

引用格式: 吴健, 马建刚, 耿明昕, 等. 基于动力吸振的变压器降噪方法研究[J]. 声学技术, 2021, 40(6): 851-857. [WU Jian, MA Jiangang, GENG Mingxin, et al. Research on transformer noise reduction method using dynamic vibration absorption[J]. Technical Acoustics, 2021, 40(6): 851-857.]
DOI: 10.16300/j.cnki.1000-3630.2021.06.017

基于动力吸振的变压器降噪方法研究

吴 健, 马建刚, 耿明昕, 申 晨, 王 绿, 赵亚林

(国网陕西省电力公司电力科学研究院, 陕西西安 710100)

摘要: 针对变压器低频噪声控制困难且线谱噪声特性明显的情况, 提出了基于动力吸振的变压器噪声控制方法。首先, 根据结构力学平衡关系建立附连动力吸振匀质板结构振动方程。进而, 考虑将动力吸振以阻抗形式表征, 建立附连动力吸振板结构理论分析模型。最后, 为验证基于动力吸振技术的变压器降噪方法的有效性, 开展了结构降噪性能分析。分析结果表明, 动力吸振有利于如变压器类线谱噪声特性设备的减振降噪, 动力吸振技术在电力设备减振降噪领域有较好的应用价值。

关键词: 变压器; 动力吸振; 噪声控制

中图分类号: TB535

文献标识码: A

文章编号: 1000-3630(2021)-06-0851-07

Research on transformer noise reduction method using dynamic vibration absorption

WU Jian, MA Jiangang, GENG Mingxin, SHEN Chen, WANG Lyu, ZHAO Yalin

(State Grid Shaanxi Electric Power Research Institute, Xi'an 710100, Shaanxi, China)

Abstract: In view of the fact that the noise generated by transformer is hard to control and has obvious low frequency line-spectral characteristics, a method using dynamic vibration absorption to reduce the propagation of transformer noise is proposed in this paper. Firstly, the dynamic equations of homogeneous plate with dynamic vibration absorption are established. Then, the theoretical analysis model of the plate with dynamic vibration absorption is built by considering the dynamic vibration absorber as impedance. Finally, the analysis of noise reduction performance of the transformer with dynamics absorption is made to verify the effectiveness of the proposed method. The results show that the dynamic vibration absorber could effectively reduce the noise with line-spectral characteristics, such as transformer noise, so it has great engineering application value for noise reduction and vibration reduction of power equipment.

Key words: transformer; dynamic vibration absorption; noise control

0 引言

长期以来动力吸振器作为一种重要的减振降噪手段, 在航空、航天、船舶及汽车领域有着广泛的应用, 而在电力行业应用较少^[1-4]。动力吸振器是 Frahm 于 1909 年发明, 并将其应用于德国邮船防摇水箱上^[5]。随后人们在 Frahm 研究的基础上, 丰富发展了动力吸振理论。其发展大致经历了从单自由度到多自由度、从离散型到连续型、从线性到非线性、从被动式到主动或半主动式的发展历程。动力吸振器提出之初主要应用于机械振动或由其引起噪声的控制, 通过在振动传播途径及声辐射结构表

面安装吸振器, 降低系统振动能量, 进而达到降低辐射声能量的目的^[6]。Jolly 等^[7]通过在弹性板表面附连动力吸振器, 实现了吸振频率附近辐射声功率的有效降低。在隔声领域研究比较少, 孙朝晖等^[8]通过在飞机壁板上附连动力吸振器, 使飞机壁板结构单频隔声量得到了明显增加。动力吸振器主要针对低频线谱噪声具有良好的抑制作用, 这与变压器 100、200 Hz 等工频倍频线谱噪声辐射特性相一致, 且传统的隔声技术在高频能取得显著隔声效果, 但对低频噪声隔离效果不佳, 将吸振器应用于变压器减振降噪具有良好的应用前景。

1 动力吸振隔声降噪理论

1.1 振动响应

对于匀质板结构, 安装局部附连阻抗结构后, 板与附连结构在接触点处相互作用, 局部附连阻抗

收稿日期: 2020-07-08; 修回日期: 2020-12-22

基金项目: 国网陕西省电力公司科技项目(5226KY19005G)。

作者简介: 吴健(1972-), 男, 内蒙古临河人, 硕士, 研究方向为电网环保技术。

通信作者: 马建刚, E-mail: jiangang_ma@qq.com

结构对板的作用通过力或力矩的形式反馈于安装位置处。此时，板振动方程可表示为

$$D\nabla^4 - \rho h \omega^2 w = p(x-x_r) + \sum_{r=1}^{N_k} F_k \delta(x-x_r) \delta(y-y_r) \quad (1)$$

式中： $\nabla^4 = \partial^4 w / \partial x^4 + \partial^4 w / \partial x^2 \partial y^2 + \partial^4 w / \partial y^4$ ， ρ 为平板材料密度； h 为平板厚度； w 为平板位移； $D = Eh^3 / [12(1-\mu^2)]$ 为平板弯曲刚度； E 为平板材料杨氏模量； $p(x, y)$ 为平板受到的外界激励力； $F_k \delta(x-x_r) \delta(y-y_r)$ 为第 r 个直簧振子对板产生的力； δ 为单位脉冲响应函数。

考虑到耦合点处，直簧对板的作用力为

$$F_{k_r} = Z_{F_{k_r}} w(x_r, y_r) \quad (2)$$

式中： $Z_{F_{k_r}}$ 为弹簧振子阻抗； $w(x_r, y_r)$ 为位置 (x_r, y_r) 处位移。

1.2 吸振器阻抗

对于一个最简单的单弹簧振子动力吸振器，其结构示意图如图 1 所示。该模型阻抗表达为

$$Z = \frac{\omega^2 mk}{k - \omega^2 m} \quad (3)$$

将阻抗表达代入系统振动方程，即可计算得到系统在动力吸振处理后板结构振动响应情况。

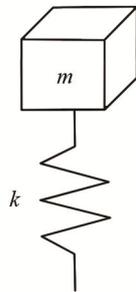


图 1 单弹簧振子动力吸振器结构示意图
Fig.1 Structural diagram of dynamic vibration absorber with a single spring vibrator

1.3 声辐射

对于规则结构，如简支柱壳、简支矩形板等，在结构振动响应已知的情况下，可根据流固耦合边界条件，利用模态法等解析方法完成声辐射的精确计算。而对于结构稍复杂的情形，通常采用基于瑞利积分的单元法进行近似计算。该方法将结构辐射面划分为许多小的辐射单元，辐射面网格划分示意如图 2 所示。

该方法将每个单元作为辐射源，并将各声源辐射声场叠加得到总辐射声场。其中，板结构辐射声功率可通过式(4)计算^[9]：

$$P(\omega) = \mathbf{v}_e^H \mathbf{R} \mathbf{v}_e \quad (4)$$

式中： ω 为圆频率； $\mathbf{v}_e = [v_{e1} \ v_{e2} \ \dots \ v_{eN}]^T$ 为板各

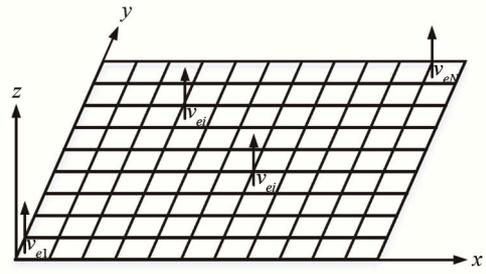


图 2 结构表面声辐射单元划分示意
Fig.2 Division of acoustic radiation units on structural surface

单元振动响应组成的速度矢量， \mathbf{H} 表示共轭转置。辐射阻抗矩阵 \mathbf{R} 的元素表达式为

$$\begin{cases} R_{ij} = \frac{\omega^2 \rho_0 A_e^2}{4\pi c_0}, & i=j \\ R_{ij} = -\frac{\omega^2 \rho_0 A_e^2 \sin(kd_{ij})}{4\pi c_0 kd_{ij}}, & i \neq j \end{cases} \quad (5)$$

式中： ρ_0 为辐射声场流体介质密度； c_0 为介质中的声速； A_e 为板上所划分小单元网格面积； $k_0 = \omega/c_0$ 为声波波数； $d_{ij} = \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2}$ 为编号 i 与编号 j 单元之间的距离， (x_i, y_i) 及 (x_j, y_j) 为对应单元中心坐标， $i, j=1, 2, \dots, N$ ， N 为板划分小单元总数目。

在振动响应数据获取基础上，利用瑞利积分方法，即可计算得到系统辐射声功率。进而通过对比在动力吸振处理前后系统声辐射变化情况，可以了解动力吸振降噪性能。

2 声学建模

为模拟变压器声辐射，建立“油-板-空气”声场模型，其中液油侧单位声压输入，模拟变压器内部声源，匀质板模拟变压器器壁，而空气侧模拟变压器外部声场。为了解动力吸振对变压器声辐射的影响，同时建立了“油-板+吸振器-空气”声场模型，其中，吸振器质量为 2 kg，吸振器刚度为 $8.38 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ ，通过对比相同输入情况下，系统声辐射的大小实现对动力吸振隔声性能的验证。图 3 给出了吸振处理前后结构声辐射模型。图 3(b)所示模型是在图 3(a)所示模型基础上，在匀质板中央空气侧增加了吸振结构而建立的。根据吸振器刚度及质量参数可计算得其阻抗曲线，如图 4 所示。

由图 4 可见：阻抗随频率的增大，先增大，在频率 100 Hz 附近存在极大值，该频率也称为反共振频率，该频率处激励点响应为 0；高于反共振频率点之后，随频率的增加阻抗逐渐减小，并趋于常数，该常数即为弹簧刚度。进一步将吸振系统阻抗参数

代入系统声辐射求解式，即可获得模型的声场数据，进而完成动力吸振降噪性能。

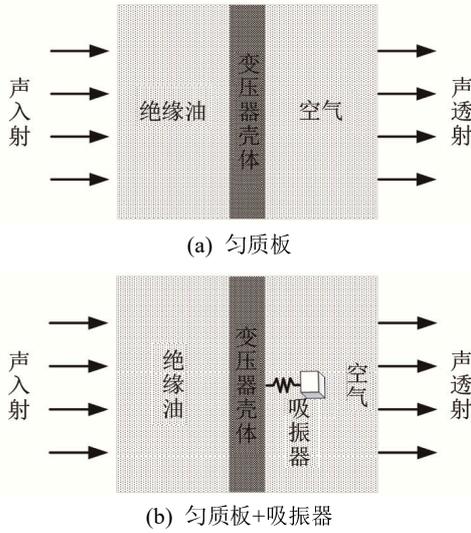


图 3 板隔声模型
Fig.3 Sound insulation model of plat

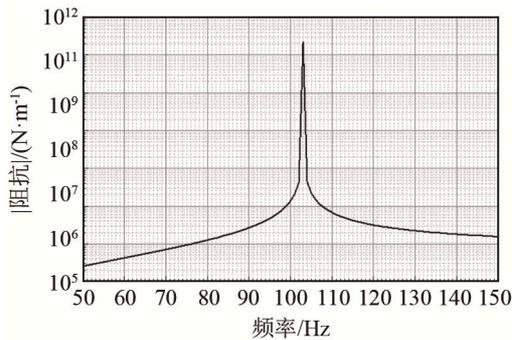


图 4 动力吸振器阻抗曲线
Fig.4 Impedance curve of dynamic vibration absorber

3 降噪性能分析

3.1 峰值频率处降噪设计

为更真实模拟吸振器对变压器辐射噪声的抑制效果，以一类变压器结构为例，开展变压器动力吸振减振降噪仿真计算，给出类变压器结构声辐射有限元模型如图 5 所示。

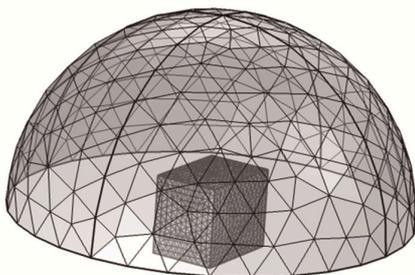


图 5 类变压器结构声辐射有限元模型
Fig.5 Finite element model of the transformer-like structure for sound radiation analysis

图 5 中类变压器结构基本尺寸为 1.4 m×1.0 m×1.2 m，内部填充绝缘油，器壁为钢质结构，底部采用固定约束模拟实际安装环境，外部为半无限流体场，内部绝缘油流体场施加单位源强白噪声载荷。计算类变压器结构的辐射声功率，曲线如图 6 所示。

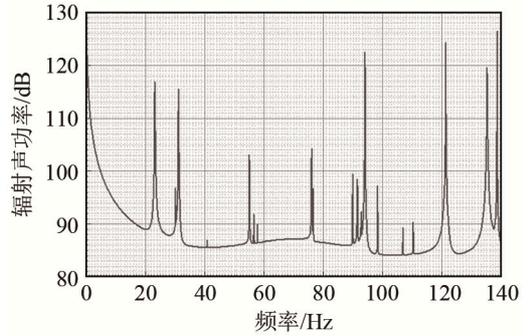
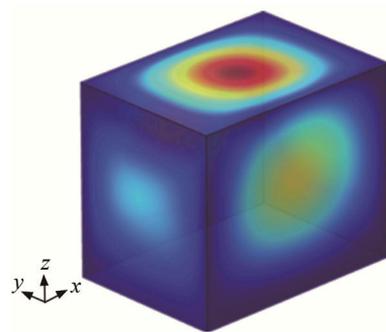


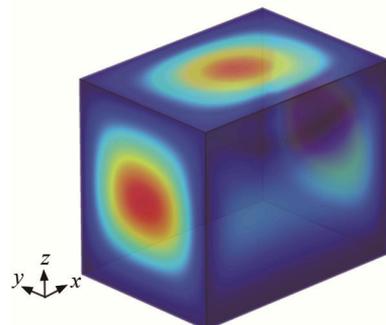
图 6 类变压器结构辐射声功率曲线
Fig.6 Radiated sound power curve of the transformer-like structure

由图 6 可见：类变压器结构辐射声功率在 23.2、31.2、55.1、76.0、94.0、121.0 Hz 等频率处出现峰值，在总辐射声功率中占重要作用。为实现峰值频率处噪声控制，分别以辐射声功率前 4 个峰值频率为目标，开展动力吸振降噪设计。图 7 给出了前 4 个峰值频率处的结构振型。

由图 7 可见：频率为 23.2 Hz 时结构顶部中心位置附近振动最大；频率为 31.2 Hz 时与 x 轴垂直两侧面中心位置振动最大；频率为 55.1 Hz 时与 y 轴垂直两侧面 1/4、3/4 高度居中位置附近振动最



(a) 23.2 Hz



(b) 31.2 Hz

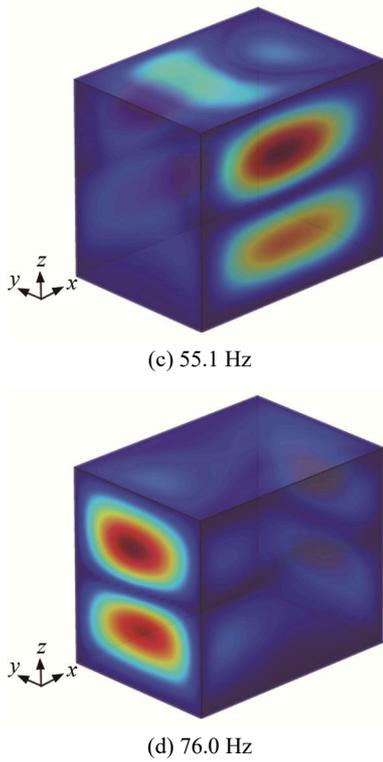


图 7 前 4 峰值频率处结构振型
Fig.7 Structural vibration modes at the first four peak frequencies

大；频率为 76.0 Hz 时与 x 轴垂直两侧面 1/4、3/4 高度居中位置附近振动最大。为降低各峰值频率辐射声功率，将相应频率动力吸振器布置在与对应振型最大振动位置处，各峰值频率动力吸振器布置示意如图 8 所示。

针对图 8 中各峰值频率处的动力吸振器布置方

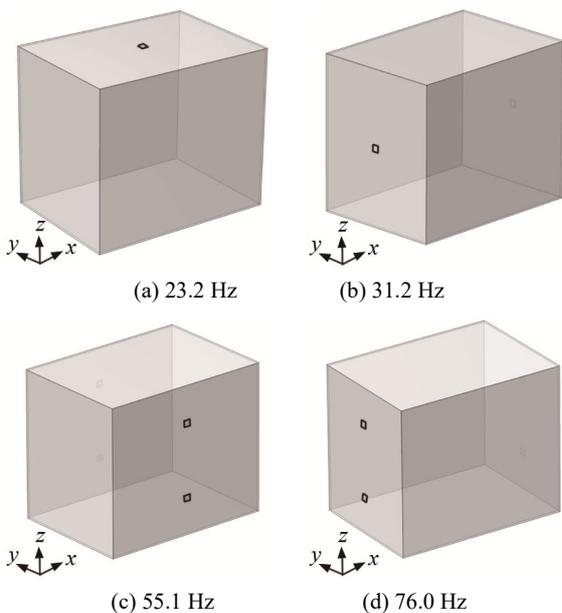
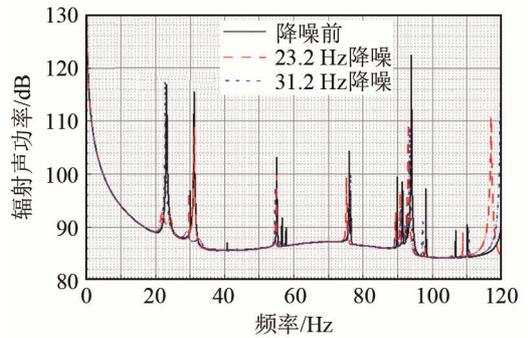


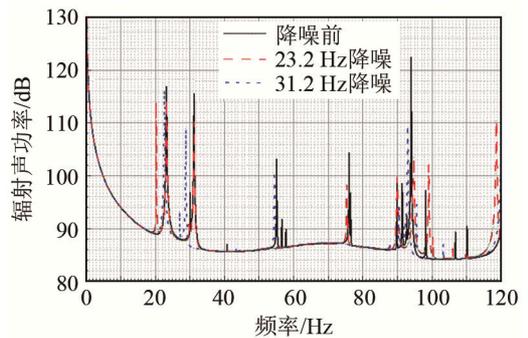
图 8 前 4 个峰值频率降噪设计动力吸振示意图布置
Fig.8 Arrangement diagrams of dynamic vibration absorbers for noise reduction at the first four peak frequencies

案，计算各分析模型，给出不同峰值频率降噪设计条件下与降噪前辐射声功率对比，结果如图 9 所示。

由图 9 可见：相较于降噪前，不同峰值频率动力吸振减振降噪处理后，类变压器结构辐射声功在相应频率处均有显著降低；第一峰值频率 23.2 Hz 处，降噪处理后，辐射声功率由降噪前的 116.8 dB 下降至 90.5 dB，而其他频率处噪声变化不大，部分峰值频率有所偏移，峰值数据有所下降。这主要受动力吸振器附加质量及阻尼影响，考虑实际运行变压器辐射噪声呈工频倍频线谱特性，非工频倍频频率处激励近似为 0，上述分析频率偏移不会产生新的噪声，对实际运行变压器动力吸振降噪效果影响不大。类似的，第二、三、四峰值频率降噪处理后，在相应频率处声功率均下降明显，分别下降约 28.2、16.9 和 17.4 dB，受动力吸振附加质量影响，部分峰值频率发生偏移。



(a) 23.2 Hz 与 31.2 Hz



(b) 55.1 Hz 与 76.0 Hz

图 9 不同峰值频率降噪设计辐射声功率曲线
Fig.9 Radiated sound power curves of noise reduction design at different peak frequencies

3.2 非峰值频率处降噪设计

与峰值频率处降噪设计不同，对于白噪声激励下非峰值频率处，结构本身辐射能力比较弱，若要实现该频率处噪声进一步降低相对困难。以 100 Hz 频率处降噪设计为例开展非峰值频率处降噪设计。100 Hz 下类变压器结构总加速度及 x 、 y 、 z 方向振动加速度振型如图 10 所示。

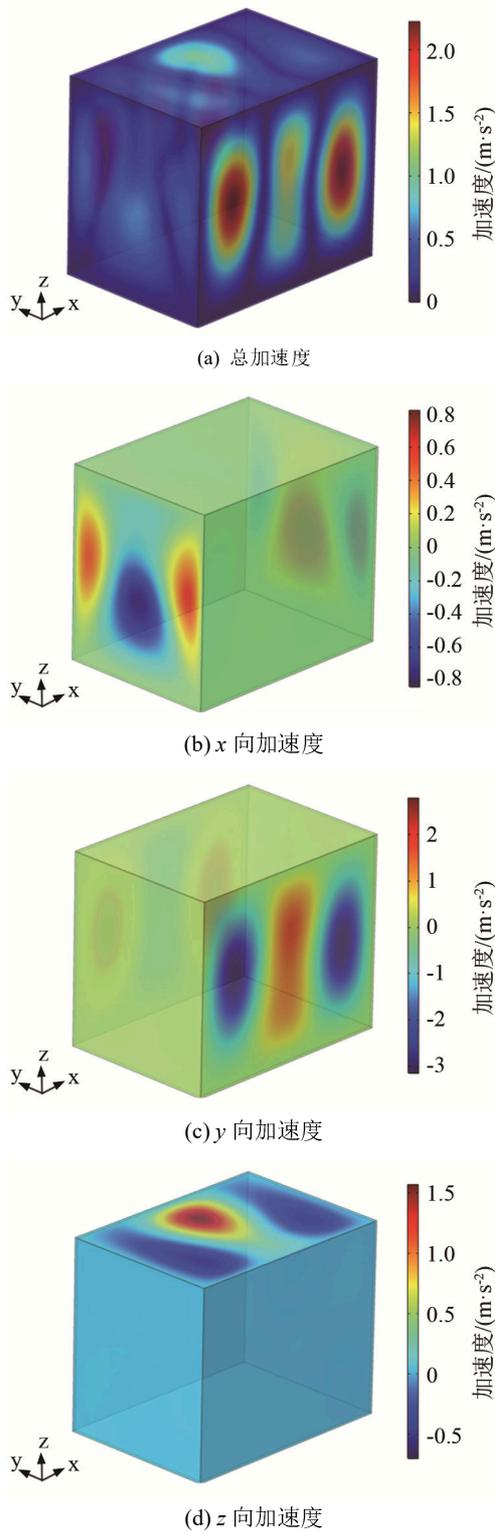


图 10 100 Hz 结构振动加速度分布云图
 Fig.10 Cloud charts of structural vibration acceleration distributions at 100 Hz

由图 10 可见，总加速度在与 y 轴相垂直的侧面较大(图 10(a))，且两相对侧面振型为反对称模式，结构声辐射呈“呼吸”模态，声辐射能力较弱；类似的， x 轴垂直侧面振型也呈反对称，振动较 y 轴垂直侧面要小，声辐射贡献较小； z 轴垂直顶面

振动相对集中，但相较其他侧面振动要小，声辐射贡献有限。这与图 9 所示该频率下结构辐射声功率为 84.2 dB，声功率值在分析频率范围内最小结论相一致。为实现 100 Hz 结构声辐射控制，需对结构振动进行整体控制，进行多动力吸振降噪设计。为设计方便，分析中采用阵列布置方案，类变压器附连吸振器有限元模型如图 11 所示。

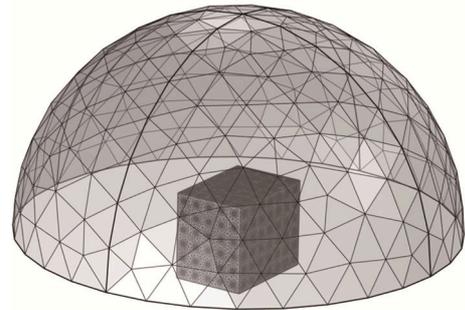


图 11 类变压器附连动力吸振器有限元模型
 Fig.11 Finite element model of the transformer-like structure with dynamic vibration absorbers

动力吸振器的质量为 2 kg，刚度为 $8.38 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ 。将吸振器安装于变压器缩比模型侧面及顶部。求解有限元模型，并给出频率为 100 Hz 时，动力吸振器安装前后系统声场分布对比云图分别如图 12 所示。

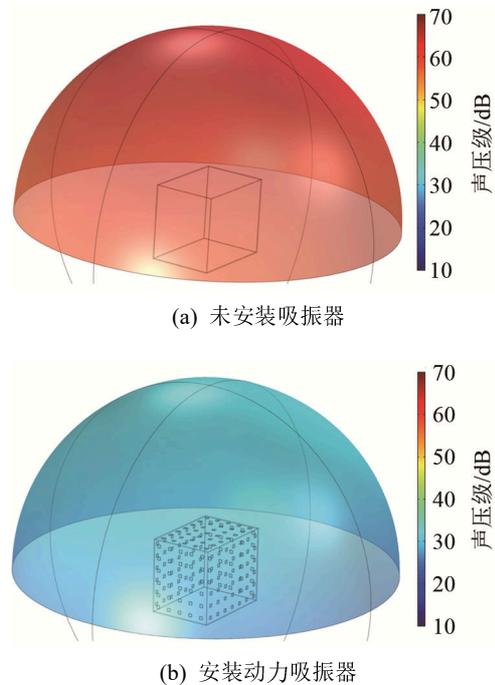


图 12 类变压器安装动力吸振器前后系统声场分布对比云图
 Fig.12 Cloud charts of sound pressure distributions of the transformer-like structure before and after attaching dynamic vibration absorbers

由图 12 可见：动力吸振器安装前，球面声场声压级 60 dB 左右，而作动力吸振处理后声压级降

低到 30 dB 左右, 频率为 100 Hz 时辐射噪声控制效果显著。为更清楚动力吸振对变压器声辐射的影响, 图 13 给出了类变压器在安装动力吸振器前后辐射声功率对比曲线。

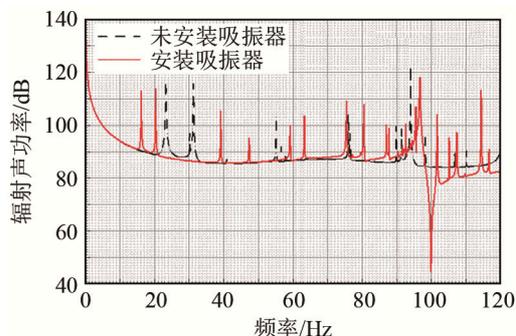


图 13 类变压器在安装动力吸振器前后辐射声功率对比
Fig.13 Comparison of radiated sound power curves of the transformer-like structure before and after attaching dynamic vibration absorbers

由图 13 可见: 在频率 100 Hz 处类变压器辐射噪声呈现明显的谷值特性, 较减振降噪处理前, 辐射声功率级下降约 33.5 dB, 降噪性能显著, 其中一个重要原因就是系统加速度的下降, 如: y 轴垂直侧面 y 向加速度级下降 13.2 dB, 引起系统整体辐射能力的有效降低。其他频率处辐射声功率相较抑振处理前略有起伏, 大部分频段辐射声功率有所下降, 部分辐射声功率峰值略有增加, 辐射声功率峰值频率有所偏移, 这主要是由于: 吸振器的安装, 一方面增加了系统质量, 提高系统能量的存储与消耗, 有利于系统辐射声功率降低; 另一方面也改变了系统刚度, 质量与刚度的变化, 引起系统固有特性的变化, 最终引起辐射声功率峰值频率的偏移。考虑实际运行变压器工频倍频线谱激励特性, 上述分析中频率偏移及部分峰值增加不影响实际变压器动力吸振降噪效果。

4 现场试验

论文以成都 110 kV 邻港变电站 1 号主变压器为研究对象, 开展了动力吸振器设计与现场试验工作。动力吸振器现场安装如图 14 所示, 变压器外壳表面共布置 60 套, 每套动力吸振器外轮廓尺寸 340 mm×100 mm×80 mm。

为验证吸振器减振降噪效果, 开展了吸振器安装前后设备声压对比测试, 测试中使用 B&K2250 声级计。声压测点布置如图 15 所示, 测点距设备轮廓线 1 m, 位于变压器高度 1/2 处。

给出吸振器安装前后 1 号主变压器 1 m 处声压测试结果对比如图 16 所示。



图 14 动力吸振器现场安装照
Fig.14 Field installation photo of dynamic vibration absorbers

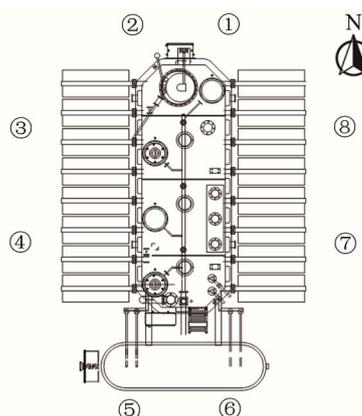


图 15 变压器声压测点布置图
Fig.15 Layout of measuring points of transformer sound pressure

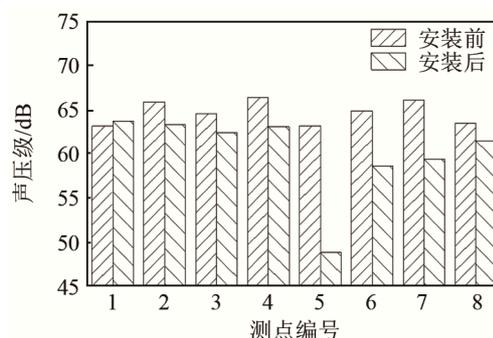


图 16 动力吸振器安装前后各测点 100 Hz 声压对比
Fig.16 Comparison of sound pressures of 100 Hz at each measuring point before and after installing dynamic vibration absorbers

由图 16 可见: 100 Hz 时, 1 号主变压器在动力吸振器安装之后大部分测点声压较安装前有一定下降, 部分测点声压下降量达 15 dB, 少部分测点声压略有增大, 但增大幅度很小 (<0.2 dB), 变压器整体噪声得到很好抑制, 平均降噪量 >3 dB。

5 结论

针对变压器等电力设备工频倍频线谱噪声辐射特性, 本文提出了一种基于动力吸振的变压器减振降噪方法。建立了匀质板及附连吸振器板隔声模型, 通过对比匀质板及变压器缩比模型在吸振处理

前后的声辐射情况, 分析了其降噪性能, 得到如下结论:

(1) 动力吸振器对低频线谱振动及噪声均有良好的抑制作用。

(2) 对于峰值频率处结构降噪可通过在振动最大位置处进行动力吸振降噪处理。

(3) 对于非峰值频率, 特别是类偶极子声源频率处需在结构表面布置多个动力吸振器, 通过降低系统整体振动达到降低声辐射的目的。

(4) 吸振器现场试验降噪效果良好, 基于动力吸振的变压器降噪技术可行。动力吸振技术具有良好的低频线谱振动噪声抑制作用, 与电力设备噪声特性非常吻合, 在输变电降噪工程中具有广阔的应用前景。

参 考 文 献

- [1] 孙朝晖, 戴扬, 王冲, 等. 飞机壁板附加动力吸振器后的振动与声辐射[J]. 西北工业大学学报, 1993, 11(4): 470-475.
SUN Zhaohui, DAI Yang, WANG Chong, et al. On vibration and sound radiation of aircraft panel equipped with dynamic vibration absorbers[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 1993, 11(4): 470-475.
- [2] 杨恺, 崔龙, 黄海. 基于动力吸振器的空间桁架多自由度振动抑制[J]. 北京航空航天大学学报, 2013, 39(3): 295-299.
YANG Kai, CUI Long, HUANG Hai. Multi-degree-of-freedom vibration suppression of space trusses based on multiple dynamic vibration absorbers[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2013, 39(3): 295-299.
- [3] 张俊杰. 基于动力吸振器的圆柱壳振动控制优化分析[C]//2016年度声学技术学术会议论文集. 武汉, 2016: 26-29.
- [4] 蒋伟康, 张海滨, 严莉. 高架轨道交通噪声的分析与控制技术研究[J]. 声学技术, 2012, 31(2): 138-146.
JIANG Weikang, ZHANG Haibin, YAN Li. Analysis and reduction techniques for noise of lifted railway transportation[J]. Technical Acoustics, 2012, 31(2): 138-146.
- [5] KOJIMA H. Method for manufacturing vibration damping device: US10487903[P]. 2019-11-26.
- [6] 盛美萍, 王敏庆, 孙进才. 噪声与振动控制技术基础[M]. 2版. 北京: 科学出版社, 2007.
- [7] JOLLY M R, SIN J Q. Passive tuned vibration absorbers for sound radiation reduction from vibrating panels[J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 191(4): 577-583.
- [8] 孙朝晖, 孙进才. 动力吸振器用于提高飞机壁板隔声量的研究[C]//第五届全国一般力学学术会议论文集. 宜昌, 1995.
- [9] FAHY F, GARDONIO P. Sound and structural vibration— radiation, transmission and response[J]. Noise Control Engineering Journal, 2007, 55(3): 373.