

# 旋转车轮对整车气动性能的影响评价

贾 青, 李 挺, 杨志刚

(同济大学 上海市同济大学地面交通工具风洞中心, 上海 201804)

**摘要:** 为研究整车轮边流场结构特征, 以不同尾部造型形式的简单车体和复杂车体为研究对象, 分别对静止和旋转车轮工况进行了数值研究. 计算采用定常雷诺时均纳维-斯托克斯方程. 针对数值计算结果, 通过对静止及旋转车轮周围流场的流动情况、表面压力系数、气动阻力系数和升力系数等数据的详细分析, 得到了车轮旋转会对轮边流场和整车流场产生极大的影响, 整车气动阻力和气动升力下降, 气动性能得到改善.

**关键词:** 数值计算; 定常雷诺时均方程; 旋转车轮

**中图分类号:** U467.1

**文献标志码:** A

## Influence of Rotating Wheels on Vehicle Aerodynamics

JIA Qing, LI Ting, YANG Zhigang

(Shanghai Automotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** A full-scaled vehicle was applied to a research of the local and global flow characteristics. Two different conditions including stationary and rotation were employed in computational simulation by steady Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) calculation. Furthermore, a detailed analysis on flow, surface pressure coefficient, drag coefficient and lift coefficient affected by rotating wheel figures out that rotating wheel has a great influence on the flow around wheel and the vehicle. Pressure difference, drag coefficient and lift coefficient are decreased by rotation, which improves aerodynamic performance.

**Key words:** numerical simulation; steady Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS); rotating wheel

作用. 通过对静止及旋转工况下车轮周围流场特性的详细研究, 可以揭示车轮周围流场的流动机理, 为风洞试验提供了更有参考价值的数据和方案, 同时也为新能源汽车可能采用的轮毂电机提供一定的参考.

Morelli<sup>[1]</sup>, Fackrell<sup>[2]</sup> 和 Axon<sup>[3]</sup> 等国外学者自 1969 年起开始对孤立车轮进行研究, 并发现旋转车轮表面的气流分离点提前产生, 且在自由来流的工况下, 静止车轮产生的气动阻力和气动升力较大. Löfdahl<sup>[4]</sup> 和 Wäschle<sup>[5]</sup> 则将整车与车轮匹配, 借助风洞试验和数值模拟的方法进行研究, 发现旋转车轮改善了整车气动性能. 然而为了简化复杂车体对轮边流场的影响, 相关研究者采用了简单车体代替复杂车体, 这样便忽略了前端进气对于轮边流场的作用, 降低了数值模拟的准确性和实用性.

本文采用数值模拟的方法, 以简单车体和复杂车体为对象进行研究. 对数值模型进行静止和旋转车轮工况下的数值模拟计算, 进而分析旋转工况对车轮局部流场以及整车流场的影响, 研究不同现象背后的原因和机理.

## 1 数值计算

### 1.1 整车几何模型和计算域

本文以图 1 所示车型作为参考, 建立了 1:1 的全尺寸模型, 车身长度为 4.3 m, 宽度为 1.66 m, 车高为 1.33 m. 本文中采用两种车体, 分别为简单车体和复杂车体, 两者区别在于: 对于简单车体, 去除了后视镜, 并且将车辆底部进行光顺; 而复杂车体除后视镜外, 保留了所有车身外轮廓、底部细节以及完整的发动机舱部件. 计算域取车身前方 21.5 m, 车身后方 60.2 m, 车身侧方 11.9 m, 车身上方 4.0 m.

### 1.2 参数设置及计算

由式(1)得到本文计算的雷诺数  $Re$  为  $4.16 \times$

车轮周围流场结构复杂, 车轮的旋转会对该流场结构造成很大的影响, 而该影响不仅会影响车轮本身的气动性能, 也会对整车气动性能产生一定的

$10^5$ .

$$Re = v \cdot L / \mu \quad (1)$$

式中:  $Re$  为雷诺数;  $v$  为流场特征速度;  $L$  为特征长度;  $\mu$  为运动黏性系数. 其中取车身长度为特征长度, 来流速度为  $30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , 空气的运动黏性系数取为  $1.48 \times 10^{-5}$ . 湍流模型采用两方程 Realizable  $K-\epsilon$  模型, 入口边界条件为  $30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  的速度入口, 出口边界条件为压力出口, 地面设置成移动壁面条件, 车轮根据不同的工况分别设置成旋转壁面多参考坐标系(MRF)条件和静止壁面条件. 对于前端进气组件, 将散热格栅设置成多孔介质条件, 再将风扇设成旋转壁面, 两者的参数均来自整车试验结果. 计算使用 Fluent 商业软件进行.

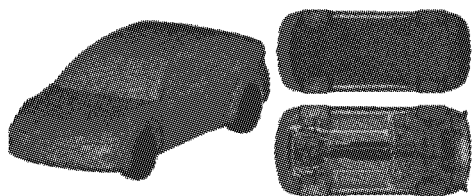


图 1 整车模型示意图

Fig.1 Vehicle model

## 2 数值计算结果分析

### 2.1 简单车体

#### 2.1.1 阻力系数( $C_D$ )与升力系数( $C_L$ )比较

不同工况下  $C_D$  和  $C_L$  的比较见表 1. 根据表 1 可以看到, 对于阻力而言, 车轮旋转的影响主要作用于前轮, 旋转车轮的阻力系数较静止车轮下降了 40%; 而后轮对旋转与否的敏感程度较低, 旋转后大约上升了 9%; 由于车身和车轮的相互作用, 车轮的旋转也造成了车身阻力系数的下降, 降幅大约为 1%.

表 1 不同工况下  $C_D$  和  $C_L$  的比较(简单车体)

Tab.1  $C_D$  and  $C_L$  for different situations(simple vehicles)

| 类别  | 静止    |        | 旋转    |        |
|-----|-------|--------|-------|--------|
|     | $C_D$ | $C_L$  | $C_D$ | $C_L$  |
| 左前轮 | 0.028 | -0.015 | 0.016 | -0.022 |
| 左后轮 | 0.011 | -0.002 | 0.012 | -0.006 |
| 车身  | 0.262 | 0.293  | 0.260 | 0.249  |
| 整车  | 0.338 | 0.259  | 0.319 | 0.193  |

同样地, 车轮的旋转也对车轮以及整车的气动升力产生了显著影响. 车轮的旋转使得前轮的气动升力下降了 46%, 整车气动升力下降 15%.

无论是气动阻力系数还是气动升力系数的变化

均主要由压差系数的变化引起.

#### 2.1.2 车轮局部流场分析

由于前轮的阻力系数对于旋转与否的敏感程度远远大于后轮, 所以主要分析前轮的局部流场. 对两种工况下车轮对称面中心线的压力系数曲线进行对比, 如图 2 所示: ①由于轮罩的包络, 使得来流在车轮前下部与车轮接触, 引起两种工况下车轮表面的滞点均位于  $60^\circ$  附近, 并非正对来流方向的  $90^\circ$ ; ②靠近前端轮-地接触点时, 表面压强不断减小; 在轮-地接触点附近, 表面压强又开始恢复, 旋转工况下该区域的压力系数大于滞点处的数值, Fackrell 通过“喷射效应”对此现象进行了解释<sup>[6]</sup>; ③车轮旋转时上表面的压强要大于静止情况, 说明旋转车轮的升力系数小于静止车轮; 前轮旋转时后部的压强要大于静止情况, 故旋转前轮的阻力系数较小.

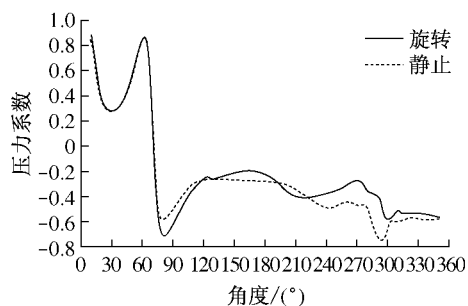


图 2 车轮表面中心线压力系数  $C_p$  曲线

Fig.2  $C_p$  for center line of wheel surface

根据图 3 可以观察到, 前轮前后的速度梯度大, 车轮的旋转对前后压差的影响十分显著, 减小了前轮的气动阻力; 而后轮被前轮的尾流包络, 其周围速度梯度差小, 压差减弱. 故两种工况下后轮的气动阻力均小于前轮, 车轮旋转对后轮的影响也较弱.

同时, 受到车身结构的影响, 流经前轮的正面来流与车轮之间存在一个较大的侧偏角度, 而后轮的侧偏角度则较小, 图 3 孤立车轮在不同侧偏角下气动力系数曲线说明存在较大侧偏角度的前轮比后轮具有更大的气动阻力值.

图 4 为距离前轮后缘 100 mm 处 YOZ 截面内速度等值面矢量图, 从图中可以观察到旋转车轮和静止车轮的差异: (1) 由于车轮的旋转带动气流与侧向气流相互作用, 侧向气流“上扬”, 使得旋转车轮的涡流区域①在 Z 方向上要高于静止车轮的涡流, 同时在下方生成一个小涡④; (2) 两种工况下, 在 YOZ 截面内的下半部分均存在一个小涡②, 旋转工况下车轮前端的抽吸作用使得侧向气流流速增加, 分离减小, 故涡的尺寸较小.

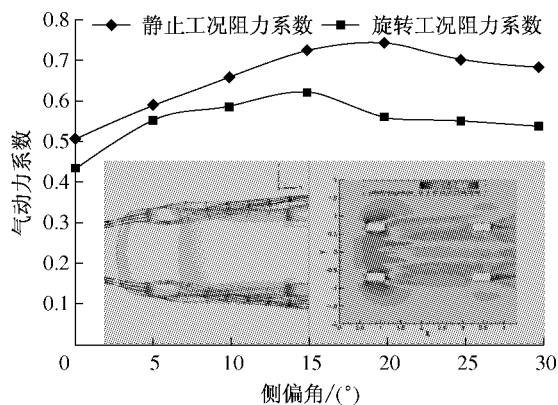


图3 孤立车轮  $C_D$  随侧偏角变化曲线以及整车近地面流线图与速度图

Fig.3 Single wheel's  $C_D$  for different yawing angles and stream line and velocity contour on near floor surface of the vehicle

车轮尾部下方的涡流区域主要分为两个部分,分别由来自车辆底部的侧向流场以及来自车轮外侧的流场造成.由图5(图中,湍动能场一)可以看出,外侧的尾涡强度要弱于内侧尾涡;并且由于车轮的旋转将一部分能量输送到外侧气流,故旋转工况下外侧气流分离较晚,涡流的尺寸要小于静止工况.

此外,在车轮前端轮罩边缘气流产生分离,图5中侧面气流在车轮旋转的作用下“上扬”.并且旋转车轮侧方的涡流区域较小,而湍流动能较强.原因是车轮旋转会使一部分气流卷入轮辐内侧,故由轮缘发出的分离气流流量减小.

### 2.1.3 整车流场分析

通过比较车身上表面中心线可以看到,不同工况下车身上表面压力值几乎不变,故判定车轮旋转对车身下表面以及侧面产生了重要影响.

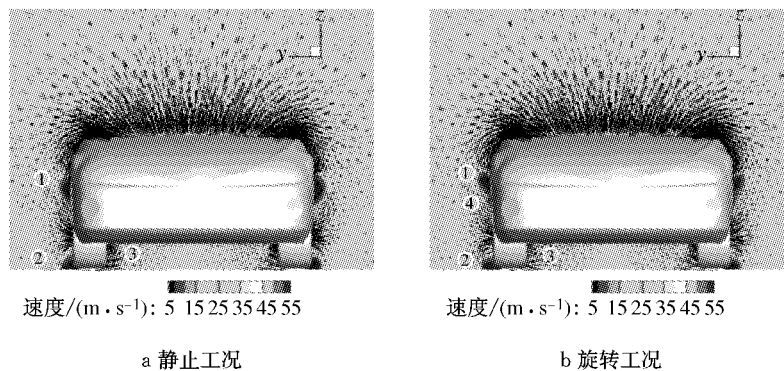


图4 YOZ 截面内速度矢量图

Fig.4 Velocity vector on cross section YOZ

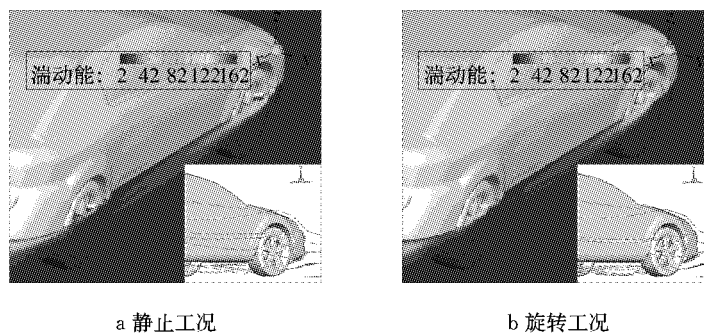


图5  $z=0.4$  水平截面湍动能图

Fig.5 Turbulence kinetic energy on plane  $z=0.4$

通过比较车身下表面中心线得出,车轮旋转对车身下表面前轴与后轴附近的压力系数有重要的影响(图6),并且前者较后者更为敏感,变化幅度更为剧烈:在对称面中心线上,旋转车轮对应的压力系数要小于静止车轮,并且随着中心线与车轮间距的减小,该种趋势愈加明显,这便意味着旋转工况下车身底部静压较小,而车身上表面压力不变,由此则可以

解释车身表面升力系数的下降.结合车身底面压力系数等值面图可以更加直观地看到这种变化,如图7所示.

而究其原因则是因为在车轮旋转状态下,经由底部通过的空气质量增加,流速增快,导致车身下表面压强减小,本文选取了一个位于车身底部速度入口的辅助横截面,得到此截面上的速度和流量值,当

车轮静止时,截面平均流速为  $32.6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ,质量流量为  $10.914 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ;当车轮旋转时,截面平均流速为  $33.3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ,质量流量为  $11.122 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ .

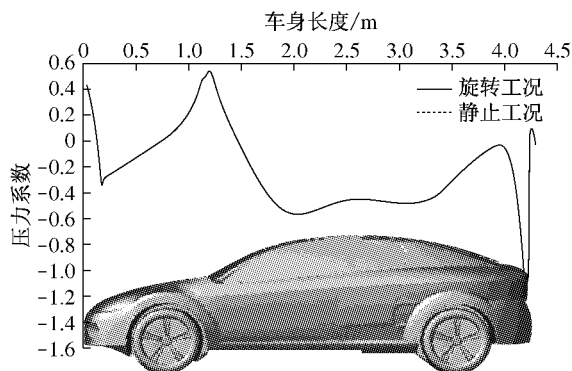


图 6 车身上表面中心线压力系数  $C_p$

Fig.6  $C_p$  for center line of vehicle top surface

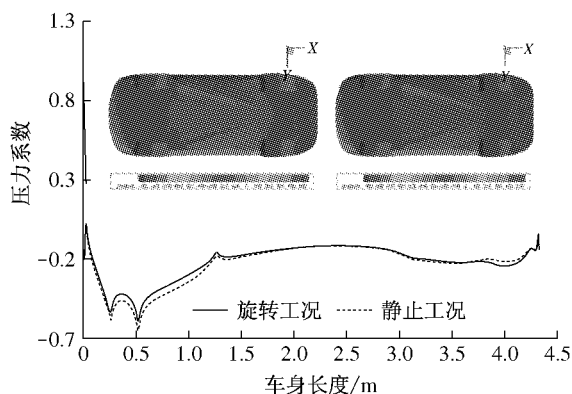


图 7 车身下表面中心线压力系数  $C_p$  图与压力等值面

Fig.7  $C_p$  for center line and pressure diagram for vehicle bottom surface

图 8 为两种工况下车身侧面压力系数曲线,其可以说明在后轮罩后侧,车身表面的压强波动比较剧烈,在该区域车身表面对车轮的旋转比较敏感;而在车尾尾部,车轮旋转工况下车体表面负压较小,而静止工况下车体表面的负压大。

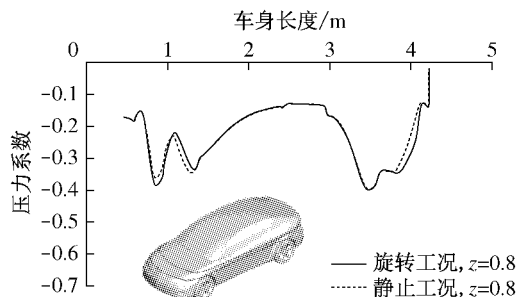
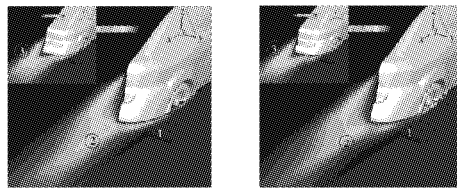


图 8 车身侧面压力系数曲线

Fig.8 Pressure diagram for vehicle sides

而在整车尾部,主要存在对称的尾涡区域①、②和③,在旋转工况下车身尾部这几个涡流的湍动能

较小(图 9). 旋转工况下涡流①强度较弱,该区域流场的能量耗散减小,使得车身表面压力增加;而在静止工况下侧向来流会在轮缘后侧产生较强的气流分离,因而湍动能较大. 车身尾部表面压强的上升是由于尾涡②、③的强度减弱,原因是旋转工况下流经车轮后部以及车身底部的气流量增加,一方面使得车身尾部死水区内的流量增加,另一方面为尾部涡流提供了额外的动能,导致压强有了一定程度的回升。



a 静止工况

b 旋转工况

图 9 简单车体尾部湍动能图

Fig.9 Turbulence kinetic energy on simple vehicle tail

为了更加全面地分析车轮旋转对于整车流场的影响,本文引入方背式车身造型进行数值分析. 与阶背式车尾类似,在方背式车尾尾部,主要存在一个对称的尾涡区域和一个较大的展向涡,在旋转工况下车身尾部这几个涡流的湍动能较小,从而车身表面压强较大。

旋转后车身尾部区域表面压强上升,原因是:旋转工况下,流经车身尾部的气流量增加,对于静止及旋转工况,底面观察面质量流量分别达到  $6.249 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  和  $6.552 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ . 而通过图 10 车身尾部速度图也可以清楚地看到,由于汽车尾部存在一死水区,此处气流速度很低,因此由车底过来的高速气流上卷形成尾部的一个较大涡流,而车顶处的高速气流由于速度很高,越过此处较远处形成一个涡流. 正是由于下部气流流速的增加,推动涡流中心向后移动,从而使得近表面压力有所回升;此外,较多的气流流入死水区,补充了一定的动能,也使得能量耗散减弱,表面压力回升。

## 2.2 复杂车体

### 2.2.1 气动阻力系数与升力系数比较

与简单车体类似,车轮旋转所引起的气动阻力变化主要作用于复杂车体的前轮,但幅度有所变化:旋转车轮的阻力系数较静止车轮下降了 27%;后轮对旋转与否的改变程度较低,旋转后其阻力系数上升了 8%;同时车身阻力系数下降了 3%;整车气动阻力系数下降了 3%。

同样地,车轮的旋转也对车轮以及整车的气动升力产生了显著影响. 车轮的旋转使得车身的气动

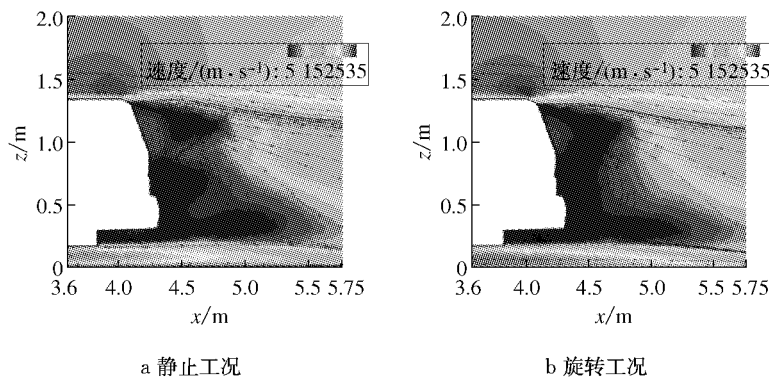


图 10 简单车体尾部速度图

Fig.10 Velocity contour for simple vehicle tail

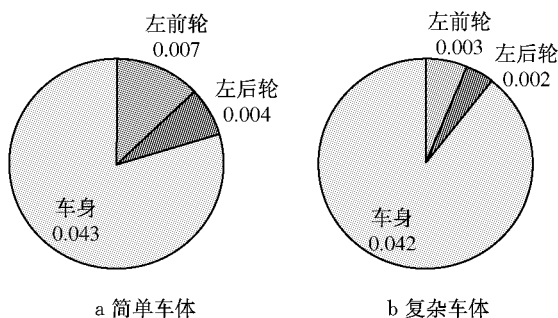
升力下降了 11%，整车气动升力下降 16%。

表 2 给出了静止与旋转工况下重点部位的阻力及升力系数值。通过各个部件的阻力系数可以看到，静止车轮和旋转车轮存在很大差异：对于前轮，其直接面对正面气流和发动机舱内流，气动阻力系数较后轮大一倍，旋转工况所带来的流场改善更为明显；而由近地面车轮附近流线图可以看到，由于后轮部分包络在前轮的尾流中，故前后压差较前轮减小很多，并且局部流场也得到改善。所以其气动阻力要小很多。

表 2 不同工况下  $C_D$  和  $C_L$  的比较(复杂车体)Tab.2  $C_D$  and  $C_L$  under different situations (complex vehicle)

| 类别  | 静止    |        | 旋转    |        |
|-----|-------|--------|-------|--------|
|     | $C_D$ | $C_L$  | $C_D$ | $C_L$  |
| 左前轮 | 0.022 | -0.016 | 0.016 | -0.013 |
| 左后轮 | 0.010 | 0.001  | 0.011 | -0.001 |
| 车身  | 0.274 | 0.384  | 0.265 | 0.341  |
| 整车  | 0.386 | 0.359  | 0.375 | 0.303  |

尽管车轮旋转对两种车体的影响不尽相同，但总体趋势表现一致。以气动升力系数为例，图 11 表示了当车轮旋转后对于简单车体和复杂车体其车身及前后轮升力变化情况。图中， $\Delta C_L = C_{L,S} - C_{L,R}$ ，其



a 简单车体

b 复杂车体

图 11 简单车体和复杂车体  $\Delta C_L$  比较Fig.11  $\Delta C_L$  comparison between simple and complex vehicles

中  $\Delta C_L$  为静止工况与旋转工况的气动升力之差， $C_{L,S}$  为静止工况下的气动升力， $C_{L,R}$  为旋转工况下的气动升力。简单车体和复杂车体的升力变化主要表现在车身上，且数值差异很小；而对于车轮而言，前轮对于旋转工况造成的气动升力变化较大，而后轮的气动升力变化则相对较小。故在该问题上，对简单车体的研究可以指导复杂车体的设计工作。

## 2.2.2 车轮局部流场分析

对于前轮后部横向剖面(图 12)，两种工况下在上半部分均存在一个明显的涡①，但旋转条件下的涡区域要明显大于静止车轮的尾涡，尤其体现在  $Z$  方向上，并且可以看到旋转车轮尾涡有“上扬”趋势，原因同简单车体一样，均出自旋转车轮对气流的干扰；静止情况下的分离涡中心流速要大于旋转情况，说明静止情况下的紊流较为严重；但复杂车体车轮内侧的涡流区域远远大于简单车体，原因主要是复杂车体的底部结构十分复杂，底部气流与车身底部结构之间的相互作用产生强烈的紊流。

对两种工况下车轮对称面中心线的压力系数曲线进行对比(图 13)：

(1) 两种情况下车轮表面的滞点同样位于  $60^\circ$  附近，在  $70^\circ$  左右进入负压区。

(2) 与简单车体相同，车轮旋转时上表面的压强要大于静止情况，说明了旋转车轮的升力系数要小于静止车轮；前轮旋转时后部的压强要大于静止情况，故旋转前轮的阻力系数要小于静止前轮。

## 2.2.3 整车流场分析

在整车气动阻力中，车身部分大约占 65%。所以在此讨论车轮旋转对车身的影响是十分有必要的。由于发动机部件和底部零部件的存在，减小了旋转车轮对整车流场的影响。并且车轮旋转对于阻力的影响主要体现在前轮和车身上，后轮的阻力系数基本保持；车轮旋转对前后轮升力系数的影响基本相同。

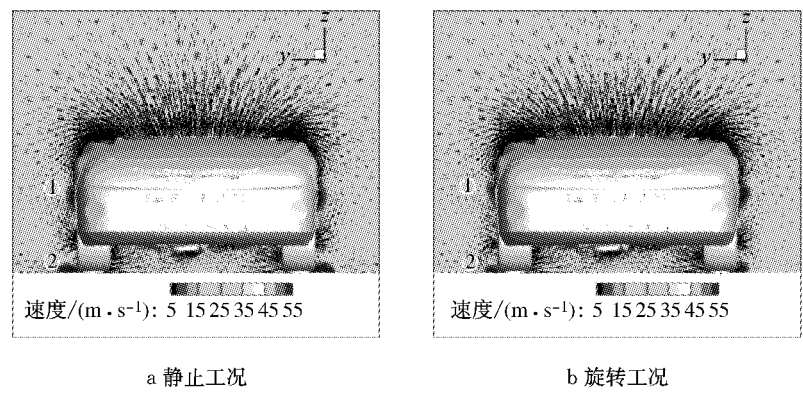


图 12 YOZ 截面内速度矢量图

Fig.12 Velocity vector on cross section YOZ

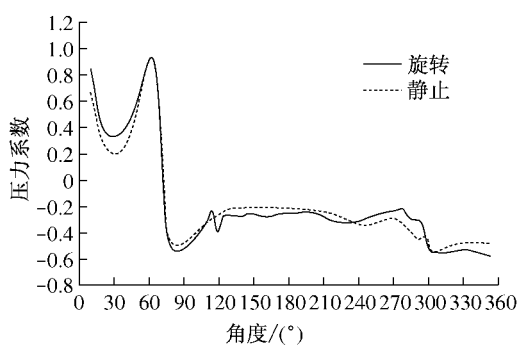


图 13 车轮表面中心线压力系数曲线

Fig.13  $C_p$  for center line of wheel surface

比较平行 XOY 平面的车身表面中心线(图 14),发现对于复杂车体,在前轮罩附近车轮旋转与否对车身表面的压力影响不大;而在后轮罩附近影响较为显著. 根据车身表面中心线压力系数曲线可以看到,旋转工况下车身后部表面的压力系数大于静止工况;而随着车身表面逐渐远离车轮,这种差异也逐渐减小. 总体而言,旋转工况下的车身后部表面压力大于静止工况,原因与简单车体类似.

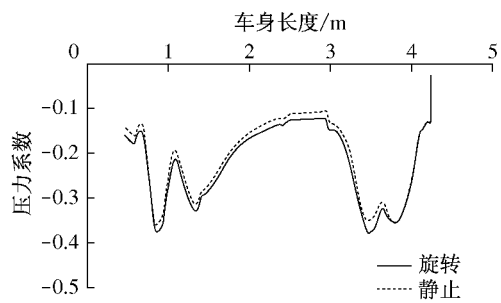


图 14 车身侧面压力系数曲线

Fig.14  $C_p$  for vehicle sides

表 3 为复杂车体前后车轮轮辐两侧的进气流量对比,情况与简单车体类似:当车轮旋转时,前左侧车轮侧面的进气量增加了 30%,并且流向为由车轮底部至车轮外侧,流量增加的原因一方面是由于车

轮的旋转使得底部的流速增加,也导致流经车轮辐板的流速增大,另一方面是由于流经发动机舱体的内流大部分通过前侧车轮流出,使得前车轮进气流量增加;而对于后侧车轮,进气量变化不明显.

表 3 不同工况下复杂车体车轮侧面质量流量

Tab.3 Mass flow rate through wheel side of complex vehicle under different situations

| 类别                                       | 静止    |       | 旋转    |       |
|--|-------|-------|-------|-------|
|  | 左前轮   | 左后轮   | 左前轮   | 左后轮   |
| 质量流量/( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ) | 0.180 | 0.045 | 0.234 | 0.034 |

类似地,旋转车轮对方背式车身尾部也造成了显著的影响(图 15):在两种工况下,整车表面的压力分布的区别主要体现在后轮罩下游①以及整车尾部②. 旋转工况下的车身后部表面压力大于静止工况,原因为旋转工况下,车身尾部的流速较快,涡核远离车身表面,且有较多的底部气流补充进来,降低了能量损失,进而造成尾部压强较静止工况大,从而使得阻力系数降低.

### 3 结论

本文结论如下:

(1) 车轮的旋转使得前轮的阻力系数大幅下降,而后轮的变化不显著. 可以通过对简单车体的研究指导复杂车体的设计工作.

(2) 车轮的旋转引起底部流量的增加,使得底部压力降低,从而导致整车升力减小.

(3) 整车表面压力的主要区别位于后轮轮罩下游以及整车尾部. 对于阶背式车型,车轮旋转使得车身尾部死水区内的气流量增加,并为尾部涡流提供了额外的动能,导致尾涡的能量损失减小,引起了尾部压强的回升;对于方背式车型,车轮的旋转同样使得流经尾部的流量增加,使展向涡核远离车身并降

低了能量的耗散,引起了车身尾部压强的回升。

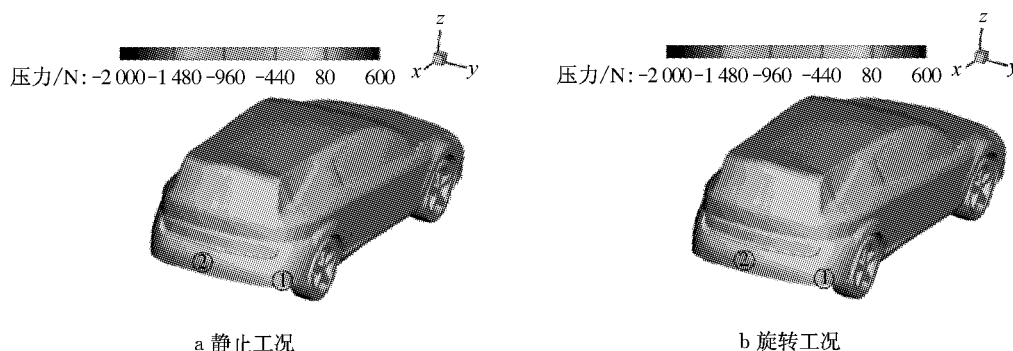


图15 方背式车身表面压力图

Fig.15 Pressure contour on square back vehicle surface

### 参考文献:

- [1] Morelli A. Aerodynamic actions on an automobile wheel [C// 1st Symposium on Road Vehicle Aerodynamics. London: [s.n], 1969.
- [2] Fackrell J E, Harvey J K. The aerodynamics of an isolated road wheel [C// 2nd AIAA Symposium Aerodynamics of Sports and Competitive Automobiles. [S.l.]: AIAA, 1974:119-125.
- [3] Axon L, Garry K, Howell J. An evaluation of CFD for modelling the flow around stationary and rotating isolated wheels [C// SAE. [S.l.]: SAE, 1998:doi:10.4271/980032.
- [4] Landström C, Löfdahl L, Walker T. Detailed flow studies in close proximity of rotating wheels on a passenger [J]. SAE International Journal of Passenger Cars—Mechanical Systems, 2009,2(1):861.
- [5] Wäschle A. The influence of rotating wheels on vehicle aerodynamics—numerical and experimental investigations [C// SAE. [S.l.]: SAE, 2007:doi:10.4271/2007-01-0107.
- [6] Fackrell J E, Harvey J K. The flow field and pressure distribution of an isolated road wheel [C// BHRA Fluid Engineering. [S.l.]: BHRA, 1972:155-165.

### (上接第948页)

- TAO Wenquan. Numerical heat transfer [M]. 2nd ed. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001.
- [4] 蒋定国,戴会超,王玲玲. 方柱绕流的大涡模拟 [J]. 三峡大学学报:自然科学版, 2007,29(1):16.
- JIANG Dingguo, DAI Huichao, WANG Lingling. Large eddy simulation of flow around a square cylinder [J]. Journal of China Three Gorges University: Natural Sciences, 2007,29(1):16.
- [5] 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.
- [6] Lesieur M, Metais O, Comte P. Large-eddy simulations of Turbulence [M]. London: Cambridge University Press, 2005.