hy}、F_{Hz} 分别为 y、z 方向分力；t 为时间。

2.4 测点布置

测点布置见图 4。A、B 为汽轮机轴承座上的测点，C、D 为发电机轴承座上测点。1、2、3 为汽轮机定子顶端测点，4、5、6 为发电机定子顶端测点。以轴承座测点振动数据作为输入变量，定子外壳测点振动数据作为输出变量，建立 4 个输入量、6 个输出量的 OTPA 模型。

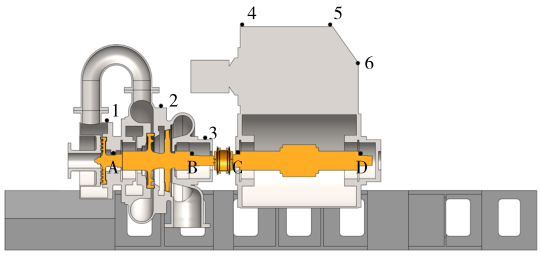


图 4　测点位置

Fig. 4　Measurement point location

3　辅汽轮发电机组振动传递路径分析

在额定转速下对机组进行模态分析并提取其固有特性，表 8 为机组定子前 10 阶固有频率，可以看出，主要模态频率在 0～500 Hz。

表 8　定子前 10 阶固有频率

Tab. 8　The first 10 orders of natural frequencies of stator

模态阶数	固有频率/Hz	模态阶数	固有频率/Hz
一阶	92	六阶	335
二阶	140	七阶	355
三阶	229	八阶	412
四阶	303	九阶	421
五阶	332	十阶	455

将基于谐响应分析结果计算所得的整机频率响应函数作为计算工况，以瞬态分析中额定负载和边界条件下的计算结果作为分析工况。图 5 为计算工况下轴承座测点 A 分别到汽轮机定子测点 1、发电机定子测点 4 的频率响应函数测试结果。

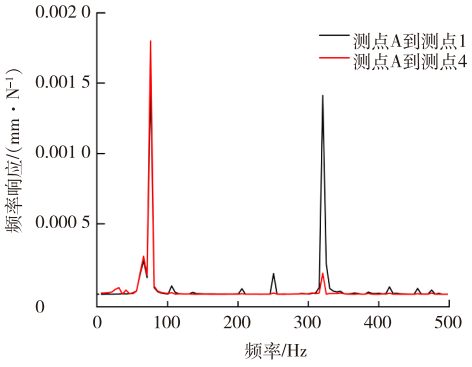
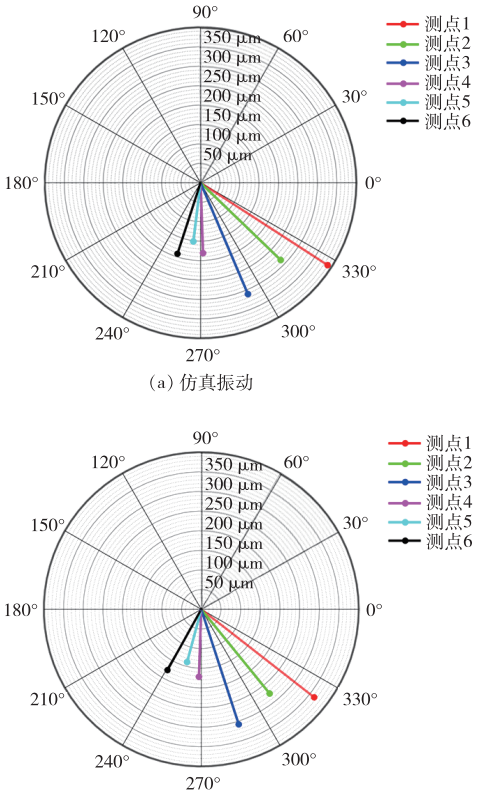


图 5　频率响应函数

Fig. 5　Frequency response function

根据 SVD 方法结合谐响应分析所得频率响应函数结果计算传递率矩阵，将不同路径的振动信号矩阵构建为多变量数据矩阵。使用 SVD 方法分解该矩阵，得到特征向量和奇异值，较大的奇异值代表主要信号成分，较小的奇异值代表噪声和耦合效应。通过筛选奇异值保留主要信号成分，去除次要成分和噪声，实现解耦。

由式(10)求出定子各测点振动响应的理论数据。图 6 为仿真数据与奇异值分解后理论数据的振动矢量图。



(a) 仿真振动

(b) 理论振动

图 6　定子测点振动响应

Fig. 6　Vibration response at stator measurement points

表 9 为定子各测点振动瞬态分析的仿真数据与奇异值分解后的理论数据。由图 6 和表 9 可以看出，对比仿真所得数据与基于 SVD 合成的理论数据，两者趋势一致，振幅与相位均相差较小，证明该 OTPA 模型可准确反映辅汽轮发电机组振动传递特性。

表 9　各测点仿真与实测振动

Tab. 9　Simulated and measured vibration at each measurement point

定子测点	仿真振幅/μm	合成振幅/μm	仿真相位/(°)	合成相位/(°)
1	389	364	327	322
2	286	276	316	309
3	311	308	293	288
4	181	172	272	268
5	152	139	263	255
6	192	177	252	241

图 7 为额定工作条件下轴承座各测点到定子上各测点的振动传递率。可以看出，轴承座测点 A、B 对定子测点 2、3 的振动传递率较高，轴承座测点 C、D 对定子测点 5、6 的振动传递率较高，轴承座测点 B 对定子 1 号测点的振动传递率大于 1，说明振动在该传递路径上具有放大效应。

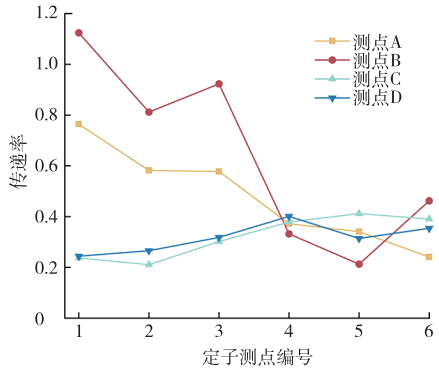


图 7 机组各路径振动传递率

Fig. 7 Vibration transmission rate of each path of the unit

图 8 为额定工作条件下轴承座各测点到定子上各测点的有效振动贡献量。可以看出，轴承座测点 B 对汽轮机定子和发电机定子均有较大的有效振动贡献量，对汽轮机定子测点 1 有效振动贡献量为 227 μm，振动贡献率超过 60%，对发电机定子测点 6 的有效振动贡献量为 93 μm，振动贡献率超过 50%。轴承座测点 A、B 对汽轮机定子总振动贡献率超过 70%；轴承座测点 C、D 对定子各测点有效振动贡献量相对较低。

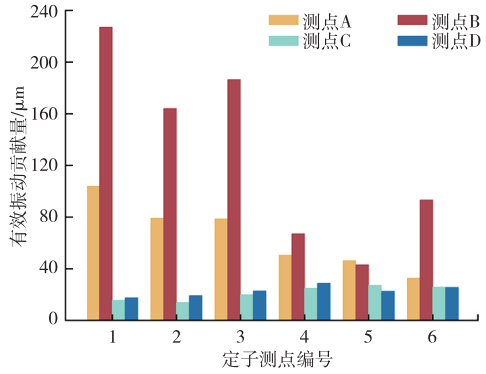
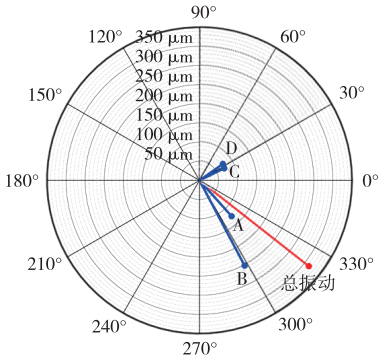


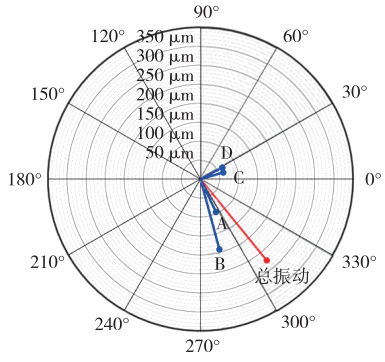
图 8 各路径有效振动贡献量

Fig. 8 Effective vibration contribution of each path

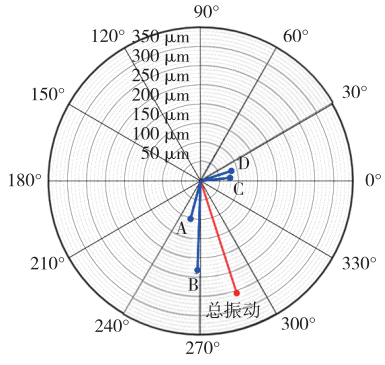
轴承座测点 A、B 当前设计下对定子振动的贡献过大，并且轴承座测点 B 对定子测点 1 的振动传递率大于 1，对振动具有放大效应。模态分析发现，轴承座测点 B 存在 366 Hz 的固有频率。当系统运行频率接近轴承座的固有频率时，发生共振现象，导致振动幅度进一步增加。相位分析发现，轴承座测点 A、B 的振动相位与汽轮机定子振动相位接近，会增大有效振动贡献率，导致振动叠加，显著放大振动贡献。如图 9 所示，汽轮机定子各测点总振动与轴承座测点 A、B 振动贡献量相位差均小于 30°。



(a) 测点1振动



(b) 测点2振动



(c) 测点3振动

图 9 汽轮机定子振动矢量图

Fig. 9 Vector diagram of steam turbine stator vibration

通过上述分析可知，通过调整测点 B 所在轴承座质量，使固有频率远离额定转速频率，通过调整转子不平衡力相位差降低机组的振动和轴承座测点 B 的振动贡献。

图 10 为将测点 B 所在轴承座固有频率升高并调整转子不平衡力相位差为 60°前后的定子振动，调整后定子振幅最大的测点 1 振幅由 364 μm 降至 51 μm，其他测点振幅均明显下降。

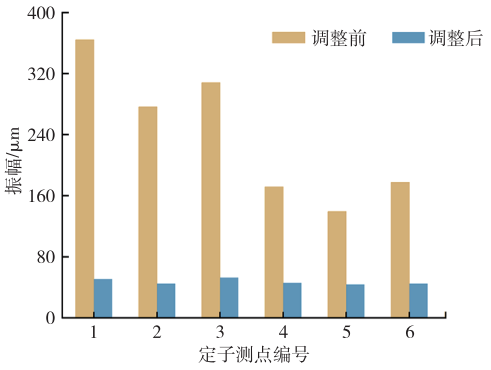


图 10　改进前后定子振动响应

Fig. 10　Stator vibration response before and after improvement

图 11 为调整后轴承座各测点到定子上各测点的有效振动贡献量。可以看出，各路径对定子传递的振动贡献均大幅度降低，说明将提出的方法应用于辅汽轮发电机组故障分析，可以有效识别出主要激振源，为故障治理提供参考。

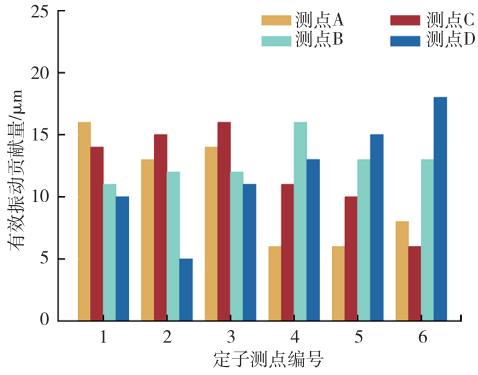


图 11　改进后机组各路径有效振动贡献量

Fig. 11　Effective vibration contribution of each path after improvement

4　结论

针对辅汽轮发电机组的复杂振动问题，建立用于分析机组主要振动传递路径的动力学模型与 OTPA 模型。通过有限元分析计算机组振动响应并与经 SVD 降噪合成的数据对比验证了 OTPA 模型的准确性。计算传递率矩阵，分析不同传递路径的有效振动贡献量，明确机组主要振动传递路径，并且进行优化设计降低定子振动。得出的主要结论如下：

（1）对比仿真所得数据与基于 SVD 合成所得数据，两者趋势一致，振幅与相位均相差较小，证明该 OTPA 模型可以准确反映机组振动传递特性。

（2）构建各路径输入与输出关系的传递函数矩阵，计算不同路径对定子的振动贡献，轴承座测点 A、B 与汽轮机定子各测点总振动相位差较小且测点 B 所在轴承座固有频率接近额定转速频率，导致产生振动放大效应。

（3）通过优化测点 B 所在轴承座的结构升高其固有频率，调整转子不平衡力相位差为 60°，定子测点振幅均明显下降，振幅最大的定子测点 1 振幅由 364 μm 降至 51 μm，达到减振目的。

因此，基于 OTPA 的辅汽轮发电机组振动传递分析方法在处理多路径、耦合复杂的系统中表现出较强的适应性，可以用于解决故障溯源分析问题，为准确识别辅汽轮发电机组主激振源提供思路。后续可研究基于 OTPA 的实时监控系统，开发适用于辅汽轮发电机组的在线监测和故障预测技术。

参考文献：

[1] 王为民，谢诞梅. 核电汽轮机设计与制造[M]. 北京：高等教育出版社，2022.

[2] 向玲，陈凯乐，李林春，等. 双转子-中介轴承系统动力学仿真与实验研究[J]. 动力工程学报，2024，44(7)：1033-1041，1050.
XIANG Ling，CHEN Kaile，LI Linchun，et al. Dynamic simulation and experimental study of a dual-rotor inter-shaft bearing system[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering，2024，44(7)：1033-1041，1050.

[3] 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，2007.

[4] 唐贵基，庞彬. 基于 ALIF-HT 的汽轮发电机组转子故障诊断[J]. 动力工程学报，2017，37(11)：883-889.
TANG Guiji，PANG Bin. Fault diagnosis of a turbo-generator rotor based on ALIF-HT[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering，2017，37(11)：883-889.

[5] 靳畅. 现代汽车振动与噪声分析技术[M]. 北京：机械工业出版社，2021.

[6] MANSOORA H I，AL-SHAMMARI M，AL-HAMOOD A. Theoretical analysis of the vibrations in gas turbine rotor[J]. IOP Conference Series：Materials Science and Engineering，2020，671：012157.

[7] 舒俊成，贺尔铭. 振动传递路径频域分析方法研究进展[J]. 机械科学与技术，2020，39(11)：1647-1655.
SHU Juncheng，HE Erming. Review on vibration transfer path analysis methods in frequency domain[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering，2020，39(11)：1647-1655.

[8] DE SITTER G，DEVRIENDT C，GUILLAUME P，et al. Operational transfer path analysis[J]. Mechanical Systems and Signal Processing，2010，24(2)：416-431.

[9] 马皋，陈亚明，沈德明，等. 基于工况传递路径的旋

转机械振动源分析[J]. 振动与冲击，2022，41(17)：276-281.
MA Gao，CHEN Yaming，SHEN Deming，et al. Vibration source analysis of rotating machinery based on working condition transmission path[J]. Journal of Vibration and Shock，2022，41(17)：276-281.

[10] DE KLERK D，OSSIPOV A. Operational transfer path analysis：theory，guidelines and tire noise application[J]. Mechanical Systems and Signal Processing，2010，24(7)：1950-1962.

[11] TAN J J，CHAIGNE A，ACRI A. Operational transfer path analysis of a piano[J]. Applied Acoustics，2018，140：39-47.

[12] 文智明，张荣婷，谷欢欢. 基于工况传递路径分析方法的空调器室外机噪声源识别[J]. 制冷与空调，2021，21(2)：20-24.
WEN Zhiming，ZHANG Rongting，GU Huanhuan. Noise source identification of outdoor unit of air conditioner based on operational transfer path analysis method[J]. Refrigeration and Air-Conditioning，2021，21(2)：20-24.

[13] 于承宣，刘忠远，范强，等. 基于工况传递路径分析(OTPA)方法的热泵热水器室外机振动噪声分析[J]. 噪声与振动控制，2021，41(6)：255-262.
YU Chengxuan，LIU Zhongyuan，FAN Qiang，et al. Vibration and noiseanalysis of the outdoor units of heat pump water heaters based on OTPA technique[J]. Noise and Vibration Control，2021，41(6)：255-262.

[14] 胡启龙，张卫军，张恒，等. 工况传递路径分析在核电汽轮发电机振动综合治理中的应用[J]. 热力发电，2022，51(12)：157-163.
HU Qilong，ZHANG Weijun，ZHANG Heng，et al. Application of operational transfer path analysis in comprehensive treatment for nuclear power turbo-generator vibration[J]. Thermal Power Generation，2022，51(12)：157-163.

[15] 郭冰彬，罗志翔，肖乾，等. 基于弹性车辆系统和OTPA方法的车辆振动传递特性分析[J]. 交通运输工程学报，2024，24(2)：179-192.
GUO Bingbin，LUO Zhixiang，XIAO Qian，et al. Analysis of vehicle vibration transfer characteristics based on flexible vehicle system and OTPA method[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering，2024，24(2)：179-192.

[16] GAJDATSY P，JANSSENS K，DESMET W，et al. Application of the transmissibility concept in transfer path analysis[J]. Mechanical Systems and Signal Processing，2010，24(7)：1963-1976.

[17] LOUD W S. Generalized inverses and generalized Green's functions[J]. SIAM Journal on Applied Mathematics，1966，14(2)：342-369.

[18] CHENG Wei，ZHU Yan，LU Jingbai，et al. An accurate and reliable operational transfer path analysis for transfer path contribution evaluation based on Landweber iterative method[J]. Measurement Science and Technology，2020，31(2)：025102.

[19] FENG Zhipeng，ZHANG Dong，ZUO M J. Adaptive mode decomposition methods and their applications in signal analysis for machinery fault diagnosis：a review with examples[J]. IEEE Access，2017，5：24301-24331.

[20] 叶毫阳，张万福，黄锦辉，等. 推力轴承对水轮发电机组轴系横向振动特性的影响[J]. 动力工程学报，2024，44(10)：1541-1549.
YE Haoyang，ZHANG Wanfu，HUANG Jinhui，et al. Effect of thrust bearing on the lateral vibration characteristics of the shafting system of hydro-generator unit[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering，2024，44(10)：1541-1549.

(上接第 41 页)

[15] 张元东. 中速磨煤机特征分类及劣化分析算法研究[J]. 动力工程学报，2024，44(8)：1189-1195.
ZHANG Yuandong. Research on feature classification and deterioration analysis algorithm of medium-speed coal mills[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering，2024，44(8)：1189-1195.

[16] 姜秀民，杨海平，李彦，等. 煤粉颗粒粒度分形分析[J]. 煤炭学报，2003，28(4)：414-418.
JIANG Xiumin，YANG Haiping，LI Yan，et al. Fractal characteristics of coal powder[J]. Journal of China Coal Society，2003，28(4)：414-418.

[17] 徐通模，惠世恩. 燃烧学[M]. 2 版. 北京：机械工业出版社，2017.

[18] 赵虹，余海铭，杨建国，等. 中速磨煤机内风煤动态换热特性[J]. 中国电机工程学报，2014，34(11)：1735-1740.
ZHAO Hong，YU Haiming，YANG Jianguo，et al. Dynamic heat transfer characteristics of gas-solid in medium speed mill[J]. Proceedings of the CSEE，2014，34(11)：1735-1740.

[19] 李新稳. 基于数据挖掘的中速磨煤机制粉系统建模研究[D]. 杭州：浙江大学，2020.