

稳态 RANS 方法在轿车外气动噪声预测中的应用

Application of Steady RANS Method to Prediction of Sedan Exterior Aeroacoustics

杨博 张英朝

(中国吉林大学汽车工程学院)

摘 要: 稳态 RANS 方法在汽车外流场计算中应用广泛, 根据其计算结果与 Lilley 经验公式可以预测流场气动噪声源的强弱分布。本文应用 STAR-CD 软件提供的稳态 $k-\varepsilon$ RNG 湍流模型与声学分析模块对轿车模型外流场进行计算, 对比分析了流场计算结果与文献中风洞试验数据。本文的工作为降低气动噪声提供参考依据。

关键词: 轿车 外气动噪声 稳态 RANS 方法 STAR-CD

Abstract Steady RANS method is widely used in numerical simulation of automotive exterior flow field. And the aeroacoustic sources distribution could be obtained through its results and Lilley equation. In current work, the exterior flow field was simulated using steady $k-\varepsilon$ RNG turbulence model and aeroacoustic analysis facility, which are provide by the code STAR-CD. The computational results were compared with available wind tunnel experimental data. Recommended guidance obtained by this work could be used to decrease wind noise.

Key words: sedan, exterior aeroacoustics, steady RANS method, STAR-CD

1 前言

随着高速汽车的发动机、轮胎和排气等噪声得到了越来越有效的控制, 气动噪声已经成为高速行驶噪声的越来越主要的组成部分。使用低噪声风洞进行气动噪声测量是主要的研究方法之一, 然而大型低噪声风洞以及测试设备成本很高, 试验周期较长。使用数值模拟方法来预测气动噪声可以对风洞试验提供参考, 并为产品设计提供依据。近来 CFD 方法在计算车辆周围瞬态流场方面取得了许多进展, 可以通过计算流场的瞬态压力来直接计算气动噪声或者通过专业声学软件来计算气动噪声[1,2,3]。然而对于复杂的实车模型, 使用 CFD 方法直接计算瞬态压力还有许多困难, 比如网格数量庞大, 求解也十分耗时。稳态 RANS 方法是目前工程中最常用的 CFD 计算方法, 计算耗时短, 计算结果具有工程参考价值。根据稳态流场计算结果, 使用 Lilley 经验公式可以预测出瞬态速度脉动, 从而预测出流场的声源强弱分

布, 为降低气动噪声提供参考和依据。本文将使用稳态 RANS 方法, 应用 CFD 软件 STAR-CD 对轿车模型外流场进行计算, 再通过 Lilley 经验公式预测出流场中的声源强弱分布, 为降低气动噪声的外形设计提供参考。

2 研究方法

气动噪声与流场的特性密切相关。应用稳态 RANS 方法求解可以得到速度场、压力场。对于没有热交换或者燃烧过程的高雷诺数流场, 一般用公式 (1) 来表示 Lilley 公式。

$$\frac{D}{Dt} \left[\frac{D^2 \Pi}{Dt^2} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(a^2 \frac{\partial \Pi}{\partial x_j} \right) \right] + 2 \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial x_k} \left(a^2 \frac{\partial \Pi}{\partial x_j} \right) = -2 \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (1)$$

$$\Pi = (c_u / c_p) \ln(p / p_0)$$

公式(1)等号右边项即为需要分析的源项, 可以展开为公式(2)。

$$-2 \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} = \underbrace{-2 \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k}}_A - \underbrace{2 \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \frac{\partial u'_k}{\partial x_j} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k}}_B - \underbrace{6 \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_j} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} - 6 \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \frac{\partial u'_k}{\partial x_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k}}_C \quad (2)$$

其中 A 表示平均流动形状变化, B 表示波动源项 (波动噪声), C 表示平均剪切流动与波动 (剪切噪声源) 的互相作用。需要通过平均速度和平均速度波动来分析这三个项。稳态的 RANS 方法可以提供平均速度, 再应用合成湍流方法 (Synthetic Turbulence Method) 即可得到平均波动速度[4]。

3 网格生成、边界条件与求解设置

3.1 网格生成

轿车模型选用 Ford C1 模型 [5,6], 是典型的阶背式轿车外形, 如图 1 所示。计算域为长方体形状, 入口距离车前端 2 倍车长, 出口距离车后端 6 倍车长, 高度为 5 倍车高, 宽度为 4 倍车宽。因为采用稳态湍流模型, 所以可以将计算域沿车身纵向对称平面截取

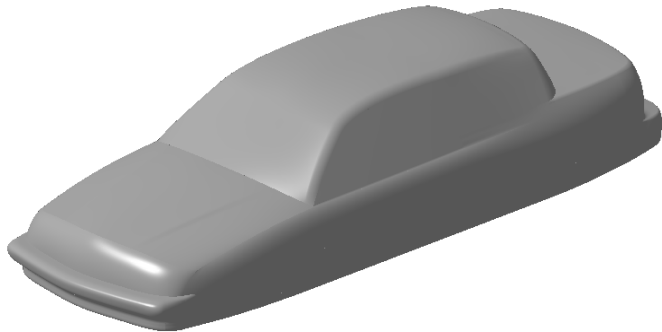


图 1 轿车模型

一半来减小计算量。采用分区网格 (Zonal Grids) 方案, 在车身周围使用 O 型网格, 外侧使用 H 型网格。车身表面贴体最小单元边长为 3.2mm, 计算域远离车身的区域最大单元边长

为 350mm。网格总数约为 900,000，如图 2。

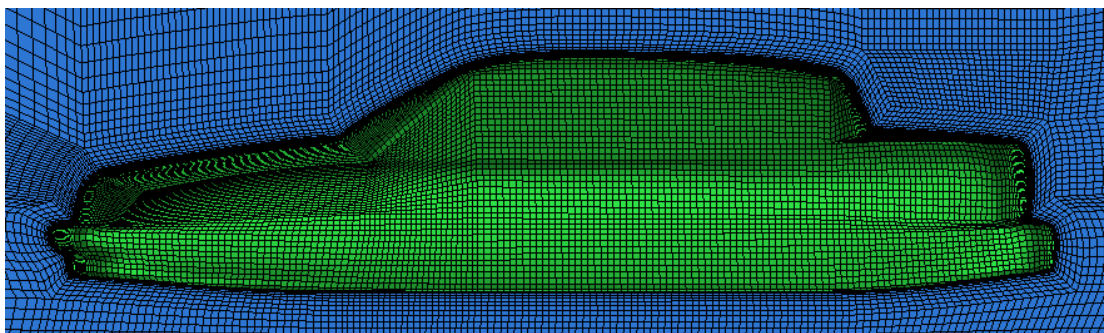


图 2 车身表面网格与计算域对称面上局部网格

3.2 边界条件与求解设置

Luther[6]进行的此模型的风洞试验中，风速为 51.7m/s，本文采用试验风速为计算域入口速度。边界条件设置如表 1，求解设置如表 2。

表 1 边界条件

边界位置	边界条件	设置值
计算域前端	Inlet	$U=51.7\text{m/s}$, $k=0.03375$
计算域后端	Outlet	Flow Split=1
车身表面、计算域地面、顶面、侧面	Wall	No Slip
中央对称平面	Symplane	Standard Symmetry

表 2 求解设置

设置项	设置值
湍流模型	稳态 $k-\varepsilon$ RNG 模型
空间离散格式	二阶精度 LUD
计算方法与数值精度	SIMPLE, 0.001

3 计算结果

迭代 411 步后达到收敛标准。车身气动阻力系数计算值大于风洞试验值[5]， $C_D=0.013$ 。计算中没有模拟模型支撑是误差原因之一。图 3 对比了车身纵向对称平面上 C_p 计算值与试验值[6]。可以看出曲线变化趋势定性相同，但是定量误差较大，尤其是行李箱盖板位置的定量误差较大。图 4 表示尾流速度分布与风洞试验的流线对比[6]，稳态 RANS 方法能够定性描述尾流结构，但是风洞试验流线图中表示的逆向流动位置比数值计算得到的位置要更靠近车尾。

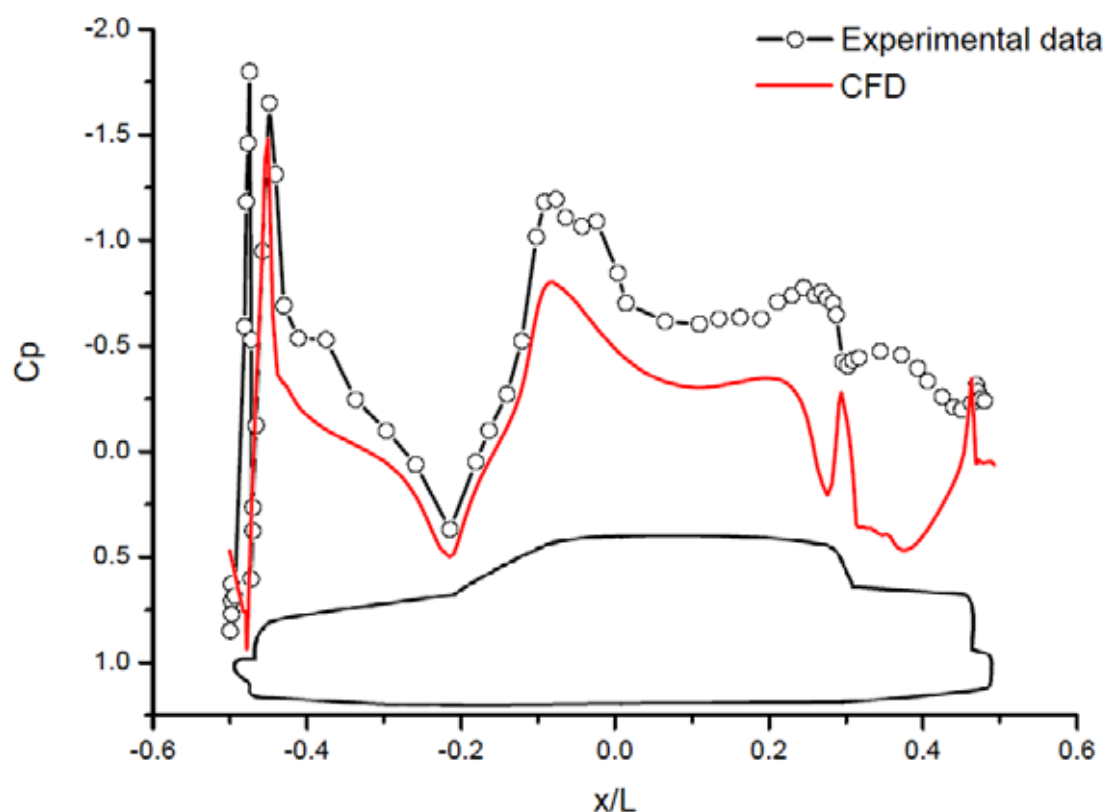
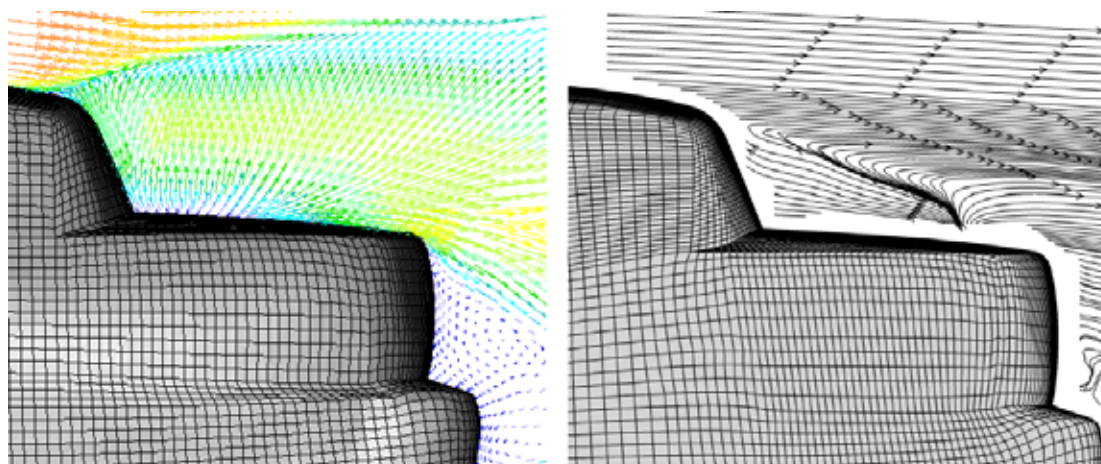
图3 车身对称平面上表面压力系数 (C_p) 曲线

图4 车身对称平面上的速度分布 (左图) 与风洞流线 (右图[6]) 对比

通过对比稳态 RANS 方法的计算结果与风洞试验数据, 可以认为 RANS 方法能够定性的表达流场特性。在稳态 RANS 计算结果的基础上, 开启气动声学模块继续计算 (Restart), 即可得到气动噪声源的强弱分布情况。图 5 使用 ISO 曲面来表达气动噪声源的强弱分布, 只显示了较强的声源位置, 位于车身前脸与发动机罩和车身底板的过渡位置、A 柱和 C 柱附近。通过车身表面压力分布可以看出上述位置都是压力变化较为剧烈的区域, 如图 6 所示。因此通过改进设计这些位置的几何形状将有助于降低气动噪声。

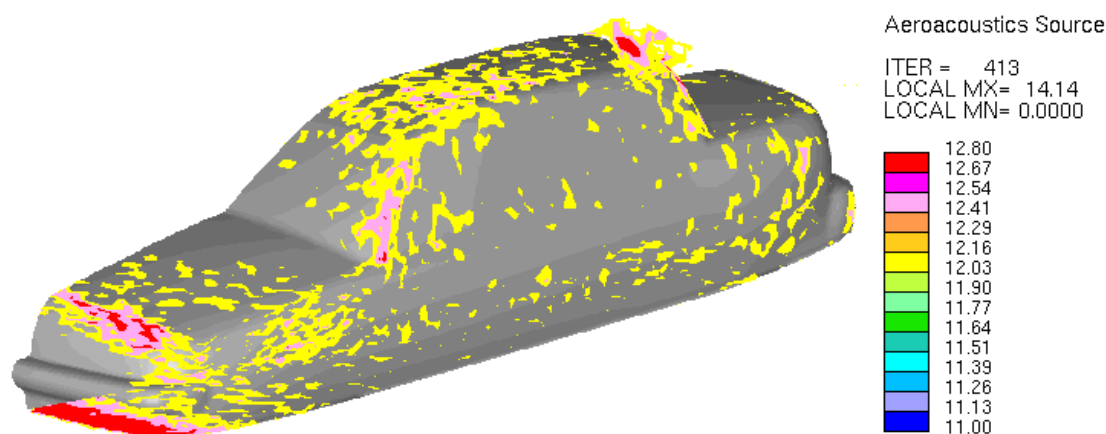


图 5 使用 ISO 曲面来显示气动噪声源强度分布

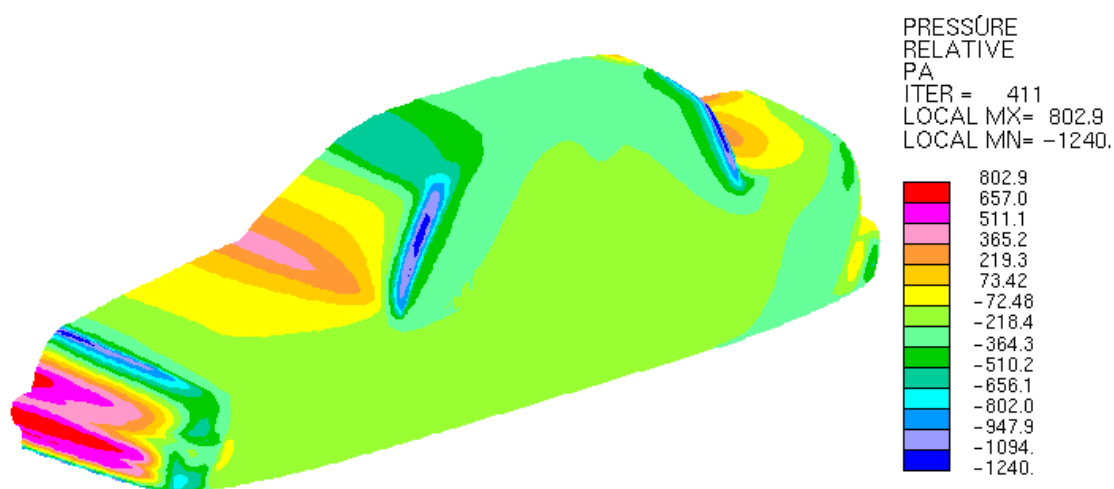


图 6 车身表面压力分布

4 结论

计算结果显示稳态 RANS 方法能够定性表达轿车外流场的流动特性, 定量结果有一定误差。在稳态 RANS 计算结果的基础上, 应用 Lilley 经验公式能够求解出轿车外流场气动噪声源的强弱分布情况。本轿车模型的气动噪声源较强的位置出现在车身前脸与发动机罩和车身底板的过渡位置、A 柱和 C 柱附近。定性的气动噪声源分布结果可以为降低气动噪声的设计提供参考依据, 并可以在工程实际中发挥节省时间和计算成本的优点, 具有一定的实用意义。

5 参考文献

- [1] Hold R. etc. Numerical simulation of aeroacoustic sound generated by generic bodies placed on a plate: Part I – Prediction of aeroacoustic sources, AIAA Paper No. 99-1896
- [2] Bipin Lokhande, Sandeep Sovani etc. Computational aeroacoustic analysis of a generic side view mirror, SAE Technical Paper 2003-01-1698

- [3] Kexin Hu etc. Acoustic modelling and radiated noise prediction for plastic air-intake manifolds, SAE Technical Paper 2003-01-1448
- [4] STAR-CD V3.15 Supplementary notes, 2001
- [5] J. Williams etc. A calibration stud of CFD for automotive shapes and CD, SAE Technical Paper 940323
- [6] Luther N. Jenkins, An experimental investigation of the flow over the rear end of a notchback automobile configuration, SAE Technical Paper 2000-01-0489