自通风永磁同步电机的气动噪声优化

孙艳红[1] 庞 聪[2] 张 伟[2] 张 成[2] 邱 毅[1] 郑 旭[1*]
1.浙江大学能源工程学院,杭州,310027
2.中车永济电机有限公司,西安,710016

摘要:为准确预测和优化自通风永磁同步电机(SVPMSM)高转速下的气动噪声特性,采用计算流体力学与 Lighthill 声类比相结合的方法对电机气动噪声进行了仿真计算,其中,采用 RNG k-ε 模型和大涡模拟对电机内流场进行仿真计算,在此基础上利用 Lighthill 声类比法进行声学求解,并通过试验进行验证。建立无风道的简化模型研究了风扇不同结构参数对气动噪声的影响,利用整机仿真模型研究了风道膨胀腔结构对气动噪声的影响。研究结果表明,电机在 4250 r/min 转速下整机仿真计算的气动噪声声功率级与试验值的差距为 0.6 dB(A),表明仿真模型能够有效预测电机气动噪声。电机优化研究发现,风扇内半径大小和叶片弯曲弧度的变化对风扇流场结果影响较小,因而气动噪声相差不大;相比于叶片数量较少、叶片不等距排布,叶片数量较多、叶片等距排布时有更好的声学特性;在电机风道中加入膨胀腔对电机噪声的低频有较好的降噪效果,加入长度为 94.4 mm 的膨胀腔比长度为 134.4 mm 的膨胀腔有更低的声功率级,同时,风道内设置两个膨胀腔比只设置一个膨胀腔有更好的降噪效果。

关键词:永磁同步电机;气动噪声;计算流体力学;Lighthill 声类比
中图分类号:TM341
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.01.002 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Aerodynamic Noise Optimization of Self-ventilated Permanent Magnet Synchronous Motors

SUN Yanhong[1] PANG Cong[2] ZHANG Wei[2] ZHANG Cheng[2] QIU Yi[1] ZHENG Xu[1*]
1.College of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou, 310027
2.CRRC Yongji Electric Co., Ltd., Xi'an, 710016

Abstract: To accurately predict and optimize the aerodynamic noise of the self-ventilated permanent magnet synchronous motors(SVPMSM) at high speed, a method combined with CFD approach and Lighthill acoustic analogy was applied to simulate the aerodynamic noise of the motors. RNG k-ε model and large eddy simulation were used to simulate the flow field in the motors. Then, Lighthill acoustic analogy method was used to solve the acoustic problems, which were verified by experiments. A simplified model without air duct was established to study the effects of different fan structures on aerodynamic noise. The effects of duct expansion chamber structures on aerodynamic noise was studied by the motor simulation model. The results show that the difference between the sound power levels calculated by the motor simulation and the test at 4250 r/min is as 0.6 dB(A), which prove that the aerodynamic noise simulation model may effectively predict the aerodynamic noise of the motors. Through motor optimization, it is found that the changes of fan inner radius and blade curvature have little effect on the flow field, so there is little difference in aerodynamic noise. More blades and equidistant arrangement have better acoustic characteristics than less blades and non-equidistant arrangement. The expansion cavities added to the air ducts of the motors have a better noise reduction effectiveness at the low frequencies. The sound power level of the motors with the expansion chamber length of 94.4 mm is lower than that with the expansion cavity length of 134.4 mm. Setting two expansion cavities in the air ducts have a better noise reduction effectiveness than that only setting one expansion cavity.

Key words: permanent magnet synchronous motor; aerodynamic noise; computational fluid dynamics (CFD); Lighthill acoustic analogy

0 引言

目前,电机噪声已成为影响列车舒适性的重要因素,电机噪声控制是近年来的重点关注方向。电机噪声可分为气动噪声、电磁噪声和机械噪声三大类[1]。自通风永磁同步电机是轨道车辆常用的电机类型,其结构中含有风扇,根据以往在高转

收稿日期:2023-07-24
基金项目:国家自然科学基金(51975515)

速下的牵引电机噪声测试经验，冷却风扇所产生的气动噪声是电机的主要噪声源[2-3]。

近年来，很多学者对自通风永磁同步电机(self-ventilated permanent magnet synchronous motor，SVPMSM)气动噪声的研究和优化都是针对风扇结构的[4-8]。KRISHNA 等[6]通过修改风扇几何形状来降低电机风扇的气动噪声；MIZUNO 等[7]设计了风扇叶片不等间距排布的方案，进一步达到降低牵引电机气动噪声的目的；PREZELJ 等[8]发现与带有直立叶片的电机相比，带有倾斜叶片的电机的噪声在心理声学方面有更好的结果。除了风扇叶片的设计优化以外，有学者对旋转机械的其他结构也进行了较深入的研究[9-10]。LEE[9]对电机的帽半径和电机入口参数进行灵敏度分析，发现电机的帽半径和电机其他参数之间的相互作用不显著；HARIHARAN 等[10]研究了风机的进口间隙对气动性能的影响，但是未能将研究结果延伸到对气动噪声的影响。另一方面，为了更好地对电机进行散热，自通风永磁电机的机座中会有风道与外界相通，方便将风扇产生的气流输送到电机外。目前通过风道对电机气动噪声进行优化的研究较少，但是利用风道的设计对通风管道进行降噪的研究[11-14]早已屡见不鲜，然而将其应用到电机的却并不多见。风道在电机中的主要作用是通过输送气流达到冷却电机的效果，在这过程中可以充分利用风道的设计达到降噪的目的。

自通风永磁同步电机的气动噪声主要来源于冷却风扇，本文从自通风永磁同步电机的噪声试验入手，利用计算流体动力学(computational fluid dynamics，CFD)和 Lighthill 声类比[15]方法，建立气动噪声仿真计算模型对电机噪声特性进行预测研究，包括电机整机的仿真模型和排除风道影响的简化模型，并分别从风扇和风道两方面进行气动噪声的优化研究。

1　电机试验测试

1.1　电机规格

本文研究的电机为自通风永磁同步电机，主要由风扇、定子、转子、永磁体、绕组、转动轴、机壳、前后端盖等组成。自通风永磁同步电机的相应规格参数如表 1 所示。

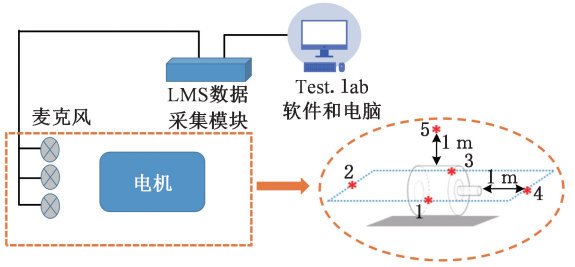
1.2　电机噪声测试

试验设备包括麦克风、LMS 数据采集模块等，测试示意图见图 1a，测试现场照片见图 1b。电机工作在空载状态，信号采样频率为 51 200 Hz。

表 1　自通风永磁同步电机主要参数

Tab.1　Main parameters of the SVPMSM

参数	值	参数	值
相数/极数/槽数	3/8/48	额定转速/(r·min^{-1})	2000
风扇叶片数	17	最高转速/(r·min^{-1})	4850
额定功率/kW	180	额定电压/V	1000
额定转矩/(N·m)	859.4	外形尺寸(mm×mm×mm)	655×526×526



(a)测试示意图



(b)测试现场照片

图 1　电机噪声测试系统

Fig.1　The system of motor noise test

麦克风的放置位置符合 GB/T25123.4—2015 标准[16]，设置 5 个关键测点。

2　电机噪声研究模型

2.1　气动噪声计算模型

自通风永磁同步电机的气动噪声预测模型是一个由时域流场分析和频域声场分析组成的计算模型。首先，由基于 CFD 求解的定常流场得到初始流动条件，其流场计算模型如图 2 所示，包括进口流域、出口流域和管道流域三个稳定域以及风扇旋转域，湍流模型选择 RNG k-ε 模型，风扇旋转域选择多参考系模型，进口设为压力进口，出口设为压力出口；当定常流场计算收敛后，以定常结果为基础求解非定常流场，湍流模型选择大涡模拟，风扇旋转域选择滑移网格，经过计算后得到内部流场的时域结果(密度和速度)；根据非定常流场计算结果，在频域采用 Lighthill 声类比方法计算气动噪声激励源，激励源包括 Lighthill 体声源和面声源两种边界条件；最后，通过声场有限元法

(finite element method,FEM)建立有限元模型,用于计算电机外辐射噪声,如图 3 所示。其中,流场计算网格为六面体网格,旋转域的网格尺寸小于 1 mm,同时划分边界层网格,边界层网格尺寸满足非定常计算中采用的湍流模型的壁面函数要求,对于电机内外静止域,面网格尺寸为 1～15 mm。整体网格的最小正交质量为 0.038。声场网格在流体网格的基础上向外进行辐射网格划分,最大体网格尺寸为 15 mm。

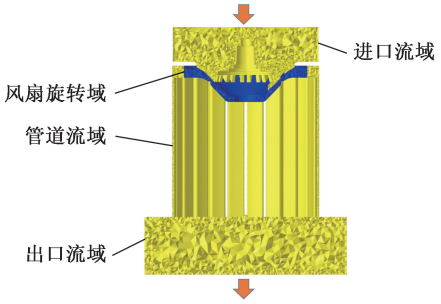


图 2　电机流场仿真模型

Fig.2　The simulation model of the motor's flow regions

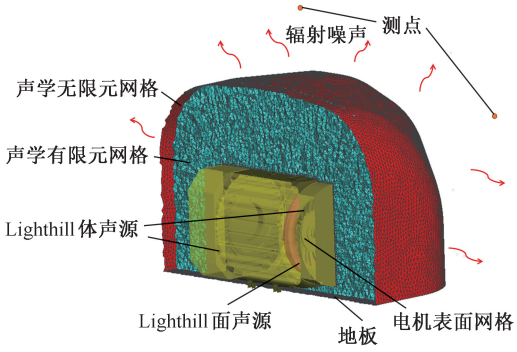


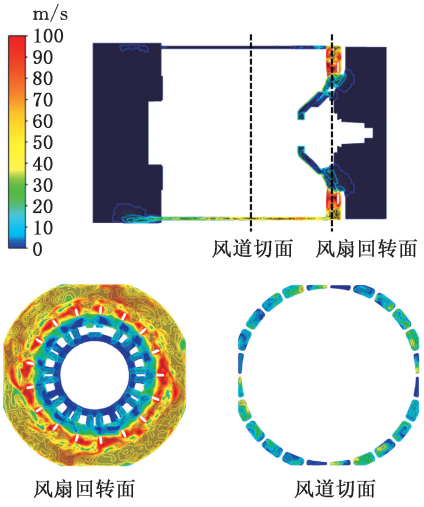
图 3　电机气动噪声计算模型

Fig.3　The numerical model of aerodynamic noise

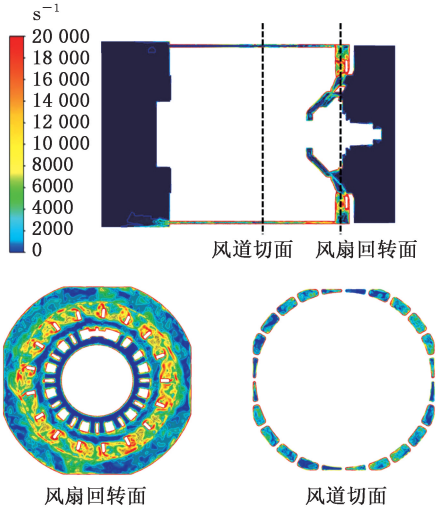
电机在 4250 r/min 转速下,经过流场计算后,电机内部流场子午面、风扇回转面和风道切面的速度和涡流强度如图 4 所示,其中风扇回转面和风道切面分别位于风扇叶片轴向中心和风道轴向中心处。由图 4 可以看出,从风扇旋转域到风道入口的速度较大,而风道内部流速较小;从风扇流域到风道内均存在较大的涡流强度,尤其风扇区域的回转面内涡流强度相对周边较大,说明这里有高强度的旋涡运动,这也是电机气动噪声产生的主要原因。

2.2　无风道的简化模型

为了排除风道,单独研究风扇结构对气动噪声的影响,本文采用图 5 所示的电机流场模型,只包含风扇和端盖两个部件,除了风扇旋转域外还包含进口和出口两个流场稳定域。利用 CFD 建立流场计算模型,其中压力入射面位于进口流场的上端,压力出口面位于出口流场的侧面。电机



(a)速度流线图



(b)涡流强度图

图 4　自通风永磁同步电机内流场瞬时特征图

Fig.4　Instantaneous contours of the flow field inside the SVPMSM

声场模型也作了适当简化,当仅考虑电机风扇结构对气动噪声的影响时,电机风道可简化为环状风道,如图 6 所示。电机优化研究的转速均为 4250 r/min。图 7 给出了简化模型在流场中的结

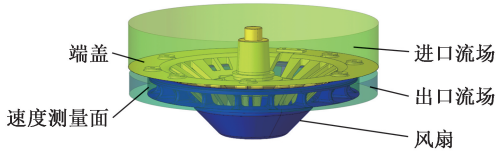


图 5　电机流场简化模型

Fig.5　The simplified model of the motor's flow field

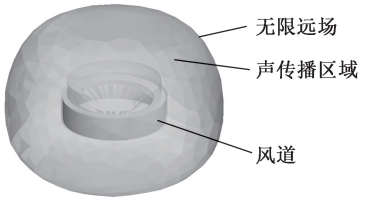
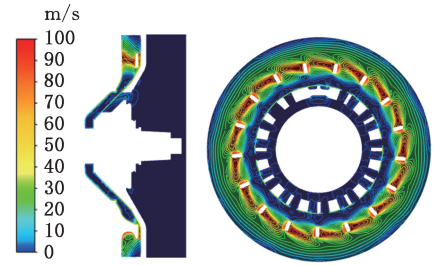
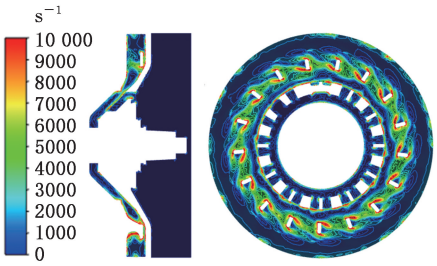


图 6　电机声场简化模型

Fig.6　The simplified model of the motor's acoustic field



(a)速度流线图



(b)涡流强度图

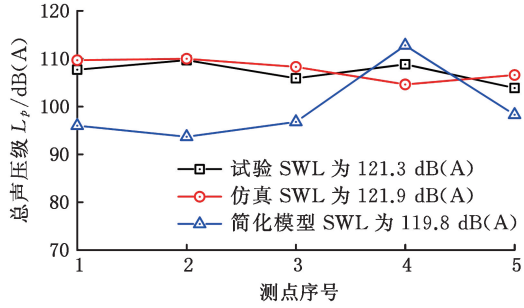
图 7　风扇流域的流场瞬时特征图

Fig.7　Instantaneous contours of the flow fieldof the fan

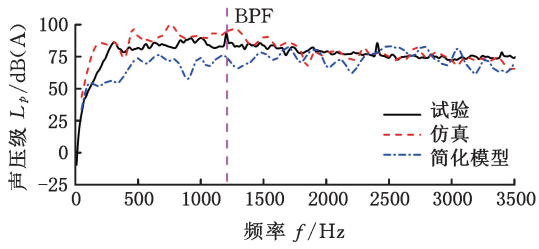
果，与图 4 中原电机的风扇回转面的流场结果相比，速度流线图和涡流强度图杂乱程度明显降低，说明原电机风道对电机气动噪声可能有些许放大作用。

2.3　模型验证

经声场计算后，得到原电机在转速 4250 r/min下 5 个关键测点的总声压级(overall sound pressure level，OSPL)和声功率级(sound power level，SWL)，如图 8a 所示，其中还包括相应转速下的测试结果，以及排除风道的简化模型的结果。从图 8a 中可以看出，原电机仿真得到的总声压级变化规律与试验相符，从声功率级的大小可以看出，两者相差 0.6 dB(A)。而对于简化模型，声功率级低于电机整机试验值 1.5 dB(A)，各测点的总声压级变化规律与原电机仿真和试验结果不同，在测点 1、2、3 和 5 处，简化模型的总声压级低于原电机的总声压级，而测点 4 却高于原电机，这可能是因为测点 4 离风扇最近，而其余四点没有风道的气流传输作用，导致噪声水平相对较低，这也可以从前面的流场结果分析得出，缺少风道的简化模型气流的紊流情况明显减弱。由图 8b 测点 1 处的声压级(sound pressure level，SPL)曲线对比可以看出，试验、仿真以及简化模型在 1 倍的叶片通过频率(blade passing frequency，BPF)等于叶片数量乘转速除以 60，即 1204 Hz 处均出现峰值，但是原电机仿真结果在 500 Hz 和 750 Hz 出现了峰值，这可能是由于风道模态与流场激励发生共振导致的，而简化模型由于无风道，因此这两个频率处并未产生峰值。



(a)总声压级



(b)测点 1 处的声压级曲线对比

图 8　自通风永磁同步电机声压级验证

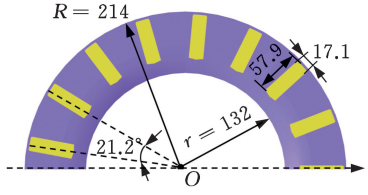
Fig.8　The sound pressure level validation of the SVPMSM

3　电机气动噪声优化

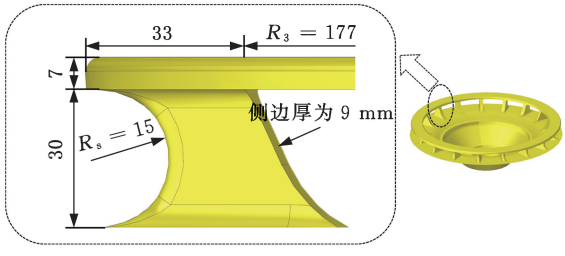
3.1　风扇优化

3.1.1　风扇内半径大小

图 9 为电机风扇结构示意图，其中，风扇由上方的圆环、中间的叶片和下方的底座组成。图 9b 为叶片排布示意图，标注了叶片底部尺寸和风扇内外半径。



(a)风扇底座



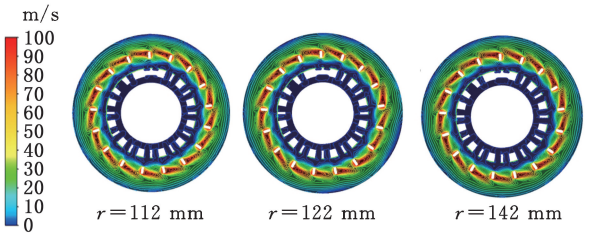
(b)叶片几何尺寸

图 9　风扇结构示意图

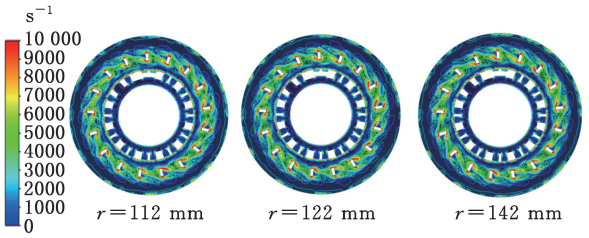
Fig.9　The diagram of the fan structure

原风扇内半径 r 约为 132 mm，分别计算了风扇内半径 r 为 112，122，142 mm 时风扇模型的流场结果及 5 个关键测点处的噪声水平。图 10 为电机风扇回转面在三种内半径时的速度流线图

和涡流强度图，可以看出，与原风扇相比，内半径变化对流场的影响并不明显。图 11 所示为不同风扇内半径下的 5 个关键测点的总声压级和声功率级，可以发现，风扇内半径对各点处的总声压级影响较小，尤其是测点 1、3、5；对声功率级也只有较小影响，声功率级最大相差 2.7 dB(A)。图 12 所示为不同内半径下测点 1 的声压级频谱，可以发现，不同内半径的声压级曲线彼此接近，并且均在主要 BPF 处出现峰值，从总声压级来看，内半径 r 为 112 mm 时具有最小值，122 mm 时具有最大值，与原模型相比，总声压级最大相差 1.1 dB(A)。



(a)速度流线图



(b)涡流强度图

图 10　不同内半径下风扇回转面流场瞬时特征图

Fig.10　Instantaneous contours of the flow field in the fan cross section with different inner radius

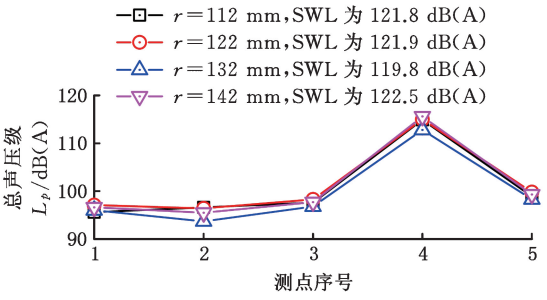


图 11　风扇内半径对气动噪声的影响

Fig.11　The effect of inner radius on the aerodynamic noise

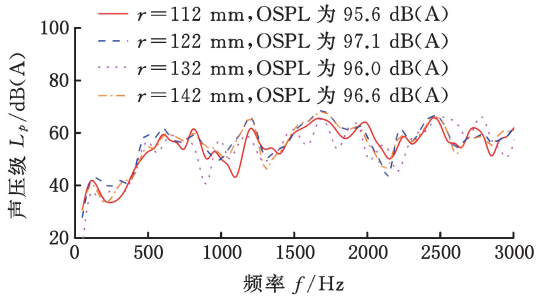


图 12　不同风扇内半径下测点 1 的声压级频谱

Fig.12　SPL spectrums of the simplified model with different inner radius at point 1

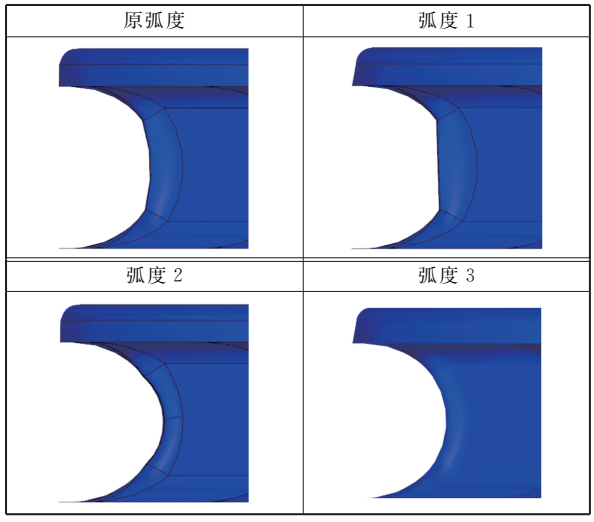
由以上分析可知，风扇内半径对电机气动噪声影响较小，这主要是因为风扇内径变化对风扇回转面流场结果影响不大，速度和涡流特性变化较小。

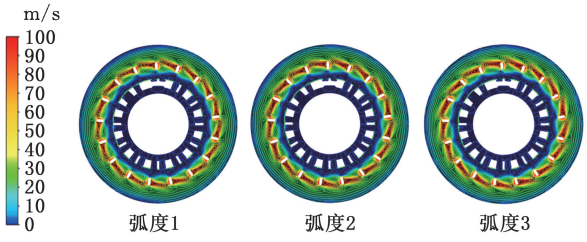
3.1.2　风扇叶片弯曲弧度

所选取的电机风扇叶片弯曲弧度如表 2 所示，弧度 1 弯曲程度较小，弧度 3 弯曲程度较大，而弧度 2 接近直线。经流场计算后，电机风扇回转面在三种弧度下的速度流线图和涡流强度图见图 13，可以看出，与原风扇相比，弧度对流场的影响并不明显。图14所示为不同弧度下各关键测点

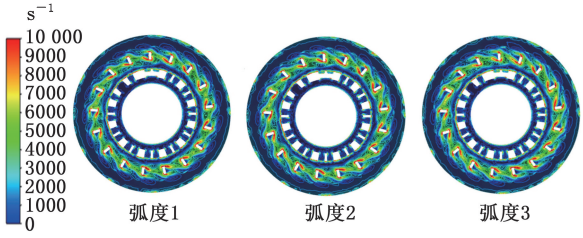
表 2　风扇叶片弯曲弧度示意图

Tab.2　The diagrams of the fan blades with different curvatures





(a)速度流线图



(b)涡流强度图

图 13　不同弯曲弧度下风扇回转面流场瞬时特征图

Fig.13　Instantaneous contours of the flow field in the fan cross section with different curvatures

的总声压级和声功率级，可以发现，风扇叶片弧度在测点 1、3、5 的总声压级相差不大，而对测点 2、4 有明显影响，与原弧度相比，声功率级均有所增大，差距最大为 1.9 dB(A)。图 15 所示为不同弧度时测点 1 的声压级频谱，可以看出，与原弧度相比，改变弧度后会让 1 倍 BPF 处的峰值有所增大。

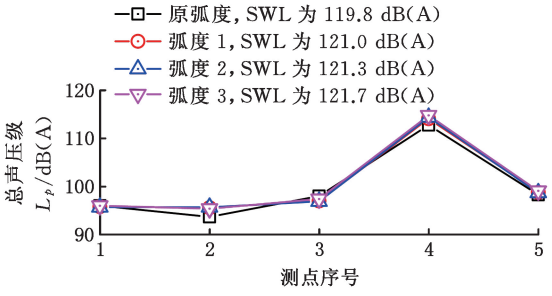


图 14　风扇叶片弯曲弧度对气动噪声的影响

Fig.14　The effect of the fan blade curvature on the aerodynamic noise

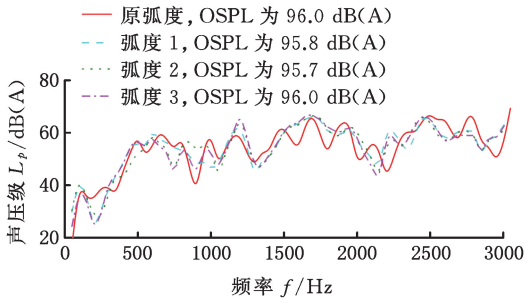


图 15　不同叶片弯曲弧度时的声压级频谱

Fig.15　SPL spectrums of different blade curvatures

由以上分析可知，风扇叶片弯曲弧度对电机气动噪声影响较小，这同样是因为弯曲弧度变化后的流场结果与原弧度的流场结果相似，速度和涡流特性基本不变。

3.1.3　风扇叶片数量及排布

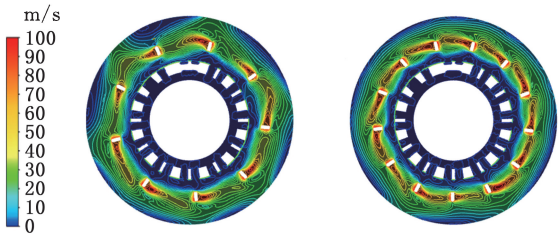
原风扇具有 17 个等距排布的叶片，考虑将风扇叶片数量和排布情况作为优化变量，设计了风扇分别具有等距排布和不等距排布的 9 个和 13 个叶片，其中不等距排布如图 16 所示。图 17 和图 18 分别为等距情况下风扇回转面的速度流线图和涡量强度图，图 19 和图 20 分别为不等距情况下风扇回转面的速度流线图和涡量强度图。由图 17 可以看出，随着叶片数量增多，叶片迎风面处的流速逐渐增大，这是由于当叶片数量增多后，叶片间的距离缩短，上一个叶片流动过程中形成的尾迹容易与下一个叶片相撞，导致速度增大。由图 18 可以看出，涡量强度较大的地方集中在叶片两侧，并且叶片数量越多，外侧涡流尾迹面积越小。由图 19 和图 20 可以看出，当叶片分布不等距时，在风扇叶片数量较少的情况下，叶片聚集的地方容易出现速度流线的弯折现象，而在相应的位置上也会出现涡量增大的情况，这种现象随着叶片数量增多而逐渐减少。



(a)9 个叶片　　(b)13 个叶片

图 16　不等距排布示意图

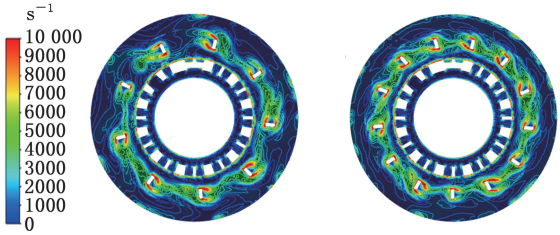
Fig.16　Diagram of fans' non-equidistant



(a)9 个叶片　　(b)13 个叶片

图 17　叶片等距排布时风扇回转面速度瞬时流线图

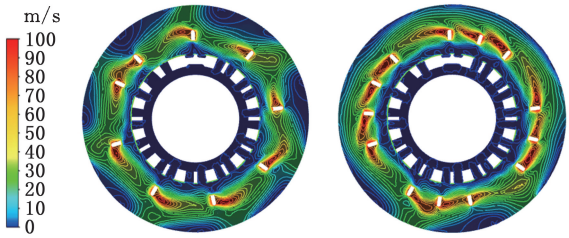
Fig.17　Instantaneous contours of velocity magnitudes for fans' equidistant arrangement in the fan cross section



(a)9 个叶片　　(b)13 个叶片

图 18　叶片等距排布时风扇回转面涡量强度瞬时图

Fig.18　Instantaneous contours of vorticity magnitudes for fans' equidistant arrangement in the fan cross section

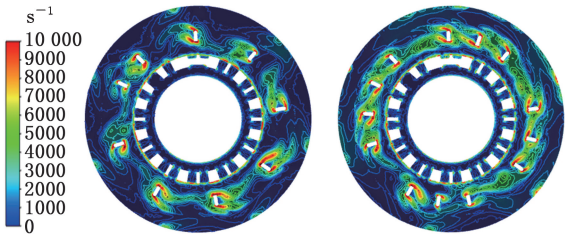


(a)9 个叶片　　(b)13 个叶片

图 19　叶片不等距排布时风扇回转面速度瞬时流线图

Fig.19　Instantaneous contours of velocity magnitudes for fans' non-equidistant arrangement in the fan cross section

图 21 所示为风扇叶片为 9 个和 13 个时，等距与不等距排布时其测量面平均速度的对比，速度测量面的位置如图 5 所示。从 9 个叶片和 13



(a)9 个叶片　　(b)13 个叶片

图 20　叶片不等距排布时风扇回转面涡量强度瞬时图

Fig.20　Instantaneous contours of vorticity magnitudes for fans' non-equidistant arrangement in the fan cross section

个叶片的平均速度来看，与等距排布相比，不等距排布的风扇速度变化波动较大，存在更加明显的周期性，其平均速度逐渐低于或始终低于等距分布的平均速度，因此从风扇空气流动性的角度考虑，风扇叶片等距分布对电机冷却有更加明显的作用。

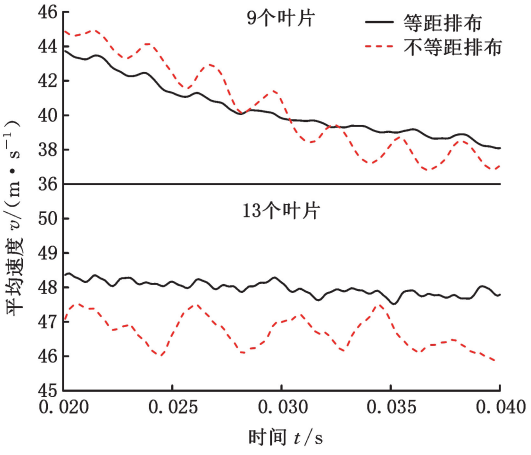


图 21　测量面平均速度随时间变化曲线

Fig.21　The curves of the average velocities in the measurement plane with time

经声场计算后，叶片不同排布时 5 个关键测点处的总声压级以及声功率级如图 22 所示。由等距排布下叶片数量为 9、13、17 的声功率级可以发现，每增加 4 个叶片，声功率级降低 0.4～1.1 dB(A)。由声压级曲线可以发现，随着叶片数量增加，除了测点 4 以外，其他测点处的总声压级均有所降低；另一方面，测点 2 的降低幅度是最小的，这是因为风扇为离心风扇，因此位于风扇转轴前方和后方的测点 4 和测点 2 所受到的影响较小。图 23 所示为叶片等距排布时不同叶片数量下测点 1 的声压级频谱，当叶片数量为 9、13、17 时，转速为 4250 r/min 的 BPF 出现在 637.5 Hz、920.8 Hz 和 1204.2 Hz，并且噪声幅值随着叶片数量的增加而逐渐降低，因而导致总声压级随着叶片数量的增加而逐渐降低。

由前面的分析可知，随着叶片数量的增加，叶片外侧涡流强度较大的区域面积减小，平均速度增大但逐渐平缓，这就导致随着叶片增多，气流波动降低，音调噪声逐渐降低，进而总声压级和声功率级降低。

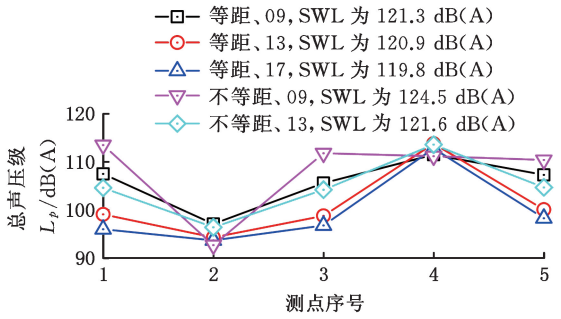


图 22　风扇叶片数量和排布对气动噪声的影响

Fig.22　The effect of the number and arrangement of the fan blades on aerodynamic noise

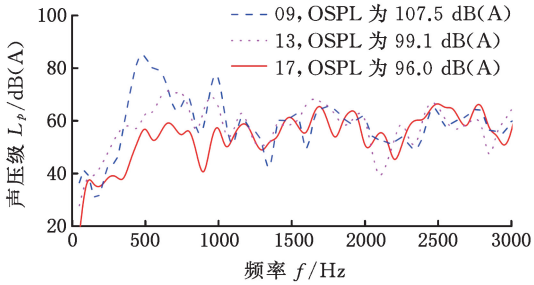


图 23　叶片等距排布时测点 1 的声压级频谱

Fig.23　SPL spectrums for blades' equidistant arrangement at point 1

由等距排布和不等距排布的对比可以看出，不等距排布造成的声功率级普遍高于等距排布下的声功率级。其中，当叶片数量为 9 时，叶片不等距排布的风扇相对于等距排布声功率级增大了 3.2 dB(A)；而叶片数量为 13 时，叶片不等距排布相对于等距排布声功率级仅增大了 0.7 dB(A)。说明叶片数量较多时，不等距排布产生的噪声水平会接近等距排布，这是由于叶片数量较多时不等距排布的涡量和速度流场结果与等距排布时接近。

从图 22 的总声压级曲线中可以看出，当叶片数量为 9 时，除了测点 4 以外，等距与不等距两种方案下的其他各测点总声压级相差较大，尤其是不等距时，总声压级最大的点由测点 4 变成测点 1；当叶片数量为 13 时，除测点 2 以外，其他测点在叶片不等距的情况下总声压级均增大。图 24 所示为叶片数量分别为 9 和 13 时等距排布与不等距排布下测点 1 的声压级频谱，可以发现，当叶片不等距排布时，两种叶片数量下的 BPF 均向低频移动，并且 BPF 处的噪声幅值增大，因而导致不等距排布的总声压级大于等距排布。

3.2　风道优化

由于膨胀腔具有很好的消声作用[17-19]，已被

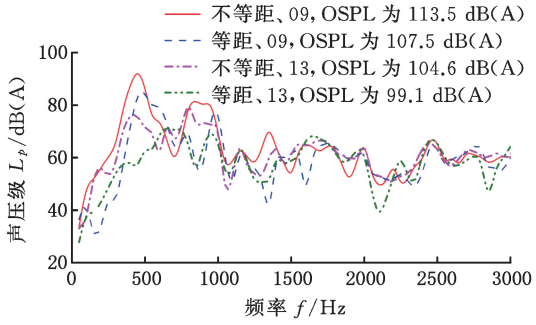
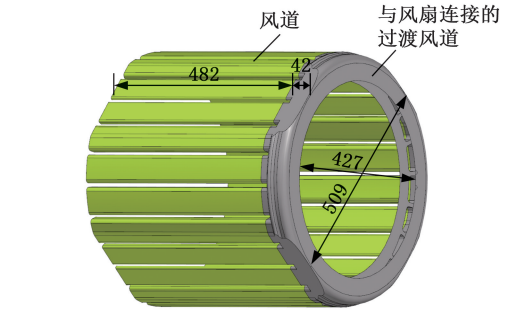


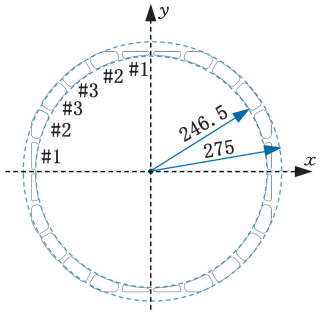
图 24　叶片不同排布时测点 1 的声压级频谱

Fig.24　SPL spectrums for blades' different arrangement at point 1

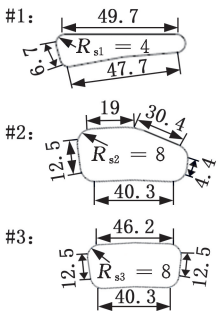
广泛应用于各种设备中，因此考虑在电机机座风道内添加膨胀腔，研究膨胀腔对电机气动噪声的影响。电机机座内共有 24 根风道，如图 25a 所示，图中标注了风道整体结构尺寸，包括与风扇相连的过渡风道内外径、厚度及下游风道轴向长度。从图 25b 的风道横向剖面图中可以发现，所有风道根据其形状可大致由三种形状风道排列而成，标识为＃1～＃3，从接近 y 轴正方向的位置开始，沿逆时针以＃1、＃2、＃3、＃3、＃2、＃1 排列，其余部分与以上排列关于 x 轴或 y 轴对称分布，＃1、＃2、＃3 风道的截面尺寸如图 25c 所示，单位均为 mm。



(a)整体风道三维结构



(b)横向剖面图

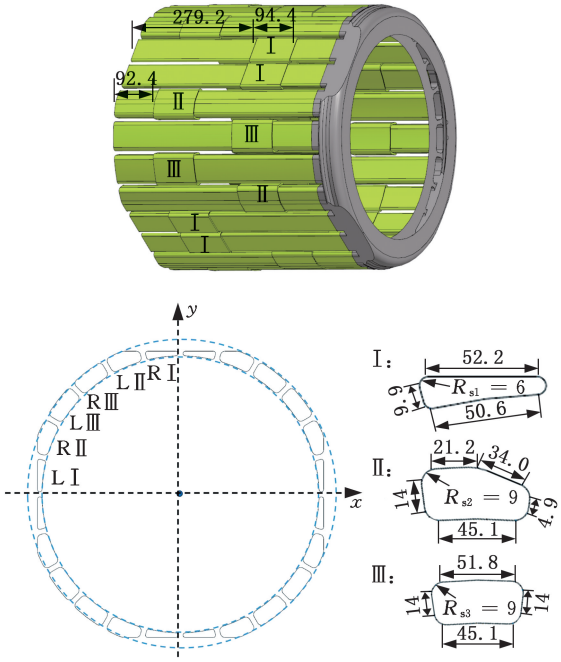


(c)风道结构尺寸

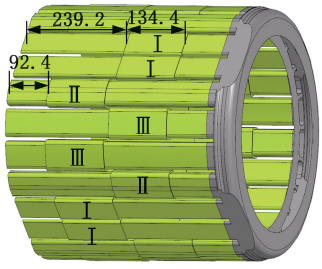
图 25　电机风道结构示意图

Fig.25　The diagram of the motor duct structure

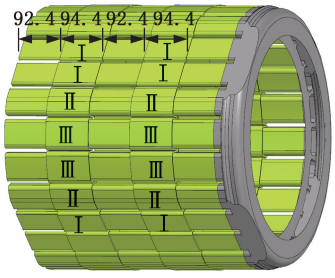
由于电机机座厚度有限，风道截面形状和面积各不相同，因此无法设计截面面积过大或截面形状统一的膨胀腔，在＃1～＃3 风道中分别加入接近原风道形状但尺寸不同的膨胀腔，如图 26 所示。其中，图 26a 中标注了方案 1 的膨胀腔的位

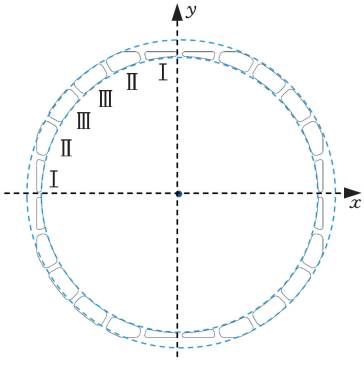


(a)方案 1



(b)方案 2





(c)方案 3

图 26　电机风道优化方案示意图

Fig.26　The diagram of the motor duct optimization cases

置尺寸，其膨胀腔长度均为 94.4 mm。根据结构不同，以Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ表示不同形状的膨胀腔，分别放置在风道＃1～＃3 中，在剖面图中标注了不同膨胀腔的排布，其中“R”表示靠近风道入口、距离风道出口为 279.2 mm 的位置，“L”表示靠近风道出口、距离风道出口为 92.4 mm 的位置。例如“RⅠ”表示Ⅰ膨胀腔放置在靠近风道入口、距离风道出口为 279.2 mm 的＃1 风道中，如图 26a 所示。图 26a 中同样展示了Ⅰ～Ⅲ膨胀腔的截面尺寸，其尺寸略大于原风道＃1～＃3 截面尺寸。

方案 2 的膨胀腔长度为 134.4 mm，图 26b 中标注了方案 2 的膨胀腔的位置尺寸，其剖面图中膨胀腔的排列方式和截面尺寸均与方案 1 相同。

方案 3 的膨胀腔长度均为 94.4 mm，图 26c 中标注了方案 3 的膨胀腔的位置尺寸，其剖面图中膨胀腔的排列方式也与方案 1 相同，但此方案中不再区分不同风道中膨胀腔的位置，同一风道内含有两个相同的膨胀腔，相邻两个膨胀腔之间的轴向间距为 92.4 mm，膨胀腔的截面尺寸与方案 1 相同。

运用传递矩阵法对两个方案的膨胀腔进行传声损失计算，相应的结果如图 27 所示，在 3000 Hz 内，三个方案的传声损失曲线均有两个波峰，但峰值频率有所不同，方案 1 和方案 3 的主要峰值频率均为 900 Hz 和 2700 Hz 左右，而方案 2 的峰值频率在 630 Hz 和 1900 Hz 左右，膨胀腔越短，传声损失的波峰越宽。由于方案 1 和方案 2 的每根风道只有一个膨胀腔，且截面变化率相同，因此传声损失幅值相同。方案 3 存在多个不同幅值的波峰，其中最大的高达 2 dB，从传声损失来看，方案 3 具有更好的消声性能。

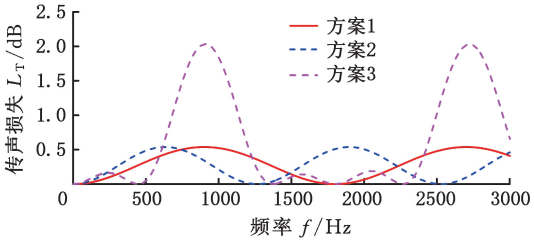


图 27　不同膨胀腔的传声损失特性

Fig.27　The transmission loss characteristics of different expansion champers

将三种风道设计方案中的风道建模后加入到电机整机模型中，建立电机流场模型，经计算后得到三种方案风扇回转面和风道切面的流场结果，如图 28 和图 29 所示。可以看出改变风道结构后，与原电机流场（图 4）相比，风扇回转面边缘区域的速度显著降低，涡流强度也相应有所减小；从

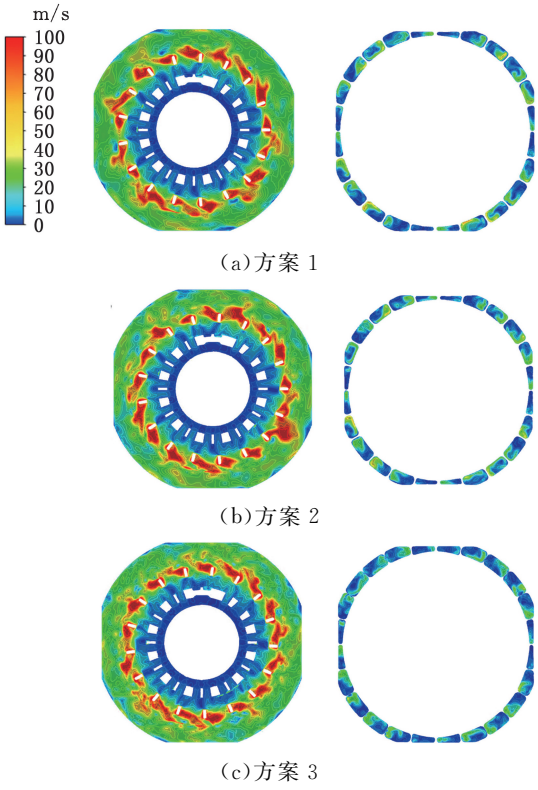


图 28　风扇回转面和风道切面速度瞬时流线图

Fig.28　Instantaneous contours of velocity magnitudes in the cross sections of fan and ducts

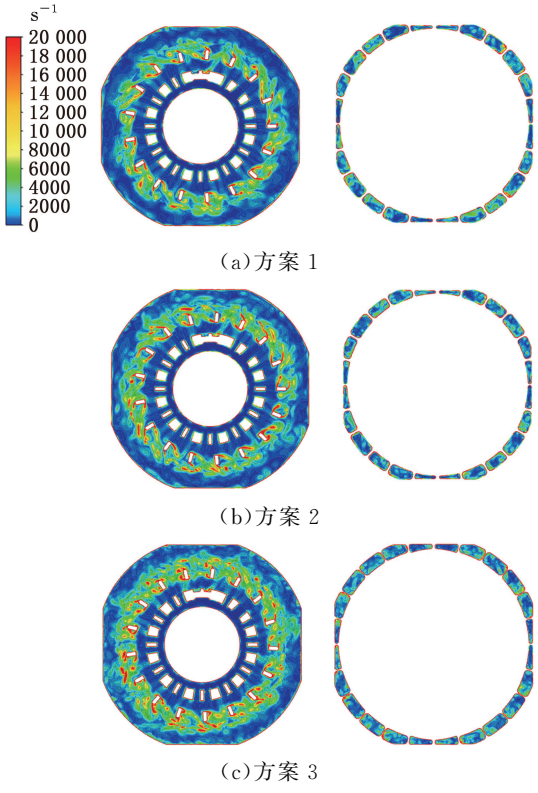


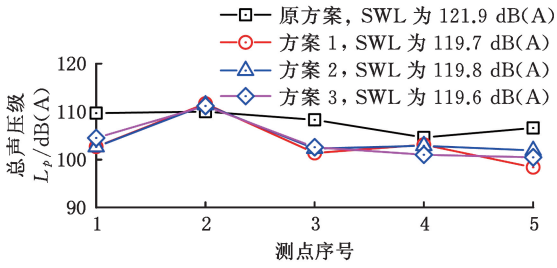
图 29　风扇回转面和风道切面涡量强度瞬时图

Fig.29　Instantaneous contours of vorticity magnitudes in the cross sections of fan and ducts

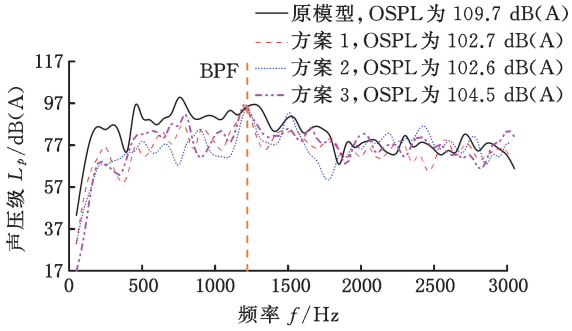
风道切面来看，速度也有所降低，但风道边缘的涡流强度有所增大，这可能与风道中存在膨胀腔有

关，风道截面面积的变化导致气流的涡量强度增大。

经声场计算得到三个风道优化方案中 5 个关键测点处的总声压级，如图 30a 所示，可以看出，风道设计方案 3 对气动噪声有较好的降噪效果，与原电机仿真相比降低了 2.3 dB(A)，而方案 1 和方案 2 分别降低了 2.2 dB(A)和 2.1 dB(A)；从测点来看，几乎所有测点在两种设计方案下总声压级均能降低，但由于测点 2 位于电机风道气流出口、测点 4 位于电机风扇处的端盖外侧，因而两个测点的降噪效果不够显著。图 30b 所示为测点 1 处的声压级频谱，可以发现，风道优化后，在 1 倍的 BPF 处仍然出现峰值，与原电机仿真结果对比，峰值处幅值相近，但在低于 1250 Hz 的频率范围内三个优化方案的幅值明显低于原电机，而在 1250 ～3000 Hz 内三者频谱的幅值相差不大，这是由于膨胀腔对低频的消声效果优于对高频的消声效果。同时，方案 1 和方案 3 的声压级曲线在 900 Hz 和 2800 Hz 左右出现波谷，而方案 2 波谷频率在 700 Hz 和 1800 Hz 左右，这分别对应各个方案下的膨胀腔传递损失曲线(图 27)中的波峰频率。



(a)总声压级



(b)测点 1 处的声压级频谱

图 30　不同风道设计方案对整机气动噪声的影响

Fig.30　The effects of different ducts design cases on the aerodynamic noise of the motor

4　结论

1)通过电机整机的气动噪声仿真模型计算 4250 r/min 转速下的流场和声场特性，从流场结果中发现电机气动噪声主要由风扇旋转产生，而风道中也存在较大的速度和涡量，经声场计算后，总声压级曲线与试验值接近，声功率级与试验值差距不超过 0.6 dB(A)，证明气动噪声的整机仿真模型能够有效地预测电机气动噪声。

2)为排除电机风道的影响，建立了电机风扇的简化模型来预测由风扇产生的气动噪声并进行优化设计。与电机整机试验结果对比，简化模型的声功率级低于试验值 1.5 dB(A)，离风扇最近的测点 4 的总声压级高于原电机，其他测点则低于原电机，这可能是因为其余四点没有风道的气流传输作用，导致噪声水平相对较低。从风扇结构参数研究结果来看，风扇内半径和叶片弯曲弧度对气动噪声的影响较小，而叶片数量和排布方式对气动噪声的影响较大，叶片越少，噪声水平越高。当叶片不等距排布时，BPF 向低频移动，并且 BPF 处的噪声幅值增大，因而不等距排布时的噪声水平高于等距排布。从测点的总声压级结果来看，测点 2、4 受风扇内半径和叶片弯曲弧度影响较大；测点 1、3、5 受风扇叶片数量及排布影响较大。另外，风扇叶片等距分布相对不等距排布更加有利于电机冷却。

3)从风道优化来看，加入膨胀腔结构有利于降低风扇回转面边缘的速度和涡量强度，对电机气动噪声有较好的降噪效果，其中，膨胀腔长度为 94.4 mm 且每根风道上有两个膨胀腔方案相比其他方案有更低的声功率级；从测点来看，几乎所有测点在两种设计方案下总声压级均能降低，但测点 2 由于位于电机风扇气流出口，故降噪效果不够显著；从频谱来看，膨胀腔结构对电机的气动噪声有明显的降噪效果，尤其在风道的传递损失波峰频段，此结论可用于在常用转速下对特定峰值噪声频段进行优化。

参考文献：

[1] SABIN S, AYDIN U, BELAHCEN A. Acoustic Noise Computation of Electrical Motors Using the Boundary Element Method[J]. Energies, 2020, 13(1):245.

[2] 朱一乔，王文庆. 牵引电机整机气动噪声特性的数值模拟研究[J]. 电机与控制应用，2022，49(1):56-61.
ZHU Yiqiao, WANG Wenqing. Numerical Simulation Research on Aerodynamic Noise Characteristics of Traction Motor[J]. Electric Machines & Control Application, 2022, 49(1):56-61.

[3] 王文庆，朱一乔，惠新伟，等. 地铁牵引电机气动噪

声仿真关键因素研究[J]. 电机与控制应用，2021，48(7)：61-67.
WANG Wenqing，ZHU Yiqiao，HUI Xinwei，et al. Research on Key Factors of Aerodynamic Noise Simulation of Metro Traction Motor[J]. Electric Machines & Control Application，2021，48(1)：61-67.

[4] 左曙光，范珈璐，韦开君，等.燃料电池车用离心风机噪声特性试验分析[J]. 振动与冲击，2014，33(19)：181-186.
ZUO Shuguang，FAN Jialu，WEI Kaijun，et al. Noise Test Analysis of the Centrifugal Blower in Fuel Cell Vehicle[J]. Journal of Vibration and Shock，2014，33(19)：181-186.

[5] 何源.离心式通风机离散噪声数值模拟与降噪研究[D].杭州：浙江大学，2013.
HE Yuan. Numerical Simulation of the Discrete Noise and Noise Reduction of Centrifugal Fan[D]. Hangzhou：Zhejiang University，2013.

[6] KRISHNA S R，KRISHNA A R，RAMJI K. Reduction of Motor Fan Noise Using CFD and CAA Simulations[J]. Applied Acoustics，2011，72(12)：982-992.

[7] MIZUNO S，NODA S，MATSUSHITA M，et al. Development of a Totally Enclosed Fan-cooled Traction Motor[J]. IEEE Transactions on Industry Applications，2013，49(4)：1508-1514.

[8] PREZELJ J，NOVAKOVI T. Centrifugal Fan with Inclined Blades for Vacuum Cleaner Motor[J]. Applied Acoustics，2018，140：13-23.

[9] LEE Y T. Impact of Fan Gap Flow on the Centrifugal Impeller Aerodynamics[J]. Journal of Fluids Engineering，2010，132(9)：091103.

[10] HARIHARAN C，GOVARDHAN M. Effect of Inlet Clearance on the Aerodynamic Performance of a Centrifugal Blower[J]. International Journal of Turbo & Jet-Engines，2016，33：215-228.

[11] LI J，MORGANS A S. The One-dimensional Acoustic Field in a Duct with Arbitrary Mean Axial Temperature Gradient and Mean Flow[J]. Journal of Sound & Vibration，2017，400：248-269.

[12] LIU J，WANG T，CHEN M. Analysis of Sound Absorption Characteristics of Acoustic Ducts with Periodic Additional Multi-local Resonant Cavities[J]. Symmetry，2021，13(12)：2233.

[13] BASU S，RANI S L. Generalized Acoustic Helmholtz Equation and Its Boundary Conditions in a Quasi 1-D Duct with Arbitrary Mean Properties and Mean Flow[J]. Journal of Sound & Vibration，2021，512：116377.

[14] SUN Y，QIU Y，LIU L，et al. Three-dimensional Acoustic Analysis of a Rectangular Duct with Gradient Cross-sections in High-speed Trains：a Theoretical Derivation[J]. Applied Sciences，2022，12(11)：5307.

[15] CARO S，PLOUMHANS P，GALLEZ X. Implementation of Lighthill's Acoustic Analogy in a Finite/Infinite Elements Framework[C]// 10th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Manchester，UK，2004：2004-2891.

[16] 国家铁路局.GB/T 25123.4—2015.电力牵引轨道机车车辆和公路车辆用旋转电机 第 4 部分：与电子变流器相连的永磁同步电机[S].北京：中国标准出版社，2015.
Naional Railway Administration of the People's Republic of China. GB/T 25123.4—2015. Electric Traction-rotating Electrical Machines for Rail and Road Vehicles—Part 4：Permanent Magnet Synchronous Electrical Machines Connected to an Electronic Converter[S]. Beijing：Standards Press of China，2015.

[17] MEHDIZADEH O Z，PARASCHIVOIU M. A Three-dimensional Finite Element Approach for Predicting the Transmission Loss in Mufflers and Silencers with no Mean Flow[J]. Applied Acoustics，2005，66(8)：902-918.

[18] MUNJAL M L. Acoustics of Ducts and Mufflers[M]. 2nd ed. New York：John Wiley & Sons，2014.

[19] 徐贝贝，季振林.穿孔管消声器声学特性的有限元分析[J].振动与冲击，2009，28(9)：112-115.
XU Beibei，JI Zhenlin. Finite Element Analysis of Acoustic Attenuation Performance of Perforated Tube Silencers[J]. Journal of Vibration and Shock，2009，28(9)：112-115.

（编辑　袁兴玲）

作者简介：孙艳红，女，1993 年生，博士研究生。研究方向为电机减振降噪。E-mail：sunyanhong@zju.edu.cn。郑　旭*（通信作者），男，1983 年生，副教授、博士研究生导师。研究方向为噪声、振动与人因工程。E-mail：zhengxu@zju.edu.cn。

本文引用格式：
孙艳红，庞聪，张伟，等.自通风永磁同步电机的气动噪声优化[J].中国机械工程，2025，36(1)：18-28.
SUN Yanhong，PANG Cong，ZHANG Wei，et al. Aerodynamic Noise Optimization of Self-ventilated Permanent Magnet Synchronous Motors[J]. China Mechanical Engineering，2025，36(1)：18-28.