DOI: 10.3901/JME.2019.24.153

动车组牵引变压器冷却风机气动噪声特性的试验和仿真分析*

刘健炜¹ 张亚东² 张淑敏¹ 柳明¹ 圣小珍¹

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031;

2. 南方科技大学力学与航空航天工程系 深圳 518055)

摘要: 为研究动车组牵引变压器冷却风机的气动噪声特性, 针对某型冷却风机进行气动噪声试验, 得到在不同测点处的声压级和频谱特性。同时, 针对该型风机建立仿真模型, 模型中考虑电动机、支架等实际结构, 结合计算流体力学方法和 Lighthill 声学比拟理论, 对冷却风机的非定常流动特性和远场声场进行数值仿真, 与试验数据进行对比。结果表明, 通过大涡模拟得到的冷却风机噪声主要阶次与试验具有较好的一致性; 在基于风机侧面评价点声压功率谱密度所估算声功率贡献量中, 宽频带噪声占比为 74.76%, 是后续减振降噪的重点; 阶次噪声占比为 25.24%, 结合仿真分析发现, 阶次的主要来源为进风口动叶轮和出风口动叶轮处气流脉动压力所形成的偶极子声源, 其中进风口第 33 阶次和出风口第 10 阶次最为重要。所得分析结果可为该型风机的气动性能和气动噪声的改进提供切实可行的参考依据。

关键词: 冷却风机; 计算流体力学; 气动噪声; 阶次分析; 数值仿真; 阶次贡献率

中图分类号: TH432

Experimental and Simulation Analysis for Aerodynamic Noise of an EMU Traction Transformer Cooling Fan

LIU Jianwei¹ ZHANG Yadong² ZHANG Shumin¹ LIU Ming¹ SHENG Xiaozhen¹

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031;

2. Department of Mechanics and Aerospace Engineering,
Southern University of Science and Technology, Shenzhen 518055)

Abstract: In order to study the aerodynamic noise characteristics of EMU traction transformer cooling fans, aerodynamic noise test is carried out for a certain type of cooling fan, and the sound pressure level and spectrum characteristics at different measuring points are obtained. At the same time, a simulation model is established for this type of fan. In the model, the motor, support and other fine structures are considered. Combined with the computational fluid dynamics method and Lighthill acoustic comparison theory, the unsteady flow characteristics and far-field sound field of the cooling fan are numerically simulated and compared with the test data. It can be seen that the main orders of the cooling fan noise obtained by using the large eddy simulation method are consistent with field test results, showing the effectiveness of the simulation model. Relative importance of broadband noise and rotation order noise are analyzed for the fan's lateral evaluation point. In terms of sound pressure power spectrum density, broadband noise contributes 74.76% while rotation order noise contributes 25.24%. Thus noise reduction should be directed to broadband noise. For rotation order noise, it is found that the main sources are of dipole nature produced by airflow pulsating pressure at the inlet impeller and the outlet impeller. For orders associated with the inlet impeller, the 10th order is most important while for the outlet impeller, and the 33rd order is most outstanding. The obtained analysis results may provide a useful reference for the improvement of the aerodynamic performance and aerodynamic noise of the fan.

Key words: cooling fan; CFD; aerodynamic noise; order analysis; numerical simulation; order contribution rate

* 国家重点研发计划战略性国际科技创新合作重点专项资助项目 (2016YFE0205200)。20181125 收到初稿, 20191015 收到修改稿

0 前言

动车组牵引变压器是电力牵引系统中电压等级变化和电源分配的重要设备。变压器在工作过程中会产生大量的热,这些热量除了会造成能量的损耗降低效率外,还会降低绝缘材料的绝缘性能,从而影响动车组的行车安全。因此,动车组牵引变压器均要配备独立的冷却系统。牵引变压器冷却风机是牵引变压器的一种常见的冷却设备,在一定程度上决定了牵引变压器的安全性和稳定性。冷却风机本身要适应逆变器特殊工作环境(高速、振动、灰尘、潮湿、盐雾等)的要求,要具有足够的可靠性。

为了确保人们的舒适乘坐,减少对沿线环境的污染,铁路总公司对动车组车下裙板内噪声的要求也开始逐渐严格,而牵引变压器冷却风机又是重要的噪声源之一,所以冷却风机要有较好的噪声性能^[1-2]。

目前使用的冷却风机主要是轴流式,由电动机驱动,其气动噪声是它的主要噪声源^[3-4]。风机的气动噪声可以分为两类,一类是离散噪声,另一类是宽带噪声。离散噪声的能量主要集中在与叶片的旋转频率成整数倍的频率上,因此有时也称其为旋转噪声;宽带噪声受叶片上的脉动压力影响,表现为一种无明显主频的宽频噪声^[5]。离散噪声的大小取决于叶片的几何尺寸、叶片运动状态和叶片上的动载荷等因素,而宽带噪声除了上述因素外,还与叶片和其他流道壁面的紊流状况有关。

叶轮机械产生的气动噪声早就受到人们的重视。张亚东等^[6]针对车用交流发电机叶片旋转时产生的气动噪声进行试验研究,并分析气动噪声的阶次特性。肖红林等^[7]对冷却风扇进行数值模拟的研究,得出在叶尖附近存在回流的“涡”,阻塞叶顶流道,使流量减少,并产生气动噪声,但并没有进一步利用声功率级分析气动噪声声源位置。李业等^[8]在大涡模拟基础上,应用 Ffowcs Williams-Hawkings (FW-H)模型对比研究不同转速下某型号轴流风机旋转区内声压级分布规律、时域及频域特性,并对风机进行远场噪声试验,与数值计算进行对比,认为数值模拟预测的结果可信。李春曦等^[9]同样在大涡模拟的基础上,引入 FW-H 声学模型研究某型号轴流风机声源强度分布和不同区域的气动噪声时频特性并与正常工况进行对比,得到风机的主要噪声源集中在吸力面叶片的前缘及叶顶附近。LAIN 等^[10]

利用计算流体力学技术对轴流风机叶轮进行二维数值仿真,研究叶轮输出特性及叶片失速问题。SHIGEMITSU 等^[11]对轴流风机的两级转子之间的非恒定流动进行研究分析。这些研究为本文研究的流场和噪声分析提供了参考。

1 冷却风机气动噪声试验

该型号冷却风机是与散热器配套用来冷却变压器的冷却装置,采用电动机驱动,主要由进风口动叶轮、出风口动叶轮、导向定叶轮、电动机、风罩等组成。进风口动叶轮采用 11 个动叶片,出风口动叶轮采用 10 个动叶片,导向定叶轮采用 18 个静叶片。该轴流风机选用先进的机翼叶型,进风口叶轮设计成“M”流线型结构,并且进风口叶片比出风口叶片宽,有利于风机的低转速和大流量。图 1 为冷却风机外形照片和内部结构图。

(a) 外形照片

(b) 内部结构图

图 1 冷却风机外形照片和内部结构图

本次试验工况为冷却风机独立运行下进行的测试。麦克风和数据采集仪模块均为丹麦 B&K 公司生产。根据 GB/T 2888-2008《风机和罗茨鼓风机噪声测量方法》试验标准^[12],噪声评估点分别布置于冷却风机的前、后、左、右等 8 个位置,离地面均为 1 m 的高度。由于试验环境条件所限,无法在半消声室进行测量,本文冷却风机气动噪声试验在一间比较宽广的车间进行测试。

(a) 测试现场

(b) 试验测点布置

图 2 试验噪声评估点设置

试验研究测试了带风罩和不带风罩的情况,发现风罩的影响很小,各测点中声压级最大差值为 0.45 dBA。因此本文中只对冷却风机进风口不带风罩的测量数据进行分析。本节只给出基本结果,更详细分析见第 3 节。

图 3 为恒定额定转速 1 470 r/min 时进风口和侧面处测点的 1/3 倍频程频谱。对比可见声能主要集中在 250~4 000 Hz,其声压级峰值在 1 000 Hz 附近。在上述频率范围内,进风口声能明显大于侧面处,且出风口要稍高于进风口。需要指出的是,图 3 表明,低于 250 Hz,出风口的噪声比进风口要高得多,其原因是因为风速过大,导致测量出风口噪声的麦克风自身发生抖动,形成低频段声能。

图 3 进风口与侧面声压级的 1/3 倍频程图

风机各测点的总声压级如图 4 所示,其为三台同型号风机测量的平均结果。由图 4 可见,最大声压级在出风口 C8 处,等效连续 A 计权声压级达到 102.4 dBA,其次为进风口 C7 处,等效连续 A 计权声压级达到 100.0 dBA。在风机侧面, C1 和 C2 测点处的声压级值比最中间的 C3 测点要大,是因为麦克风离风机出风口比较近,受到出风口声波辐射的影响。侧面 C3 和 C6 测点处较小,主要是由于离风机进出风口声源较远导致。因此,本文采用 C3 或 C6 作为动车组牵引变压器冷区风机的气动噪声评价点。

图 4 冷却风机各测点总声压级

2 冷却风机气动噪声数值分析

2.1 冷却风机数值模型

冷却风机气动噪声数值模拟分析采用的计算域选为球体,大小是冷却风机特征长度(冷却风机轴向最大尺寸)的 7 倍^[13],放置位置见图 5a,能够保证湍流流场充分发展,又使得计算模型不过于庞大。计算域采用压力出口边界,大小为 1 个标准大气压。数值计算时,利用滑移网格技术实现旋转部分与静止部分的相对运动。滑移表面如图 5b 所示。

图 5 冷却风机计算域及 interface 面

图 6 所示为前风扇表面网格和体网格示意图。本文采用网格组装的方法实现旋转部分和静止部分的网格划分。

2.2 冷却风机流场计算结果分析

通过 FLUENT 数值模拟计算得到的冷却风机旋转叶片上的压力分布计算结果如图 7 所示。该型

图 6 网格示意图

冷却风机进风口动叶轮的静压面高于吸力面静压，压力面最大正压为 1 196 Pa，吸力面最大负压为 7 320 Pa。出风口动叶轮的最大正压为 3 483 Pa，最大负压为 9 803 Pa。随着空气从冷却风机进风口动叶轮进入至出风口动叶轮流出，其中动叶片中上部分压力较大，表明这部分是动叶轮做功的主要区域，靠近叶根部分压力较小，这是因为这一区域的线速度较小。

图 7 动叶轮表面压力分布云图

图 8 给出了冷却风机中心轴向截面的压力分布云图，在叶片与空气最初相遇处压力最大，然后沿着轴向逐渐减少直到空气与叶片脱离。最大正压和

图 8 冷却风机中心轴向截面压力分布

负压均位于出风口动叶轮叶片上，正面叶片压力均为负压，而背面叶片压力大部分为正压。

图 9 为冷却风机在中心截面轴向速度的分布图。较大流速位于动叶轮叶片的正面附近，在电动机外壳与导向定叶轮附近、动叶轮中心附近的流速较小，可见在此处存在较大漩涡。同时，在进风口动叶轮与导向定叶轮间隙位置和出风口动叶轮与导向定叶轮间隙位置处的流速较大，较大的流速可对电动机等内部部件进行冷却散热。

图 9 冷却风机中心轴向截面速度分布

图 10 给出冷却风机在中心轴向截面的速度流线图，在进风口和出风口处均存在漩涡。较大漩涡存在于出风口动叶轮后侧位置，即在出风口处由于叶轮设计等因素，周围部分气流不能顺着出风口气流流走，而是向叶轮半径中心处聚拢形成漩涡。湍流漩涡理论认为，气动噪声与漩涡间拉压和变形密切相关，涡量是关联气动噪声噪声源的关键湍流量^[14-15]。可见，出风口处涡量较多，是冷却风机气动噪声的主要声源位置。

图 10 冷却风机中心轴向截面速度流线图

图 11 为冷却风机横向不同截面的速度流线图，其中在横向中心截面(这时 $z = 0$ m)处静叶片中心截面速度流线图 11b 中，可以看到存在不同旋向、不同尺度的较小漩涡，这是由于导向定叶轮叶片(图 1b)弧线形设计，气流一部分会顺着静叶片弯曲槽道内流向出风口，一部分会二次流形成漩涡。同样在其他截面的速度流线图中可看到，在进风口动叶轮与外壳之间存在同一旋向的较小漩涡。研究结果表明^[15]，减弱漩涡能量或消除漩涡的存

在,是减少气动噪声的一种有效方法。因此,后续可对漩涡较大位置处进行结构优化设计,以便降低气动噪声。

图 11 冷却风机横向不同截面的速度流线图

2.3 气动噪声声场计算及结果分析

2.3.1 气动噪声计算方法

气动噪声产生的诸多问题与运动物体边界相关,而移动边界能够影响声传播模式。采用 Heaviside 函数,可将可压缩流连续方程和动量方程扩展到整个三维空间,可得移动声源的声波动方程

$$\frac{\partial^2 (H(f)\rho')}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 (H(f)\rho') = \frac{\partial}{\partial t} (Q\delta(f)) - \frac{\partial}{\partial x_i} (F_i\delta(f)) + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} (T_{ij}H(f)) \quad (1)$$

式中, $\delta(f)$ 为 Dirac delta 函数; Q 表示流体与控制面相互作用导致的单极子噪声, $Q = \rho_0 v_n$; v_n 为控制面法向速度; F_i 表示流体与控制面相互作用导致的偶极子噪声 $F_i = p n_i$; p 为控制面的总压力; n_i 为控制面外法线方向单位矢量在 x_i 方向投影。

经典 FW-H 方程发源于 Lighthill 方程^[16],若得到流场信息可进一步求解脉动声源的声场特性。式(1)为采用自由空间的 Green 求解得到的 FW-H 积分形式

$$p'(x,t) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{f=0} \left(\frac{Q_i n_i}{4\pi|x-y|} \right) dS - \frac{\partial}{\partial x_i} \int_{f=0} \left(\frac{L_{ij} n_j}{4\pi|x-y|} \right) dS + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_{f>0} \left(\frac{T_{ij}}{4\pi|x-y|} \right) dV \quad (2)$$

式中, $p'(x,t)$ 表示在噪声接收点 x 特定时间 t 的脉动声压值; Q_i (式右端第一项整体) 为厚度噪声; L_{ij} (式右端第二项整体) 为加载噪声。

在低马赫数流动流体中, $\rho' / \rho_0 \ll 1$, 因此脉动声压 $p'(x,t)$ 可近似为

$$p'(x,t) = \rho'(x,t) c_0^2 = c_0^2 (\rho(x,t) - \rho_0(x,t)) \quad (3)$$

因此,式(2)FW-H 积分形式右端各噪声源表示如下

$$Q_i = \rho(u_i - v_i) + \rho_0 v_i \quad (4)$$

$$L_{ij} = (p - p_0) \delta_{ij} + \rho u_i (u_j - v_j) \quad (5)$$

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + ((p - p_0) - c_0^2 \rho') \delta_{ij} - \tau_{ij} \quad (6)$$

式(4)~(6)中, u_i 和 v_i 分别为在控制面上的速度分量; τ_{ij} 为黏性压力张量。

FW-H 方程的右端第一项是由控制面表面的加速度确定的单极子噪声源,存在于运动物体表面; FW-H 方程的右端第二项是由固定表面的流场特性决定,是偶极子噪声源; FW-H 方程的右端第三项是 Lighthill 应力张量且存在于运动物体表面外的整个湍流区域,为四极子噪声源。

2.3.2 冷却风机气动噪声声源分析

通过数值计算得到冷却风机内部表面声功率级结果,如图 12 所示。出风口动叶轮叶片的正面叶尖迎风位置处,偶极子噪声最大声功率级达到最大。进风口动叶轮叶片的偶极子噪声最大声功率级分布于背面叶尖位置处。导向定叶轮处的偶极子噪声最大声功率分布于静叶片两端处,电动机与电动机支架表面的偶极子噪声声功率级较小。可见,较大偶极子噪声声功率级分布于进风口动叶轮和出风口动叶轮叶片的叶尖位置处,为冷却风机的主要气动噪声源。

图 12 冷却风机偶极子气动噪声声功率级

图 13 给出了冷却风机四极子气动噪声声功率级分布云图。空间四极子噪声主要分布于冷却风机出风口动叶轮后侧,与冷却风机周围漩涡脱落和重

图 13 冷却风机四极子气动噪声声功率级

组相关。最大四极子噪声声功率级位于出风口动叶轮叶片的叶尖位置处。因此可见,引起空间四极子噪声的主控因素是由冷却风机出风口动叶轮的漩涡脱落所导致。

表 1 具体给出了冷却风机在恒定转速下运行时主要固体边界(偶极子)声功率级和流场(四极子)声功率级的数值以及差值。可见,固体边界上的偶极子声源是风机的主要声源。

表 1 冷却风机恒定转速运行的各部件声功率级对比

部件	声功率级/dB	差值/dB
出风口动叶轮(偶极子)	129	—
进风口动叶轮(偶极子)	122	7
导向定叶轮(偶极子)	111	18
电动机与电动机支架(偶极子)	44	85
气动噪声(四极子)	112	17

3 数据对比与结果讨论

本文第 1、2 节分别得到了试验、仿真数据,为了验证仿真数据的可靠性和进一步分析试验数据,本节将进行气动噪声频谱对比分析、基于试验数据的比 A 声压级分析以及阶次贡献率分析。

3.1 气动噪声频谱对比

仿真过程中将冷却风机气动噪声的迭代时间步长设置为 $\Delta t = 1.0 \times 10^{-4}$ s,根据采样定理,冷却风机最高分析频率 $f_{\max} = 1/(2 \times \Delta t) = 5\,000$ Hz。气动噪声计算共计迭代物理时间为 0.7 s,前 0.2 s 使瞬时流场达到周期性稳定,后 0.5 s 为声场求解时间,得到冷却风机动态行为特性的最大频率为 5 kHz、频率分辨率为 2 Hz。在试验与数值模拟得到的数据中,超出 2 000 Hz 范围的离散峰值并不突出,声能量均为宽频带噪声贡献,故本文只对 0~2 000 Hz 范围内进行窄带频谱分析。

旋转机械的噪声振动信号中多数离散频率分量都是主旋转频率的整数倍。频率等于转速所对应的频率(基频)的信号分量定义为 1 阶分量,频率等于转速频率的 O 倍的信号分量定义为 O 阶分量,于是 O 阶分量的频率

$$f = O \times \frac{N}{60} \quad (7)$$

式中, N 为转速, f 为信号频率, O 为阶次。当阶次等于叶片个数时,该阶次也称为 1 阶 BPF(Blade passing frequency),当 O 等于叶片个数的两倍时,该阶次也称为 2 阶 BPF。

图 14 给出测试数据与数值模拟频谱对比,其中

前测点、后测点、左测点、右测点分别对应 C8、C7、C3、C6 测点(图 2b)。频谱分析时, 将短时信号分为 3 段进行分别处理, 每一部分相互重叠 50%, 同时采用 Hanning 窗函数对每一部分进行加窗处理, 最后将整个 3 段信号的频谱结果进行平均和补偿, 最终得到整个信号的频谱。由图 14 可见, 动车组冷却风机气动噪声频谱在很宽的频率内存在, 是宽频噪声; 同时存在特征频率且与风机进/出风口的

叶轮叶片个数相关, 为 10、11、18、20、22、30、33、40、50、66 等阶次, 其中 10、20、30、40、50 等阶次主要是出风口动叶轮叶片引起, 11、22、33、66 等阶次主要是由进风口动叶轮叶片引起, 而 18 阶次主要是静叶轮叶片所导致的单频噪声。由图 14 对比可知, 数值模拟得到的主要频率和频谱分布趋势与试验对比具有较好的一致性, 差异性不大。可见本文数值模拟具有较大的可信度, 满足工程设计要求。

3.2 远场气动噪声声压级对比

表 2 给出数值计算得到的测点声压级与试验对比。由表 2 可见, 数值计算结果与试验对比, 基本上反映了各测点噪声的差别。然而, 数值计算结果和试验数据仍存在 4~5 dBA 的误差。导致误差的原因主要包括: ① 数值计算过程中未考虑壳体对气动噪声声辐射的影响; ② 测量时有地面的反射, 而数值模拟并未考虑地面的反射; ③ 由于制造工艺的误差, 导致同一型号风机测试的气动噪声声压级差异较大, 噪声一致性较差。

表 2 远场气动噪声声压级

测点	C3	C6	C7	C8
仿真计算 声压级/dBA	91.7	91.5	104.1	106.1
试验数据 声压级/dBA	96.1	96.2	100.0	102.4

3.3 基于试验数据的比 A 声压级分析

目前, 噪声的大小已经是评价风机质量好坏的一个重要指标, 由于风机品种众多, 性能参数各不一样, 若仅仅用 A 计权声压级的大小来评价风机本身噪声的高低, 明显是不妥当的。根据气动噪声的产生机理分析, 风机噪声大小主要取决于流量 Q 和全压 p 。不同流量和压力的风机, 即系列、型号不同的风机, 其噪声大小用噪声级是不可比的。因此, 相关标准引用了比 A 声压级这个新的指标, 用于评价风机噪声性能。不同系列、型号的风机, 在额定工况的比 A 声压级, 表征了该系列风机的噪声大小和产品品质 t 的高低。同一系列不同型号的风机, 其比 A 声压级近似相同(一般规律是大机号的比 A 声压级略低于小机号)。风机气动性能愈好, 加工精度愈高, 其比 A 声压级愈小。因此, 不同风机的噪声性能, 可以用比 A 声压级进行评价和比较^[17]。

本文中数值计算与试验数据计算冷却风机的最大风量工况点的气动性能和 A 声压级, 为了获得不同参数条件下具有最优噪声特性的冷却风机, 使用进风口、出风口以及侧面工况点处的比 A 声压级进

图 14 各测点试验与仿真频谱图

行评价。该型号风机参数如表 3 所示, 风机比 A 声压级的计算公式(8)如下

$$L_{SA} = L_A - 10 \lg(Qp^2) + 19.8 \quad (8)$$

式中, L_{SA} 为风机测试工况点的比 A 声压级, 单位为 dB; L_A 为风机测试工况点的 A 计权声压级, 单位为 dB(A); Q 为风机测试工况点的流量, 单位为 m^3/min ; p 为风机测试工况点的压力, 单位为 Pa。

表 3 冷却风机的工作参数

圆筒半径/ mm	叶轮半径/ mm	叶轮转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	风量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	风压/Pa
302	299.5	1 470	186	1 300

图 15 为该型号冷却风机 L_{SA} 数值, 依据相关标准, 轴流风机 L_{SA} 值应不大于 35 dB。试验数据表明, 侧面测点和进风口 L_{SA} 值均低于 35 dB, 出风口处 L_{SA} 值高于标准值。结合图 10, 在出风口处有明显较大漩涡存在, 出风口处设计的不合理性, 导致气流形成集聚漩涡, 这是 C8 不满足相关标准值的主要原因之一, 可为该型号风机噪声优化设计提供方向性指导。

图 15 冷却风机比 A 声压级

3.3 基于试验数据的阶次贡献率分析

充分利用试验数据并根据 GB/T 2888-2008《风机和罗茨鼓风机噪声测量方法》试验标准, 以侧面 C3 点作为噪声等级评估最佳点。基于 FFT 算法对图 14c 中的试验数据进行功率谱密度计算, 获取该测点在不同阶次下的旋转噪声功率贡献量^[18]。功率谱密度的计算式如下

$$S(f_k) = \frac{1}{Nf_s} \left| \tilde{G}(f_k) \right|^2 \quad (9)$$

式中, $\tilde{G}(f_k)$ 为经过 FFT 变换后的频谱值(单位为 Pa/Hz)。 f_s 为采样频率。 N 为样本数, 此处采样频率为 2 000 Hz, 样本数为 2 000。

基于 C3 测点的功率谱密度曲线, 选取阶次频率处的带宽为转速基频的 0.5 倍, 可计算不同阶次下的旋转噪声声功率。此型号风机的额定转速为

1 470 r/min, 因此阶次带宽取为 12 Hz, 不同阶次对应的旋转噪声声功率占总的噪声声功率的百分比如图 16 所示。其中, 图 16a 为进风口动叶轮阶次贡献率, 可见第 33 阶次、第 44 阶次以及第 55 阶次占比较大, 进风口动叶轮阶次贡献率达到 15.23%。图 16b 为出风口动叶轮阶次贡献率, 可见第 10 阶次和第 40 阶次占比较大, 且出风口动叶轮阶次贡献率达到 7.67%。图 16c 为动叶轮阶次贡献率按照高低排序, 最大贡献率为第 33 阶次, 其次是第 10 阶次。

图 16 阶次贡献率

从图 16 可以看出, 第 33 阶次的声功率比其他阶次的声功率要高得多。第 33 阶次是进风口第 3 阶 BPF, 其原因可能是叶轮不是一个完全的周期结构, 因为当叶轮结构是完全周期结构时, 噪声最大处应该发生在第一阶 BPF。

图 17 给出了旋转噪声和宽频带噪声的声功率贡献率, 其中旋转噪声的总贡献率达到 25.24%, 宽频带噪声的贡献率达到 74.76%。旋转噪声的贡献率虽然没有宽频带噪声总贡献率多, 但仍是不可忽略的噪声成分, 因为旋转噪声主要会影响声学品质,

所以在后续优化设计中可考虑对动叶轮的叶片设计进行改良。而宽频带噪声作为声功率贡献量最为主要的部分, 是后续噪声优化中最为重要的环节, 可以从流场中的漩涡处进行优化, 也可以将导向定叶轮优化为无转角形状。

基于的FFT功率谱密度各成分占比
图 17 冷却风机各频带占比

4 结论

本文通过气动噪声试验和数值模拟研究动车组牵引变压器冷却风机气动噪声的产生机理。分析得出以下结论。

(1) 动车组牵引变压器冷却风机进风口和出风口处有明显的漩涡流动乃至回流。当冷却风机在额定转速运行时所产生的气动噪声声源区域主要位于进风口动叶轮和出风口动叶轮处气流脉动压力所形成的偶极子声源。

(2) 基于 FFT 的功率谱密度各成分占比中, 进风口动叶轮阶次贡献率达到 15.23%, 出风口动叶轮阶次贡献率达到 7.67%, 另外, 还有少许的导向定叶轮的阶次贡献率, 使得阶次总贡献率达到 25.24%, 宽频带总贡献率达到 74.76%。阶次噪声中, 进风口第 33 阶次和出风口第 10 阶次最为重要。

(3) 通过对非稳态下冷却风机表面声场频谱的数值模拟技术研究, 将冷却风机表面附近的湍流场脉动压力参数利用 Lighthill 方程转换成直接边界元中的声源边界条件, 实现了非稳态下冷却风机气动噪声频谱分布规律的数值模拟分析。计算结果与试验数据中的频谱特性进行比对分析, 验证了数值模拟准确性和可靠性, 可为后续该风机的气动噪声降噪提供参考依据。

参 考 文 献

- [1] 高平. CRH380A 高速动车组变压器冷却风机的设计和关键技术问题研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2011.
GAO Ping. The design and the key technology problems study of the cooling fan for transformer of CRH380A high-speed emus[D]. Changsha: Hunan University, 2011.
- [2] PARK B, JEON J Y, CHOI S, et al. Short-term noise

annoyance assessment in passenger compartments of high-speed trains under sudden variation[J]. Applied Acoustics, 2015(97): 46-53.

- [3] 商景泰. 通风机设计入门与精通[M]. 北京: 机械工业出版社, 2012.
SHANG Jingtai. Introduction and mastery of ventilator design[M]. Beijing: China Machine Press, 2012.
- [4] BIES D A, HANSEN C H. Engineering noise control: Theory and practice[M]. Abingdon: Spon Press, 2003.
- [5] 储微. 支撑架对小型轴流风扇气动性能和噪声影响的研究[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2015.
CHU Wei. Research on influence of struts on aerodynamic performance and noise of small axial flow fans[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2015.
- [6] 张亚东, 董大伟, 张继业, 等. 车用交流发电机气动噪声数值分析[J]. 振动与冲击, 2016, 35(1): 174-182.
ZHANG Yadong, DONG Dawei, ZHANG Jiye, et al. Numerical simulation analysis for aerodynamic noise of a vehicle alternator[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(1): 174-182.
- [7] 肖红林, 石月奎, 王海洋, 等. 大型车辆冷却风扇数值模拟的研究[J]. 汽车工程, 2011, 33(7): 636-640.
XIAO Honglin, SHI Yuekui, WANG Haiyang, et al. A study on the numerical simulation for the cooling fan of large vehicle[J]. Automotive Engineering, 2011, 33(7): 636-640.
- [8] 李业, 周水清, 王军, 等. 转速对弯掠轴流风机气动噪声的影响分析[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(1): 51-55.
LI Ye, ZHOU Shuiqing, WANG Jun, et al. Analysis of aerodynamic noise of a swept-curved axial flow fan with different rotate speed[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(1): 51-55.
- [9] 李春曦, 林卿, 叶学民. 单动叶安装角异常时轴流风机的噪声特性[J]. 中国电机工程学报, 2015, 35(5): 1183-1192.
LI Chunxi, LIN Qing, YE Xuemin. Acoustic characteristics of an axial flow fan with abnormal installation angle of single blade[J]. Proceedings of the CSEE, 2015, 35(5): 1183-1192.
- [10] LAIN S, OSORIO C. Simulation and evaluation of a straight-bladed darrieus-type cross flow marine turbine[J]. Journal of Scientific & Industrial Research, 2010, 69(12): 906-912.
- [11] SHIGEMITSU T, FUKUTOMI J, OKABE Y, et al. Unsteady flow condition of contra-rotating small-sized axial fan[J]. Journal of Thermal Science, 2011, 20(6): 495-502.
- [12] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. GB/T 2888-2008 风机和罗茨鼓

- ZHANG Xu. Study on small curve performance of four modules 100% low-floor trams[J]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2016.
- [10] 吕凤梅, 赵建秋, 闫晓明, 等. 100%低地板现代城市有轨电车限界和小曲线通过能力分析[J]. 铁道车辆, 2013, 51(9): 5-7.
- LÜ Fengmei, ZHAO Jianqiu, YAN Xiaoming, et al. Gauge for 100% low floor modern urban tram and analysis of the small curve negotiation capability[J]. Rolling Stock, 2013, 51(9): 5-7.
- [11] DUYM S, STIENS R, REYBROUCK K. Evaluation of shock absorber models [J]. Vehicle System Dynamics, 1997, 27(2): 109127.
- [12] 吕振华, 李世民. 筒式液阻减振器动态特性模拟分析技术的发展[J]. 清华大学学报, 2002, 42(11): 1532-1536.
- LÜ Zhenhua, LI Shimin. Simulation techniques for nonlinear dynamic characteristics of telescopic hydraulic dampers[J]. Journal of Tsinghua University, 2002, 42(11): 1532-1536.
- [13] 王欢, 田合强, 戴焕云. 独立车轮动力转向架纵向耦合导向机理[J]. 中国铁道科学, 2010, 31(4): 63-67.
- WANG Huan, TIAN Heqiang, DAI Huanyun. The Principle of the longitudinal coupled creep steering for the independently wheel power bogie[J]. China Railway Science, 2010, 31(4): 63-67.
- [14] 许明春, 曾京. 纵向耦合独立旋转车轮转向架导向机理[J]. 交通运输工程学报, 2011, 11(1): 43-50.
- XU Mingchun, ZENG Jing. Guiding mechanism of longitudinal coupling bogie with independently rotating wheels[J]. China Railway Science, 2011, 11(1): 43-50.
- [15] 中华人民共和国国家标准局, 铁道部标准计量研究所. GB/T 5599-1985 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范[S]. 北京: 中国标准出版社, 1985.
- National Bureau of Standards, Institute of Standard Metrology. GB/T 5599-1985 Railway vehicles-Specification for evaluation the dynamic performance and accreditation test[S]. Beijing: China Standard Press, 1985.

作者简介: 黄有培, 男, 1992 年出生, 博士研究生。主要研究方向为轨道车辆系统动力学。
E-mail: huangyoupei2015@163.com
任利惠(通信作者), 男, 1970 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为轨道车辆系统动力学, 车辆测试技术。
E-mail: renlihui@tongji.edu.cn

(上接第 161 页)

- 风机噪声测量方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. GB/T 2888-2008 Methods of noise measurement for fans blowers compressors and Roots blowers[S]. Beijing: Standards Press of China, 2007.
- [13] 康强, 左曙光, 韩惠君, 等. 燃料电池车用旋涡风机气动噪声试验及仿真研究[J]. 汽车工程, 2014, 36(2): 236-242.
- KANG Qiang, ZUO Shuguang, HAN Huijun, et al. Experimental and simulation studies on the aerodynamic noise of regenerative flow compressor for fuel cell vehicle[J]. Automotive Engineering, 2014, 36(2): 236-242.
- [14] 张强. 气动声学基础[M]. 北京: 国防工业出版社, 2012.
- ZHANG Qing. Aero-acoustic foundation[M]. Beijing: National Defense Industrial Press, 2012.
- [15] 陈庆光, 房菲, 张永超, 等. 对旋风机级间流场涡量和噪声分布规律的分析[J]. 噪声与振动控制, 2012, 2(1): 89-93.
- CHEN Qingguang, FANG Fei, ZHANG Yongchao, et al. Vortex and noise characteristics analysis of the flow-field between the two impellers of a contra-rotating axial fan[J]. Noise and Vibration Control, 2012, 2(1): 89-93.
- [16] LIGHTHILL M J. On sound generated aerodynamically. General theory[J]. Proceedings of the Royal Society of London Series A: Mathematical and Physical Sciences, 1952, 211(1107): 564-587.
- [17] 智乃刚, 屈德荫, 蔡京京, 等. 离心通风机的 A 声级和倍频带声压级的预算方法[J]. 应用声学, 1983, 2(4): 36-37.
- ZHI Naigang, QU Deyin, CAI Jingjing, et al. Budget method for a sound level and octave sound pressure level of centrifugal fan[J]. Journal of Applied Acoustics, 1983, 2(4): 36-37.
- [18] 星谷胜. 随机振动分析[M]. 北京: 地震出版社, 1977.
- XING Gusheng. Random vibration analysis[M]. Beijing: Seismological Press, 1977.

作者简介: 刘健炜, 男, 1992 年出生。主要研究方向为轨道交通振动噪声控制。
E-mail: 542242399@qq.com
圣小珍(通信作者), 男, 1962 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为振动噪声理论。
E-mail: shengxiaozhen@hotmail.com