

汽车声学模型风洞消声拐角数值计算与试验

王毅刚, 杨志刚, 倪晓强, 李启良

(同济大学 汽车学院, 上海 201804)

摘要: 运用流体力学数值计算(CFD)以及实验手段对汽车气动-声学模型风洞消声拐角导流片形状、片数、头尾结构对气动和消声性能的影响进行研究. 研究表明, 综合考虑压力损失、流场流动的均匀度和气动噪声对消声量的影响, 可以寻找最佳导流片数; 半椭圆形头部和尖形尾部导流片有较低的压力损失和气动噪声, 避免采用半圆形尾部形状; 对模型风洞而言, 消声拐角主要应以消除中高频噪声为主.

关键词: 气动声学模型风洞; 拐角消声器; 压力损失; 消声量

中图分类号: U 46; TB 535

文献标识码: A

Numerical Computation and Experiment on Corner Silencer in Automotive Aero-acoustic Model Wind Tunnel

WANG Yigang, YANG Zhigang, NI Xiaoqiang, LI Qiliang

(College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A study was made of the effect of the shape, the number, head and end shape of the turning vanes on the aerodynamic and noise elimination performances of the corner silencer in automotive aero-acoustic model wind tunnel by means of the computational flow dynamics (CFD) and the acoustic experiment. The results show that the optimization number of the turning vanes can be found by considering synthetically the pressure loss, the flow uniformity and the aerodynamic noise influence on noise elimination. Half ellipse head and tine end of the turning vane cause the lower pressure loss and aerodynamic noise than the hemicycle end. The corner silencer for the aero-acoustic model wind tunnel is better to eliminate middle and high frequency noise.

Key words: aero-acoustic model wind tunnel; corner silencer; pressure loss; noise elimination

由于全尺寸汽车气动声学风洞造价和试验费用昂贵, 同类型的模型风洞在一定程度上又可以进行车辆部件的气动和声学性能试验和缩比尺寸模型试验, 还可以开展气动噪声的预先研究, 以指导全尺寸风洞的相关试验, 减小风洞运行成本, 因此, 汽车气动声学模型风洞在车辆气动和气动噪声研究中占有重要的地位^[1]. 这类模型风洞对试验段内气动和声学品质要求较高. 从声学设计的角度, 由于风洞形式、用途和建设费用等多种因素的缘由, 模型风洞尺寸大小差异较大, 导致流道内消声结构的形式和位置不尽相同. 如对回流式风洞而言. 为了利用拐角导流片结构, 可以将导流片设计成消声导流片, 使其既对来流起导流作用, 又起消声作用. 因而, 拐角设计成消声拐角是回流式风洞常采用的方法. 目前, 风洞消声拐角的气动和声学设计在压力损失、气动噪声、消声量等确定上均利用经验公式, 局部结构变化、导流片分布等对气动和声学性能的影响不易判断, 对于小尺寸的模型风洞这些变化对气动和声学性能的影响尤其明显, 但还没有较为详细的相关研究结果可供设计参考. 鉴于此, 笔者针对评价消声拐角气动和声学性能的主要指标, 即压力损失、流场流动的速度均匀度和消声量, 通过数值计算和试验手段, 研究不同外形结构的导流片和不同的导流片数的气动和声学性能, 为消声拐角的设计提供参考.

1 导流片结构形式的确定

模型风洞中消声拐角的气动和声学设计主要是对导流片的设计, 消声拐角处的洞体本身外形结构是不变的. 全尺寸声学风洞从气动和声学设计方面已有大量的研究成果, 已用于风洞的设计和建

中. 这些研究成果形成的导流片都基本类似于图 1 所示的外形结构形式^[2]. 根据流体力学相似准则, 模型风洞的导流片可以选择这样的外形结构, 按照一定的比例缩小, 其气动性能和全尺寸风洞相似, 这样从气动的角度为模型风洞提供了好的导流片外形. 图 1 中消声导流片的结构特征为: ①头部较钝, 到肩部的距离较短、较薄; ②尾部较尖, 到肩部的距离较长、较薄; ③肩部较厚, 向头尾过渡逐渐变薄; ④导流片在肩部位置采用弧形转向, 各片等间距排列.

把这些有利于拐角气动性能的结构特征按比例缩小后应用到模型风洞的消声拐角结构中, 可以得到拐角处好的气动特性.

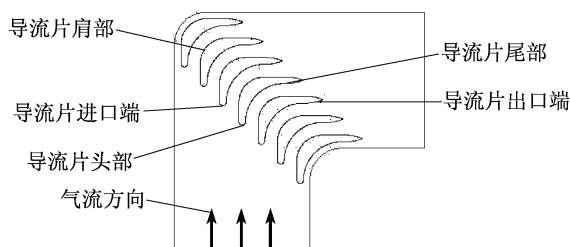


图 1 某汽车公司风洞的消声拐角

Fig.1 The sketch map of the corner silencer in some wind tunnels

由于模型风洞尺寸较小, 消声导流片按比例缩小后, 厚度变小, 内部填充的吸声材料变薄, 消声拐角的消声量达不到要求. 鉴于此, 需要将导流片进行加厚和加长处理来增加消声量, 这样导流片的外形结构就会发生变化, 气动性能也随之变化. 这就需要对其消声和流动特性进行综合设计. 尽管模型风洞的导流片尺寸较小, 但仍可以遵循结构外形上的上述特征原则. 只是从声学设计的角度对导流片在厚度和长度上进行调整来满足消声量要求. 另外, 由于从声学性能方面考虑不能完全按照一定的比例将全尺寸风洞的导流片缩小用于模型风洞中, 因此, 导流片的数量也成为模型风洞设计中必须要确定的.

根据上述讨论, 模型风洞的消声拐角导流片可以采用头部较钝、尾部较尖、中间段(包括肩部)较厚并弧形转向的形状. 为了进一步深化导流片设计, 还需要对导流片头部和尾部具体形状的优劣、增加导流片厚度对气动的影响、导流片的数量等进行进一步的研究. 参考某全尺寸整车气动-声学风洞的 1:15 缩比模型, 设计了基本导流片形状如图 2 所示的消声拐角, 利用数值计算和试验对消声拐角进行

下述 4 方面的研究: ①导流片气流出口段厚度改变; ②导流片头部半圆形和半椭圆形比较; ③导流片尾部尖形和半圆形比较; ④导流片数分别为 1, 2, 3 和 4 片的比较.

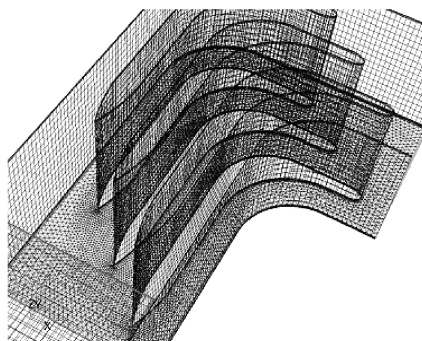


图 2 消声拐角网格分布

Fig.2 Grid of the corner silencer

2 消声拐角流场与压力损失计算

为了数值计算结果能与试验结果对应, 以便更好地作对比, 消声拐角数值模型的外廓尺寸根据试验设备流道的尺寸来设定.

计算区域由拐角入口、消声导流片和拐角出口组成. 计算区域使用软件 Gambit 进行网格划分, 如图 2, 整个计算区域网格总数约为 120 万个.

商业软件 Fluent 用于气动数值计算分析, 基于有限体积法对非结构网格进行数值求解. 湍流场的求解基于 RANS (Reynolds - Averaged Navier - Stokes) 方程框架中的可实现 $k - \epsilon$ 两方程湍粘性传输模型^[3]. Fluent 软件自带的非平衡壁面函数^[4]与可实现 $k - \epsilon$ 湍流模型被用于计算区域的湍流求解. 拐角入口设定为速度入口, 出口设为压力出口, 无滑移条件应用于所有壁面. 由于研究参考的风洞为某全尺寸风洞 1/15 的模型风洞, 其喷口最大风速为 $45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 对应其拐角的进风位置的风速约 $8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 所以, 在数值计算和试验研究中, 拐角入口的风速都设定为 $8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

压力损失是衡量拐角气动性能的关键参数. 拐角的压力损失通常由分离、壁面摩擦和二次流组成. 为了有效减少拐角的压力损失, 通常设计一定数量的导流片. 模型风洞消声拐角结构进行数值计算, 发现这样的设计不仅避免拐角出现大分离, 而且还有效降低拐角的压力损失. 如图 3, 由图可见, 流场中没有出现分离的情况, 这就有效降低了拐角的压力

损失.

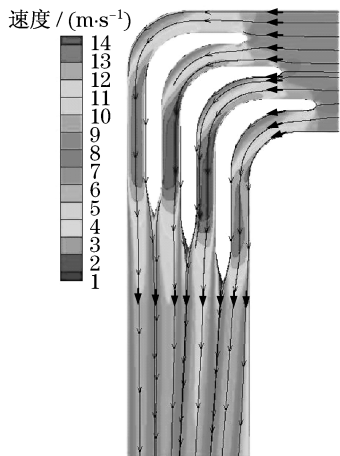


图 3 消声拐角中截面的速度云图与流线图
Fig.3 velocity contour and streamline of the corner silencer

二次流出现在任何拐角流动中,它主要由离心力与静压梯度不平衡造成.二次流的存在必将造成较大的压力损失.一般情况下,它将占总压力损失的 2/3 左右,而由壁面摩擦损失造成的压力损失反而在拐角压力损失中所占的比例较小.另外,二次流也会影响流体通过拐角后的速度均匀性.为了定量评价拐角速度均匀性,引入速度不均匀度的概念,如式(1)所示.速度不均匀度越小,流场越稳定.笔者在消声拐角结构的出口截面上选取了 100 个点,如图 2 所示.利用计算得到出口截面上 100 个点的速度值,用式(1)计算拐角出口截面的速度不均匀度 f .

$$f = \frac{1}{v} \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n (v_i - \bar{v})^2 \right) / (n - 1)} \times 100\% \tag{1}$$

式中: v 为速度; n 为测点数; v_i 为第 i 个测点速度; \bar{v} 为平均速度.

从表 1 明显可以看出,增加导流片厚度,压力损失和流场不均匀度明显增加,因此,在声学设计中应尽量减少导流片厚度的增加量;尾部半圆形状大幅增加了二次流损失,采用尖形尾部更为合理;半圆形和半椭圆形头部,两者压力损失和流场不均匀度略有差异.导流片数增加会带来压力损失的增加,2 片导流片的速度不均匀度最小.对于风洞而言,流场的均匀度直接影响试验段流场的均匀度,所以,不能仅追求导流片片数少来获取小的压力损失.

通过对不同拐角导流片结构的 CFD 计算结果进行对比分析,发现头部半椭圆(或半圆)、尾部尖、进口端较窄以及出口端较厚的导流片结构有较好的

气动性能,导流片越多,压力损失越大.以下通过实验研究来验证上述结论的合理性,并探讨不同的导流片形状和片数对消声性能的影响.

表 1 不同导流片结构和数量的 CFD 计算结果
Tab.1 CFD results for different vane figurations

导流片结构形式	摩擦损失/Pa	二次流损失/Pa	总压力损失/Pa	速度不均匀度/%
进口薄、出口薄	5.97	7.10	13.07	6.37
进口薄、出口厚	6.57	9.96	16.53	7.96
尾部尖	6.57	9.96	16.53	7.96
尾部半圆	6.57	12.47	19.04	7.90
头部半椭圆	6.57	9.96	16.53	7.96
头部半圆	6.50	9.80	16.30	8.03
1 片导流片	2.73	2.23	4.96	7.88
2 片导流片	4.20	4.35	8.55	7.41
3 片导流片	6.57	9.96	16.53	7.96

3 试验研究

试验按照 GB/T 4760—1995《消声器测量方法》进行,基本试验装置如图 4 所示.图 4 所示的试验装置中,风机及声源室内的风机提供气流,噪声源为白噪声,气流通过通风管道到达半消声室中的待测拐角消声器.改变不同风速测定拐角消声器的压力损失与消声量,再改变拐角消声器结构形式,重复测定不同风速下的压力损失与消声量.用插入损失来描述消声拐角的消声量.

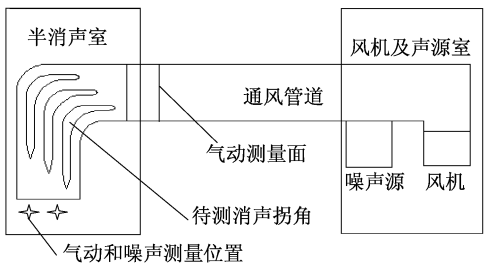


图 4 试验原理
Fig.4 Testing scheme of the pressure loss and sound insert loss

3.1 试验状态下的压力损失

消声器的压力损失是其进出口截面总压之差.本试验只测量进口截面的动压与进、出口截面的静压.由于进出口截面面积相同,故近似认为进出口动压相等.所以,压力损失可近似为消声器进风口间的静压之差.

试验时,对不同的消声器结构,由于阻力变化,风机风量略有变化,导致流道内风速也略有变化.实测时,流道内的风速如表 2.可以看出,除 4 片导流片时风速的变化量最大为 $0.5\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,其他风速变化量在 3%以内.这样除 4 片导流片情况外,近似认为其他情况下的风速相当,压力损失具有可比性.引入压力损失系数 ΔC_p ,其值为消声器入口和出口压力损失与入口动压之比.表 2 和图 5 分别是各结构状态下压力损失的试验与数值计算结果.

从表 2 和图 5 的对比可看出,试验结果与数值计算结果的趋势是相同的,即不同导流片结构和片数的压力损失特性的优劣和数值计算的结论一致.试验值偏大的原因主要是试验时由于要考虑声学性能,导流片的外护面板用穿孔板,压力损失增加,而数值计算的护面板用刚性板,因而,压力损失大小不同.与试验结果对比说明了数值计算结果具有一定的合理性.

表 2 各状态下压力损失的试验结果
Tab.2 Testing results for different vane figurations

状态 编号	结构状态	试验结果						计算结果		
		风机频 率/Hz	风速/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	静压/Pa		压力损 失/Pa	ΔC_p	气流速度/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	压力损 失/Pa	ΔC_p
				前端	后端					
1	1 片导流片,半椭圆头、尖尾	50	8.62	47.8	4.2	43.6	0.96	8	4.96	0.13
2	2 片导流片,半椭圆头、尖尾	50	8.58	54.6	6.2	48.3	1.07	8	8.55	0.22
3	2 片导流片,半圆头、尖尾	50	8.58	52.2	1.7	50.5	1.12	8	8.26	0.22
4	2 片导流片,半椭圆头、圆尾	50	8.58	53.0	0.8	52.3	1.16	8	9.80	0.25
5	3 片导流片,半椭圆头、尖尾	50	8.36	71.5	6.2	65.3	1.53	8	16.53	0.43
6	4 片导流片,半椭圆头、尖尾	50	8.12	129.9	57.4	72.5	2.21	8	33.58	0.88

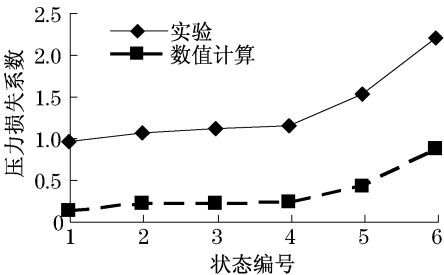


图 5 实验和数值计算的压力损失系数比较
Fig.5 Pressure loss coefficient comparison between test and CFD

3.2 不同导流片数消声拐角的消声量

笔者研究加工了可更换导流片数的消声拐角,可分别进行导流片数为 1,2,3 和 4 片的消声量测量试验.试验结果如图 6 所示.

从图 6a 中可以看到,无气流时,消声量随着导流片片数的增加而增大,这是由于随导流片片数的增加,流通面积与消声面积比减小,从而消声量增加.但从图 6b 中看到,在有气流时,2 片导流片的消声效果最佳,反而 3 片和 4 片导流片时消声量变差.这说明导流片过多时,引起导流片间气流速度的上升,导致气动噪声增大,影响消声效果,使得消声量反而降低.从图 6b 中可以明显看出在导流片数为 3 片和 4 片时,低频插入损失出现负值,说明消声结构

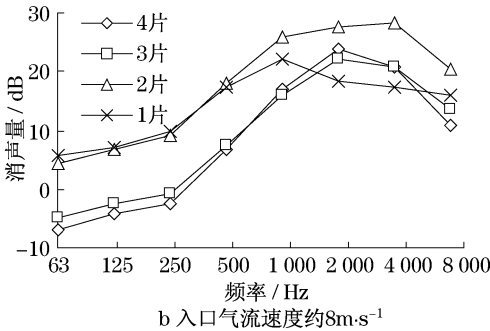
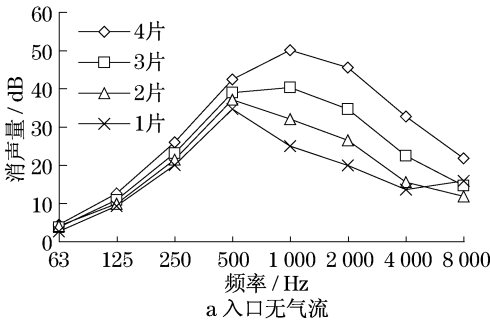


图 6 不同结构时的消声量
Fig.6 Noise reduction comparison for different configurations

出风端产生的气动噪声大于进风端声源提供的噪声.导流片数为 1 片和 2 片时的结果表明,片数少时,中高频消声量会减小.上述试验结果表明,消声

拐角的导流片不能过少,否则,中高频消声量会较低,但导流片数也不能过多,否则,结构的气动噪声增加,全频段的消声量下降,甚至起不到消声效果,反而增加噪声(如在低频)。所以,在高风速的声学模型风洞消声拐角设计中,导流片片数的选取不仅要考虑压力损失、流场流动的均匀度,还要慎重考虑气动噪声对消声量的影响。同时,从无气流和有气流时的2种测量结果看,这种结构的低频消声效果随导流片片数的变化改变较小,所以,消声拐角使用时主要应以消除中高频噪声为主。

3.3 不同头、尾结构消声拐角的消声量

为研究不同导流片头尾结构对消声量的影响,采用2片导流片的消声拐角,对头尾结构分别为半椭圆头配尖尾(用2-tj表示)、半椭圆头配圆尾(用2-ty表示)、半圆头配尖尾(用2-yj表示)拐角结构的消声量进行了测量,试验结果如图7。

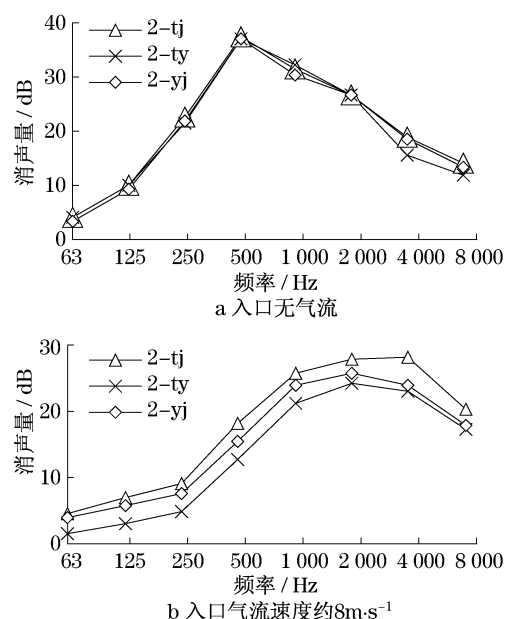


图7 不同头尾结构时消声量

Fig.7 Noise reduction comparison for different configurations of the vane head and end

从图7a中可以看到,消声导流片片数相同而头尾结构不同时,消声量几乎无差异。但从图7b中可以看到,在有气流时,不同头尾结构的消声量有一定变化。这是因为不同的头、尾结构会引起不同的气动

噪声,从而造成消声量的变化。图7b表明,采用半椭圆头和尖尾结构可以减小气动噪声的影响,圆尾结构应当尽量避免。

4 结论

上述研究可以得出一些结论:

(1) 增加导流片厚度压力损失和流场不均匀度明显增加。但导流片厚度减小会减小消声结构的消声量。

(2) 导流片数增加带来压力损失和气动噪声的增加,但过少导流片数会导致速度不均匀度增加,中高频消声量减少,所以,在高风速的声学模型风洞消声拐角设计中,导流片片数的选取要综合考虑压力损失、流场流动的均匀度、气动噪声对消声量的影响,从而寻找最佳导流片数。

(3) 半椭圆形头部和尖形尾部导流片有较低的压力损失和较低的气动噪声,在导流片设计时应采用这种结构形式,尽量避免半圆形尾部形状。

(4) 对模型风洞而言,消声拐角使用时主要应以消除中高频噪声为主。

(5) 试验验证了数值计算能正确给出压力损失的变化趋势。在设计消声拐角以及其他类似结构时可以利用数值计算对结构的压力损失、流场均匀性等流动特性进行优化。

参考文献:

- [1] Juliette Milbank, Simon Watkins. Development of a small-scale aeroacoustic open jet, open return wind tunnel for cavity noise and component testing [R]. Warrendale: SAE, 2000.
- [2] Kim Moosang, Lee Jungho, Kee Jungdo, et al. Hyundai full scale aero-acoustic wind tunnel [R]. Warrendale: SAE, 2001.
- [3] Shih T H, Liou W W, Shabbir A, et al. A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows: model development and validation [J]. Computers and Fluids, 1995, 24(3), 227.
- [4] Launder B E, Spalding D B. The numerical computation of turbulent flows [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974(3): 269.