

文章编号:1005-0523(2022)01-0099-09



地铁车辆辅助变流器的噪声仿真及测试

丁杰

(湖南文理学院机械工程学院, 湖南 常德 415000)

摘要:为确保某海外地铁车辆辅助变流器满足噪声性能要求,建立辅助变流器的统计能量分析模型,分析平板子系统和声腔子系统的能量分布特征以及噪声传递路径,通过开展不同工况的噪声测试获得声功率级和噪声频谱特性,并对1 800 Hz的振动噪声过大问题开展针对性分析。研究表明:测点2和测点5的噪声较高与空气传声、噪声透射和结构辐射噪声有关,测点1的噪声较小与进风口侧的吸声材料布置有关;低速半载和高速满载工况的噪声以IGBT开关频率的2倍频1 800 Hz的电磁噪声为主,变压器顶部壁板和出风口侧壁板的振动频谱以1 800 Hz为主,在该位置粘贴阻尼材料和吸声材料可以降低振动噪声。噪声仿真及测试可为地铁车辆辅助变流器产品的设计开发提供指导。

关键词:地铁车辆;辅助变流器;统计能量分析;电磁噪声;减振降噪

中图分类号:U264.3+7;TB533+.2

文献标志码:A

本文引用格式:丁杰. 地铁车辆辅助变流器的噪声仿真及测试[J]. 华东交通大学学报, 2022, 39(1): 99-107.

Noise Simulation and Test of Auxiliary Converter for Metro Vehicle

Ding Jie

(College of Mechanical Engineering, Hunan University of Arts and Science, Changde 415000, China)

Abstract: In order to ensure that the auxiliary converter of an overseas metro vehicle can meet the noise performance requirements, the statistical energy analysis model of the auxiliary converter is established, and the energy distribution characteristics and noise transmission path of the plate subsystem and the acoustic cavity subsystem are analyzed. The problem of excessive vibration and noise of 1 800 Hz is analyzed for guidance. The results show that the higher noise of test point 2 and test point 5 is related to air transmission, noise transmission and structure radiation noise, and the lower noise of test point 1 is related to the arrangement of sound absorbing materials at the air inlet side. The noise of low-speed half load and high-speed full load conditions is mainly electromagnetic noise of 1 800 Hz, which is twice the switching frequency of IGBT. The vibration spectrum of transformer top panel and air outlet side panel is mainly 1 800 Hz. The vibration and noise can be reduced by pasting damping material and sound-absorbing material at this position. Noise simulation and test can provide guidance for the design and development of metro vehicle auxiliary converter products.

Key words: metro vehicles; auxiliary converter; statistical energy analysis; electromagnetic noise; vibration and noise reduction

Citation format: DING J. Noise simulation and test of auxiliary converter for metro vehicle[J]. Journal of East China Jiaotong University, 2022, 39(1): 99-107.

收稿日期: 2021-07-02

基金项目: 湖南省自然科学基金资助项目(2020JJ4448); 湖南文理学院博士启动基金项目(19BSQD26); 湖南文理学院科技创新团队项目(校办通[2020]26号); 常德市2020年度指导性科技计划项目(2020ZD34)

随着社会进步和科技发展,地铁系统具有安全、节能、环保、运量大等特点,已成为大型城市公共交通的骨干^[1]。与此同时,人们的环保意识在不断增强,对地铁车辆及设备的振动噪声问题更加关注^[2]。

铁路车辆及设备的振动噪声研究主要体现在机理研究、理论计算、仿真分析和试验测试等方面。David^[3]针对铁路系统的振动噪声产生机理、仿真建模与优化控制进行系统性研究。圣小珍等^[4]对轮轨噪声的预测模型研究现状开展了总结与综述。刘晓波等^[5]从用户、车辆制造商和部件供应商三者之间的关系出发,提出整车声学管理的关键环节和技术要点。闫庚旺等^[6]建立地铁 A 型车的车体有限元模型,通过模态频率和振型分析车底主要振动源设备对车体结构的响应。耿烽等^[7]建立地铁 A 型车铝合金车辆的声场模型,对车体壁板振动引起的噪声进行仿真分析。薛红艳等^[8]对地铁车辆进行噪声测试,获得不同部位的噪声分布特点。周亚波等^[9]利用车辆线路运行的测试数据对客室异响问题进行声源识别与传递路径分析,确定了故障的产生根源。辅助变流器为车辆的照明和通风等设备持续提供电源,是地铁车辆靠站停车和低速行驶时的主要噪声源之一,容易引起乘客及站台人员的不适。丁杰等^[10]针对辅助变流器开展振动噪声测试,对比分析不同工况的振动噪声特性,采用声类比方法开展辅助变流器的气动噪声仿真分析^[11]及优化方案的评价^[12-13]。朱宇龙等^[14]利用仿真与测试相结合的方法,实现变流器的噪声控制。仿真分析在噪声预测中发挥了重要作用。向阳^[15]对有限元法、边界元法、波叠加法、无限元法和统计能量分析法等在结构辐射噪声预测中的发展历程及应用现状进行综述,指出统计能量分析法对于中高频的噪声预测问题具有较高的计算精度。林天然等^[16]从统计能量分析法的理论发展和实际工程应用两个方面进行了系统分析与总结。刘林芽等^[17]系统总结了轨道交通桥梁结构噪声的研究现状,指出声学边界元法的计算效率低,统计能量分析法适用于钢桥结构的噪声预测,然而对于大跨度桥梁结构噪声预测还有待验证。郝耀东等^[18]针对不确定条件下的声-固耦合模型进行统计能量分析。张凌等^[19]利用统计能量分析法和半无限流体法对城轨列车的车外噪声进行了仿真预测。张捷等^[20]、代文强等^[21]采用统计能量分析法仿真预测了车内的

噪声。罗文俊等^[22-23]综合应用有限元法和统计能量分析法对桥梁、列车等结构的振动噪声进行了仿真分析。

针对某海外城市地铁车辆辅助变流器的噪声性能问题,采用统计能量分析法进行噪声仿真,开展样机的振动噪声测试,验证仿真方法的可行性并提出针对性的减振降噪措施。噪声仿真及测试可为地铁车辆辅助变流器产品的设计开发提供指导。

1 统计能量分析法

统计能量分析法是在不同的动力学系统中应用能量-功率流平衡方程来描述固体系统、流体系统和声学系统等耦合问题,将复杂系统划分为多个包含相似共振模态的子系统,从统计的意义分析系统的动力学响应。

统计能量分析法针对不同模态群之间的能量流采用以下假设^[24]:① 各子系统遵循能量守恒和互易性原理,各子系统之间为线性耦合;② 某一频带内具有共振模态的子系统之间的能量等分,任意两个子系统之间的能量流正比于平均耦合模态能量之差;③ 外部激励为宽带随机激励,具备模态不相干性,符合能量的线性叠加原理。

对于一般的振动系统,稳态时子系统 i 的外部输入功率为

$$P_{i,\text{in}} = P_{\text{id}} + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N P_{ij} = \omega \sum_{k=1}^N \eta_{ik} E_i - \omega \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N \eta_{ji} E_j \quad (1)$$

式中: P_{id} 为分析带宽 $\Delta\omega$ 的子系统 i 的功率损耗均值; P_{ij} 为子系统 i 向子系统 j 传递的双向功率流; ω 为分析带宽的中心频率; E_i, E_j 分别为分析带宽内子系统 i, j 的能量均值; η_{ji} 为子系统 j 与子系统 i 之间的耦合损耗因子。

统计能量分析法的基本流程是将导入或建立的几何模型划分为可以进行独立统计能量分析的子系统,并针对不同的子系统设置相应的材料特性参数(如材料的密度、弹性模量、泊松比、板壳厚度、声腔内部介质的密度和声速等),确定系统的统计能量分析参数(如模态密度、内损耗因子、耦合损耗因子和输入功率等),对式(1)的矩阵形式进行求解得到该系统的动力学响应。应用统计能量分析法得到仿真结果后,还需要与测试结果进行对比分析,验证统计能量分析模型的正确性。

2 辅助变流器的噪声仿真分析

散热风机和变压器是辅助变流器的主要噪声源,在辅助变流器内部布置吸声材料是降低噪声的重要途径。由于辅助变流器的结构复杂而紧凑,吸声材料的布置和选择会对降噪的效果产生较大的影响;因此在辅助变流器产品的设计阶段开展噪声仿真,分析吸声材料的降噪效果,以确保辅助变流器满足客户的噪声性能要求。

2.1 辅助变流器的统计能量分析建模

某海外城市地铁车辆的辅助变流器三维模型如图1所示。辅助变流器通过柜体顶部的12个吊耳与车体底梁紧固相连,吊装在车体底部。为便于后续噪声测点的布置,将柜体四周的表面分别称为A面、B面(靠近电抗器腔)、C面和D面(靠近散热风机腔)。柜体内部的散热风机、变压器和电抗器等电气部件被顶部盖板遮挡。进风口位于A面,出风口位于电抗器腔底部。

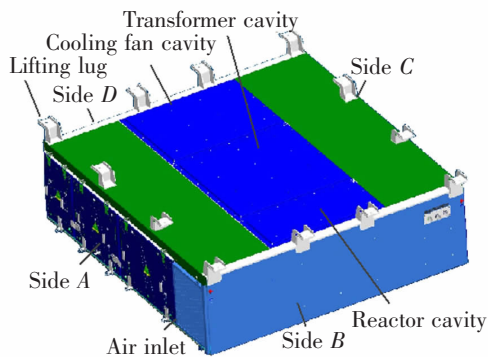


图1 辅助变流器的三维模型

Fig.1 Three dimensional model of auxiliary converter

考虑到辅助变流器的结构复杂,首先,在前处理软件 HyperMesh 中对辅助变流器的几何模型进行简化处理,保留主要柜体框架结构及关键点的信息,删除其他结构部件;然后将简化后的模型导入统计能量分析软件 VA One 中,根据声源及流道结构划分平板子系统和声腔子系统,并建立连接关系,再赋予材料及物理属性;接着在除辅助变流器底面的5个表面中心距离1 m处建立监测点,监测点位置的选择用于辅助变流器的噪声水平评价并与后续的噪声测试相对应;最终建立如图2所示的辅助变流器统计能量分析模型。

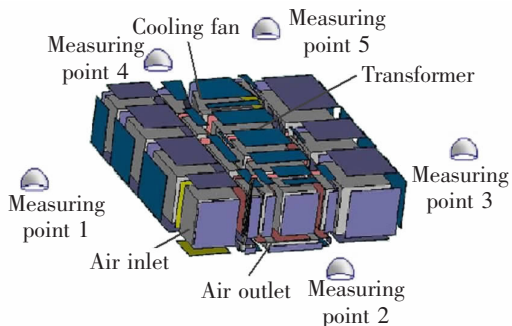


图2 辅助变流器的统计能量分析模型

Fig.2 Statistical energy analysis model of auxiliary converter

散热风机和变压器作为辅助变流器内部的主要噪声源,其噪声输入均采用测试的声功率数据施加在对应的声腔子系统上。辅助变流器柜体的材料主要为不锈钢和铝合金,不锈钢的密度为 $7\,800\text{ kg/m}^3$ 、弹性模量为 $2.1 \times 10^5\text{ MPa}$ 、泊松比为 0.31;铝合金的密度为 $2\,700\text{ kg/m}^3$ 、弹性模量为 $7.1 \times 10^4\text{ MPa}$ 、泊松比为 0.33。

使用的吸声材料型号为 LC-3001,厚度分别为10,20,30 mm和40 mm。图3为不同厚度吸声材料的吸声系数,可以看出不同厚度吸声材料各有优劣,40 mm厚度材料的吸声系数峰值在500 Hz,10 mm厚度材料的吸声系数峰值在2 000 Hz。总体而言,厚度越大,吸声材料的平均吸声系数越高。

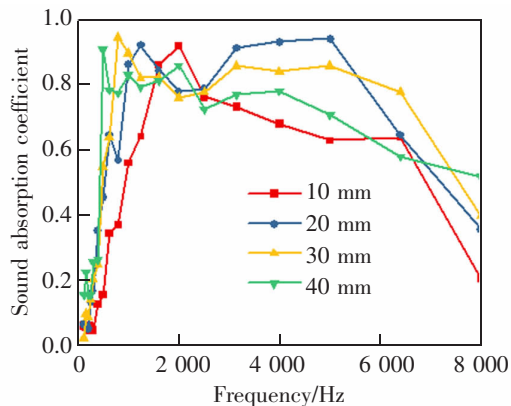


图3 不同材料厚度的吸声系数对比

Fig.3 Comparison of sound absorption coefficient of different material thickness

2.2 噪声仿真结果及分析

根据散热风机转速、变流模块和变压器负载的不同,辅助变流器有低速空载、低速半载和高速满载3种工况。选择高速满载工况对辅助变流器进行声学计算,分析类型采用1/3倍频程,计算频率

取 125~8 000 Hz。频率范围下限选择 125 Hz 主要考虑到辅助变流器内部包含了散热风机, 散热风机的噪声主要表现为中低频段的气动噪声; 频率范围上限选择 8 000 Hz 主要考虑到辅助变流器内部包含的变压器和电抗器等电气设备的电磁噪声影响基本在该频率以下。

对于声学计算, 统计能量分析法的分析基础是要求子系统具有足够高的模态密度。根据统计能量分析参数中模态密度 $n(f)$ 和分析带宽 Δf 内模态数 N , $N \leq 1$ 时定义为低频区, $N \geq 5$ 时定义为高频区, $1 < N < 5$ 时定义为中频区。图 4 为子系统的模态数, 可以看出平板子系统和声腔子系统的模态数在频率 500 Hz 以上大于 3~5, 满足统计能量分析法中关于中频区的分析要求。

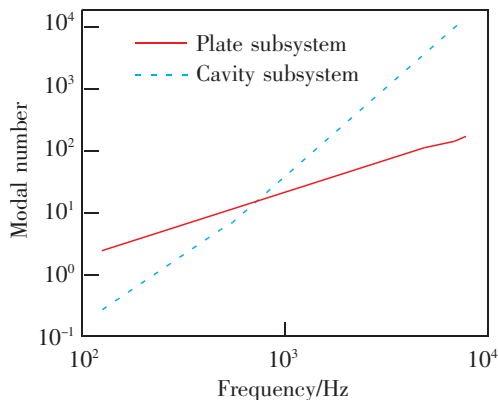


图 4 子系统的模态数

Fig.4 Modal number of subsystem

图 5 为平板子系统和声腔子系统的能量云图。由图 5 可以看出, 散热风机和变压器附近的平板子系统和声腔子系统的能量较大, 其余部位的平板子系统和声腔子系统的能量相对较小。这是由于风冷型辅助变流器的中低频段以散热风机产生的气动噪声为主, 散热风机腔、变压器腔顶部的平板子系统能量大于其他部位的平板子系统与靠近噪声源有关, 与此同时, 由于散热风机和变压器顶部的壁板面积大, 固有频率低, 容易引起壁板的共振。

测点 1~测点 5 的声压级分别为 74.1, 77.6, 73.4, 75.3 dB(A) 和 77.9 dB(A), 平均声压级 $\bar{L}_p$ 和声功率级 L_w 的计算公式分别为

$$\bar{L}_p = 10 \lg \left(\frac{1}{N_M} \sum_{i=1}^{N_M} 10^{0.1 L_{pi}} \right) \quad (2)$$

$$L_w = \bar{L}_p + 10 \lg \left(\frac{S_1}{S_0} \right) + C \quad (3)$$

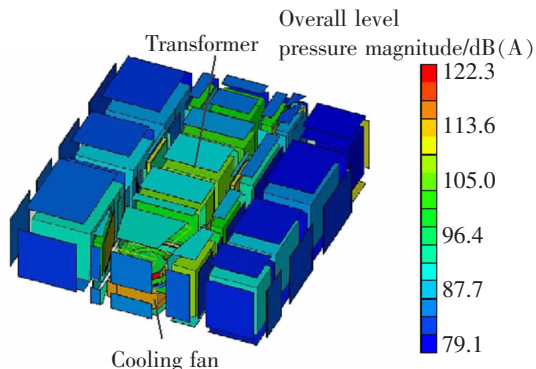


图 5 辅助变流器的能量云图

Fig.5 Energy contour of auxiliary converter

式中: N_M 为传声器数量; L_{pi} 为第 i 个传声器的声压级; S_1 为半球测量面的面积; S_0 为基准参考面的面积 (取 1 m^2); C 为修正值。

通过计算可得辅助变流器的平均声压级为 76.0 dB(A), 声功率级为 92.6 dB(A), 满足客户对辅助变流器的声功率指标低于 93 dB(A) 的要求。

2.3 噪声传递路径分析

辅助变流器内部散热风机和变压器等产生的噪声传递到柜体外部的监测点, 主要通过进风口口的声辐射和壁板的声透射两条途径。

选取测点 2 分析各传递路径输入的噪声功率所占比例, 发现出风口为 54.1%, 进风口为 0.8%, 散热风机底部壁板声透射为 6.6%, 其他壁板透射为 38.5%。由此说明出风口对于风机监测点的噪声贡献最大, 贡献量超过 50%, 其次为散热风机底部壁板的声透射, 进风口的贡献相对较小。统计进风段和出风段的吸声材料布置厚度和面积如表 1 所示。进风段布置的吸声材料厚度为 20, 30 mm 和 40 mm, 而出风段受空间限制, 吸声材料厚度主要为 10 mm, 吸声材料的布置差异是进出风口噪声差异的主要原因。

表 1 吸声材料布置面积统计

Tab.1 Statistics of layout area of sound absorbing materials

Thickness of sound absorbing material/mm	Layout area of air inlet section /m ²	Layout area of air outlet section /m ²
10	0	1.630
20	0.498	0.331
30	0.456	0
40	0.464	0

3 辅助变流器的噪声测试及分析

3.1 噪声测试说明

为验证辅助变流器的噪声能否满足技术指标要求,以及验证噪声仿真方法的可行性,依据 GB/T 3768-2017《声学 声压法测点噪声源声功率级和声能级 采用反射面上方包络测量面的简易法》(等同采用 ISO 3746:2010),利用 B&K 振动噪声测试系统和五点声压法对辅助变流器样机的声功率及噪声频谱进行测试,测试频率为 25 600 Hz。

噪声测试时,由于设备通电以及部分电气参数的测量需要,部分柜门未关闭。根据散热风机的高低转速和负载情况分低速空载、低速半载和高速满载 3 种工况进行测试。传声器参照布置除辅助变流器底面的 5 个表面中心距离 1 m 处,与图 2 仿真模型中的测点位置对应,噪声测试现场如图 6 所示。由于现场测试条件限制,辅助变流器的周围存在部分反射面,会对噪声测试结果产生一定影响。

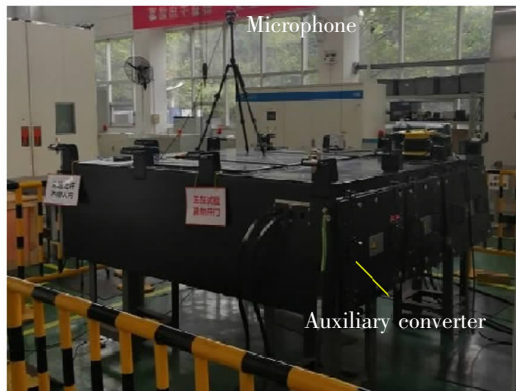


图 6 噪声测试现场
Fig.6 Noise test site

3.2 声功率级分析

测试背景噪声的平均声压级为 44.3 dB(A),满足测试要求。表 2 为不同工况各测点的声压级和声功率级。可以看出:① 在低速空载、低速半载和高速满载工况下,辅助变流器的平均声压级分别为 64.20,75.33 dB(A)和 76.72 dB(A),声功率级分别为 80.76,91.89 dB(A)和 93.29 dB(A),高速满载工况超出客户对辅助变流器声功率指标低于 93 dB(A)的要求,低速空载和低速半载工况满足客户要求;② 各测点的声压级中,测点 2,3,5 的噪声较高,其中,测点 2 靠近风机出风口侧,噪声直接通过出风口向外辐射,导致噪声较大;测点 3 附近存在较多

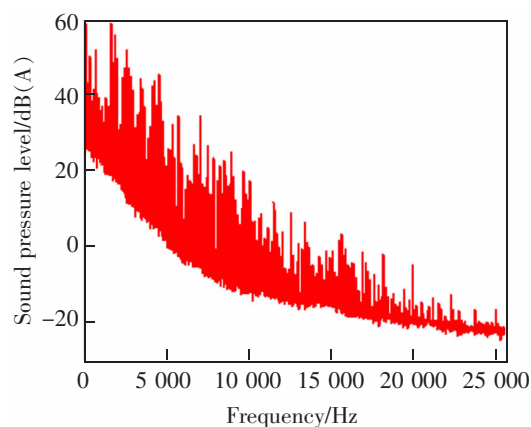
的干扰和反射面,导致测试结果偏大;测点 5 位于变压器正上方,其噪声较大说明噪声的透射以及结构辐射噪声也是噪声的主要传递途径;③ 测点 1 靠近进风口,噪声较小,说明进风口一侧的吸声材料起到了良好的降噪效果;④ 对比高速满载工况的噪声仿真结果与测试数据,测点 1~测点 5 的声压级差值为 0.11~2.86 dB(A),其中测点 3 的差值最大,原因是测点 3 在噪声测试中受周围的干扰较多,仿真与测试的平均声压级和声功率级分别相差 0.72 dB(A)和 0.69 dB(A),说明基于统计能量分析法进行辅助变流器的噪声仿真预测是可行的,仿真分析方法有利于变流器产品在设计阶段进行噪声性能的预测以及方案的对比分析。

表 2 不同工况的噪声测试结果
Tab.2 Noise test results under different working conditions

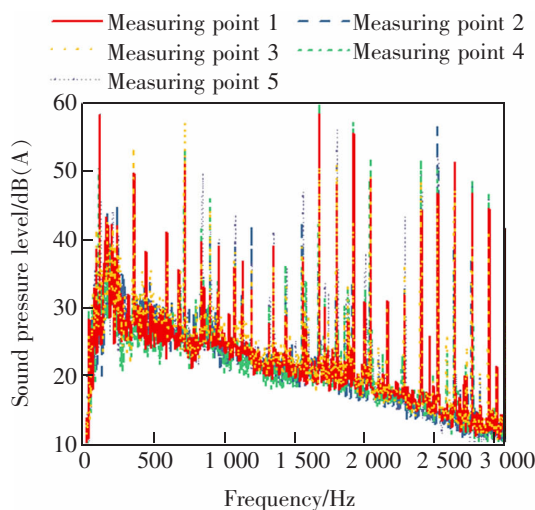
Item	conditions		
	Low speed no-load	Low speed half load	High speed full load
Sound pressure level of measuring point 1	63.64	71.78	74.30
Sound pressure level of measuring point 2	63.03	76.94	77.86
Sound pressure level of measuring point 3	65.36	75.01	76.26
Sound pressure level of measuring point 4	64.73	71.43	75.41
Sound pressure level of measuring point 5	63.86	77.81	78.46
Average sound pressure level	64.20	75.33	76.72
Sound power level	80.76	91.89	93.29

3.3 噪声频谱分析

通过噪声频谱可以分析噪声的主要来源及传递方式。图 7 为低速空载工况的 A 计权声压级频谱曲线,低速半载和高速满载工况的噪声频谱结果未列出。由图 7(a)所示的测点 1 在 0~25 600 Hz 频率的声压级频谱可以看出噪声频谱以离散频谱为主,噪声主要集中在 2 000 Hz 以下。中低频段主要为散热风机的气动噪声,气动噪声可分为因风机叶片周期性击打空气而产生的旋转噪声,以及因风机叶片表面湍流边界层压力脉动、脱离等而产生的涡流噪声,前者是以叶片通过频率为基频的高次谐波噪声,为离散噪声,后者是连续宽频噪声。高频段主要为变压器因电流谐波而产生的具有离散频谱特征的电磁噪声^[2]。由图 7(b)所示的测点 1~测点 5 在 0~3 000 Hz 频率的声压级频谱可以看出各测点的频谱特征相同,峰值频率点的噪声值有差异。



(a) Measuring point 1(0~25 600 Hz)



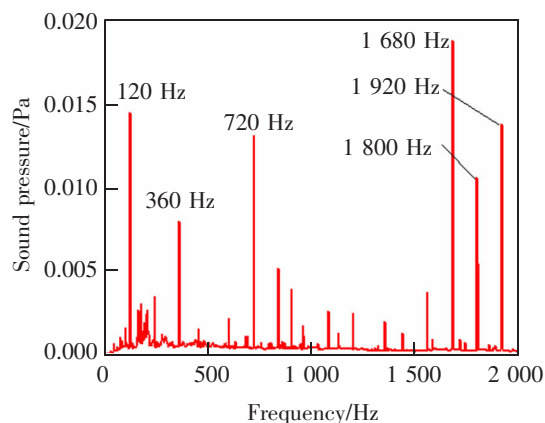
(b) Measuring point 1~5(0~3 000 Hz)

图7 低速空载工况下各测点的声压级频谱

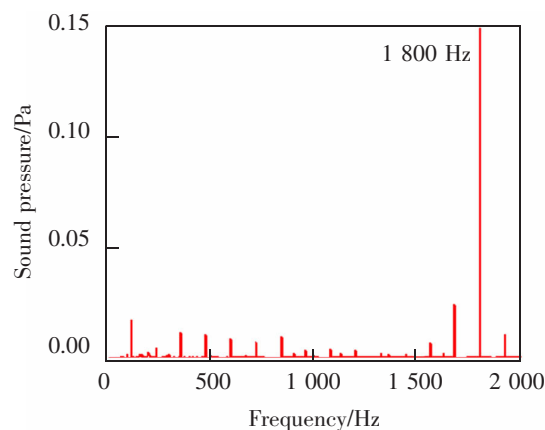
Fig.7 Sound pressure level spectrum of each measuring point under low speed and no-load condition

A 计权声压级频谱考虑了人耳对不同频段声音变化的敏感程度差异性,为了解噪声相对集中的 2 000 Hz 频率以下测试数据的特征,绘制测点 5 在不同工况下的声压频谱曲线,如图 8 所示。可以看出:① 在低速空载工况下,辅助变流器的噪声包括 120,720,1 680 Hz 等电磁噪声频谱以及 170 Hz 附近的散热风机气动噪声。由于辅助变流器中的变压器供电频率为 60 Hz,变压器的磁致伸缩力为 120 Hz 的倍频,相应的电磁噪声频率亦为 120 Hz 的倍频^[25];② 在低速半载工况下,1 800 Hz 的电磁噪声明显增大,远远超出其他频率点,其中,1 800 Hz 对应绝缘栅双极型晶体管(insulated gate bipolar transistor,IGBT)开关频率(900 Hz)的 2 倍频,120,1 680 Hz 等频率噪声略有增大;由于散热风机转速未发生变化,

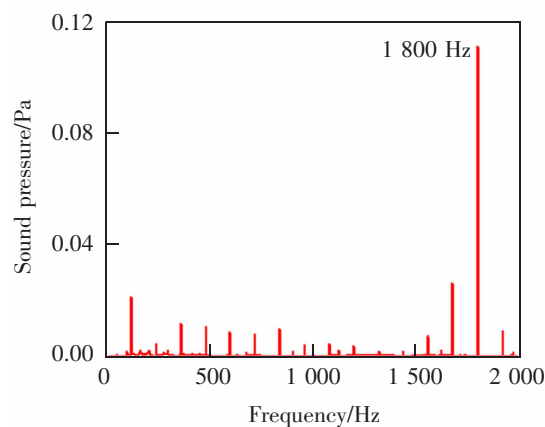
可以认为散热风机噪声与低速空载工况保持一致;③ 在高速满载工况下,噪声频谱特点与低速半载基本一致,部分频率点噪声略有增大,1 800 Hz 的噪声有所降低。



(a) Low speed no-load condition



(b) Low speed half load condition



(c) High speed full load condition

图8 不同工况下测点 5 的声压频谱
Fig.8 Sound pressure spectrum of measuring point 5 under different working conditions

针对低速半载和高速满载工况在 1 800 Hz 的电磁噪声明显增大情况,选取辅助变流器顶部的测点 5 分析 3 种工况下主要频率点的噪声大小,如图 9 所示。由图 9 可以看出:① 在低速空载、低速半载和高速满载工况下,1 800 Hz 的单频噪声分别为 54.4, 77.3 dB(A) 和 76.8 dB(A),低速半载工况、较低速空载工况下升高 22.9 dB(A),1 800 Hz 的噪声变化是这两种工况噪声差异的主要原因;② 在低速半载与高速满载两种工况下,120 Hz 和 1 900 Hz 等频率点的噪声上升较为明显。

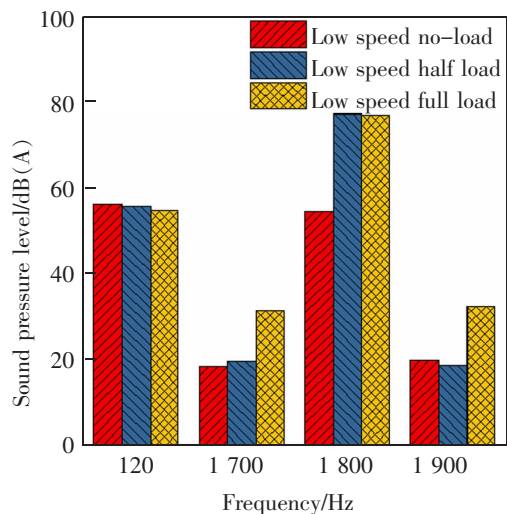


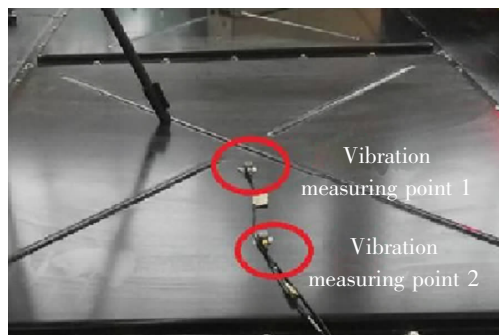
图 9 测点 5 在主要频率点的噪声对比

Fig.9 Noise comparison of measuring point 5 at main frequency points

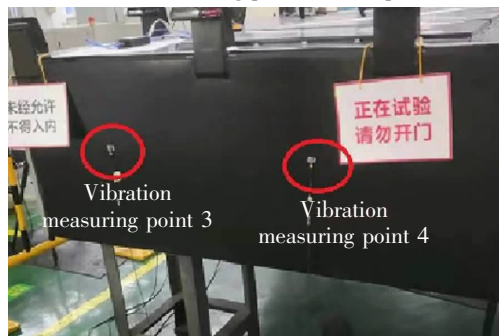
3.4 振动分析

辅助变流器采用了轻量化的结构设计,柜体以框架为承载主体,再通过壁板实现辅助支撑与间隔的作用。考虑到图 8 中低速半载工况的 1 800 Hz 频率点声压值远高出其他频率点,在面积较大的变压器顶部壁板和出风口侧壁板上布置三向加速度传感器(见图 10),以获得壁板的振动响应。

图 11 为低速半载工况下各振动测点沿壁板法向的振动频谱,频率取 0~2 000 Hz。可以看出各振动测点的频谱也是以 1 800 Hz 为主,变压器顶部壁板测点在 1 800 Hz 的振动达到 8 m/s² 以上,说明振动与噪声的相关性显著。由辅助变流器的主电路可知,变压器的输入来自辅助变流器中的功率模块,IGBT 器件的开关频率为 900 Hz,开关频率的 2 倍频 1 800 Hz 处的电流谐波含量高,变压器的电磁振



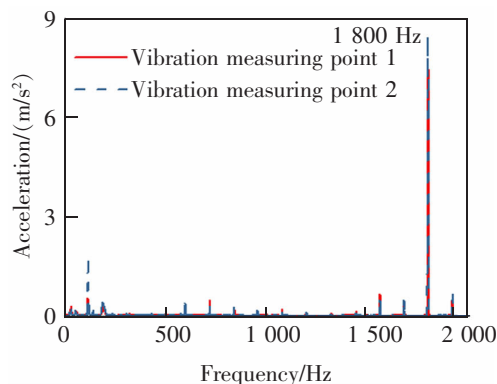
(a) Plate vibration measuring point at the top of transformer



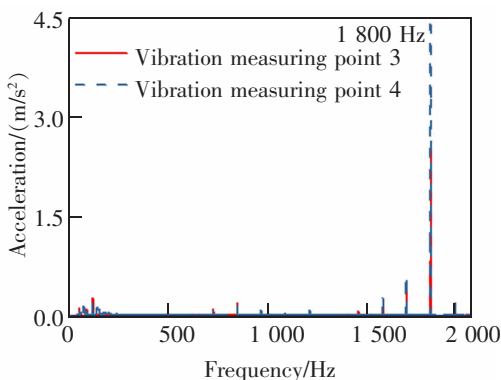
(b) Plate vibration measuring point at air outlet side

图 10 壁板的振动测点

Fig.10 Vibration measuring points of panel



(a) Plate vibration measuring point at the top of transformer



(b) Plate vibration measuring point at air outlet side

图 11 壁板振动测点的频谱

Fig.11 Frequency spectrum of panel vibration measuring points

动非常明显,由于 2 mm 厚壁板的面积大、刚度低,以及轻量化设计的柜体刚度较低,容易被变压器较大的电磁振动激发共振。为实现壁板的减振降噪,可以从变压器输入电流谐波控制入手,减小 1 800 Hz 频率处的谐波成分,也可以通过在壁板内侧粘贴阻尼材料抑制振动来降低振动辐射噪声。考虑到输入电流谐波控制涉及 IGBT 器件的控制策略和散热等问题,改进难度较大。实际工程应用中使用的 TMT-MDM-02 层状阻尼片材是一种高性能的复合材料^[10],将其粘贴在变压器顶部壁板上,再在阻尼材料表面粘贴吸声材料,显著降低了 1 800 Hz 频率处的振动及噪声,声功率级较之前降低约 2.3 dB(A),达到了客户对辅助变流器的噪声性能要求。

4 结论

1) 仿真与测试的平均声压级和声功率级分别相差 0.72 dB(A) 和 0.69 dB(A),说明基于统计能量分析法进行辅助变流器的噪声仿真预测可行;

2) 测点 2 和测点 5 的噪声较高,空气传声、噪声透射和结构辐射噪声均对这两个测点有较大的贡献,测点 1 的噪声较小说明进风口侧的吸声材料布置起到了良好的降噪效果;

3) 低速半载和高速满载工况下的噪声以 IGBT 开关频率的 2 倍频 1 800 Hz 的电磁噪声为主,1 800 Hz 的单频噪声分别高出低速空载工况 22.9 dB(A) 和 22.4 dB(A),1 800 Hz 的噪声变化是不同工况噪声差异的主要原因;

4) 变压器顶部壁板和出风口侧壁板的振动频谱以 1 800 Hz 为主,在该位置粘贴阻尼材料和吸声材料可以降低振动噪声。

参考文献:

- [1] 赵鹏军,吕迪,胡昊宇,等. 适应人口发展的现代化综合交通运输体系研究[J]. 地理学报,2020,75(12):2699-2715.
ZHAO P J,LYU D,HU H Y,et al. Population-development oriented comprehensive modern transport system in China[J]. Acta Geographica Sinica,2020,75(12):2699-2715.
- [2] 丁杰. 轨道车辆关键设备振动噪声多场源耦合分析与控制的研究[D]. 湘潭:湘潭大学,2018.
DING J. Investigation on vibration and noise control of railway vehicle's critical equipment using multi-field source coupling analytical method[D]. Xiangtan:Xiangtan University,2018.
- [3] DAVID T. Railway noise and vibration:Mechanisms, modelling and means of control[M]. Amsterdam:Elsevier,2009.
- [4] 圣小珍,成功,THOMPSON D J,等. 轮轨噪声预测模型研究进展[J]. 交通运输工程学报,2021,21(3):20-38.
SHENG X Z,CHENG G,THOMPSON D J,et al. Research progress on wheel-rail noise prediction models[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering,2021,21(3):20-38.
- [5] 刘晓波,刘剑. 整车声学管理过程及关键技术研究[J]. 噪声与振动控制,2016,36(6):82-86.
LIU X B,LIU J. Study on acoustic management process and key technology for railroad vehicles[J]. Noise and Vibration Control,2016,36(6):82-86.
- [6] 闫庚旺,闫磊,李盈利. 地铁车底设备激励下地铁车体结构响应分析[J]. 噪声与振动控制,2020,40(3):137-141.
YAN G W,YAN L,LI Y L. Structural response analysis of metro car body excited by bottom equipment[J]. Noise and Vibration Control,2020,40(3):137-141.
- [7] 耿烽,左言言. 地铁铝合金车辆的车内噪声控制及噪声响度评价[J]. 中国铁道科学,2011,32(6):114-118.
GENG F,ZUO Y Y. Interior noise control and loudness evaluation for metro aluminum alloy vehicle[J]. China Railway Science,2011,32(6):114-118.
- [8] 薛红艳,刘岩,张晓排,等. 地铁车辆车内噪声分布规律[J]. 噪声与振动控制,2016,36(2):126-129.
XUE H Y,LIU Y,ZHANG X P,et al. Distribution law of the internal noise in metro cars[J]. Noise and Vibration Control,2016,36(2):126-129.
- [9] 周亚波,池茂儒,蔡昊斌,等. 铁道车辆异常振动噪声的原因分析[J]. 机械工程学报,2021,57(4):148-155.
ZHOU Y B,CHI M R,CAI W B,et al. Causes analysis of abnormal vibration and noise in railway vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering,2021,57(4):148-155.
- [10] 丁杰,何艳飞,曾亚平,等. 地铁车辆辅助变流器的噪声测试及优化[J]. 机车电传动,2018(2):98-102.
DING J,HE Y F,ZENG Y P,et al. Noise test and optimization of auxiliary converter for metro vehicle[J]. Electric Drive for Locomotives,2018(2):98-102.
- [11] 丁杰,张平,刘海涛,等. 地铁车辆辅助变流器的气动噪声研究[J]. 西南交通大学学报,2019,54(1):160-167.
DING J,ZHANG P,LIU H T,et al. Aerodynamic noise investigation of metro vehicle auxiliary converter[J]. Journal of Southwest Jiaotong University,2019,54(1):160-167.
- [12] 丁杰,张平,尚敬,等. 地铁车辆辅助变流器气动噪声优化控制研究[J]. 噪声与振动控制,2018,38(2):96-101.

- DING J,ZHANG P,SHANG J,et al. Study on aerodynamic noise optimization control of auxiliary converters for metro vehicles[J]. Noise and Vibration Control,2018,38(2):96-101.
- [13] 丁杰,王永胜,曾亚平,等. 地铁车辆辅助变流器降噪方案的仿真分析[J]. 铁道机车车辆,2018,38(3):104-109.
- DING J,WANG Y S,ZENG Y P,et al. Simulation analysis of noise reduction scheme for metro vehicle auxiliary converter[J]. Railway Locomotive & Car,2018,38(3):104-109.
- [14] 朱宇龙,李振鹏,丁杰,等. 某型高速动车组牵引变流器噪声控制及仿真优化研究[J]. 机车电传动,2019(4):36-40.
- ZHU Y L,LI Z P,DING J,et al. Noise control and simulation optimization for traction converter of high-speed EMUs[J]. Electric Drive for Locomotives,2019(4):36-40.
- [15] 向阳. 辐射噪声预报与结构声优化的研究现状与发展[J]. 船海工程,2016,45(1):71-77.
- XIANG Y. A review of radiated noise prediction and structure radiation optimization[J]. Ship & Ocean Engineering,2016,45(1):71-77.
- [16] 林天然,李震. 统计能量分析方法及应用综述[J]. 振动与冲击,2021,40(13):222-238.
- LIN T R,LI Z. Overview of statistical energy analysis and its applications[J]. Journal of Vibration and Shock,2021,40(13):222-238.
- [17] 刘林芽,宋立忠,秦佳良,等. 轨道交通桥梁结构噪声研究综述[J]. 交通运输工程学报,2021,21(3):1-19.
- LIU L Y,SONG L Z,QIN J L,et al. Review on structure-borne noise of rail transit bridges[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering,2021,21(3):1-19.
- [18] 郝耀东,顾灿松,周焕阳,等. 不确定声-固耦合模型高频分析的随机统计能量方法[J]. 中国机械工程,2021,32(8):921-929.
- HAO Y D,GU C S,ZHOU H Y,et al. Stochastic statistical energy method for high-frequency analysis of uncertain acoustic-structural coupling model[J]. China Mechanical Engineering,2021,32(8):921-929.
- [19] 张凌,周豪,冯青松,等. 城市轨道交通列车车外噪声特性[J]. 交通运输工程学报,2021,21(3):238-247.
- ZHANG L,ZHOU H,FENG Q S,et al. Characteristics of external noise of urban rail transit train[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering,2021,21(3):238-247.
- [20] 张捷,姚丹,王瑞乾,等. 基于试验统计能量分析的高速列车车内噪声预测方法[J]. 铁道学报,2020,42(11):45-52.
- ZHANG J,YAO D,WANG R Q,et al. An approach for interior prediction of high-speed trains based on experimental statistical energy analysis[J]. Journal of the China Railway Society,2020,42(11):45-52.
- [21] 代文强,郑旭,郝志勇,等. 采用能量有限元分析的高速列车车内噪声预测[J]. 浙江大学学报(工学版),2019,53(12):2396-2403.
- DAI W Q,ZHENG X,HAO Z Y,et al. Prediction of high-speed train interior noise using energy finite element analysis[J]. Journal of Zhejiang University(Engineering Science),2019,53(12):2396-2403.
- [22] 罗文俊,曹浩,张子正,等. 基于 FE-SEA 混合法列车交会对桥梁振动噪声分析[J]. 华东交通大学学报,2021,38(2):1-7.
- LUO W J,CAO H,ZHANG Z Z,et al. Analysis of bridge vibration and structure noise based on FE-SEA hybrid method for train rendezvous[J]. Journal of East China Jiaotong University,2021,38(2):1-7.
- [23] 罗文俊,蒋峻楠,刘全民,等. 基于 FE-SEA 混合法的列车结构噪声降噪研究[J]. 铁道学报,2020,42(10):113-117.
- LUO W J,JIANG J N,LIU Q M,et al. Study on structure-borne noise reduction inside train based on hybrid finite element statistical energy analysis method[J]. Journal of the China Railway Society,2020,42(10):113-117.
- [24] LYON R H,DEJONG R G,HECKL M. Theory and application of statistical energy analysis[M]. Second Edition. Oxford:Butterworth-Heinemann,1998.
- [25] 丁杰,张平,尚敬,等. 地铁辅助变流器用变压器电磁振动计算与减振分析[J]. 振动与冲击,2019,38(3):59-66.
- DING J,ZHANG P,SHANG J,et al. Calculation and vibration reduction for electromagnetic vibration of a voltage transformer used in metro auxiliary converter[J]. Journal of Vibration and Shock,2019,38(3):59-66.



丁杰(1979—),男,正高级工程师,博士,中国中车技术专家,研究方向为轨道交通振动噪声及电力电子器件可靠性。2003年本科毕业于中南大学,2006年硕士毕业于湖南大学,2018年博士毕业于湘潭大学。E-mail:dj8083@126.com。