

文章编号:1006-1355(2017)02-0107-06

涡声理论在汽车A柱气动噪声优化中的应用

王毅刚, 黄晓胜, 危巍, 杨志刚

(同济大学 上海地面交通工具风洞中心, 上海 201804)

摘要: 涡声理论表明气流流动产生的噪声主要取决于声源项涡量与速度叉乘项的散度的强弱。基于涡声方程, 通过分析汽车A柱附近流场中速度、涡矢量以及两者间夹角正弦值等物理量与气动噪声之间的关系, 找到了影响A柱气动噪声的主要气动参数。研究表明, A柱区域气动噪声声压级与流场中速度和涡矢量的叉乘变化规律一致, 进一步分析涡量、速度以及两者夹角正弦值等三个流场气动参量发现, 三者中绕A柱轴向的涡量对噪声的贡献量最大。据此, 通过在A柱上沿涡量方向加装扰流条可以有效控制A柱区域气动噪声; 其中, 增加16个扰流条的措施, 可使前侧窗表面噪声最大降低4.2 dBA, 对测点声压级的频谱分析表明该方法在较宽的频段内均有降噪效果。

关键词: 声学; 汽车A柱; 气动噪声; 涡声方程; 扰流条; 优化设计

中图分类号: P733.22

文献标识码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2017.02.022

Aerodynamic Noise Optimization of Vehicle's A-pillar Based on Vortex Sound Theory

WANG Yi-gang, HUANG Xiao-sheng, WEI Wei, YANG Zhi-gang

(Sanghai Atomotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Theory of vortex sound indicates that aerodynamic noise induced by the air flow mainly depends on the intensity of sound source's divergence of the cross product of the velocity and the eddy vector. In this paper, based on the equation of vortex sound, the correlation among some physical quantities, such as the velocity, vortex vector and the sinusoidal value of their angle in the flow field near the A-pillar, and the aerodynamic noise is analyzed. And the main aerodynamic parameters which affect the aerodynamic noise of the A-pillar are discovered. It is shown that the variation tendency of the sound pressure level of the aerodynamic noise is consistent with that of the vector cross product of the velocity and the vorticity. The vorticity around the axis of the A-pillar has the largest contribution to the noise generation. Thus, the aerodynamic noise near the A-pillar can be controlled effectively by adding spoilers to the surface of the A-pillar. The sound pressure level spectrum shows that the method can reduce the noise by 4.2 dBA and works well within a wide frequency band.

Key words: acoustics; A-pillar; aerodynamic noise; equation of vortex sound; spoiler; optimization

A柱是汽车车身表面主要气动噪声源之一。流经A柱的气流在其边缘分离后于前侧窗处再附着, 使前侧窗区域产生强烈的压力脉动和气动噪声。由于该区域车窗、门及其密封件等隔声能力弱, 车外的压力脉动和气动噪声更容易对车内造成影响, 因此对前侧窗的噪声进行控制尤为重要。国内外学者利

用实验和仿真的手段对A柱有过大量研究, Ye Li、Sanjay Kumarasamy与Ming Zhu等人研究A柱处雨槽宽度、A柱倾角等参数对整车气动噪声的影响, 并通过声压频谱和云图等分析得到最优的几何构型^[1-3]; 王怀玉等通过对A柱增加仿生学锯齿结构进行降噪^[4]。这些研究中, 对气动噪声的描述主要通过声压大小、频谱和云图进行, 通过流场分析研究产生气动噪声的根源, 据此改变流场结构降低流场的压力脉动来控制噪声。这些方法难以清楚描述气动与气动声物理量之间的直接关系, 也就难以从中分析气动噪声产生的直接原因。因此, 这些方法对应的控制手段针对性也不强, 控制效率不高。

Powell提出的涡声理论将声源与流场中的气动参数联系起来, 可以从气动的角度了解气动噪声产

收稿日期: 2016-11-11

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51375342);

上海市地面交通工具空气动力学与热环境重点实验室资助项目

作者简介: 黄晓胜, 男, 湖北省黄冈市人, 硕士研究生, 主要研究方向为气动噪声及其控制。

E-mail: 549639119@qq.com

通信作者: 王毅刚(1964—), 男, 博士生导师, 主要研究方向为噪声与振动控制。

生的根源,从而提出更为有效的控制措施。文中将从涡声方程中声源项包含的流场气动参量的特性入手^[5-6],探究A柱区域流场中与声源项相关的各气动参量特性,找出这些参量中对噪声贡献量最大的气动参数,并以此为依据,对A柱进行流动控制,从而达到降低前侧窗区域由A柱产生的气动噪声的目的。

1 气动与气动噪声的关系理论

1.1 涡声方程

气流经过A柱后在前侧窗处形成强烈的湍流,涡声理论认为流场中介质的有旋运动是气动噪声产生的根源;式(1)为低马赫数等熵流动的Howe涡声方程,其左边项描述了声在非均匀流动介质中的传播,右边项为非定常流动的声源

$$\left\{ \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \nabla^2 \right\} B = \text{div}(\omega \times v) \quad (1)$$

式(1)中 B 为流体总焓,其中 p, ρ, v 分别为压强、流体密度、速度矢量; c_0 为声速, t 为时间, ω 为流动涡矢量。

式(1)表明, $(\omega \times v)$ 的散度是流动发声的基本因素,其物理意义为气动噪声源自于流场中涡的伸缩和变形。也就是说,决定气动噪声源的气动参量是 $(\omega \times v)$ 的散度,该散度又与 ω, v 及其夹角有关,通过对流场中这些参量变化规律进行分析,找到对噪声产生贡献最大的气动参量,从而使气动噪声产生的原因和对其进行的控制更为明确。

1.2 车身表面声压级

涡声方程给出了气动噪声源和气动参量的关系,由于汽车A柱区域流动状态十分复杂,求解它们之间的明确关系较为困难。为此,通过对A柱区域流场的非定常流动进行仿真计算,探索声压和气动参量之间的关系。由于流场中的压力脉动是产生气动噪声的根源,所以,在此定义A柱区域的非定常压力的脉动量近似为声压,声压级大小如式(2)所示

$$\text{SPL} = 20 \log \frac{p}{p_{\text{ref}}} \quad (2)$$

式中SPL为声压级, p 为声压(压力脉动均方根值) $p_{\text{ref}} = 2 \times 10^{-5} \text{Pa}$,为参考声压。

2 表面气动噪声特性分析

2.1 数值计算方法

采用商业软件Fluent对某两厢车进行气动噪声仿真计算。流场定常流动的计算求解基于Fluent框架的可实现 $k-\epsilon$ 湍流模型^[7],非定常流动采用LES模

型,亚格子选用Smagorinsky-Lilly模型^[8]。整车面网格数约为600万,计算域体网格数约为8000万;整车计算域长 $8L$,宽 $6W$,高 $4H$ (L, W, H 分别为模型车的长、宽和高),汽车头部距离入口2倍车长,如图1所示。

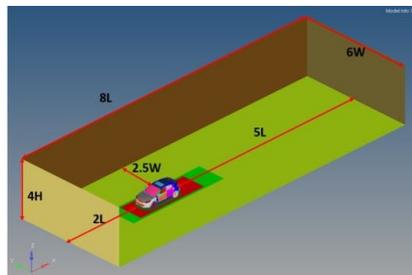


图1 整车计算域示意图

入口边界条件设定为速度入口,来流速度为 38.89 m/s (140 km/h);出口边界条件设置为压力出口;地面设置为固定壁面,四周设置为对称。非定常计算中,初始时间步长设定为 5 ms ,单个时间步迭代25次;计算200个时间步长后将时间步长设定为 0.1 ms ,单个时间步迭代15次,计算1500个时间步长后开始采集测点数据,接下来的2500个时间步长的计算结果用于数据分析。

2.2 整车风洞试验

为测量整车前侧窗气动噪声,在同济大学上海地面交通工具风洞中心的整车气动-声学风洞对该两厢车进行试验。试验时采用表面传声器采集声压级数据,图2为该试验车在风洞中放置位置及表面传声器安装情况。

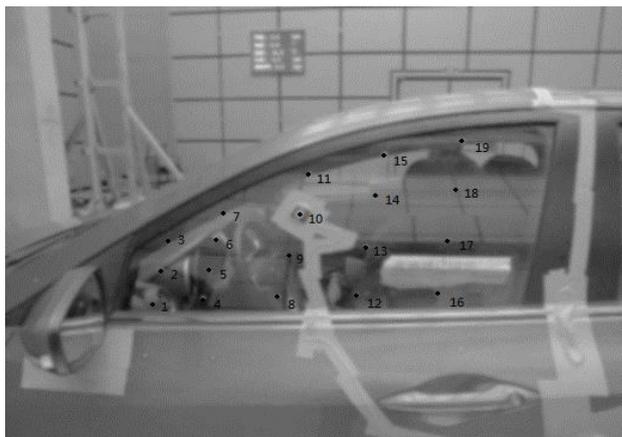


图2 表面传声器与测点布置

其中,试验车辆位于天平转盘中心稍靠前位置,表面传声器用于采集前侧窗玻璃表面19个测点处的声压数据。试验状态为车辆的偏航角为 0° ,试验风速为 140 km/h ,移动带不动,无边界层抽吸,侧窗、车门等密封位置用胶布带全密封,以保证和仿真结构相同。

2.3 侧窗区气动噪声特点及仿真与试验结果对比

通过风洞试验及数值仿真得到整车车身上各测点声压级数据,从声压级云图可以看出A柱后的前侧窗是车身上气动噪声较为强烈的区域。表1给出了风洞试验及数值计算得到的前侧窗19个测点的声压级数据。

从表中可以看出,在140 km/h风速下,前侧窗19个测点的声压级范围为110 dBA~130 dBA,仿真

结果与试验结果最大偏差仅为5.9 dBA,且有约70%的测点仿真结果与试验结果偏差小于3 dBA。用两种方法计算得到的19个测点的能量平均值,发现两者相差0.7 dBA。同时对比前侧窗中间区域p4与p8两测点声压级频谱图(见图3),发现测点声压集中在160 Hz~1 600 Hz的中低频段。仿真与试验得到的声压级频谱变化趋势一致,其他测点结果与这两个测点的情况基本相同。因此,可以认为该整车数值仿真计算结果是可靠的。

表1 前侧窗19测点仿真与试验声压级数据对比 /dBA

测点	p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
仿真	128.2	119.2	123.8	125.7	116.6	122.7	124.0	119.3	114.7	124.3
试验	128.8	121.5	126.0	126.9	121.1	125.0	124.4	121.9	118.0	124.8
$\Delta(\text{test-cfd})$	0.6	2.3	2.2	1.2	4.5	2.3	0.4	2.6	3.3	0.5
测点	p11	p12	p13	p14	p15	p16	p17	p18	p19	能量平均
仿真	124.5	116.8	111.2	123.2	121.8	113.7	108.6	117.7	117.9	122.4
试验	118.6	117.8	114.9	122.1	116.9	116.4	113.3	117.6	117.2	123.1
$\Delta(\text{test-cfd})$	-5.9	1.0	3.7	-1.1	-4.9	2.7	4.7	-0.1	-0.7	0.7

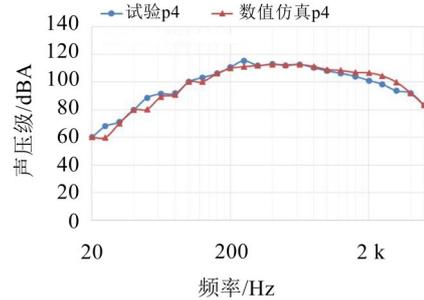
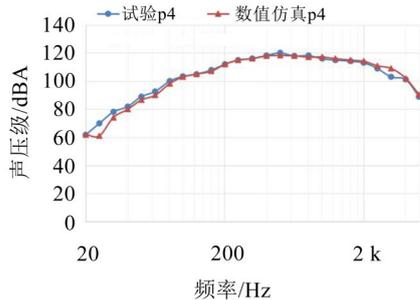


图3 前侧窗部分测点试验与仿真结果声压级频谱对比

3 A柱区域流场气动与气动噪声关系

气流流经A柱后,在前侧窗处再附着并造成强烈的压力脉动。因此,对A柱的控制措施将直接影响到下游前侧窗区域。下面将利用第1小节中的涡声理论给出的流场声源项与噪声的关系,对该款车的数值仿真结果中与声源项相关的各气动参量进行分析。如图4所示,在A柱表面上方约1 mm空间点处释放5根流线,每根流线上设置5个测点,提取测点上的气动参量,研究A柱区域声场及流场中各气动参量的变化规律。

限于篇幅,仅以第二根流线为例,得到流线上五个点的涡量 ω 、速度 v 、夹角正弦值以及两者叉乘 $(\omega \times v)$ 等气动参量和声源项及声压级之间的变化规律如图5所示。

由图5(a)中声压与声源项散度测点数据变化情况可知,流场中涡声方程中声源项 $\text{div}(\omega \times v)$ 与其产生的噪声声压级变化趋势一致,因此 $\text{div}(\omega \times v)$ 可以

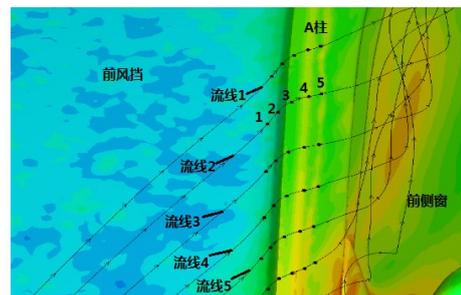


图4 A柱区域流线位置示意图

用来表征A柱区域气流产生声的能力。进一步分析图5(b)中 $(\omega \times v)$ 与 $\text{div}(\omega \times v)$ 的关系可知两者变化趋势一致,即 $(\omega \times v)$ 与声压级变化趋势一致,可用其表征噪声源的大小特征。

进一步分析图6中 $(\omega \times v)$ 与流场中气动力 ω 、 v 及其夹角正弦值的变化规律,发现三个流场气动参量中只有涡矢量的变化趋势与 $(\omega \times v)$ 一致,其他两项随着 $(\omega \times v)$ 的增大并没有明显变化,说明流场中涡矢量对噪声的产生起主要作用。

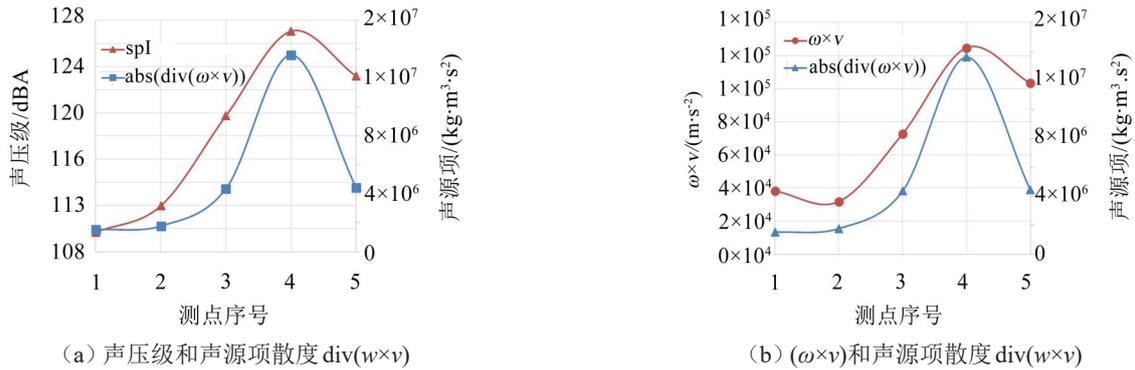


图5 声压级和生源项散度测点数据

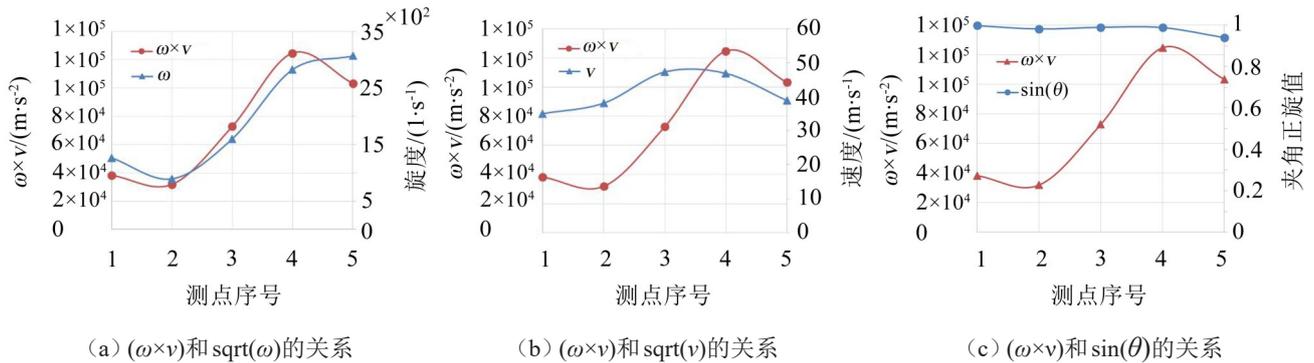


图6 声压级和流场气动参数的测点数据

由以上研究可以得出, A 柱区域流场中涡矢量是声源项的主要贡献量, 成为产生气动噪声的根源。因此, 可以通过在该区域加装扰流件的方式降低流场内涡矢量, 从而降低 A 柱区域气动噪声。

4 A 柱噪声控制方案

由以上分析得出, 可以采用扰流结构来尽量消除涡矢量的形成, 即采用与涡矢量方向一致的条状结构来阻止流体微团的旋转; 为了有效控制涡矢量, 将扰流条布置在起始点位置。为确定扰流件空间位置, 先确定流经 A 柱表面的流线, 流线距离与 A 柱表面间距约为 1 mm, 随后在流线上选取 5 个监测点中涡矢量有较大变化的点作为扰流条中心位置, 扰流条轴线方向和该点处涡矢量方向一致, 不同位置的扰流条方向不尽相同; 设计一种条状结构, 长宽高为 3 mm、3 mm 和 20 mm, 扰流条底部形状随 A 柱表面形状变化, 上表面边缘经过弧形倒角处理, 圆弧半径为 1.5 mm, 如图 7 所示。

选定扰流条个数为 8、13、16、32 共 4 个案例探究扰流条数量对降噪效果的影响。随后在最优解的基础上设定扰流条高度为 1.5 mm, 保持其他条件相同, 来探究扰流条高度对降噪效果的影响。改进方案几何结构见图 8。

模型确定之后, 分别对各优化案例进行数值仿真计算, 由于整车噪声数值计算需要占用大量计算资源且耗费时间较大, 后续优化模型的数值计算将

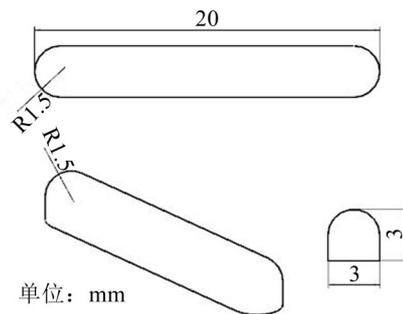


图7 扰流条几何结构示意图

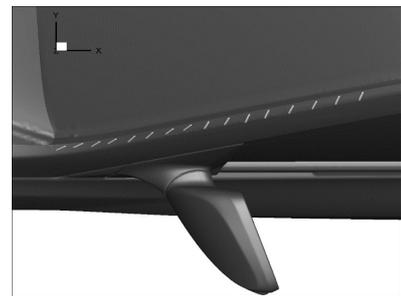


图8 改型方案结构示意图

在较小的子域模型中进行。子域在流动方向为 0~1 800 mm, 高度为 525 mm~1 525 mm, 宽度方向为 -1 300 mm~0。子域四周创建 15 mm 的三角形网格, 子域总网格数约为 500 万。为了考虑声空间对表面测点的声辐射, 在距离车身表面 160 mm 创建类车身形状的内部面, 用于接收车身表面偶极子和空间四极子噪声。子域前部及侧围设定为速度入口, 后部设定为压力出口。为了体现雨刮处的流动情

况,在发动机盖和风窗处人为添加一个曲面,同样按照速度入口进行输入,其计算模型的设置与整车相同,定常计算时,速度入口处分别设定三个方向速度、湍动能和耗散率,压力出口设定为静压、湍动能和耗散率。非定常计算时,速度入口设定三个方向速度,压力出口设定为静压。来流速度为子域计算边界条件所需流场值,均通过整车计算在所处截面上获得,在 $t=0\sim 1.0$ s,采用整车1.0 s的数据,时间步长5 ms;在 $t=1.0$ s ~ 1.4 s,采用整车1.4 s的数据,时间步长取为0.5 ms;在 $t=1.4$ s ~ 1.55 s,采用整车1.55 s的数据,时间步长为0.1 ms;在 $t=1.55$ s ~ 1.80

s,采用整车1.80 s的数据,时间步长为0.1 ms,并开始采集数据。后续所有分析数据均来自于最后0.25 s的数据。子域计算模型如图9所示。

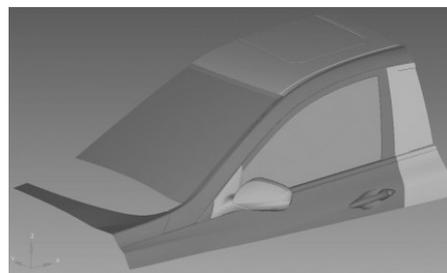


图9 子域模型计算域示意图

表2 最优方案子域与整车仿真结果对比/dBA

测点	p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7	p8	p9	p10
整车	128.2	121.0	122.6	125.8	116.9	120.9	119.74	119.8	111.6	119.8
子域	128.4	122.0	125.0	127.8	118.1	128.7	123.2	122.7	118.5	124.5
偏差%	0.13	0.82	1.88	1.55	1.02	6.06	2.83	2.33	5.84	3.82
测点	p11	p12	p13	p14	p15	p16	p17	p18	p19	平均
整车	120.1	116.2	108.9	116.7	121.3	112.4	107.9	111.4	117.4	120.7
子域	118.8	118.1	115.7	124.6	120.1	116.0	112.7	119.0	119.1	123.3
偏差%	-1.10	1.67	5.92	6.33	-1.05	3.11	4.23	6.36	1.41	-2.15

为确保子域仿真结果的准确性,最后对最优方案进行整车模型的数值仿真验证,其网格划分与仿真计算的条件设定与基础模型相同。将最优方案的子域模型和整车模型仿真结果中前侧窗19个测点的声压级仿真结果数据进行对比,结果如表2所示。

从表2中数据可以看出,两种仿真方法前侧窗各测点声压级的偏差大部分都在5%以内,少数几个点的偏差超过5%,但都小于6.5%。因此,可以认为子域模型计算结果是准确的。

5 控制效果仿真分析

各优化案例中前侧窗控制区域噪声分布云图如图10所示,从图中可以看到控制区域内最大噪声区域均大幅减小甚至消除。表3给出了前侧窗区域中19个测点的声压级与声功率级。

表3 各方案声压级与声功率级

样本序号	方案1	方案2	方案3	方案4	方案5	方案6
扰流条数	0	8	13	16	32	16
声压级/dB	130.7	129.7	129.8	126.5	130.2	130.2
与base差值	0	-1	-0.9	-4.2	-0.5	-0.5
声功率级/dB	127.5	126.6	126.7	123.4	127.0	127.0
与base差值	0	-0.9	-0.8	-4.1	-0.5	-0.5

从表3中可以看到,随着扰流条数从8个增加到16个,前侧窗区域最高级和次高级噪声区域均大幅减小,声压级与声功率级依次降低。增加8根扰流条,与基础模型相比,最高区域被消除,次高级区域减小;模型总体声压级降低了1 dB,声功率级降低了0.9 dB。增加13根扰流条,与基础模型相比,最高级声压级区域大幅较小但并未消除,声压级降低0.9 dB,声功率级降低0.8 dB。增加16根扰流条,与基础模型相比,最高级声压区域被消除,次高级声压区域明显减少,声压级与声功率级分别降低了4.2 dB和4.1 dB。增加32根扰流条模型与增加16根模型相比,虽然最高声压级区域得到消除,但其他声压级区域均有所增加,声压级与声功率级只降低了0.5 dB。综合来看,增加16根扰流条模型降噪效果最为明显,声压级从130.7 dB降低为126.5 dB,减少了4.2 dB。随后选取该优化模型为基础,保持其他条件不变只将扰流条高度降低为1.5 mm,得到优化模型Bar16 (1.5 mm)。仿真结果显示最高声压级区域被消除,但其它声压级区域增大,声压级与声功率级同样降低了0.5 dB。与增加16根扰流条模型相比,该方案降噪效果变差。

选取最优方案与原始模型中的控制区域内P10与P14两测点声压级信号进行频谱分析,得到图11所示声压级频谱图。

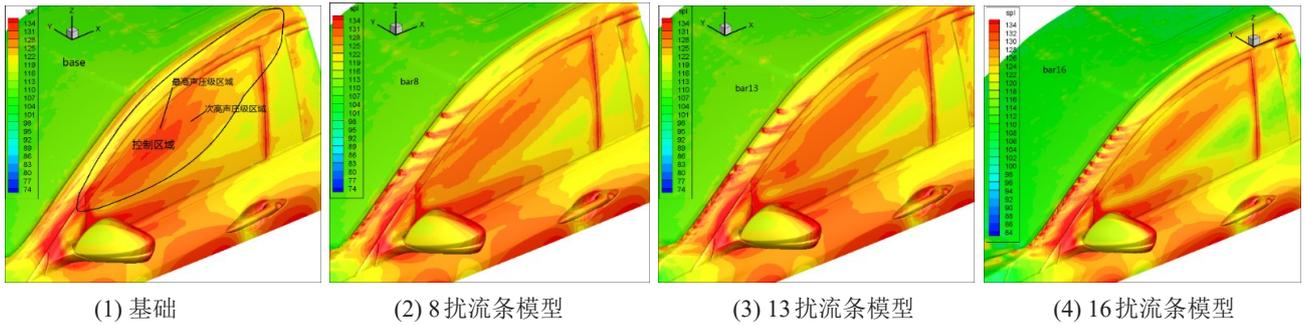


图10 优化方案声压级云图

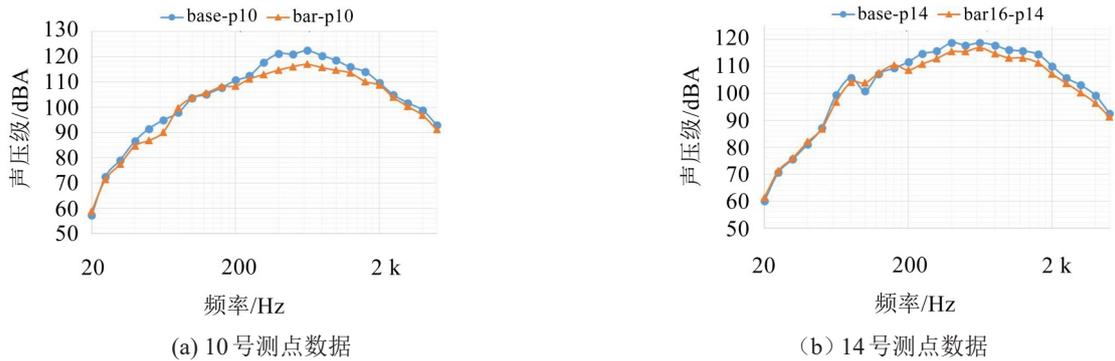


图11 最优模型部分测点声压频谱图

从图11中可以看到在20 Hz~5 000 Hz范围内的绝大部分频率上,增加16根扰流条模型的声压级小于原始模型,声压级最大降幅可达到13.3 dBA,说明该方法在宽频内均有效果。

6 结语

在对车辆气动噪声的研究中,可以依据涡声方程,通过数值仿真手段找到涡声方程声源项中贡献最大的气动参量,并以此为依据进行降噪。文中利用涡声方程声源项包含气动参量的特点,通过风洞试验和数值仿真手段探索汽车A柱后区域气动噪声声压级和流场中气动参量的关系。研究表明,A柱附近区域气动噪声声压级与 $\text{div}(\omega \times v)$ 、 $(\omega \times v)$ 的变化规律一致,通过流场分析找到A柱附近流场区域中影响最大的声源项气动参量 ω ,并以在A柱分离点处沿涡矢量方向加装扰流条的方式对前侧窗气动噪声进行控制。通过对5种不同数量和高度的扰流条方案进行气动噪声仿真分析,发现5种方案均有较好的降噪效果,且加装16根扰流条的方案效果最好。文中使用一种全新的方法对A柱后前侧窗区域车外气动噪声进行抑制,消除车窗玻璃及车门密封等隔声力能较弱处的压力脉动,对于降低车内噪声

具有重要意义。这种方法也可以用于车辆其他部件的气动噪声控制。

参考文献:

- [1] Y LI. Evaluation of aerodynamic noise generated in production vehicle using experiment and numerical simulation[J]. *SAE Paper*, 2003-01-1314.
- [2] MING ZHU. A numerical study of wind noise around front pillar[J]. *SAE Paper*, 930296.
- [3] KUMARASAMY S, KARBON K. Aeroacoustics of an automobile a - pillar rain gutter: computational and experimental study[J]. *SAE Paper*, 1999-01-1128.
- [4] 王怀玉. 轿车A柱-后视镜区域气动噪声及流场被动控制的研究[D]. 长春: 吉林大学, 2015.
- [5] POWELL A. Theory of vortex sound[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1964, 36: 177-195.
- [6] HOWE M S. Theory of Vortex Sound[M]. New York: Cambridge University Press, 2002.
- [7] SHIH T H, LIOU W W, SHABBIR A, et al. A new $k-\epsilon$ eddyviscosity model for high Reynolds number turbulent flows:model development and validation[J]. *Computers and Fluids*, 1995, 24(3): 227.
- [8] LESIEUR M, METAIS O, COME P. Large-eddy simulations of turbulence[M]. London: Cambridge University Press, 2005.