

汽车后视镜的风噪声分析

The Acoustic Simulation of Auto Rearview Mirro

张建立

(沈阳华晨金杯汽车有限公司研发中心, 辽宁 沈阳 110141)

关键词：噪声；后视镜；空气动力学；CFD

摘要：汽车噪声对环境危害很大，汽车噪声的大小也是衡量汽车质量水平的重要指标。本文利用 STAR-CD 对某型汽车的后视镜进行了噪声分析，并对后视镜进行了改进，降低了后视镜的噪声。

Abstract: The auto acoustic is very harmful to the environment, and the acoustic level is one of the most important criterion of the auto quatity. This paper introduces the process of the auto rearview mirro acoustic simulation with STAR-CD, and how we reduce its acoustic level by modifying the rearview mirro.

Keyword: Acoustic ; Rearview Mirro ; Aerodynamics ; Computational Fluid Dynamics

1 前言

汽车噪声对环境的危害很大，汽车在给我们带来现代物质文明的同时，也带来了环境噪声污染等社会问题。根据噪声源的发声机理，汽车噪声主要有两类：机械噪声和空气动力学噪声。而在汽车高速行驶时，空气动力学噪声表现的尤为明显。空气动力噪声是由于气体流动中的相互作用或与固体间的作用而产生的，它包括空气通过车身缝隙或孔道进入车内而产生的冲击噪声、空气流过车身外凸出物而产生的涡流噪声、空气与车身的摩擦声三个方面^[1]。其中后视镜引起的噪声是汽车空气动力学噪声的重要组成部分。

作为汽车乘坐舒适性的重要评价指标，汽车噪音也在很大程度上反映了生产厂家的设计水平及工艺水平。因此，控制汽车噪音到最低水平一直是汽车设计者追求的方向。研究表明，为了降低车身空气动力学噪声并减小高速行驶时的阻力，应采用流线型车身并尽量减少凸出部件，对于必须暴露的部件（如后视镜）也要尽可能设计成流线型，这样可以减少空气涡流，减小空气与车身表面的撞击和摩擦^[2]。我们国家对机动车辆的噪声控制也非常重视，并颁布了《汽车加速行驶车外噪声限值 and 测量方法》（GB1495-2002）等标准来限制汽车行驶时的噪声^[3]。

本文利用著名的CFD软件STAR-CD对某轻型客车的后视镜进行了稳态的CFD噪声分析，得到了车身各处特别是后视镜附近的噪声源强度大小及其分布，为后视镜的优化设计提供了依据。

2. 模型建立及边界条件确定

2.1 几何模型建立

根据某车型的三维 CAD 实体模型，取车身外表面生成几何模型。考虑到汽车产品的复杂性，为了节约计算时间和减少网格数量，在不影响模拟精度的前提下，对车身表面、地板、底盘等做了一些简化处理；并对车体缝隙、进气隔栅等进行了缝合，以减少其对后视镜噪声的影响。但对模拟的关键部件，如后视镜等的细部结构则应尽量保留，如图 1 所示。

由于车身表面非常复杂，而且 CAD 模型之间有许多缝隙和漏洞，如果直接在 CAD 软件中进行模型的前处理，需要花费大量的时间和精力。因此，我们采用先在 Hypermesh 中划分三角形的表面网格，这样表面的连接和修补相对容易，然后输出为 Nastran 格式，作为表面再导入到 Pro-am 中划分体网格。图 2 为后视镜放大图。



图 1 几何模型



图 2 后视镜放大图

2.2 计算网格划分

在本次分析中，利用自动网格生成软件 Pro-am 划分体网格，生成为非结构化贴体网格，绝大部分为六面体。对重点考察区域如后视镜附近、地板和尾流区进行了局部细划，以加强对此处流动细节的了解。

由于汽车为左右对称，为了减少计算时间，取一半模型进行划分。计算区域取为长方体，长宽高分别为 $32\text{m} \times 5\text{m} \times 7\text{m}$ ，上游距前车轴 8m ，如图 3 所示。整个模型流体网格 632662 个，其中边界层网格 100751 个。图 4 为计算网格的局部放大图。

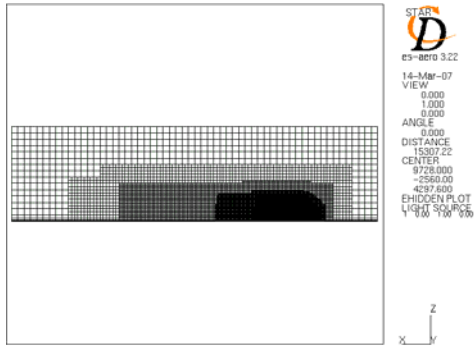


图 3 计算网格

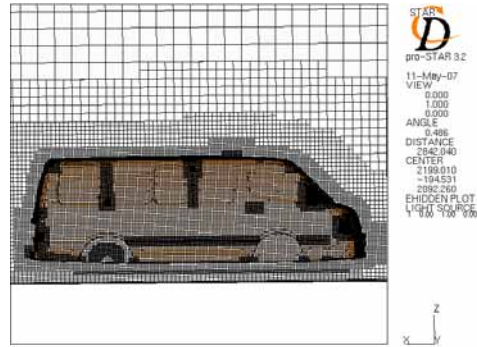


图 4 计算网格局部放大图

2.3 边界条件确定

分析中入口采用 INLET 边界条件，入口速度为 30m/s，沿 X 方向，紊流强度为 1%。出口为 OUTLET 边界条件。车身中面所在平面为 Symmetry 对称边界条件。侧面及顶部采用滑移壁面边界条件，底部及车身表面采用无滑移壁面边界条件。紊流模型采用高雷诺数 $k-\epsilon$ 湍流模型。采用 SIMPLE 算法进行计算^[5]。

3. 计算结果及分析

为降低后视镜噪声，我们对后视镜进行了流线化设计。通过对后视镜优化前后的噪声分析，我们得出了车身各处的噪声源强度大小及分布等。结果对比表明，后视镜优化设计后，噪声源强度有明显的降低。

3.1 原始模型计算结果

后视镜的原始几何模型如图 2 所示。通过计算，我们可以看到，噪声源强度较大的地方位于后视镜、进气隔栅和轮胎附近，这是由于气流与这些地方发生撞击，产生涡流所致。其中噪声源强度最大值为 13.43，如图 5 所示。图 6 为 ISO Surface 图。

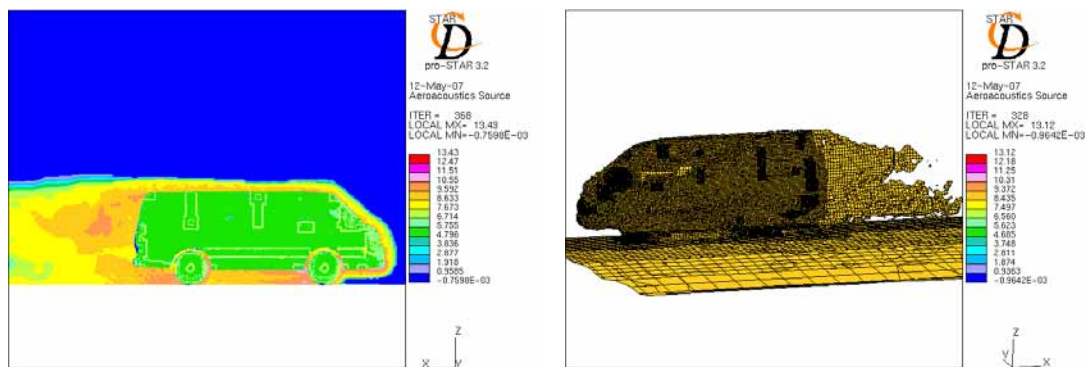


图 5 噪声源强度分布图

图 6 ISO Surface 图

从图 7 和图 8 沿 X 和 Y 方向的剖面可以看出，噪声源强度最大的地方处于后视镜后方。

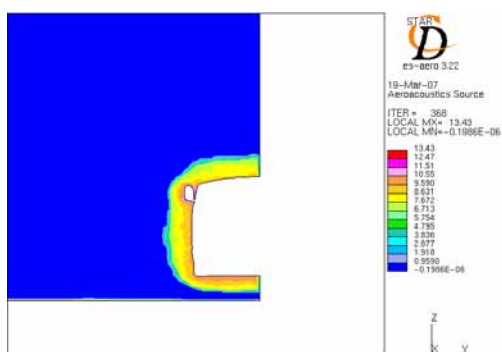


图 7 X 方向剖面图

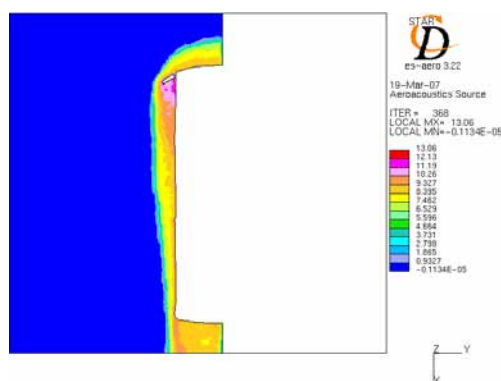


图 8 Z 方向剖面图

如图 9 和图 10 为车身和后视镜周围的速度分布情况。

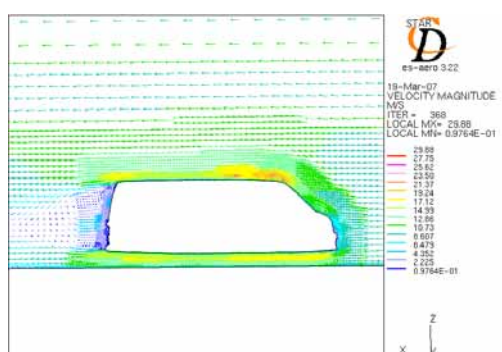


图 9 车身周围速度分布图

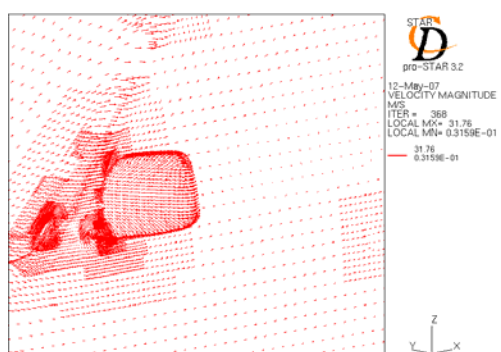


图 10 后视镜附近速度分布图

3.2 优化设计后计算结果

对比原始模型，我们对后视镜进行了流线化设计，并重新进行了噪声分析。从计算结果可以看到，噪声源强度最大值为 13.12，也位于后视镜后方。如图 11 为进行流线型设计之后的后视镜几何模型，图 12 为优化设计后的噪声源强度分布图。可以看出，进行后视镜的流线型设计之后，噪声源强度有了明显下降。

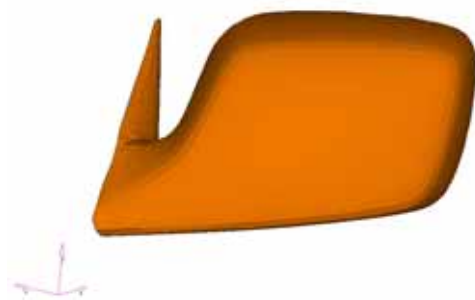


图 11 流线型设计后的后视镜

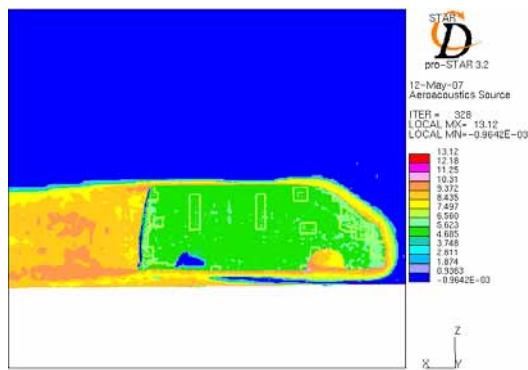


图 12 噪声源强度分布图

4 结论

(1) 应用 STAR-CD 分析软件对某车型进行的后视镜噪声分析，可以较准确的得到车身周围各处的噪声源强度大小及其它详细信息。

(2) 计算结果表明，对后视镜进行流线型设计，可以减小后视镜引起的噪声。

(3) 在产品开发时应用 CFD 方法，可以大大缩短开发周期，节省开发费用，分析结果对于设计开发人员优化产品设计具有重要参考价值。

参考文献：

- [1] 陈南.汽车振动与噪声控制.北京：人民交通出版社，2005
- [2] 何渝生.汽车噪声控制.北京：机械工业出版社，1996
- [3] 汽车加速行驶车外噪声限值和测量方法.GB1495—2002
- [4] 陶文铨.数值传热学.西安：西安交通大学出版社
- [5] STAR-CD 帮助文档