

分 类 号: U461.1  
研究生学号: 2018422074

单位代码: 10183  
密 级: 公开

基于参数化建模的旋转独立车轮气动特性研究



吉林大学  
硕士学位论文  
(学术学位)

基于参数化建模的旋转独立车轮气动特性研究

Research on Aerodynamic Characteristics of Rotating Isolated  
Wheel based on Parametric Modeling

刘一尘  
作者姓名:  
机械工程(车身工程)  
专业:  
汽车空气动力学  
研究方向:  
胡兴军 教授  
指导教师:  
汽车工程学院  
培养单位:

吉林大学

2021年4月



---

基于参数化建模的旋转独立车轮气动特性研究

---

Research on Aerodynamic Characteristics of Rotating Isolated  
Wheel based on Parametric Modeling

---

作者姓名：刘一尘

专业名称：机械工程（车身工程）

指导教师：胡兴军 教授

学位类别：工学硕士

答辩日期： 年 月 日



## 吉林大学硕士学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在指导教师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：

日期：        年    月    日



## 关于学位论文使用授权的声明

本人完全了解吉林大学有关保留、使用学位论文的规定，同意吉林大学保留或向国家有关部门或机构递交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅；本人授权吉林大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文和汇编本学位论文。

(保密论文在解密后应遵守此规定)

论文级别：  硕士  博士

学科专业： 机械工程（车身工程）

论文题目： 基于参数化的旋转独立车轮气动特性研究

作者签名：

指导教师签名：

年      月      日



## 摘要

### 基于参数化建模的旋转独立车轮气动特性研究

随着社会的进步，汽车也向着安全、节能和个性化方向发展。在汽车外流场空气动力学中，车轮作为外流场唯一做旋转运动的主要部件，会对其周围的流场产生巨大影响。因此，单独研究车轮的空气动力学性能，即旋转独立车轮气动特性研究，无论是对车辆周围流场结构及气动力研究，还是作为整车车轮区域流场的先导研究，均具有重要的意义。本文基于商用计算流体力学（CFD）软件 STAR-CCM+，并引入参数化思想和软件二次开发技术，开展旋转独立车轮气动力及流场结构研究。主要研究内容如下：

首先，介绍了各种车轮旋转仿真方法的异同，并基于 Fackrell A2 经典独立车轮风洞试验数据，进行旋转独立车轮仿真方法精确性的验证，并开展基于 DES 的瞬态仿真方法与常用的稳态 RANS 仿真方法的对比。结果表明：（1）滑移网格/MRF 与旋转壁面边界条件组成的车轮混合旋转方法可以有效处理地面接触与车轮旋转；（2）在气动阻力系数上，考虑试验误差，DES 方法得到的时均值和稳态 RANS 方法均具备较高仿真精度，但稳态 RANS 方法精度略高；（3）在对称面圆周压力系数分布上，DES 方法提升了车轮上部分分离区的压力预测能力；（4）在尾流分离区截面总压等值线上，DES 方法获得的时均流场总压等值线与稳态 RANS 方法得到的较为接近，近车轮侧的总压等值线总体误差很小，误差随距离增加而逐渐增大；（5）DES 方法可以准确预测车轮上部涡脱频率与近地面涡系结构发展，而稳态 RANS 方法不具备预测能力。综上所述，本文使用的 DES 方法及车轮混合旋转方法适用于进行旋转独立车轮气动特性研究。

其次，基于参数化建模思想、软件二次开发技术和确定的车轮旋转仿真方法，对车轮几何模型提出一种新的简化建模方法，分别完成独立车轮自动参数化建模、自动几何前处理及 CFD 软件仿真自动设置三个部分的开发。特别的，对具有扇叶造型轮辐（即轮辐截面具有倾角）的车轮有很强的兼容能力。基于 Python 面向对象编程方法将上述流程合并，开发专用于旋转独立车轮气动特性研究的流程自动化平台 IsoTireCFD，为本文研究奠定基础。结果显示，使用该平台进行独立旋转车轮气动特性研究，最高可减少 69.7% 的时间消耗和 88.9% 的步骤数。

然后，基于 IsoTireCFD 平台，以某款五辐式赛车车轮作为 Baseline 车轮，在 27.78m/s 的恒定速度下进行空气动力学研究。结果表明：（1）Baseline 车轮流场特点可分为车轮上部气流分离、轮肩涡系结构、近地面涡系结构和轮边涡系结构，这与已有研究结论相符；（2）去除盘式制动器后，时均气动力均有小幅下降，盘式制动器阻碍了自由流侧和轮辐侧的气流交换过程；（3）基于 Baseline 车轮，以轮辐倾角和轮辐覆盖面积作为参数研究对象，发现轮辐倾角对独立车轮周围流场具有角度控制作用，但对于轮辋腔内部的气流输运范围主要限于车轮后部；正向轮辐倾角车轮的时均气动阻力和时均旋转轴气动力矩均较大，而时均气动升力则有所下降；轮辐覆盖面积改变时，流场和时均气动力变化相对不明显；（4）考虑变量交互效应，提出一种考虑时均气动阻力和时均气动升力的归一化综合气动力系数构建方法，并将其作为目标函数，基于表面中心的中心复合试验设计对上述两参数构建二阶响应面；对响应面方程各项进行贡献率计算，发现轮辐倾角对独立车轮归一化综合气动力系数影响最大。

最后，在旋转独立车轮气动特性研究中引入基于本征正交分解（POD）的流场降阶模型分析方法，将不同轮辐倾角独立车轮作为研究对象，分别基于正向轮辐倾角车轮、负向轮辐倾角车轮及 Baseline 车轮的仿真数据开展瞬态气动力及车轮附近七个典型二维截面的 POD 降阶模型构建。结果表明：（1）各车轮瞬态气动力频率范围可以与典型二维截面的降阶模型主模态系数主频率范围保持一致，证明二维截面的选取具有代表性；（2）独立车轮周围的典型二维流场主模态系数频率可分解为 3 至 8Hz 低频区间、19 至 33Hz 中频区间和 68.25Hz 的高频区间，但不同轮辐倾角车轮具有的频率区间不同，轮辐倾角可以改变典型二维截面的降阶模型主模态系数和车轮瞬态气动力的主频率；（3）相对于 Baseline 车轮，无论何种轮辐倾角，轮辋腔内部的流动结构均由剪切层流动控制改变为轮辐周期性旋转运动控制，即其对应的模态系数主频率为轮辐周期性旋转运动周期频率 68.25Hz，但不同倾角对轮辋腔内流场的影响范围不同。

### 关键词：

旋转独立车轮，汽车空气动力学，参数化建模，软件二次开发，本征正交分解

## **Abstract**

### **Research on Aerodynamic Characteristics of Rotating Isolated Wheel based on Parametric Modeling**

With the development of society, automobiles are also developing towards safety, energy saving and individualization. In the aerodynamics of the external flow field of a car, the wheel, as the main component of the automobile that rotates, will have a huge impact on the flow field around it. Therefore, studying the aerodynamic performance of the wheel, or studying the aerodynamic characteristics of the rotating isolated wheel, is of great importance whether it is the research of the flow field structure and aerodynamic forces around the wheel, or as a pilot study of the flow field structure in the wheel area of the vehicle. This research is based on the commercial computational fluid dynamics (CFD) software STAR-CCM+, using parametric modeling methodology and software redevelopment technology to carry out research on the flow field structure and aerodynamic force of rotating isolated wheel. The research are as follows:

Firstly, the similarities and differences of various wheel rotation simulation methods were introduced. Based on the wind tunnel test data of the Fackrell A2 isolated wheel, the accuracy of the simulation method of the rotating isolated wheel was verified. The transient simulation method based on DES method was compared with the common steady-state RANS simulation method. The results showed that: (1) the hybrid rotation method composed of sliding mesh / MRF and rotating wall boundary conditions could effectively deal with the ground contact and wheel rotation process; (2) in terms of the aerodynamic drag coefficient, considering the test error, both the time-averaged value obtained by DES method and the steady-state RANS method were accurate enough, the steady-state RANS method had slightly higher accuracy; (3) in terms of the circumferential pressure coefficient distribution on the symmetrical plane, the DES method improved the ability of pressure prediction in the upper separation region of the wheel; (4) in terms of the total pressure contour of the

wake separation region sections, the total pressure contour of the time-averaged flow field obtained by the DES method was close to that obtained by the steady-state RANS method, the error of the total pressure contour near the wheel side was very small, and increased gradually with the increase of distance; (5) the DES method could accurately predict the vortex shedding frequency at the upper separation region of the wheel and the development of vortex structure near the ground, while the steady-state RANS method had no prediction ability. In conclusion, the DES method and the hybrid rotation method used in this research were suitable for the research of aerodynamic characteristics of rotating isolated wheels.

Secondly, based on parametric modeling, the software redevelopment technology and the verified wheel rotation simulation method, a new simplified modeling method for the wheel geometric model was proposed, which included three parts: the automatic parametric modeling of isolated wheel, the automatic geometric/mesh pre-processing of isolated wheel and the automatic setting of CFD software. In particular, it had strong compatibility for the wheel of novel-shaped fan-like spoke (spokes of attack angle). The object-oriented process of Python was used to merge the processes to develop a process automation platform, IsoTireCFD, which was specially used to study the aerodynamic characteristics of rotating isolated wheels with different parameters. The results showed that the time consumption and the number of manual steps could be reduced by 69.7% and 88.9% respectively.

Then, based on the IsoTireCFD platform, a simplified five-spoke racing car wheel was used as the baseline wheel, and the aerodynamic research was carried out at a constant speed of 27.78m/s. The results showed that: (1) the flow field characteristics of baseline wheel could be divided into upper separation, wheel shoulder vortex structure, near ground vortex structure and wheel edge vortex structure, which were consistent with the existing research conclusions; (2) after removing the disc brake, the time-averaged aerodynamic force decreased slightly, and the disc brake hindered the air exchange between the free flow side and the spoke side; (3) based on baseline wheel, the flow field characteristics of baseline wheel were analyzed. It was found that the attack angle of spoke had an angle controlling effect

on the flow field around the isolated wheel, but the air transport phenomena inside the rim cavity was mainly limited to the rear of the wheel; the time-averaged aerodynamic drag and aerodynamic moment of the rotating axis of the wheel with positive attack angle were larger, while the time-averaged aerodynamic lift was decreased; when the covering area of the spoke changes, the change of flow field and time-averaged aerodynamic forces were relatively not obvious; (4) considering the interaction effect of variables, a normalized general aerodynamic coefficient considering the time-averaged aerodynamic drag and aerodynamic lift was proposed, which was used as the objective function. Based on the Face-Centered Central Composite Design, the second-order response surface was constructed for these two parameters, and the contribution to each item of the response surface function was made. It was found that the spoke attack angle had the greatest influence on the normalized general aerodynamic coefficient of the isolated wheel.

Finally, the Reduced Order Model (ROM) analysis method based on the Proper Orthogonal Decomposition (POD) was introduced in the research of aerodynamic characteristics of rotating isolated wheels. The isolated wheels with different attack angle spokes were taken as the research objects. The transient aerodynamic research was carried out based on the simulation data of positive/negative attack angle wheels and baseline wheel respectively, and the POD ROMs of seven typical two-dimensional sections near the wheels were constructed. The results show that: (1) the frequency range of the transient aerodynamic force of each wheel could be consistent with the dominant frequency range of the ROM's mode coefficient of the typical two-dimensional section, which proved that the selection of the two-dimensional sections was representative; (2) the frequency of the main mode coefficient of typical two-dimensional flow field around the isolated wheel could be divided into low frequency range of 3-8Hz, medium frequency range of 19-33Hz and high frequency range of 68.25Hz, but different attack angles have different frequency ranges. The spoke attack angle could change the main mode coefficient of the ROMs of typical two-dimensional sections and the main frequency of the wheel transient aerodynamic forces; (3) compared with baseline wheel, the flow structure in the rim

cavity changed from free flow shear layer to spoke periodic rotational motion control, that is, the main frequency of the corresponding mode coefficient was 68.25hz, but the influence range of different attack angles on the flow field in the rim cavity was different.

**Key Words:**

Rotating isolated wheel, Automobile aerodynamics, Parametric modeling, Software redevelopment, Proper orthogonal decomposition

# 目 录

摘 要.....	I
Abstract .....	III
第 1 章 绪论.....	1
1.1 研究背景及意义 .....	1
1.2 国内外研究现状 .....	2
1.2.1 国外研究现状.....	2
1.2.2 国内研究现状.....	5
1.3 本文主要研究内容.....	8
1.4 本章小结 .....	8
第 2 章 数值计算方法及验证 .....	9
2.1 基本控制方程 .....	9
2.1.1 通用形式控制方程.....	9
2.1.2 质量守恒方程.....	10
2.1.3 动量守恒方程.....	10
2.1.4 能量守恒方程.....	10
2.1.5 瞬态计算方法.....	11
2.2 车轮旋转仿真方法.....	14
2.3 车轮旋转仿真方法验证过程.....	17
2.3.1 仿真工况设定.....	17
2.3.2 试验对标结果分析.....	19
2.4 本章小结 .....	23

第3章 独立车轮快速气动分析平台开发 .....	25
3.1 独立车轮参数化设计方法.....	25
3.1.1 实际车轮的设计.....	25
3.1.2 车轮简化原则与参数提取 .....	27
3.2 独立车轮参数化自动建模过程开发.....	30
3.2.1 参数化设计方法.....	30
3.2.2 CAD 软件及其二次开发技术.....	31
3.2.3 独立车轮及计算域建模流程自动化设计 .....	32
3.2.4 独立车轮几何模型实例 .....	35
3.3 独立车轮自动前处理过程开发.....	36
3.3.1 前处理软件及其二次开发技术 .....	36
3.3.2 前处理流程自动化设计 .....	37
3.4 独立车轮自动 CFD 数值计算过程开发.....	39
3.4.1 CFD 计算软件及其二次开发技术.....	39
3.4.2 数值计算流程自动化设计 .....	40
3.5 IsoTireCFD 独立车轮快速气动仿真平台开发.....	41
3.5.1 平台架构.....	41
3.5.2 界面及交互设计 .....	42
3.6 平台效率测试.....	43
3.7 本章总结 .....	44
第4章 独立车轮气动分析及参数研究 .....	47
4.1 Baseline 独立车轮几何建模及网格无关性 .....	47

4.1.1 Baseline 独立车轮几何建模.....	47
4.1.2 气动分析设置及网格无关性 .....	48
4.2 Baseline 独立车轮气动分析 .....	50
4.2.1 气动力及气动力系数 .....	50
4.2.2 车轮外部涡系结构.....	51
4.2.3 轮辋腔内部流场结构 .....	53
4.2.4 总压等值面分析.....	56
4.3 独立车轮参数研究.....	57
4.3.1 有/无盘式制动器对流场结构的影响 .....	57
4.3.2 轮辐倾角对流场结构的影响 .....	60
4.3.3 轮辐覆盖面积对流场结构的影响 .....	64
4.4 基于 FC-CCD 的归一化综合气动力系数响应面模型 .....	68
4.4.1 原始数据及数据归一化 .....	69
4.4.2 独立车轮综合气动力系数构建 .....	69
4.4.3 二阶响应面模型构建及分析 .....	70
4.5 本章总结 .....	73
<b>第 5 章 基于 POD 的独立车轮瞬态流场研究 .....</b>	<b>75</b>
5.1 基于 POD 的降阶模型理论基础.....	75
5.2 采样参数选取 .....	77
5.3 车轮瞬态气动力分析 .....	77
5.3.1 Baseline 车轮瞬态气动力特性.....	77
5.3.2 A15C 车轮瞬态气动力特性.....	78

5.3.3 A-15C 车轮瞬态气动力特性.....	79
5.4 独立车轮附近流场 POD 降阶模型分析.....	80
5.4.1 模态能量收敛性判断 .....	80
5.4.2 尾流分离区 POD 降阶模型 .....	81
5.4.3 轮辋腔内部 POD 降阶模型 .....	85
5.4.4 车轮外侧 POD 降阶模型 .....	92
5.4.5 独立车轮 POD 降阶模型分析结论 .....	94
5.5 本章总结 .....	95
第 6 章 总结与展望 .....	97
6.1 全文总结 .....	97
6.2 不足及展望 .....	99
参考文献.....	101
作者简介及科研成果 .....	107
致    谢.....	109

# 第1章 绪论

## 1.1 研究背景及意义

随着社会的进步，汽车也向着安全、节能和个性化方向发展。汽车空气动力学作为整车开发中不可或缺的一环，其本身承担着整车气动减阻、气动噪声、基于对流换热的热管理、雨水滴溅/扬尘管理等等诸多重要方向，提高了整车性能。在汽车外流场空气动力学中，车轮作为车身唯一做旋转运动的主要部件，会对其周围的流场产生非常显著的影响，有研究表明，整车气动阻力有约 15%至 25% 来自车轮<sup>[1]</sup>，特别是在赛车或特种车上存在的开放式车轮。因此，将开放式车轮独立出来进行较为系统的空气动力学研究，无论是对于开放式车轮的车辆周围流场结构研究，还是作为整车车轮区域流场的先导研究，均具有重要的意义。

当前在车轮旋转领域，仿真方法和试验方法的日趋完善，使得一些精细的瞬态扰动可以被准确预测。但国内外对于车轮旋转的仿真一直存在诸多方法，而对于各种方法之间的对比和优缺点讨论直到今日仍在继续<sup>[2]</sup>。由此说明，车轮旋转高精度仿真一直是一个难点问题。特别是在国内，对于整车下的车轮旋转仿真方法直到 2019 年才被明确写入 T/CSAE 112.2019《乘用车空气动力学仿真技术规范》中<sup>[3]</sup>。即使如此，依然存在许多文献使用其他仿真方法进行研究。因此，对于车轮旋转仿真方法的采取和使用，应当朝着规范化和标准化方向进行。

另外，用于气动研究的旋转车轮通常取自实际车轮及其简化版本，而车轮的设计必须同时考虑造型设计、力学特性、空气动力学以及制动器散热等因素<sup>[4]</sup>。特别是轮辐的造型设计受美学影响很大<sup>[5]</sup>，即使使用实际车轮，也很容易得到差异较大的研究结论。独立车轮气动分析也往往忽略轮腔内部的其他部件对流场的影响，例如盘式制动器结构。近年来，由于制造技术的进步，车轮的造型脱离了过往车轮较为规则几何的样式，如图 1.1 所示，轮辐呈现出带正/负倾角的类扇叶型<sup>[6]</sup>、放射型、Y 字形甚至更加复杂的造型，这也要求旋转车轮气动研究与时俱进，即结合造型和气动两个方向制订车轮的参数化构造标准，从而提高研究的时

代意义。



图 1.1 新型轮辐设计

最后，以往对车轮旋转对其周围流场影响的数值研究大多使用稳态 RANS 计算方法，只能得到时均流场特征。但车轮旋转对周围流场会产生强烈扰动和激励，使用稳态计算显然不足以研究轮辐瞬态扰动对车轮周围流动的影响，特别是轮辋内部的流动特点，对车轮旋转的机理研究应该采用瞬态仿真方法。

## 1.2 国内外研究现状

车轮旋转很早便引起了研究者的关注。对于独立车轮旋转气动研究和整车工况下的车轮旋转气动研究，虽然对车轮旋转的仿真方式一致，但试验方式、流场和结论均有明显差异，因此本文文献综述部分侧重于独立车轮旋转气动研究。

### 1.2.1 国外研究现状

由于客观条件的限制，早期对独立车轮气动特性的研究更多地将其处理为钝体绕流或者低长宽比圆柱进行研究。1962 年，Abernathy 和 Kronauer 等人已经开始研究圆柱尾流区的基本涡系结构<sup>[7]</sup>。实际上，由于低长宽比圆柱和简化车轮的一致性，使用窄圆柱进行独立车轮外流场机理分析的思路至今依然可以见到<sup>[2]</sup>。

1969 年，Morelli 等人首次开始进行系统的独立车轮旋转的气动试验研究<sup>[8]</sup>。1974 年，伦敦大学的 Fackrell 在其博士论文中详细论述了基于某独立车轮及其六种改型的风洞试验及其结论，被广泛运用于独立车轮气动研究领域的试验对标<sup>[7]</sup>。在车轮旋转试验中，Fackrell 首次采用移动地面来消除地面边界层干扰，由此同时实现了车轮与地面的接触。由于 Fackrell 的一系列开创性工作及详实的试验数据，该论文成为独立车轮旋转气动研究领域的经典文献之一。

1998 年，Axon 等人使用 CFD 软件 Fluent/UNS，基于简化的 Fackrell B2 车

轮，分别对静止地面工况的静止车轮和移动地面工况的旋转车轮进行仿真分析<sup>[9]</sup>，并对比了表面静压系数及尾流区总压系数，该研究第一次尝试使用 CFD 技术分析静止和旋转车轮的流动机理。研究发现，CFD 技术可以对静止车轮和旋转车轮周围流场均有较好的预测能力，这包括气动力变化趋势和流动细节。上述结论于 2000 年被 Skea 等人是使用 STAR-CD 3.1 软件再次证实<sup>[10]</sup>。

2007 年，Waschle 等人对奔驰 E 级 BR211 车型进行了车轮旋转下的风洞试验与 CFD 仿真研究<sup>[11]</sup>。风洞试验使用五带系统驱动车轮，CFD 计算中使用 Star-CD 软件，车轮旋转方法为多重参考坐标系(Multiple Reference Frame ,MRF)。研究发现，稳态 RANS 方法对于车轮旋转可以获得满意的预测精度，而 MRF 方法对于轮辐旋转是兼顾高精度和高经济性的良好选择。类似的结论也可在 2009 年 Walker 等人的研究结论中发现<sup>[12]</sup>。这些研究虽然均以稳态仿真为例，但已经为完善的车轮混合旋转仿真方法奠定了基础。

2013 年，Croner 等人率先结合风洞试验，对无轮辐的独立车轮进行瞬态仿真研究<sup>[13]</sup>。试验使用移动带驱动车轮，并利用激光粒子测速（PIV）采集车轮附近多个截面的速度场信息；使用 URANS（Unsteady RANS）方法实现瞬态仿真。瞬态仿真给出了气动力系数及涡结构随时间的发展情况，也成功预测到车轮上下的涡结构，从而给出较为完整的独立车轮周围涡系结构。该研究意味着如果尝试更进一步解释流场发展，瞬态计算对于独立车轮旋转气动研究是必要的。

2014 年，Gerardin 等人使用瞬态仿真和试验结合的思路，对某车轮旋转工况下周围 PM2.5 颗粒的运动进行研究<sup>[14]</sup>。研究使用 URANS 和 LES 方法实现瞬态仿真。研究发现 URANS 方法和 LES 方法均可以捕捉到类似的流动结构，但 URANS 方法具有更高的计算效率。这可能是由于该研究所使用的简化车轮几何较为简单，故 URANS 方法已经足够。

2015 年，Schnepf 等人使用基于格子玻尔兹曼方法的 CFD 软件 PowerFLOW，对具备沟槽细节的独立车轮进行试验和仿真分析<sup>[15]</sup>。同时，该研究还使用有限元分析（FEA）方法对车轮在 4800N 纵向载荷作用下的压缩变形进行处理，使研究更贴近实际情况。该研究的主要贡献在于使用滑移网格对包含沟槽细节的车轮进行瞬态气动仿真，同时表明，如果要考虑沟槽作用，则车轮不能接触地面，

因为要给予交界面足够的空间。

同年, Diasinos 等人基于稳态 RANS 和 URANS 对 Fackrell A2 独立车轮进行仿真研究, 给出了较为完善的仿真设置参数, 并通过稳态 RANS 和 URANS 的结果对比说明稳态和瞬态计算的差异<sup>[16]</sup>。研究发现相比静止车轮, 旋转车轮上部气流分离点有所提前, 且仅有阻力和“喷射”效应有关, 并认为仿真应该尽量与试验条件一致, 但车轮与地面的接触区域并不容易测量, 因此可能是产生误差的原因之一。独立车轮尾流分离区典型涡结构如图 1.2 所示。

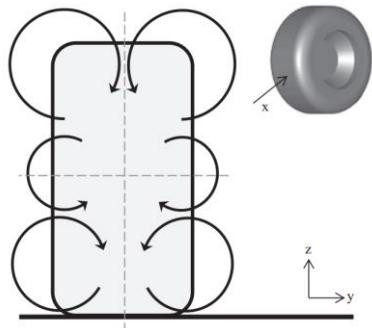


图 1.2 独立车轮后部流场结构示意图

2017 年, 空中客车公司的 Spagnolo 等人使用风洞试验方法对不接地单轮与纵置双轮周围的流场进行研究<sup>[17]</sup>。风洞试验使用 PIV 进行流场测量, 并测量了瞬态气动载荷和表面压力。研究较为突出的特点在于使用本征正交分解 (POD) 技术对单轮和双轮 Z 向平面速度矢量场进行降阶。POD 降阶模型结果显示, 单轮工况和双轮工况的二阶模态和三阶模态特征相反。该研究的主要意义在于将 POD 技术引入车轮流场分析中, 从而为定量化提取流场特征提供了思路。

2018 年, Hobeika 等人运用 STAR-CCM+ 软件, 对带沟槽的独立车轮和整车车轮高精度仿真方法进行研究<sup>[18]</sup>。研究将车轮划分为整体区域、轮辐区域和沟槽区域, 在各个区域中分别应用滑移网格、MRF 及旋转壁面边界条件, 并指出通风阻力是阻碍车轮旋转的力矩。研究由此提出网格不运动的混合式旋转方法 MRFg, 可有效处理包含地面接触工况及沟槽特征的车轮稳态/瞬态仿真, 其通风阻力预测精度与车轮整体采用滑移网格相当。

2019 年, Kabanovs 等人结合风洞试验, 运用 IDDES 仿真方法对独立车轮与整车车轮污染物飞溅进行研究<sup>[19]</sup>。研究指出, 旋转壁面边界条件可以运用在轮辐无开孔的车轮上, 而对于更加复杂的车轮可以使用 MRF 方法进行预测。

2020年, Reiß等人运用试验和仿真结合的思路, 对独立车轮进行研究。研究将车轮轮辐归纳为六种不同类型, 其中包括一种具有扇叶型轮辐的车轮<sup>[20]</sup>。研究发现, 混合旋转仿真方法得到的独立车轮尾流区域和试验相比, 虽然存在差异, 但总体上吻合良好。在开发早期, 可以使用CFD技术初步筛选车轮方案, 但显著的流场变化依然应该以风洞试验结果为主。

同年, Malizia等人开展了以独立自行车车轮为研究对象的空气动力学研究<sup>[21]</sup>。虽然自行车车轮与汽车车轮结构存在差异, 但其具有更加细小的特征, 因此可对具有精细车轮结构的仿真方法提供思路。研究使用了由MRF和旋转壁面边界条件组成的混合旋转仿真方法, 这和同一作者于2019年进行同一类型的研究思路不同, 如图1.3所示, 后者使用了全MRF法模拟整个车轮<sup>[22]</sup>。

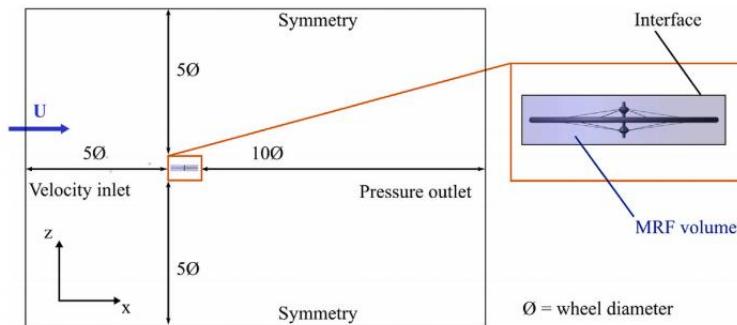


图1.3 车轮全MRF仿真方法计算域

总的来说, 当前国外对独立车轮旋转气动研究具有四条发展道路: 其一是对高精度低计算强度车轮旋转仿真方法的研究; 其二是对独立车轮旋转气动机理的研究, 正逐渐由低长宽比圆柱/无轮辋腔简化车轮向具有不同轮辋特征的复杂车轮过渡, 且基本以瞬态分析为主; 其三是依托于独立车轮空气流动特征, 研究车轮溅水、扬尘现象机理, 这一类研究尚未完全过渡到复杂车轮分析; 其四是将汽车车轮的相关方法引入自行车车轮等其他领域, 但对于细小辐条特征的车轮尚未发现有瞬态仿真研究的案例。

### 1.2.2 国内研究现状

国内对车轮旋转气动研究的进展相较国外明显落后, 特别是在独立车轮旋转气动机理研究方面研究成果相对较少。

2004 年，吉林大学杨博在其硕士论文中进行了整车条件下车轮旋转的相关研究<sup>[23]</sup>。车轮采用低长宽比圆柱作为替代，使用旋转壁面边界条件进行车轮旋转仿真。该研究是国内较早进行车轮旋转的研究之一。

2006 年，吉林大学傅立敏和胡兴军等人对不同几何和幅板参数的车轮进行一系列系统研究，其中既包括独立车轮，也包括简化整车车轮<sup>[24-27]</sup>。研究发现车轮的几何形状对车轮尾流区影响更大，车轮幅板开孔数目相比开孔面积对气动阻力系数的影响更为显著；车轮周围流场中的涡量变化是引起汽车及车轮气动阻力系数变化的主要原因。并通过台阶解决了车轮与地面接触网格生成的问题。

2010 年，吉林大学王国华等人注意到独立车轮轮辋内部流动的复杂性，并开展了研究<sup>[28]</sup>。研究具有两个创新点，其一是率先研究盘式制动器有无对于独立车轮气动特性的影响，进而使得研究更具实际意义；其二是率先在独立车轮气动特性中应用 URANS 方法。然而，该研究基于时均解，并未揭示出气动力、流场随时间的变化情况，也因此不具备时间上的参考价值。

2011 年，湖南大学的谷正气等人开展车轮幅板形状对整车气动阻力的影响研究，研究重点在于车轮旋转方法对计算结果的影响上<sup>[29]</sup>。研究应用了 MRF 方法进行车轮旋转仿真，然而研究仅从前后轮气动阻力系数占整车的比例上说明旋转壁面边界条件相比 MRF 更加合理，忽略了旋转壁面边界条件在与旋转方向垂直的壁面速度不准确的问题，进而得出了不够严谨的结论。

2014 年开始，同济大学的杨志刚、贾青等人开展了一系列车轮旋转气动研究。包括基于 Fackrell 独立车轮的流场机理研究、盘式制动器结构对整车流场的影响等<sup>[30-31]</sup>。研究还注意到了盘式制动器对流换热性能与车轮流动的关系，并在相关文献中得以体现<sup>[32]</sup>。研究采用了 MRF 方式模拟车轮旋转，并发现旋转车轮上部的气流分离提前的现象，保留盘式制动器是必要的。值得注意的是，研究对于 MRF 方法的应用是以轮辋腔作为旋转区域的，这与同时期国外思路基本一致。

2016 年，吉林大学的张苏铁综合研究了车轮旋转对整车气动的影响，并开展结合盘式制动器散热性能的研究<sup>[33]</sup>。但车轮旋转方式是旋转壁面边界条件，并未采用同济大学及同时期国外的相关研究成果。

2017 年，燕山大学的张新月对独立车轮进行了风洞试验和仿真研究<sup>[34,36]</sup>。

研究得到了气动力与来流速度和偏角之间的关系。但研究并未解决车轮接触地面工况问题以及车轮旋转试验方式,因此试验结果仅能代表独立不旋转非接触地面车轮,和实际情况差异较大。

同年,吉林大学的胡兴军等人开展了旋转车轮对整车溅水方面的研究<sup>[36]</sup>。该研究将车轮旋转气动仿真和多相流理论结合,对车辆水管理方向有重要意义。

2018年,重庆理工大学的徐乾卫基于某量产车辆,对整车条件下前轮盘式制动器进行瞬态热流固多场耦合分析<sup>[37]</sup>。该研究的应用了混合旋转方法。

2019年,吉林大学的苗振华使用 STAR-CCM+重叠网格方法进行了独立车轮与地面接触工况下的气动特性研究<sup>[38]</sup>。研究首先基于 Fackrell 车轮进行 URANS 仿真方法的对标,然后对独立车轮流动机理进行研究,最后对比了各种形式轮辐形状、开孔大小等对流场和气动力的影响。然而研究基本未体现出流场及气动力随时间的发展规律,即研究结果只能作为某时刻瞬态值或时均值进行讨论。

同年,中国汽车工程学团体标准 T/CSAE 112.2019《乘用车空气动力学仿真技术规范》发布。在该标准中,对于车轮瞬态旋转方式的模拟推荐使用轮辐部分滑移网格和轮胎部分旋转壁面边界条件的混合旋转方法<sup>[3]</sup>。

2020年,吉林大学的周君堂同样使用重叠网格技术进行了独立车轮气动研究<sup>[39]</sup>。研究的贡献主要在于提出一套独立车轮旋转工况下的风洞试验台架,并基于该台架完成了独立车轮固定与旋转工况下的气动力和流场 PIV 测量风洞试验。但研究指出该台架方案不能准确测量气动升力,且由于无移动地面设计,导致车轮只能嵌入地面一定距离模拟车轮压缩量,由此可能产生误差。

同年,吉林大学的曹庆炜基于独立车轮和 DrivAer 模型,对各种车轮旋转仿真方法进行了较为详细的研究<sup>[2]</sup>。研究思路与 Hobeika 等人较为接近<sup>[18]</sup>。研究结果发现,应用混合旋转方法具有准确度高、易于收敛,并能反映真实运动工况的特点,但应用滑移网格的计算资源要求也是最高的。

总的来说,国内在独立车轮旋转空气动力学方面的研究存在着研究方向单一、车轮旋转仿真方法多样化、对车轮瞬态气动特性和流动机理关注较少、研究因素同质性严重、车轮构成随机性大导致结论不一致、独立车轮风洞试验技术缺失等诸多问题,可以认为和国际研究水平还存在不小的差距。

### 1.3 本文主要研究内容

为了解决其中的部分问题，本文的研究内容提出一套基于参数化建模思路，以实现简化独立车轮快速建模的方法，并综合气动特性分析流程，开发自动化平台，在此基础上进行独立车轮气动特性分析，并基于本征正交分解方法分析独立车轮附近瞬态流场主模态及瞬态气动力变化特点。具体分为以下四个部分：

(1) 基于文献调研结果，选择适合的车轮旋转方法，基于 Fackrell A2 经典独立车轮，采用确定的车轮旋转仿真方法，对稳/瞬态仿真方法进行试验对比验证，验证车轮旋转仿真及数值计算方法对于旋转独立车轮气动分析的准确性。

(2) 基于确定的车轮旋转仿真方法和数值计算方法，综合造型设计及空气动力学两个因素，提出一套新的独立车轮参数化建模方法，并将该方法和独立车轮气动分析流程结合，使用二次开发技术实现流程自动化；设计并开发独立车轮气动分析流程自动化平台 IsoTireCFD，并进行平台效率测试。

(3) 基于 IsoTireCFD 平台，以某赛车车轮作为研究对象，首先对该车轮进行流场分析及时均气动力分析；再对有无盘式制动器、轮辐倾角和轮辐覆盖面积三个因素进行时均气动力及流场分析；最后基于中心复合试验设计，提出一种考虑时均气动阻力和气动升力的归一化综合气动力系数构建方法。以轮辐倾角和轮辐覆盖面积两个因素作为输入变量，对归一化综合气动力系数构建二阶响应面模型，并进行各项贡献率分析，得到对归一化综合气动力系数的影响最大的因素。

(4) 对(3)中对周围流场影响最大的轮辐倾角因素作为研究对象，对三组车轮进行瞬态气动力频率分析，再使用本征正交分解(POD)对独立车轮典型流场二维截面构造降阶模型，研究各方案各截面主模态形态及主模态系数差异，并归纳轮辐倾角对独立车轮典型流场结构模态影响的时空变化规律。

### 1.4 本章小结

本章根据汽车行业现状阐述了课题的背景和意义，并根据国内外研究现状分析得到了各种独立车轮气动研究的技术发展变迁过程、技术优劣势和研究结论及不足，最后根据现有理论技术基础和研究不足提出了本文的研究内容。

## 第2章 数值计算方法及验证

本文将依靠数值计算方法研究车轮旋转过程中的气动力及流场特性，使用基于有限体积法求解 Navier-Stokes 方程的 CFD 软件 STAR-CCM+ 进行研究。本章首先简要介绍流体力学基本控制方程及计算方法；然后对比车轮旋转数值仿真方法，并阐述混合旋转数值仿真方法的优势；最后详细介绍了基于 Fackrell A2 经典车轮的车轮旋转试验验证过程，验证车轮旋转仿真方法的准确性。

### 2.1 基本控制方程

流体流动受守恒定律的支配，守恒方程包括质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒定律和组分守恒定律，流体处于湍流状态时，还需要满足附加的湍流输运方程。所有的方程均可使用通用形式进行表述，方便程序处理<sup>[40]</sup>。本研究中流体介质仅为单一介质（空气），故不包括组分守恒定律。

#### 2.1.1 通用形式控制方程

通用形式控制方程如式 2.1 所示。

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u\phi) = \operatorname{div}(\Gamma \operatorname{grad}\phi) + S \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (2.1)$$

式 2.1 展开形式如式 2.2 所示。

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u\phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v\phi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w\phi)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial z} \right) + S \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (2.2)$$

其中， $\phi$  为通用变量，代表  $u$ 、 $v$ 、 $w$ 、 $T$  等求解变量； $\Gamma$  为广义扩散系数； $S$  为广义源项。 $\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}$  为瞬态项， $\operatorname{div}(\rho u\phi)$  为对流项， $\operatorname{div}(\Gamma \operatorname{grad}\phi)$  为扩散项。对于特定的方程， $\phi$ 、 $\Gamma$  和  $S$  具有特定的形式。

### 2.1.2 质量守恒方程

当  $\phi=1$ ,  $\Gamma=0$ ,  $S=0$  时, 控制方程转化为质量守恒方程。该方程是质量守恒定律的体现, 即单位时间内流体微元体中质量的增加, 等同于同一时间间隔内流入该微元体的净质量。质量守恒方程的形式如式 2.3 所示。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \dots \dots \dots \quad (2.3)$$

其中,  $\rho$  是密度,  $t$  是时间,  $u$ 、 $v$ 、 $w$  是速度矢量在  $x$ 、 $y$ 、 $z$  三个方向上的分量。当流体不可压缩时, 方程转化式 2.4。

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \dots \dots \dots \quad (2.4)$$

当流动为稳态时, 密度不随时间发生变化, 方程转化为式 2.5。

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \dots \dots \dots \quad (2.5)$$

### 2.1.3 动量守恒方程

当  $\phi=u_i$ ,  $\Gamma=\mu$ ,  $S=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+S_i$  时, 控制方程转化为动量守恒方程。该方程是牛顿第二定律的体现, 即微元体中流体的动量对时间的变化率等于外界作用在该微元体上的各种力之和。动量守恒方程的形式如式 2.6 所示。

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + S_i \dots \dots \dots \quad (2.6)$$

式中,  $p$  为压力,  $\mu$  为流体动力粘度,  $i=1$ 、 $2$ 、 $3$ 。

### 2.1.4 能量守恒方程

当  $\phi=T$ ,  $\Gamma=\frac{k}{c}$ ,  $S=S_T$  时, 控制方程转化为能量守恒方程。该方程是热力学第一定律的体现, 即微元体中能量的增加率等于进入微元体的净热流量加上体

力与面力对微元体所做的功。能量守恒方程的形式如式 2.7 所示。

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u T) = \operatorname{div}\left(\frac{k}{c_p} \operatorname{grad} T\right) + S \quad (2.7)$$

式 2.7 展开形式如式 2.8 所示。

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z}\right) + S_T \quad (2.8)$$

其中,  $C_p$  是比热容,  $T$  是温度,  $k$  为流体的传热系数,  $S_T$  为流体的内热源及由于粘性作用流体机械能转换为热能的部分。

综合以上三大守恒方程, 发现存在  $u$ 、 $v$ 、 $w$ 、 $p$ 、 $T$  和  $\rho$  六个未知量。为使方程封闭, 需要补充的气体状态方程如式 2.9 所示。

$$p = \rho R T \quad (2.9)$$

其中  $R$  是摩尔气体常数。

此外, 对于不可压流动, 若热力学影响很小以至于可以忽略时, 可不考虑能量守恒方程。此时, 只需求解质量守恒方程和动量守恒方程即可。本文研究内容符合该要求, 故选择关闭能量守恒方程求解。

## 2.1.5 瞬态计算方法

在基于有限体积法的流体力学中, 瞬态计算的方法主要包括 Unsteady RANS (URANS)、混合 LES-RANS (Hybrid LES-RANS)、大涡模拟 (Large Eddy Simulation, LES) 和直接求解方程组 (Direct Numerical Simulation, DNS) 等。

DNS 方法通过直接求解三维 N-S 方程组得到流场各个物理量, 因此不需要采用任何湍流模型, 理论上可以捕捉所有的流场结构。当雷诺数增加  $N$  倍时, 网格数将增加  $N^{\frac{11}{4}}$  倍<sup>[41]</sup>, 在高雷诺数下将产生极大的计算量, 在工程上尚不具有应用能力。

LES 方法是一种精度较高的瞬态计算方法, 其应用了空间滤波技术。相比于 DNS 方法, LES 方法对微尺度流动特征进行建模, 在解析大涡和模化小涡时, 会产生额外的亚格子尺度应力项 (SGS), 因此需要亚格子尺度模型进行模化<sup>[42]</sup>。此外, 大涡模拟对于边界层内部的流动使用直接求解, 因此在近壁面区域要求较

高的网格数，即首层网格保证  $y+ < 1$ 。为了减少计算量，一些 LES 方法也可以使用壁面函数求解边界层内部流动<sup>[43]</sup>。虽然 LES 的计算量相比 DNS 已经减小很多，但对于一般工程问题而言，计算量依然很大，仅被应用在机理研究方向。

URANS 方法是基于雷诺时均（RANS）方程的瞬态计算方法，相较一般所描述的稳态 RANS 方程，URANS 中增加了时间项，从而使得速度、压力和雷诺应力项均变为时间的函数。URANS 方法中，应用了雷诺速度分解<sup>[39]</sup>。表达式如式 2.10 所示。

$$\bar{v}(t) = \frac{1}{2T} \int_{t-T}^{t+T} v(t) dt, v = \bar{v} + v'' \dots \dots \dots \dots \quad (2.10)$$

URANS 得到的是流场在时间步长内的时均值，因此一般情况下需要将时间步长取远小于湍流变化时间，然而在实际情况下是很难得到的。

为了解决 LES 计算量过大和基于 RANS 方程捕获流场细节能力差的问题，学者们提出了混合 LES-RANS 模型，这其中最为常用的是 DES 方法。DES 方法在边界层中求解 URANS 方程，在远场区域求解 LES 方程，进而可以在边界层内部使用带有壁面函数的湍流模型以缩减计算量。同时，为了改善网格敏感造成的提前分离情况，DES 具有两种改型，即延迟分离涡模拟（Delayed DES, DDES）和改进的延迟分离涡模拟（Improved DDES, IDDES）。在 STAR-CCM+中，提供基于三种湍流模型的 DES 方法，包括基于 Spalart-Allmaras 一方程湍流模型的 DES、基于 SST  $k-\omega$  两方程湍流模型的 DES 及基于 Elliptic Blending  $k-\varepsilon$  (EB  $k-\varepsilon$ ) 四方程湍流模型的 DES。EB  $k-\varepsilon$  湍流模型是一种改进后的  $k-\varepsilon$  湍流模型，通过求解湍动能  $k$ 、湍流耗散率  $\varepsilon$ 、归一化壁面法向应力  $\varphi$  和椭圆混合因子  $\alpha$  来求解湍流粘度<sup>[44]</sup>。其优点在于大幅提高了近壁面区域 Realizable  $k-\varepsilon$  湍流模型的预测精度，并且相比 SST  $k-\omega$  湍流模型具有更佳的稳定性，除此之外，对于低雷诺数的边界层流动和高雷诺数的主流区流动均可以精确求解。Nabeel 等人的研究证实，对于高雷诺数湍流状态 ( $Re=41000$ ) 的管内流动，该方法在涡的模拟精度上超过 SST  $k-\omega$  湍流模型<sup>[45]</sup>，近年来也有研究将类似的湍流模型运用在旋转车轮空气动力学研究领域<sup>[46]</sup>，并指出其相对于常用的 Realizable  $k-\varepsilon$  湍流模型在气动阻力预测上的优势。因此本研究将尝试基于 EB  $k-\varepsilon$  湍流模型构建 DES 方法。基于 EB  $k-\varepsilon$  湍流模型的 DES 方法默认采用 DDES 方法。

EB  $k-\varepsilon$  湍流模型的输运方程如式 2.11、2.12、2.13、2.14 所示。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \bar{\mathbf{v}}) = \nabla \cdot \left[ \left( \frac{\mu}{2} + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho(\varepsilon - \varepsilon_0) + S_k \dots \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \bar{\mathbf{v}}) = \nabla \cdot \left[ \left( \frac{\mu}{2} + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{1}{T_e} C_{\varepsilon 1} P_\varepsilon - C_{\varepsilon 2}^* \left( \frac{\varepsilon}{T_e} - \frac{\varepsilon_0}{T_0} \right) + S_\varepsilon \dots \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varphi) + \nabla \cdot (\rho \varphi \bar{\mathbf{v}}) = \nabla \cdot \left[ \left( \frac{\mu}{2} + \frac{\mu_t}{\sigma_\varphi} \right) \nabla \varphi \right] + P_\varphi + S_\varphi \dots \quad (2.13)$$

$$\nabla \cdot (L^2 \nabla \alpha) = \alpha - 1 \dots \quad (2.14)$$

在基于 EB  $k-\varepsilon$  湍流模型的 DDES 方法中，湍流耗散率由式 2.15、2.16 定义。

$$\tilde{\varepsilon} = \frac{k^{3/2}}{d} \dots \quad (2.15)$$

$$\tilde{d} = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} - f_d \max \left( 0, \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} - \psi C_{\text{DES}} \Delta \right) \dots \quad (2.16)$$

修正因子定义如式 2.17 所示。

$$\psi = \left[ \frac{C_{\varepsilon 1}}{C_{\varepsilon 2} C_\mu \varphi} \right]^{3/4} \dots \quad (2.17)$$

在 STAR-CCM+ 的 EB  $k-\varepsilon$  湍流模型中，对边界层的处理方式有低  $y+$  法和全  $y+$  法<sup>[44]</sup>。低  $y+$  法严格要求边界层首层网格位于粘性子层中 ( $y+ \sim 1$ )，即不对边界层内的流动进行模化，这要求较高的边界层网格量，且对于车轮旋转仿真，由于车轮旋转中心和边缘巨大的壁面速度差异，很难完全保证车轮表面每一处均满足该条件；全  $y+$  法是结合了低  $y+$  法和高  $y+$  法（边界层首层网格位于对数率区，即  $y+ > 30$ ，此时使用壁面函数模化边界层内流动）的混合方法，当边界层网格足够精细以至于在局部位于粘性子层中时，将使用低  $y+$  法进行求解；当边界层网格满足首层网格位于对数率区时，将使用高  $y+$  法结合壁面函数进行求解；当边界层网格位于缓冲层时 ( $5 < y+ < 30$ )，将使用混合方法进行求解，即通过给出边界层中缓冲层的合理解，然后使用混合函数计算湍流各物理量。混合函数因子定义如式 2.18 所示。

$$g = \exp \left( -\frac{Re_y}{11} \right) \dots \quad (2.18)$$

相关研究表明，这种边界层混合处理方法对于难以控制全车轮边界层  $y+$  范

围的车轮旋转仿真也是很适用的<sup>[20]</sup>，因此本文选择全 y+法处理边界层。

## 2.2 车轮旋转仿真方法

在实际情况中，车轮处于旋转状态，因此车轮旋转的仿真方法直接影响到流场仿真的准确性。对于车轮旋转仿真方法，绝大多数研究主要关注车轮旋转方法、车轮与地面接触方法及车轮沟槽模拟方法三个方向。本研究不涉及车轮沟槽，故仅介绍前两个方面。

车轮轮辐旋转的模拟方法主要包括 MRF 和滑移网格两种方式，其中 MRF 多用于稳态气动仿真，滑移网格用于瞬态气动仿真<sup>[2]</sup>。MRF 方法示意图如图 2.1 所示。

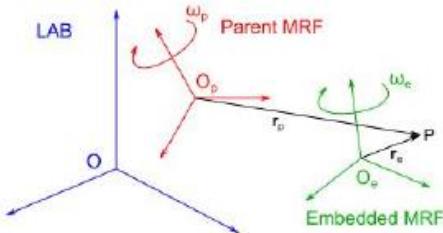


图 2.1 MRF 方法示意图

点 P 相对于移动参考系的速度如式 2.19 所示。

$$v_r = v - v_{MRF,t} - \omega_{MRF} \times r_{P,MRF} \quad (2.19)$$

其中， $v_{MRF,t}$  为移动参考系的平移速度； $\omega_{MRF}$  为移动参考系相对于计算域的角速度； $r_{P,MRF}$  为点 P 相对于移动参考系的位置向量。定义相对于父参考系的移动参考系后，父参考系的相对速度如式 2.20、2.21、2.22 所示。

$$v_r = v - (v_p + v_e) \quad (2.20)$$

$$v_p = v_t + \omega_p \times r_p \quad (2.21)$$

$$v_e = \omega_e \times r_e \quad (2.22)$$

其中， $\omega_p$  是父参考系的角速度，相对于整个计算域； $\omega_e$  是嵌入参考系的角速度，相对于父参考系； $r_p$  为相对于父参考系的位置向量； $r_e$  是相对于嵌入参考系的位置向量。

滑移网格会影响守恒方程形式，应用滑移网格后，新的守恒方程形式如式

2.23、2.24、2.25 所示。

$$\frac{\partial}{\partial t} \int \rho dV + \oint \rho (v_r - v_g) da = \int S_u dV \dots \dots \dots \quad (2.23)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int \rho v dV + \oint p v \otimes (v_r - v_g) da = \oint \sigma da + \int f_b dV - \int \rho \omega \times v dV \dots \dots \dots \quad (2.24)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int \rho E dV + \oint \rho E (v_r - v_g) da &= - \oint q da + \oint (v \cdot \sigma) da + \int f_b \cdot v dV + \int S_B dV \dots \dots \dots \\ (2.25) \end{aligned}$$

其中  $v_g$  是计算域中网格的速度， $v_r$  和 MRF 中一致。

此外，一些较早时间的研究会直接使用旋转壁面边界条件来模拟整个车轮的旋转。旋转壁面边界条件赋予网格的控制方程如式 2.26 所示。

$$v_g = \omega_g \times r \dots \dots \dots \quad (2.26)$$

其中， $\omega_g$  是给定的角速度， $r$  是网格节点相对于旋转轴的位置向量。

越来越多的研究表明，即使气动力系数计算准确，在带有轮辐结构的车轮中全部使用旋转壁面边界条件仍然不能得到准确的流场信息<sup>[18,47]</sup>，而采用全滑移网格与全 MRF 方法则不能处理车轮与地面接触的情况<sup>[2]</sup>。为了解决以上两个问题，可以使用较大的压缩量来减小锐角区域，并弥补台阶的缺陷。混合旋转方式可以既保证轮辐部分旋转的准确仿真，又能避免车轮悬空情况，是近年来主要的车轮旋转仿真方法。具体是指在轮辐旋转区域使用 MRF 或滑移网格法，而在非轮辐区域使用旋转壁面边界条件。车轮混合旋转仿真方法示意图如图 2.2 所示。

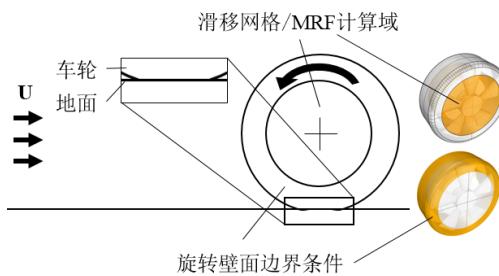


图 2.2 车轮混合旋转仿真方法示意图

除为解决上述两点问题而使用的诸多方法外，部分研究还基于重叠网格方法实现车轮旋转<sup>[38,39]</sup>，但 Misar 等人的研究指出，由于不同尺寸体网格交接时的插值精度问题，重叠网格方法会产生较大的计算误差<sup>[48]</sup>。本文的研究主要涉及第一和第二问题，因此使用混合旋转方法即可满足研究要求。

此外，对于混合旋转方法，也存在两种不同的建模思路。方法一是仅将 MRF/滑移网格计算域赋予轮辐位置，方法二是将 MRF/滑移网格计算域赋予整个轮辋腔内部，这种方案在 Duncan 等人进行整车车轮旋转仿真研究时采用<sup>[49]</sup>。绝大多数基于整车的车轮旋转仿真研究均采取方法一作为车轮旋转方法；但对于本文研究的独立车轮工况，由于存在对盘式制动器、制动器卡钳、悬架和减震器零部件的简化，使得轮毂腔内部仅存在旋转零部件。相比方法一，方法二在车轮参数化过程中可以仅将交界面固定设置在轮毂腔两侧，而不用考虑方法一内侧交接面与盘式制动器外侧盘面及轮辐内侧的距离，这一问题在轮辐改型时尤为明显，即方法一很难严格达到控制变量的逻辑思路，这在进行参数研究时可能产生额外的干扰。Hobeika 等人指出，使用全滑移网格旋转法的车轮旋转仿真往往可以被认为是理想方案，而使用滑移网格方法模拟轮辐区域旋转/使用旋转壁面边界条件模拟轮胎表面的混合网格方案（方法一），在通风阻力上与理想方案基本完全一致<sup>[18]</sup>；但 Misar 等人同时指出，由于车轮会在迎风面产生剧烈的压力梯度，全滑移网格方法可能导致迎风面交界面产生数据交互鲁棒性问题<sup>[48]</sup>。

由于车轮几何不同，为进一步研究两种混合旋转方法的异同，使用本文所研究的 Baseline 车轮作为研究对象，分别应用两种混合旋转方法计算各气动力系数和通风力矩，分析计算结果差异。混合旋转方法在时均旋转轴气动力矩上的结果差异如图 2.3 所示。当计算结果稳定后，由时均旋转轴气动力矩可以发现，两种混合旋转方法所得到的旋转轴气动力矩结果基本一致。相比之下，方法二时均旋转轴气动力矩仅偏小 0.16%。

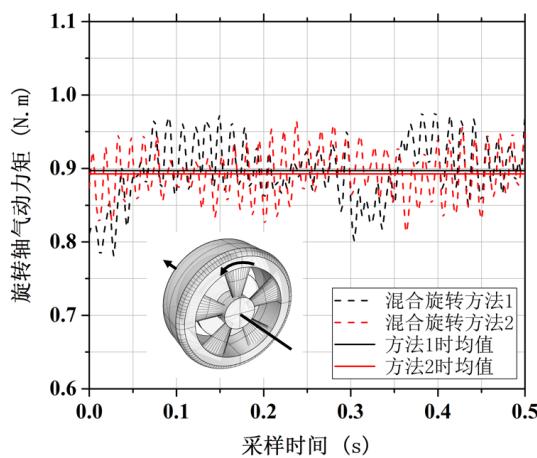


图 2.3 混合旋转方法在时均旋转轴气动力矩上的结果差异

综上所述，针对本文研究的简化独立车轮，选择基于方法二的混合旋转法为车轮旋转方法，其中滑移网格/MRF 旋转计算域为车轮轮辋腔内部，轮胎表面为旋转壁面边界条件，不考虑轮胎表面沟槽特征。

## 2.3 车轮旋转仿真方法验证过程

在流体力学理论、车轮稳态/瞬态仿真方法等的基础上，需要将旋转车轮的仿真方法同风洞试验结果进行验证。本文首先基于 Fackrell A2 独立车轮旋转风洞试验数据<sup>[7,48]</sup>，对稳态计算的 RANS 仿真方法（SRANS）和基于 EB  $k-\varepsilon$  湍流模型的 DES 方法进行分析，并分析了瞬态及稳态旋转车轮仿真结果差异计算结果的影响。对标中需要注意两点：

(1) Fackrell 等人的试验中提到其试验数据不确定度约为 10%<sup>[48]</sup>。由于不确定度相对较大，严格来讲，气动力系数试验数据仅能作为参考数据。

(2) Fackrell 等人的试验中所使用的是铝制实心车轮，不会产生轮胎变形，因此与地面的接触方式可认为是线接触。Misar 等人提出当轮胎与地面为线接触时，不能保证仿真研究时地面附近的网格质量，从而使得地面附近的流场捕捉不准确<sup>[48]</sup>；Diasinos 等人的研究发现，当对 Fackrell A2 车轮考虑轮胎变形时，气动阻力系数和气动升力系数均会随着形变量增加而下降，并最终造成较大的仿真结果差异。若以百分比衡量受到影响的程度，则随着形变量的增加，气动升力系数的变化率将达到 50%，显示出对形变量更加敏感的特性<sup>[16]</sup>。因此在气动力系数对标时仅着重对气动阻力系数进行对标。

### 2.3.1 仿真工况设定

Fackrell A2 车轮几何模型如图所示。为同时兼顾地面附近网格质量与实际风洞试验工况，车轮形变量与形变量模型模拟方式、仿真工况均与 Diasinos 等人相同<sup>[16]</sup>，台阶部分高度为车轮直径的 0.0028 倍（1.1648mm）。Fackrell A2 经典车轮尺寸数据及轮胎压缩量如图 2.4 所示。

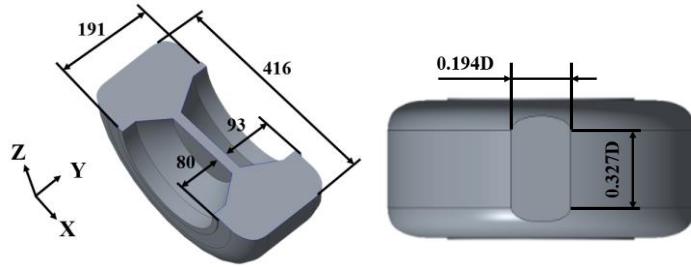


图 2.4 Fackrell A2 经典车轮尺寸数据及轮胎压缩量

计算域设置总长度为 8.88m（前 7.5 倍车轮直径，后 13.8 倍车轮直径），宽度为 1.6m（8.6 倍车轮宽），高 1.2m（2.8 倍车轮高），阻塞比为 4.1%。Fackrell A2 车轮计算域尺寸如图 2.5 所示。

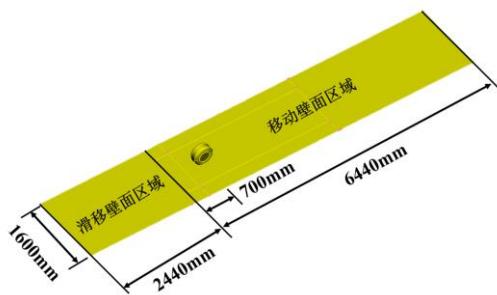


图 2.5 Fackrell A2 独立车轮计算域设置

边界条件设定如表 2.1 所示。

表 2.1 边界条件设定

边界条件	数值
入口条件	速度入口，来流速度 18.6m/s <sup>[16,48]</sup> ，湍流度 1%
出口条件	压力出口，压力 0Pa，湍流度 1%
地面条件	前 2.44 米为滑移壁面边界条件，后 6.44 米为移动壁面边界条件
壁面条件	对称壁面
车轮旋转方式	混合旋转设置
收敛级别	$10^{-4}$

综合考虑可能带来的求解稳定性问题及边界层求解精度问题，首层边界层网格厚度为 1.38mm，层数为 10 层，增长率为 1.1。多面体网格具有同等网格数情况下计算精度高的特点<sup>[50]</sup>，因此使用多面体网格，在车轮表面网格尺寸 2mm 的

情况下，体网格数为 550 万。在瞬态计算时，时间步长 $\Delta t$  和网格尺寸 $\Delta x$  之间的关系需要满足式 2.27 要求。

其中  $v$  是本地速度,  $C$  是 Courant 数。为在满足计算精度的前提下提高计算效率, 在瞬态计算时选择隐式求解器, 此时 Courant 数应小于 40<sup>[5]</sup>。综合考虑求解精度和计算资源, 取时间步长为 0.001s, 每时间步长迭代 10 次。稳态及瞬态求解器设置如表 2.2 所示。

表 2.2 求解器设置

设置项	稳态求解器	瞬态求解器
求解方法	SRANS (Steady RANS)	DES
时间项	稳态	瞬态
空气密度	恒密度, 1.18415kg/m <sup>3</sup>	恒密度, 1.18415kg/m <sup>3</sup>
压力-速度耦合方法	SIMPLE 算法	SIMPLE 算法
空间离散格式	二阶精度迎风格式	二阶精度迎风格式
湍流模型及近壁面处理 方法	Two-Layer Realizable $k-\varepsilon$	EB $k-\varepsilon$ , 全 y+壁面处理

稳态仿真方法迭代 3000 步后，气动力系数波动在 0.003 以内，各压力系数监测点变化范围在  $10^{-4}$  以内认为收敛；瞬态仿真方法则首先经过稳态方法计算进行流场初始化，计算 1.2s 稳定后取后 0.5s 数据进行时均化处理。

### 2.3.2 试验对标结果分析

使用同一套多面体网格，分别使用基于 SRANS 方法及 DES 瞬态求解方法。计算机中央处理器配置为 Intel Xeon E3-1226V3，主频 3.3GHz，内存 24G，软件版本为 STAR-CCM+ V12.02 并启用 4 核并行计算。

### (1) 气动阻力系数验证及分析

时均气动阻力系数对标结果如表 2.3 所示。可以发现，SRANS 获得了最为精确的气动阻力系数预测结果，与试验值的相对误差仅为 1.2%，相比于 McManus 等人使用相同湍流模型的计算结果更加精确<sup>[51]</sup>；在瞬态计算方法中，误差为 9.41%，但考虑到试验值的不确定性，DES 方法在气动阻力系数上的误差在可接

受范围内。

表 2.3 气动阻力系数验证结果

试验值 <sup>[7]</sup>	McManus <sup>[51]</sup> IDDES <sup>[48]</sup>	SST $k-\omega$	SRANS	DES	
时均 $C_d$ (0.459~0.561)	0.51	0.434	0.529	0.516	0.558

### (2) 对称面圆周压力系数验证及分析

在 Fackrell A2 型车轮试验中, 9 号测压孔位于对称面上, 因此选择 9 号测压孔的试验压力数据进行压力系数对标。沿车轮中心对称面每隔 30 度, 除去地面接触共取 11 个离散点作为压力测量点, 对称面圆周压力系数分布与试验的验证结果如图 2.6 所示。由于 SRANS 方法基于 Realizable  $k-\varepsilon$  湍流模型, 体现出 RANS 方法在尾流区压力分布捕捉准确性较差的特点, 具体表现在 210 度至 300 度区间分离区内压力系数分布与试验值偏差较大, 这与文献<sup>[16,38,48]</sup>等研究结论一致。而 DES 方法 210 度至 300 度区间内压力系数分布与试验值趋势相符, 在使用 SST  $k-\omega$  湍流模型的 DES 方法的研究中很难实现<sup>[48]</sup>。DES 方法 180 度至 210 度区间的压力预测准确性略低于 SRANS 方法, 但总的来说, 基于 EB  $k-\varepsilon$  湍流模型的 DES 方法的压力预测能力高于 SRANS 方法, 特别是在大分离情况下。

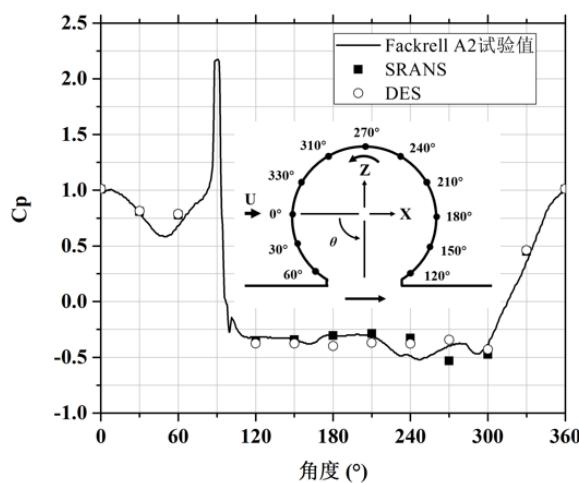


图 2.6 中心对称面圆周压力系数分布与试验的验证结果

### (3) 尾流分离区流场验证及分析

总压系数可用来表征分离区形状, 总压系数为 1 说明处于主流区中。在 Fackrell A2 车轮中部及尾流区选择三个截面观察总压系数为 1 等值线与试验值的

关系，即  $X/D=0.1036$ （车轮中部）、 $X/D=0.3476$ （车轮中后部）、 $X/D=0.5183$ （尾流分离区区域）。各截面验证结果如图 2.7 所示。可以发现，在近车轮流场区域的 P1 和 P2 截面，各方法得到的时均化总压为 1 等值线与试验值相差均较小，主要差异集中在近地面涡结构尺度的预测上；在远离车轮的 P3 截面，总压为 1 等值线与试验值误差逐渐扩大。对于 SRANS 方法和 DES 方法，时均化总压为 1 等值线在近车轮流场中很接近；在远车轮的尾流场中，车轮上部区域的压力预测与试验值偏差相对较小，车轮下部总压小于 1 区域均小于试验值。总的来说，SRANS 和 DES 方法均可以得到较为准确的时均化车轮尾部分离区尺度，特别是近车轮区域的预测能力较强。

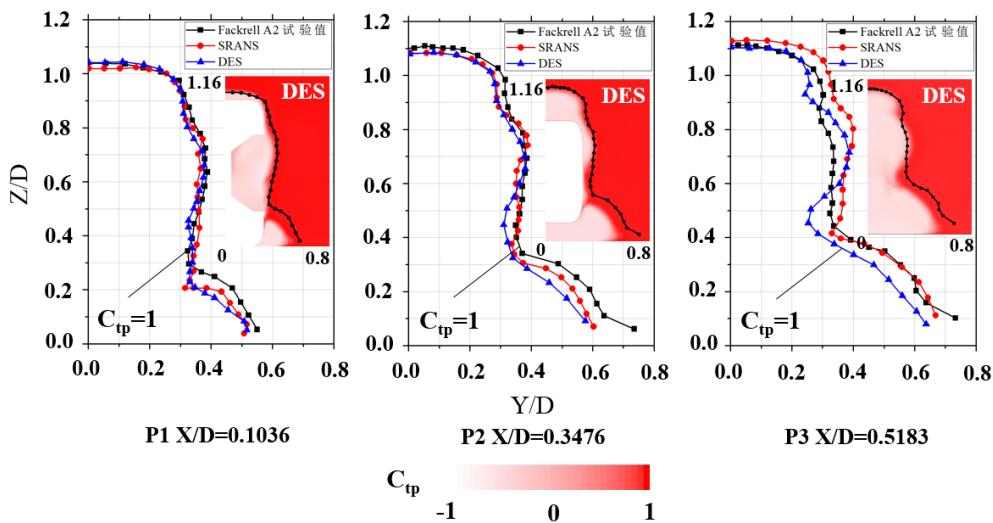


图 2.7 尾流分离区总压系数为 1 等值线的验证结果

#### (4) 瞬态气动阻力系数随时间变化分析

在车轮瞬态旋转过程中，气动阻力系数会随着时间发生变化。Diasinos 等人的研究表明，Fackrell A2 车轮的气动阻力系数变化周期约为 0.20s 至 0.25s，这是由于车轮上部气流分离产生的周期性涡脱落引发的<sup>[16]</sup>。典型瞬态气动阻力系数随时间的变化情况如图 2.8 所示。几乎同样的结果可以在 DES 方法的瞬态气动阻力系数中得到。对于气动阻力系数变化范围及周期稳定性的差异，Diasinos 等人认为是由于仿真方法的固有原因，URANS 方法会得到较窄的气动阻力系数变化范围和较为稳定的流场结构变化周期，这和 LES/DES 所得结果不同。综合考虑，DES 方法可以获得较为正确的流场结构变化频率。由于 SRANS 是稳态方法，故不能得到气动阻力随时间变化的信息。

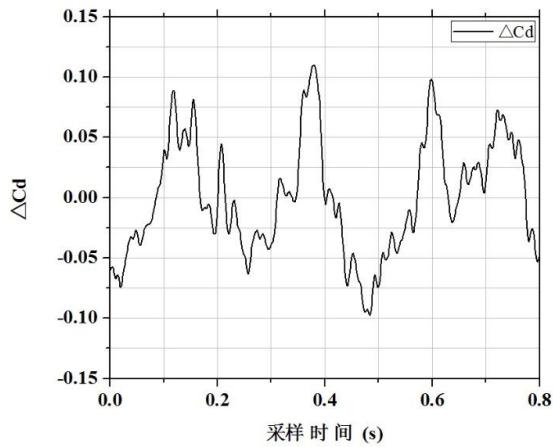


图 2.8 典型瞬态气动阻力系数随时间变化情况 (0.8s 采样时间内)

### (5) 尾流分离区流场结构计算差异

SRANS 方法和 DES 方法在涡的解析能力上存在显著不同,为了确定实际涡捕捉能力,对 SRANS 和 DES 计算结果使用  $\lambda_2$  涡识别方法<sup>[52]</sup>。尾流分离区  $\lambda_2 = -1000$  等值面如图 2.9 所示。其中 A 涡是近地面涡系结构, B 涡是尾部分离区涡系结构, C 涡是轮肩涡系结构, A、B、C 涡沿 Z 向正向依次排列,这一尾流区涡系结构和 Diasinos 等人对 Fackrell A2 车轮的描述相一致<sup>[14]</sup>。可以发现, SRANS 方法和 DES 方法均捕捉到了 A、B、C 涡,然而 SRANS 方法只能捕捉到时均后的大尺度涡结构,对于瞬态的小尺度涡结构不能充分捕捉, Roy 等人指出,即使气动力系数计算正确, RANS 方法也不一定能获得准确的流场结构<sup>[53]</sup>,本文和 Misar 等人的结论均与这一观点相符。特别的,对于近地面涡系结构的周期性脱落现象(即 Fackrell 所提及的“喷射效应”),DES 方法显示出了良好的预测能力,而 SRANS 不具备这种能力。因此,对于尾流区域流场结构的机理研究,不适合采用 SRANS 方法。

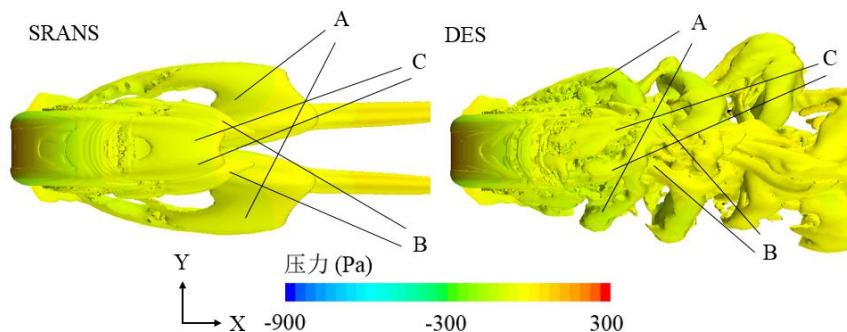


图 2.9 尾流分离区  $\lambda_2 = -1000$  涡识别计算差异

## 2.4 本章小结

本章首先对流体力学守恒方程、瞬态计算方法及湍流模型进行简要介绍，并选择基于 EB  $k-\varepsilon$  湍流模型的 DES 方法作为仿真方法；接着对车轮旋转数值计算方法进行介绍，发现混合旋转方法可以实现较好的仿真精度；最后应用确定的数值计算方法和车轮旋转仿真方法。对于独立车轮旋转空气动力学研究中，SRANS 方法在气动阻力系数上的预测能力较高，但受限于湍流模型和稳态计算方式，其在中心对称面尾部分离区压力系数及尾部分离区尺度捕捉能力较差，因此不适合用于尾流分离区流场结构分析。DES 方法虽然在时均气动力系数上的预测能力稍差，但可以正确捕捉到尾流分离区压力系数的变化趋势，也具备较强的尾流区涡捕捉能力，因此适合用于独立车轮流场结构的机理分析，这与 Misar 等人的研究结论一致。



## 第3章 独立车轮快速气动分析平台开发

本章将首先通过分析实际车轮的构成，考虑造型设计和空气动力学，阐述简化车轮的设计构成；再利用参数化设计思想将设计方法固化，通过对几何建模、前处理及 CFD 分析三个阶段的软件进行二次开发，对独立车轮几何建模、几何清理和仿真设置三个人工消耗最大的部分开发气动仿真流程自动化平台 IsoTireCFD，所有默认参数均来自第二章验证后的仿真参数；最后通过效率测试说明开发完成的 IsoTireCFD 平台相对于传统建模及前处理流程的优势。

### 3.1 独立车轮参数化设计方法

#### 3.1.1 实际车轮的设计

车轮由轮胎和轮辋两部分构成，彼此可以相互配合安装。以下做简要介绍：

(1) 轮胎设计：按照 GB/T 6326-2014《轮胎术语及其定义》中的分类，轮胎可按车辆或机械或器械分为轿车轮胎、载重车轮胎、工程机械轮胎等 12 种类别<sup>[54]</sup>，本文中特指轿车轮胎。轮胎部分需遵循 GB/T 2978-2014《轿车轮胎规格、尺寸、气压与负荷》的要求，设计构成包含名义断面宽度（安装在理论轮辋上充气后的轮胎断面高度）、名义高宽比等 25 种参数<sup>[55]</sup>。

此外，在真实车轮中，轮胎总宽度（包括标志、装饰线和防擦条等细节增加的宽度）会大于轮胎断面宽度，表现为轮胎中部向外鼓起，且在轮胎与地面接触时，轮胎的压缩会使得实际宽度更大。实际轮胎断面参数如图 3.1 所示。

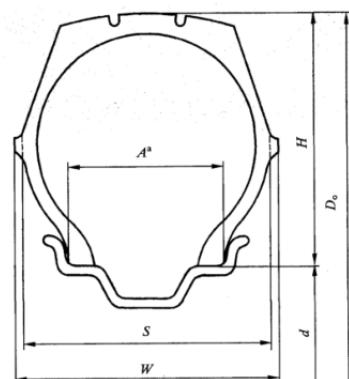


图 3.1 实际轮胎断面参数

其中,  $D_o$  是外直径,  $d$  是轮辋名义直径,  $H$  是断面高度,  $A$  是测量轮辋宽度,  $S$  是断面宽度,  $W$  是总宽度。轮胎宽度通常使用毫米作为单位, 轮胎的断面高度可以由名义高宽比  $AS_{Norm}$  和断面宽度  $S$  计算得到, 如式 3.1 所示。

$$H = S \times \frac{AS_{Norm}}{100} \dots \dots \dots \quad (3.1)$$

(2) 轮辋设计：轮辋部分需遵守 GB/T 3487-2015《乘用车轮辋规格系列》的要求。该标准对于轮辐的造型设计没有要求，因此理论上只要可以满足各项试验，任何造型的轮辐均可以上市销售。实际轮辋截面参数如图 3.2 所示。

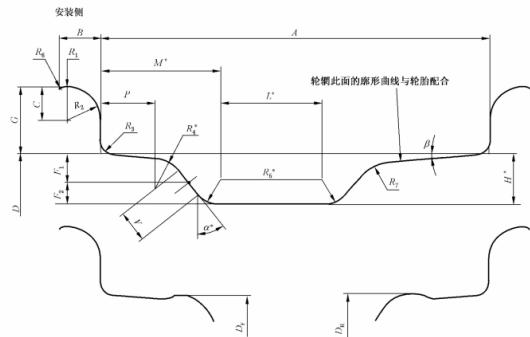


图 3.2 实际轮辋截面

轮辋主要包括轮辋标定宽度、轮缘宽度等在内的 22 个参数<sup>[56]</sup>。其中轮辋名义直径通常会使用英寸作为单位。车轮外直径可由式 3.2 计算得到。

综上所述可以发现，车轮的设计构成较为复杂。按照国家标准，轮胎和轮辋在内的参数达到近 50 个，这还不包括形状各异的轮辐设计参数。一些细小的几何特征，例如轮胎和轮辋的卡槽和螺栓等对周围宏观流场影响较小，但细节特征却很多，不利于进行气动研究。因此，进行独立车轮气动分析研究，需要首先完成两个目标：

第一，提出一种合理的车轮简化方式。要求保留车轮绝大部分几何特征，且这些几何特征可以反映车轮典型流场。

第二，在该车轮简化方式的基础上，将参数化技术引入车轮建模中，进而实现对车轮的自动建模，并通过固定车轮建模流程的方法实现独立车轮系列的生成。

### 3.1.2 车轮简化原则与参数提取

首先，必须保留一些大尺寸几何特征，例如轮辋腔、轮辐等，但对于轮辋壁面的一些小尺寸壁面特征，以及轮胎和轮辋的卡槽和螺栓特征等均可以忽略。

其次，轮胎的压缩变形属于非线性变形，特别是轮胎压缩量和轮胎截面形状的关系异常复杂，且不属于本文主要研究范围，故简化轮胎压缩导致的轮胎侧壁外廓非线性变化。该变化主要影响车轮局部宽度，以常见的名义高宽比 55 和 35 的轿车轮胎为例，不同名义断面宽度轮胎的断面宽度、总宽度（最大使用宽度）的要求如图 3.3 所示<sup>[55]</sup>。

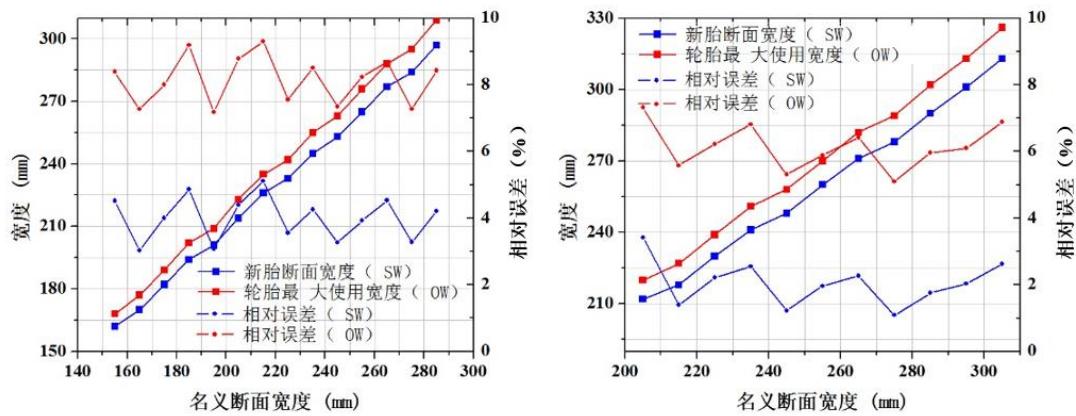


图 3.3 轮胎名义断面宽度与断面宽度和总宽度的关系

（左：名义高宽比 55；右：名义高宽比 35）

由此可见，对于常见的名义断面宽度位于 165mm 至 305mm 的常见轮胎，断面宽度和名义断面宽度的相对差值最大为 4.86%，总宽度和名义断面宽度的相对差值最大为 9.19%，均在 10% 以内，特别是简化几何后主要关注的断面宽度和名义断面宽度相差很小，且名义高宽比从 55 降至 35 后，两者的相对误差均有进一步下降，因此可用名义断面宽度直接表征车轮宽度，从而简化了几何参数。另外，将轮胎截面形状用圆角矩形进行近似代替，轮胎压缩量切除车轮的方式模拟。这种简化方式在文献<sup>[48]</sup>上也有应用。车轮截面形状简化模型如图 3.4 所示。

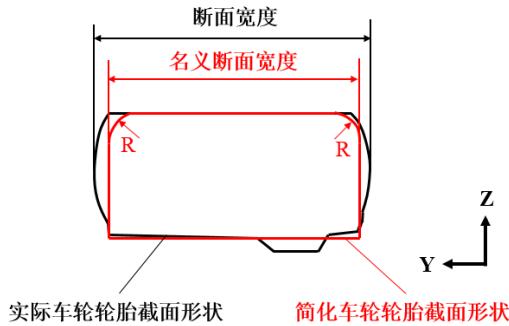


图 3.4 车轮截面形状简化模型

此外，从车轮 YZ 截面可以看出，对于给定轮辐终端位置，根据轮辋安装孔和轮辋对称线的位置关系，可分为正向偏移（轮辋安装孔位于轮辋对称线外侧）、零偏移（轮辋安装孔和轮辋对称线重合）、负向偏移（轮辋安装孔位于轮辋对称线内侧）；对于不同的偏移方式，轮辐弯曲定义不确定，而轮辐终端位置也不确定，因此轮辐和轮辋安装孔的位置关系及几何构成变得十分复杂。因此，本文选取的车轮简化方式包括以下四点：

第一，不考虑轮辐弯曲。即轮辋安装孔和轮辐终端在 Y 轴同一坐标上，轮辐的 Y 向位置相当于零偏移下轮辐的 Y 向平移。车轮轮辋简化模型如图 3.5 所示。

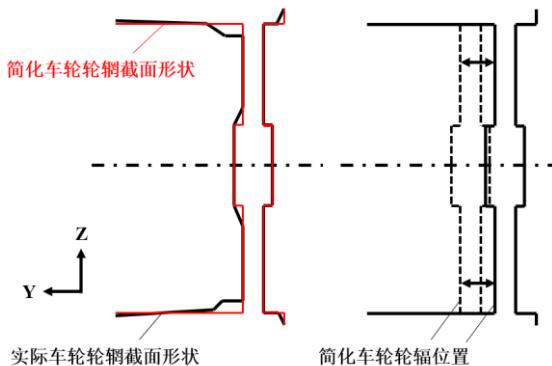


图 3.5 车轮轮辋简化模型

第二，忽略轮胎侧壁的弯曲。即轮胎截面使用圆角矩形代替，总宽度与名义断面宽度相等。

第三，侧重于研究放射型轮辐。轮辐的几何构成可通过截面形状和开孔形状进行定义。此外，从造型的角度上说，不包括各种特殊造型的轮辐，规则轮辐的开孔形状可大致分为放射型和等距型两种。车轮放射型轮辐简化模型如图 3.6 所示。

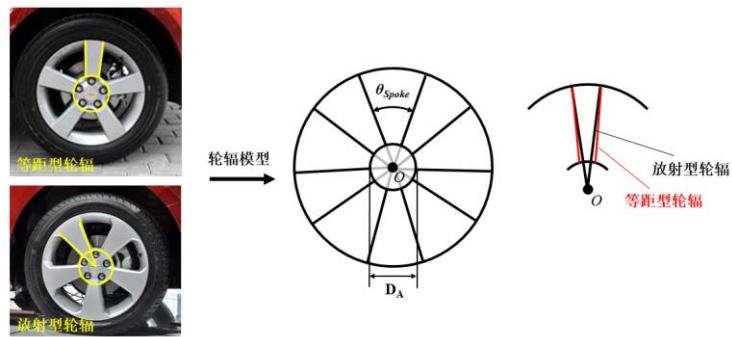


图 3.6 车轮放射型轮辐简化模型

采用放射型轮辐进行研究的优点是，在计算轮辐覆盖面积时，使用轮辐覆盖面积系数表征轮辐覆盖面积的大小。由于放射型轮辐的出发点是车轮旋转中心点，因此轮辐覆盖面积系数与放射型轮辐角度之间存在定量关系如式 3.3 所示。

$$\sigma = \frac{S_{Spoke}}{S_{Rim}} = \frac{\theta_{Spoke}}{360} = \frac{\theta_{Spoke} \cdot n_{Spoke}}{360} \dots \dots \dots \quad (3.3)$$

其中,  $\sigma$  是轮辐覆盖面积系数,  $S_{spoke}$  是轮辐辐板所占面积,  $S_{Rim}$  是轮辐所占总面积,  $\theta_{spoke}$  是单个轮辐辐板角度,  $n_{spoke}$  是轮辐辐板个数。由式 3.3 可得, 只需提供轮辐角度和轮辐个数两个参数, 便可计算得到轮辐覆盖面积系数。

第四，对轮辋腔内部部件进行简化。轮辋腔内部部件主要包括盘式制动器、制动器卡钳及半轴、悬架、减震器等，由于细小零部件的复杂程度很高，在汽车空气动力学机理研究时往往进行简化。对于盘式制动器及其相关部件，后文中将进一步分析增减盘式制动器对轮腔内部流动的影响；由于制动卡钳的位置和车辆布置方式有很大关系，位置不确定且存在微小间隙，大大增加了研究难度，不利于得到共性规律，因此在本文忽略制动卡钳。类似的简化方式在芦克龙和张苏铁等人的研究<sup>[57,33]</sup>中得到应用，但是上述研究并未考虑悬架及半轴区域对流场的影响，综合独立车轮风洞试验相关文献的思路<sup>[20]</sup>，本文使用圆柱来近似代替。此外，盘式制动器的作用仅限于研究其在轮辋腔内部的存在对流动的影响，不研究其内部通风流道对微观流场的影响，为简化建模步骤，盘式制动器指实心盘式制动器。轮辋腔内部部件简化模型如图 3.7 所示。

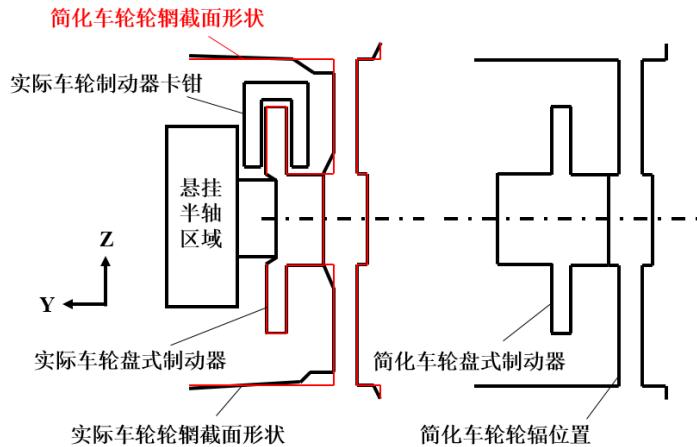


图 3.7 轮辋腔内部部件简化模型

## 3.2 独立车轮参数化自动建模过程开发

通过 3.1 小节的简化，得到一种参数化的车轮简化设计方式，使其更加适合进行独立车轮空气动力学特性的研究。为进一步解决独立车轮气动研究中各基础方案不同的问题，使用参数化设计方法，并结合 CAD 软件二次开发进行独立车轮系列几何模型的编程建模，充分考虑尽可能全面的构成方式，使之成为独立车轮系列，为本文后续研究提供标准化车轮设计方法。

### 3.2.1 参数化设计方法

参数化设计方法是应用计算机图形学，使用约束来固定产品的几何拓补关系是参数化设计最核心的内涵<sup>[58]</sup>。通过分析零件的特征，给出特征之间的定量关系，并在后续通过计算的方式确定各个特征的基准和具体尺寸，从而达到快速修改、快速生成新模型的效果。参数化设计思路如图 3.8 所示。

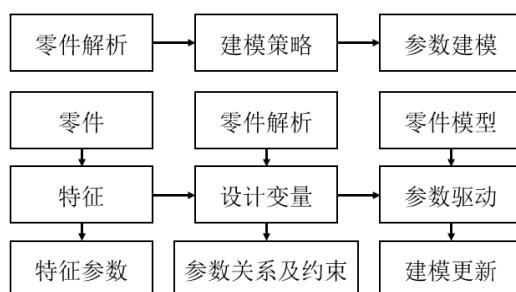


图 3.8 参数化设计方法

### 3.2.2 CAD 软件及其二次开发技术

在 CFD 中,如果不考虑或不研究流固耦合作用,则物体只需要提供曲面边界即可,因此使用工业设计软件创建几何模型已经足够。Rhinoceros 是工业设计中常用的曲面设计软件,非常适合创建具有曲面特征的几何模型。同时其强大的二次开发接口使得其可以为许多具体的应用场景创建插件。Rhinoceros 二次开发层级如图 3.9 所示<sup>[59]</sup>。

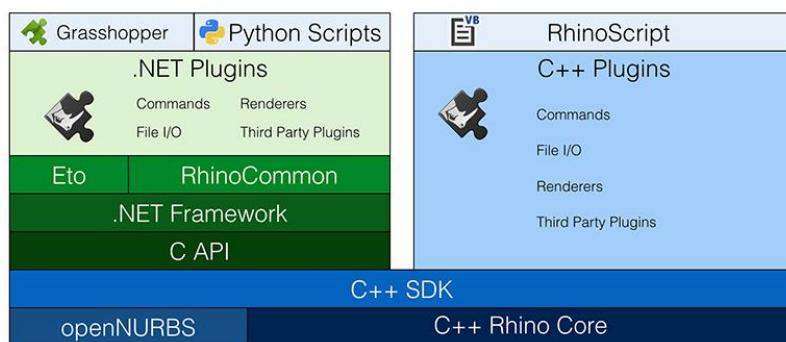


图 3.9 Rhinoceros 二次开发层级图

按照之前确定的车轮系列数值仿真模型简化方法,结合本文车轮研究的开发特点,考虑通过 Rhino.Python 二次开发方法开发独立车轮几何模型参数化生成模块,Rhino.Python 是基于 Python 的二次开发语言<sup>[60]</sup>。由于其基于 Python 语法的特点,相比 RhinoScript 的 VBS 语言来说更加轻量级,同时可以完成绝大部分 RhinoScript 的工作。并且,Rhino.Python 可以通过导入包的方式导入 RhinoScript,从而可以实现 RhinoScript 的全部功能。该方法创建几何特征的通用流程如图 3.10 所示。

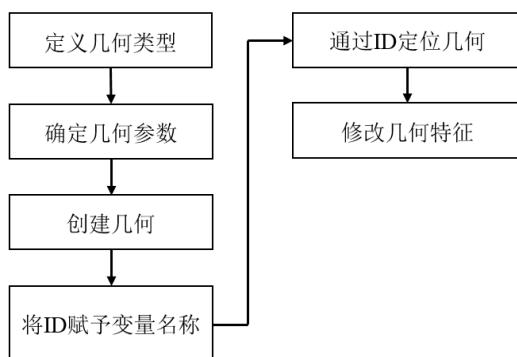


图 3.10 Rhino.Python 创建几何特征流程图

### 3.2.3 独立车轮及计算域建模流程自动化设计

#### (1) 车轮(轮胎)及轮轴参数化

车轮(轮胎)及轮轴部分,定位尺寸包括轮轴长度  $L_{Axis}$ 、轮轴直径  $\phi_{Axis}$ 、轮轴到车轮外边缘的距离  $L_0$ ,轮胎宽度  $W$ ,轮辋直径  $D_{Rim}$ 和名义高宽比  $AS_{Norm}$ ,共计六个参数。车轮直径  $D_0$ (单位为毫米)计算方式如式 3.4 所示。

$$D_0 = 2 \times W \times \frac{AS_{Norm}}{100} + 25.4 \times D_{Rim} \dots \dots \dots \quad (3.4)$$

车轮(轮胎)及轮轴参数化如图 3.11 所示。

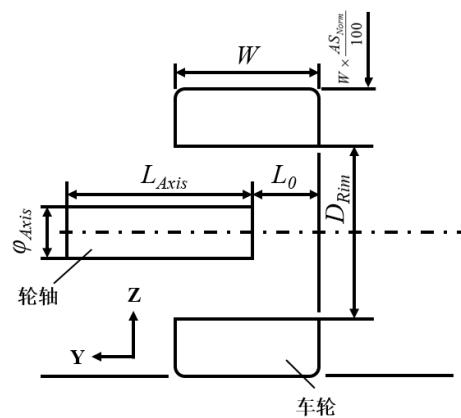


图 3.11 车轮(轮胎)及轮轴参数化示意图

#### (2) 简化盘式制动器参数化

简化盘式制动器部分,定位尺寸包括简化盘式制动器直径  $\phi_{Brake}$ ,简化盘式制动器厚度  $T_{Brake}$ ,盘式制动器外表面至轮轴外侧的距离  $L_{Brake}$ ,共计三个参数。简化盘式制动器参数化如图 3.12 所示。

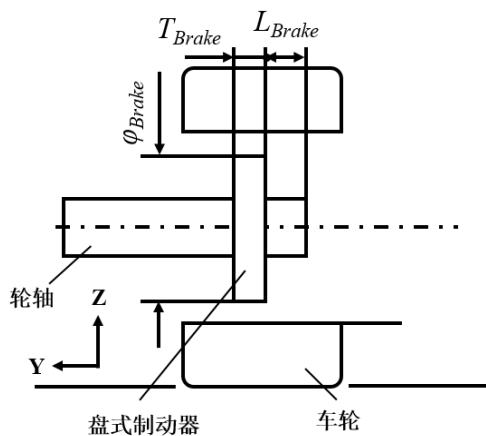


图 3.12 简化盘式制动器参数化示意图

### (3) 轮辐参数化

当前轮辐的造型设计不存在标准限制，但轮辐与旋转机械具有相似之处，特别是桨叶和风扇，正因如此，桨叶和风扇一直是轮辐造型设计的灵感来源<sup>[5]</sup>。为对轮辐的造型设计方法进行参数化，借鉴 GJB 4046-2000《直升机桨叶设计标准》<sup>[61]</sup>。直升机桨叶气动外形是由几何扭转、平面形状和翼型剖面等参数确定的，包括剖面翼型、桨叶几何扭转、平面形状、桨尖几何形状、桨叶根切和其他参数组成，但由于桨叶和轮辐的功能和结构差异，不易选择所有参数作为轮辐设计参数。本文使用内外剖面的方式定义轮辐截面形状，两个截面之间的线性过渡定义单轮辐几何特征，再通过旋转复制的方式生成轮辐。使用这种定义方法的优点在于，在以往使用简化轮辐特征进行旋转车轮气动研究中，轮辐的设计大多采取直接开孔的方式进行<sup>[25,27]</sup>，而这种设计方法无法满足复杂轮辐截面的情况。本文将轮辐截面独立于车轮参数，从而可以将轮辐截面作为单独变量进行研究，同时兼容了复杂轮辐截面的生成；此外，当轮辐几何考虑几何扭转时，当前的建模方式会较为复杂，不利于实现自动化，而基于桨叶设计的构建方式则从根本上兼容这一特征，甚至可以实现内外倾角可变的复杂设计特征，这顺应了复杂轮辐的设计特点。而且无论采用何种复杂特征，建模流程均完全相同，便于实现自动化。轮辐参数化如图 3.13 所示。

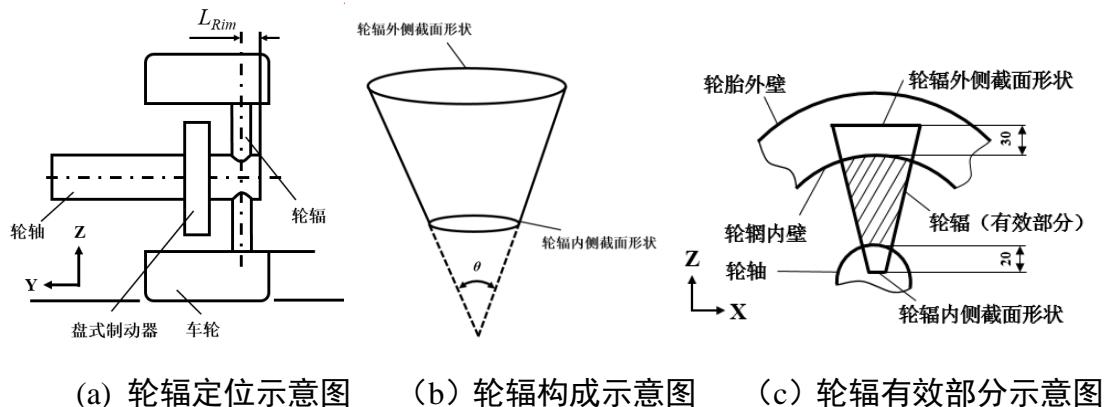


图 3.13 轮辐参数化示意图

其中， $L_{Rim}$  是轮辐截面中心线至轮轴轴外侧的距离， $\theta$  是单放射型轮辐角度。为保证不同尺寸轮辐均不会出现缺面情况，建模时生成的轮辐长度将大于实际轮辐长度。特别的，在轮辐存在倾角时，为控制变量，轮辐旋转时保持车轮 Y 向正投影不变化。轮辐覆盖面积与轮辐倾角之间的位置关系如图 3.14 所示。

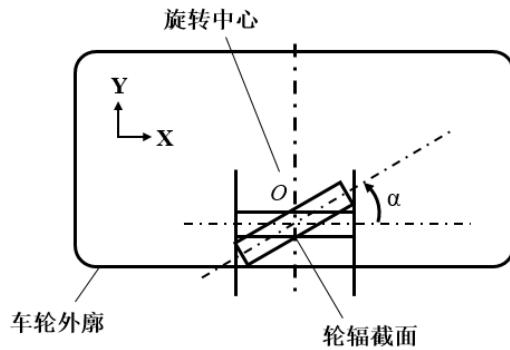


图 3.14 轮辐倾角示意图

其中,  $O$  是旋转中心, 位于轮辐中线的中点处;  $\alpha$  是轮辐倾角。规定如图 3.14 所示的轮辐逆时针旋转为正向旋转。

#### (4) 计算域参数化

计算域部分包括至入口的无量纲距离  $N_{XF}$ , 至出口的无量纲距离  $N_{XR}$ , 计算域无量纲高度  $N_Z$ , 至计算域侧部无量纲宽度  $N_Y$ 。其中  $N_{XF}$ 、 $N_{XR}$  和  $N_Z$  的基准是车轮直径,  $N_Y$  的基准是车轮宽度。此外,  $C$  是车轮压缩量。计算域参数化如图 3.15 所示。

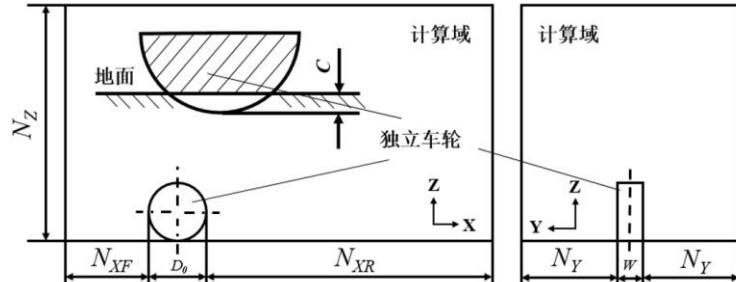


图 3.15 独立车轮计算域参数化示意图

计算域生成后, 为便于开展后续处理流程, 将计算域和车轮作为整体平移, 目的在于将随车轮大小及位置变化的旋转轴矢量进行重定位, 使其永远位于全局坐标系原点处, 方向为 Y 坐标轴方向。

#### (5) 交界面参数化

根据第二章的描述, 独立车轮的交接面 (interface) 将固定存在于车轮的两边, 中间部分为旋转域。交界面参数化如图 3.16 所示。

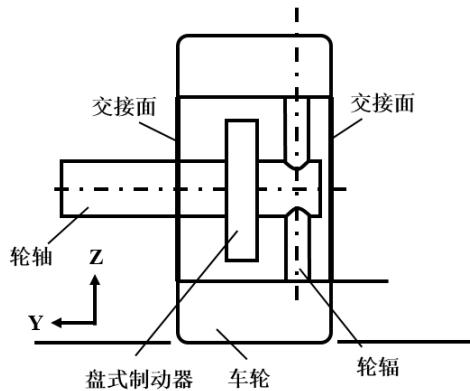


图 3.16 独立车轮交界面示意图

### (6) 图层

在 Rhinoceros 中，图层用来将不同部件进行区分，从而可以允许通过特定数据格式进行部件信息的传递，也因此在独立车轮系列 CFD 流程自动化中起到承上启下的作用。按照 CFD 仿真要求，可以将部件分为交界面（interface）、盘式制动器外侧盘面（brake\_outer）、盘式制动器内侧盘面（brake\_inner）、盘式制动器边缘（brake\_edge）、轮辐（rim）、轮腔（tyre）、车轮（tyre\_outer）、入口（inlet）、出口（outlet）、地面（ground）、壁面（wall）等 11 个图层。图层设置如图 3.17 所示。

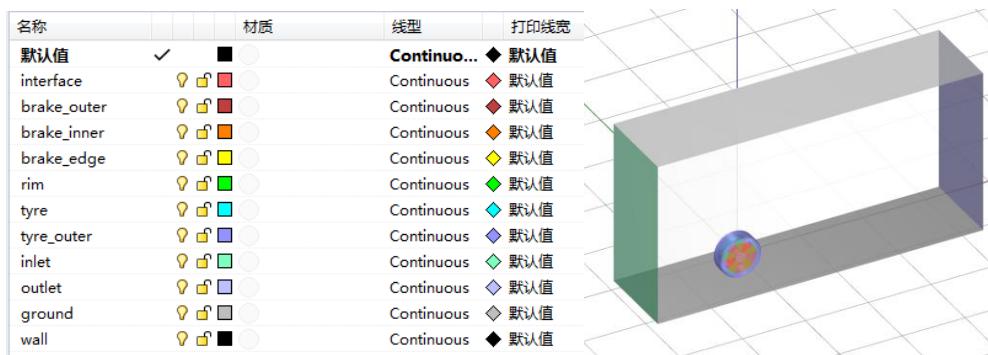


图 3.17 独立车轮图层设置示意图

通过以上六个固定步骤，成功将独立车轮及其计算域设计流程使用参数化设计思想进行固化，并基于 Rhinoceros 6 软件的 Rhino.Python 二次开发方式进行自动建模开发。

### 3.2.4 独立车轮几何模型实例

使用 Rhino.Python 二次开发方式进行车轮自动建模。独立车轮几何模型如图

3.18 所示。可以看出，通过本文构建的独立车轮系列参数化设计方法，既可以生成具备各种复杂轮辐几何特征的车轮几何，并且由于基于统一的生成方式，也适用于直接进行参数研究过程，这补充了当前相关文献研究车轮几何参数不统一、车轮轮辐几何过于简单以至于不能结合最新造型设计需求的问题。

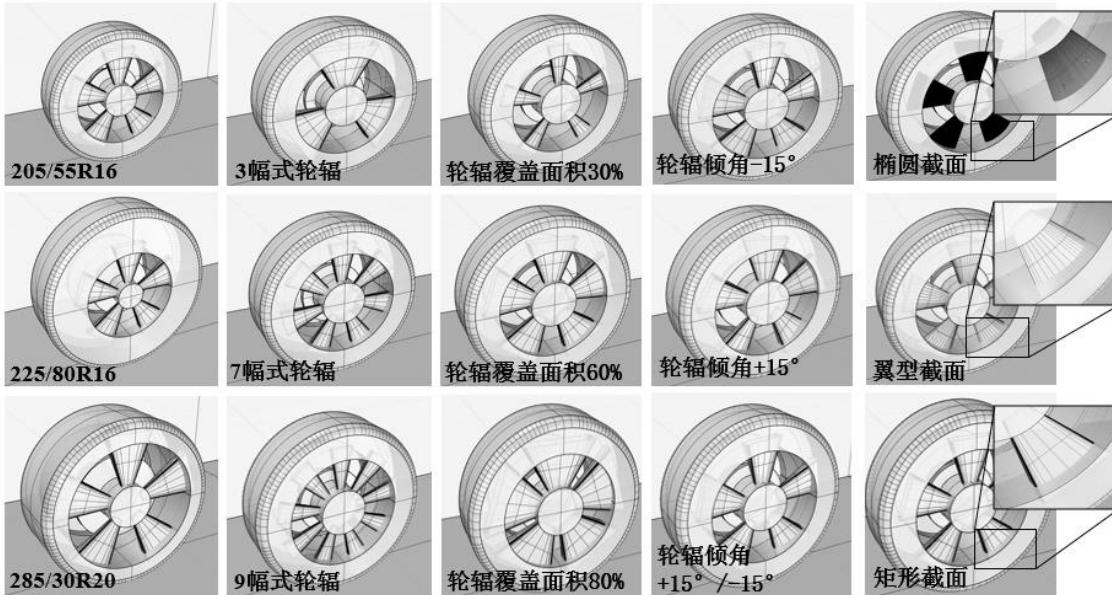


图 3.18 不同独立车轮系列几何模型

### 3.3 独立车轮自动前处理过程开发

获得独立车轮系列几何模型后，需要根据几何模型及各图层信息对车轮及其计算域进行前处理。前处理过程包括几何清理、面网格划分、面网格质量检查、网格文件导出等环节。在车辆工程中，前处理过程会使用专业前处理软件，本文依托 ANSA V16.0 软件实现前处理过程流程自动化。

#### 3.3.1 前处理软件及其二次开发技术

ANSA 软件是 CAE 前处理软件之一，主要特点在于其具有非常强大的高速前处理能力，同时具有为 Python 高级编程语言开发的二次开发 API，因此也可以方便地进行二次开发，从而满足 CAE 开发工程师的需求。其编写得到的脚本文件既可作为插件，也可以如同宏文件一样直接控制。使用 Python 对 ANSA 进行控制，首先需要导入 ANSA 二次开发模块，在脚本第一段使用 import ansa 语句导入。此外还需导入三个不同的模块，分别是 base 模块，用于执行模型几何

前处理；constants 模块，用于指定网格类型；mesh 模块，用于执行网格划分。

### 3.3.2 前处理流程自动化设计

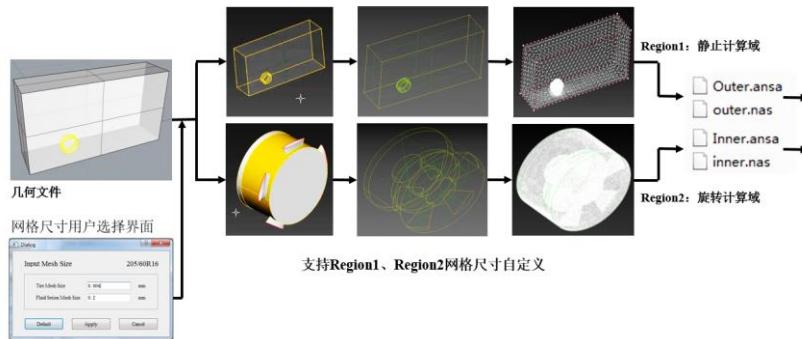
为便于实现创建、修改和删除，使用函数对前处理过程各个阶段进行封装，封装函数共计 13 个，如表 3.1 所示。

表 3.1 前处理流程自动化函数定义

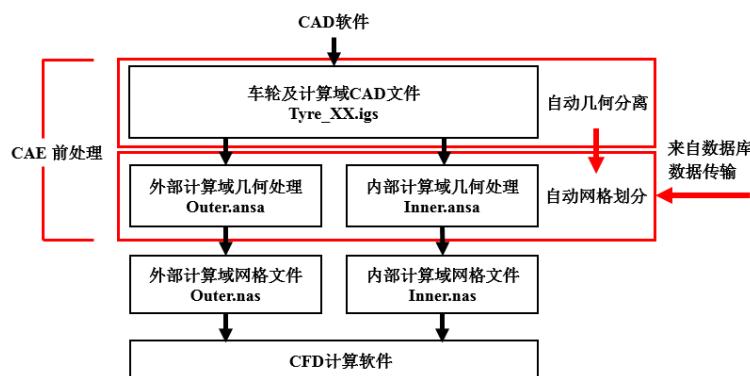
编号	函数名	函数功能	说明
1	OPEN_File()	打开文件	
2	TOPO_Entities()	模型拓补模块	
3	OPEN_File()	打开文件	
4	TOPO_Entities()	模型拓补模块	
5	GET_Entities_by_NAME(name)	选择实体	通过 PID 方式
6	GET_Object_by_ID(judgement,id)	选择几何	通过 ID 方式
7	GET_Entities_ALL()	同时得到所有 实体	
8	PICK_Object(judgement)	选择几何	通过手动方式
9	INTERSECT_Faces(ent1,ent2,st)	处理相交面	
10	DELETE_Faces(judgement,fac)	删除面元素	
11	SET_Mesh_Length(size)	网格尺寸	
12	CREATE_Mesh()	生成面网格	基于最佳面网格质量
13	CHECK_Geometry()	检查几何	检查项为：几何破裂； 几何重叠；针状面； 崩塌面；未检查面。
14	CHECK_Mesh()	检查网格	检查项为：自由面； 相交面；渗透面。
15	SAVE_OUTPUT_Nastran(path)	输出文件	输出面网格为.nas 文 件并保存.ansa 文件

在主函数阶段，需要将各个函数按照操作步骤连接起来，进而实现几何自动前处理及面网格划分。由 CAD 生成的几何文件已通过图层信息进行分类，这就

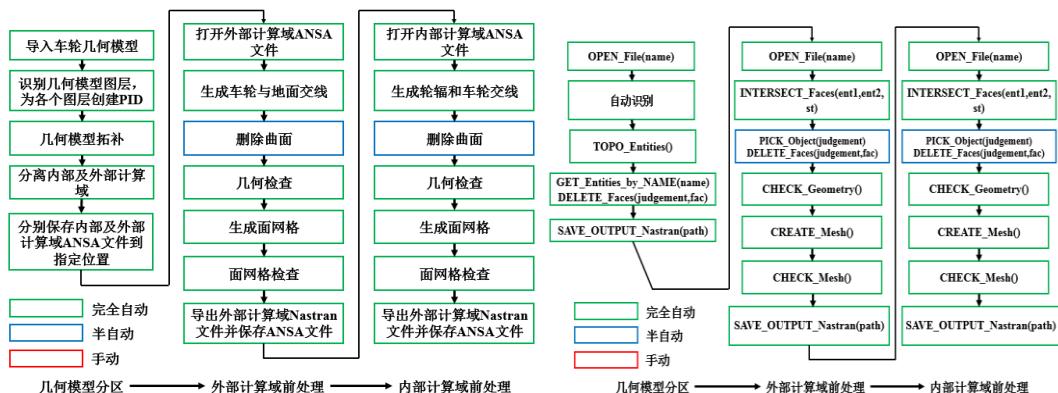
减少了手动划分的步骤, ANSA 可自动将各个类别按照顺序指定 PID, 由此实现了不同车轮几何自动生成相同 PID 顺序的功能, 大大方便了自动化前处理。为了便于在 STAR-CCM+部分实现混合旋转策略, 在前处理阶段就将几何模型进行分区, 通过生成外部和内部计算域的方式分别导入 STAR-CCM+中。分区过程同样通过脚本完全自动完成。前处理自动化如图 3.19 所示。



(a) 基于 ANSA 软件的车轮旋转、静止区域前处理过程



(b) 基于 ANSA 软件的车轮前处理数据传递过程



(c) 基于 ANSA 软件的车轮前处理文件编写流程

图 3.19 基于 ANSA 的前处理自动化

另外，由于使用交线命令后，模型将对交线分割后的曲面重新生成新的 id，而该 id 通常是无规律的，因此无法通过完全自动方式获得需要删除曲面的 id。为了解决这个问题，当脚本运行至该命令时，将使用 PICK\_Object 功能函数提示用户手动选择需要删除的曲面，再自动执行删除命令，即通过半自动的方式删除曲面。同时，若不满足用户需求，用户可在自动前处理结果的基础上继续手动细化网格，以满足自身对网格的要求。

## 3.4 独立车轮自动 CFD 数值计算过程开发

获得独立车轮系列面网格文件后，需要使用 CFD 数值计算软件进行求解。涉及的步骤主要包括体网格划分、边界条件指定、求解器设置及后处理。本文依托 STAR-CCM+ V12.02 软件实现 CFD 数值计算自动化。

### 3.4.1 CFD 计算软件及其二次开发技术

通过 STAR-CCM+二次开发实现自动化共有三种方式，其本质都是调用 STAR-CCM+提供的 Java API，不同之处在于调用 API 的方式是主要依靠自动生成（如宏文件）还是主要依靠人工编写（如创建辅助工作流程）。这三种方式分别是录制与播放宏文件、修改宏命令及使用 Java API 的 Simulation Assistant<sup>[44]</sup>。权衡这三种方式的应用范围和实现难度，基于修改宏命令方法，并通过重构宏代码降低寻找参数的工作量，实现宏命令的一次性批量化生成。STAR-CCM+的宏文件本质是使用 Java 面向对象方式创建的代码，这也是可以在一定程度上重构宏命令的基本原理。基础宏代码来自于录制宏文件，一个典型的 STAR-CCM+宏文件如图 3.20 所示。

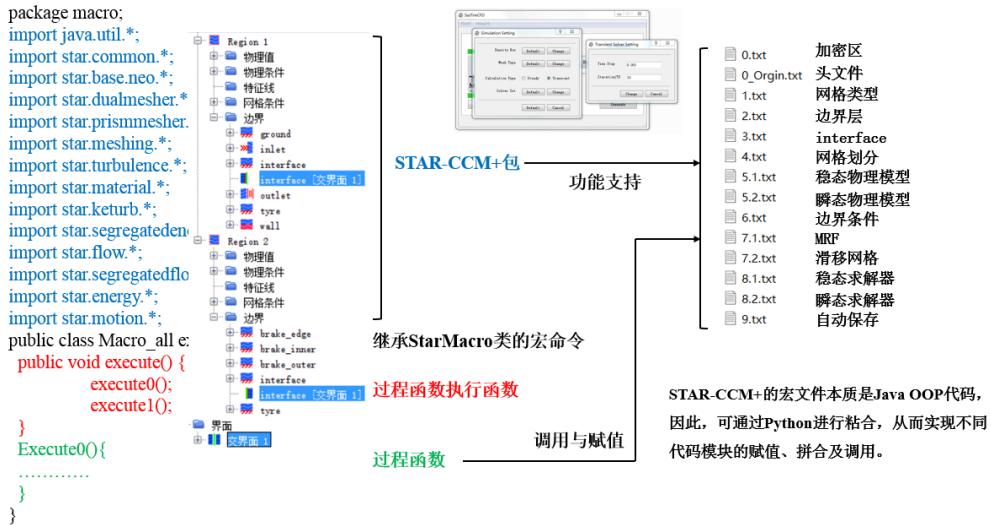


图 3.20 基本的 STAR-CCM+宏文件

STAR-CCM+的宏文件由导入的包文件（package）和继承 StarMacro 的类组成，其中函数执行体通过公有制方式定义。定义功能的函数是 Execute()，通过将负责不同的 Execute()按数值计算设置流程进行组合，可以生成不同功能的宏文件，从而满足独立车轮旋转气动分析的要求。在功能上，完整包含适用于稳态和瞬态计算的 MRF/滑移网格运动方法和求解器设置。

### 3.4.2 数值计算流程自动化设计

在前处理阶段完成的面网格文件具有统一的 PID 划分方式和命名，导入 STAR-CCM+后，也将生成统一的 Region，从而保证了面网格文件相对于数值计算设置过程的独立性，并且，由于静止域和旋转域在前处理阶段就已经分开，因此区域之间也互相独立，大大简化了数值计算设置的复杂度。这样，通过 3.4.1 小节定义的宏文件就可以对不同的面网格文件做统一自动化设置，达到了数值计算流程自动化的目的。零部件信息传递流程如图 3.21 所示。

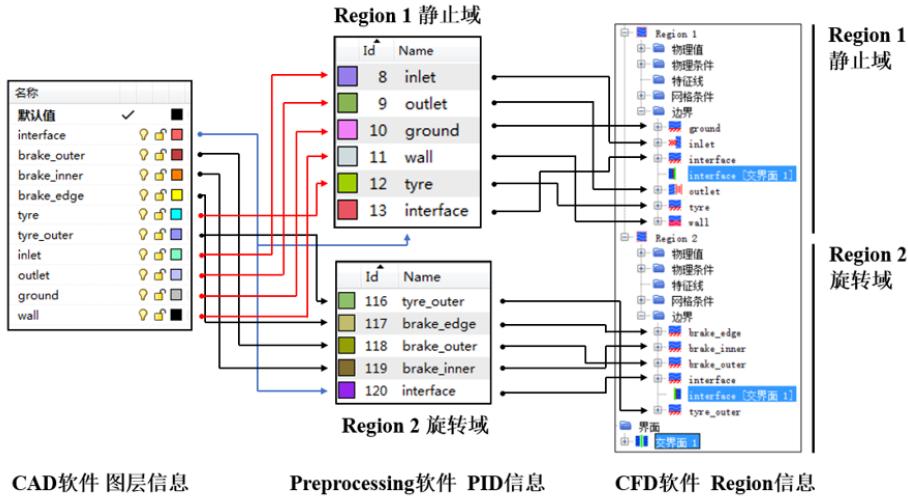


图 3.21 零部件信息传递流程

### 3.5 IsoTireCFD 独立车轮快速气动仿真平台开发

通过 3.2、3.3 和 3.4 节的工作，已经完成了从 CAD 建模软件到 CFD 软件的独立车轮几何和网格信息传递和气动分析流程自动化。但各个阶段的自动化均需通过互相独立的脚本或宏文件进行，且信息仅限于车轮几何和网格信息。实际上，从几何建模开始，有大量的参数在后续设置时同样会使用，因而经常会有需要重复输入的问题，降低工作效率的同时也增加了出错机会。因此，可以通过数据共享的方式，将各个阶段的共用数据保存至数据库中，在需要时进行调用，从而达到参数信息传递和共享的作用。

本文基于 Python 面向对象程序设计方法完成独立车轮快速气动仿真平台设计，并基于 PyQt5 进行可视化用户界面设计，结合 Python \_thread 实现仿真平台和软件的多线程访问。为简化工作流程，数据库使用 Python Pandas 对 Office Excel 进行操作。平台被命名为 IsoTireCFD 独立车轮快速气动仿真平台。

#### 3.5.1 平台架构

平台架构如图 3.22 所示。

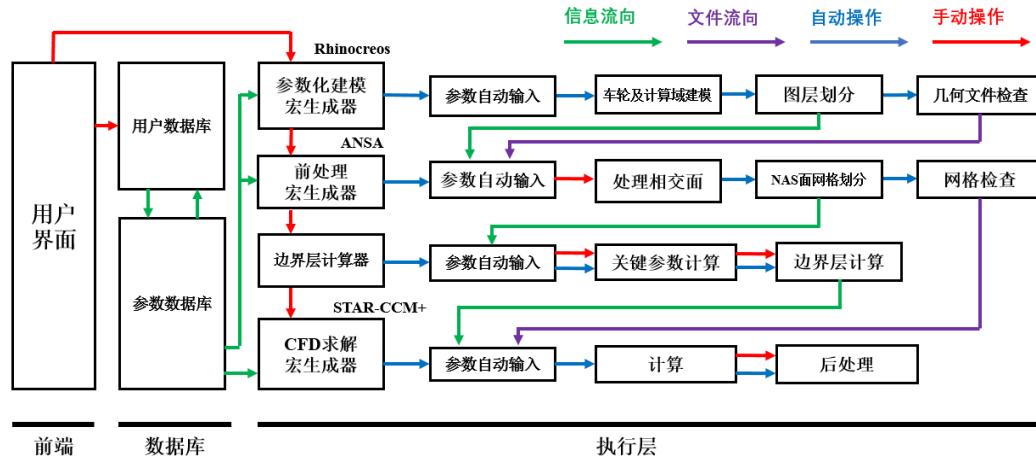


图 3.22 IsoTireCFD 平台架构

该平台分为以下部分：

(1) 前端：主要包括主用户交互界面、软件启动文件定位界面、车轮选择界面、参数输入界面、前处理界面、边界层计算界面和 CFD 软件界面等。

(2) 数据库：主要包括软件路径数据表（Path）、车轮几何参数数据表（Tire\_CAD）、面网格尺寸数据表（Tire\_Preprocess）和 CFD 数值计算设置数据表（Tire\_CFD）四部分。每一部分允许用户存储自定义参数，也允许直接使用预先存储的默认参数，这些默认参数（特别是前处理与 CFD 数值计算设置数据表）和第 2.3 节仿真参数保持一致。

(3) 工业软件：包括 CAD 软件（Rhinoceros 6）、前处理软件（ANSA V16.0）和 CFD 数值计算软件（STAR-CCM+ V12.02）。

(4) 边界层自动估算：使用 Newton-Raphson 迭代法求解 von Karman 壁面切应力系数方程<sup>[62]</sup>，并根据切应力系数得到首层边界层厚度，关键参数从数据库中自动获取，从而达到边界层自动估算的目的。von Karman 壁面切应力系数方程如式 3.5 所示。

$$4.15\sqrt{C_f} \times \log(Re \times Cf) + 1.7\sqrt{C_f} - 1 = 0 \dots \dots \dots \quad (3.5)$$

计算完成的首层边界层厚度将作为估算值录入数据库。

### 3.5.2 界面及交互设计

IsoTireCFD 独立车轮快速气动仿真平台界面如图 3.23 所示。

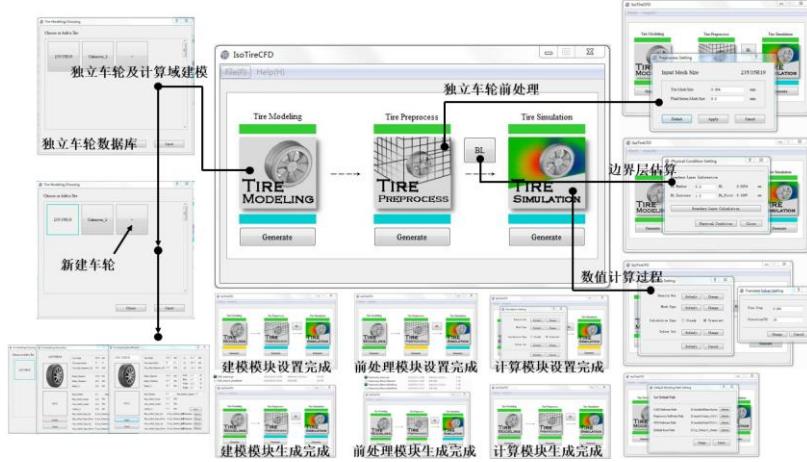


图 3.23 主界面及各个分界面

界面及交互设计如图 3.24 所示：

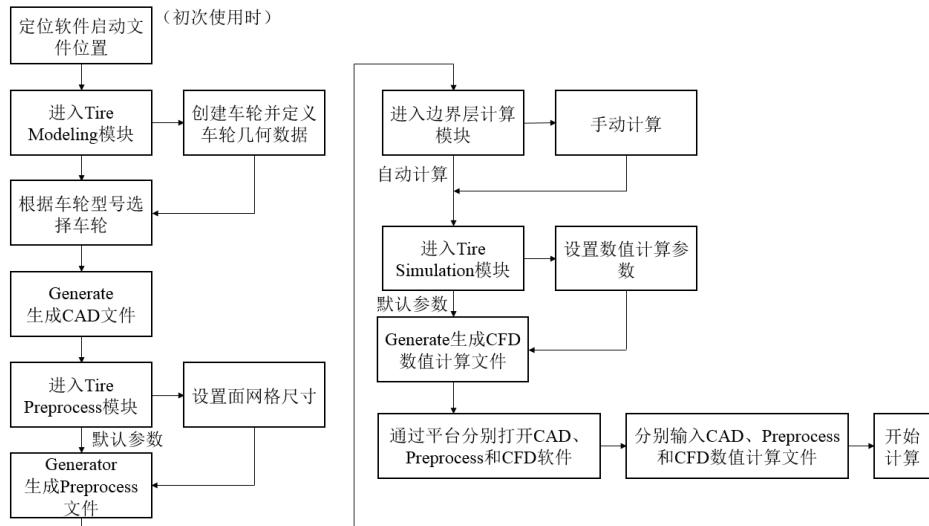


图 3.24 界面及操作逻辑

### 3.6 平台效率测试

为了说明使用 IsoTireCFD 独立车轮快速气动仿真平台的效率提升，基于本文提出的独立车轮系列中的某款典型独立车轮气动分析问题，分别使用全手动方式和 IsoTireCFD 平台，基于相同版本的 Rhinoceros、ANSA 和 STAR-CCM+ 软件完成几何建模、几何清理、面网格划分和 CFD 计算前设置过程，比较两者完成总时间消耗和操作步骤数的异同。效率测试结果如图 3.25 所示。可以发现，基于 IsoTireCFD 平台后，在全部使用默认设置的情况下，对于典型独立车轮气动

分析问题，时间消耗仅为 1417s，而这其中有近 1200s 是自动体网格划分的固定时间，而通常的全手动方式则需要 4671s，节省 69.7% 的时间消耗；在操作步骤上，在全部使用默认设置的情况下，基于平台的手动步骤数最快仅为 5 步，而通常方法则需要 45 步，最高可节省 88.9% 的人工消耗。

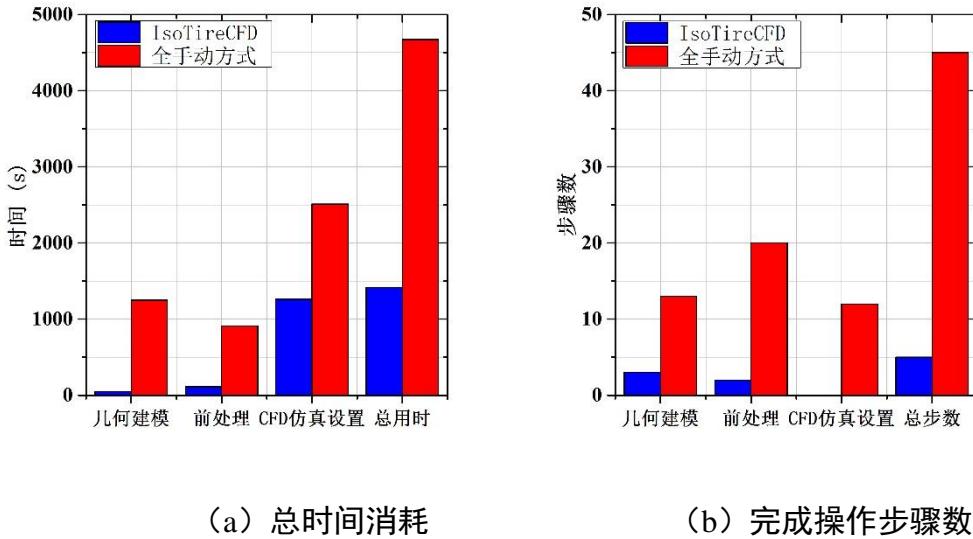


图 3.25 总时间消耗和完成操作步骤数

软件综合自动化率的定义式如式 3.6 所示。

$$\eta = \frac{n_{autostep}}{n_{totalstep}} \times 100\% \quad \dots \dots \dots \quad (3.6)$$

其中  $n_{autostep}$  是自动化步骤数,  $n_{totalstep}$  是总步骤数。则 IsoTireCFD 独立车轮快速气动仿真平台的最高综合自动化率为 88.9%。

通过该平台的搭建，解决了当前各独立车轮气动分析研究中由于几何模型的基准差异，造成参数研究趋势各异的问题，并从流程自动化的角度对独立车轮气动分析进行封装，便于开展后续研究工作。

### 3.7 本章总结

本章完成以下四点工作：

(1) 基于实际车轮的几何构成,结合较为新颖的车轮造型设计趋势。借鉴桨叶设计构成,在合理简化后内提出了一套适用于独立车轮气动分析的车轮模型参数化建模方法,完成车轮几何的构建。

(2) 通过分别对 CAD、Preprocess 和 CFD 数值计算三个重要阶段的工业软

件进行二次开发的方式，实现了从几何建模到 CFD 数值计算的独立车轮气动分析流程自动化。

(3) 基于 Python 面向对象编程方法完成 IsoTireCFD 独立车轮快速气动仿真平台的开发，该平台具有合理的用户界面布置和操作流程，达到对工业软件进行控制的目的。

(4) 基于独立车轮中某款典型车轮的气动分析过程，分别使用全手动方式和 IsoTireCFD 独立车轮快速气动仿真平台，对该问题进行求解，发现 IsoTireCFD 独立车轮快速气动仿真平台最高可以降低 69.7% 的时间消耗和 88.9% 的人工消耗。如果使用自动化步骤占比表示自动化率，则平台最高综合自动化率为 88.9%。



## 第4章 独立车轮气动分析及参数研究

本章将基于 IsoTireCFD 独立车轮快速气动分析平台，完成基于某赛车车轮的 Baseline 独立车轮气动分析；并开展有无盘式制动器、轮辐倾角及轮辐覆盖面积系数三个因素对独立车轮流场结构的影响研究；最后基于上述参数研究结果，以构建的综合气动力系数为目标，开展基于轮辐倾角及轮辐覆盖面积系数两个因素的表面中心的中心复合试验设计（FC-CCD），通过改进二阶响应面系数提高模型的显著性水平，并确定影响最大的因素。

### 4.1 Baseline 独立车轮几何建模及网格无关性

#### 4.1.1 Baseline 独立车轮几何建模

在实际情况中，赛车前轮会直接暴露在来流中，因此以某赛车实际前轮参数作为基础。其轮胎型号为 235/35R19，简化盘式制动器直径 370mm，厚度为 28mm，轮辐造型设计则参考了造型设计较为新颖的翼型截面轮辐<sup>[6]</sup>，并将轮辐倾角设为 0 度以供后续研究。

使用 IsoTireCFD 流程参数自动化平台进行简化重构，选择轮胎压缩量为 10mm。得到的独立车轮几何模型如图 4.1 所示。

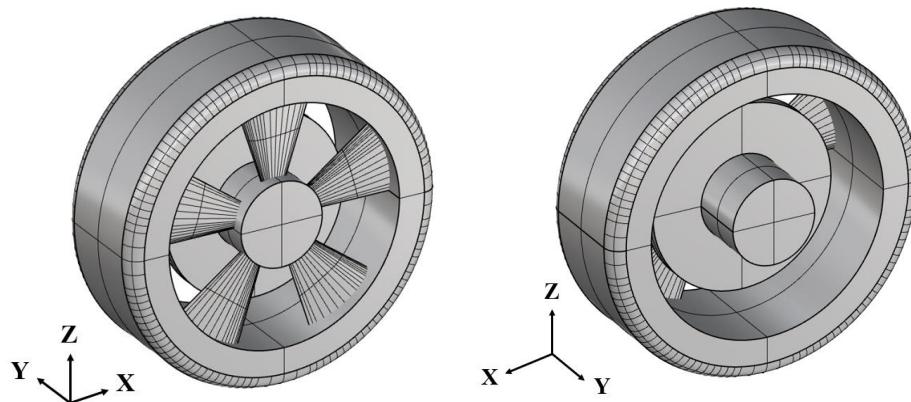


图 4.1 Baseline 车轮几何模型

在 Baseline 车轮几何建模时，在 IsoTireCFD 平台的 Tire Modeling 模块下

输入和选择的参数如表 4.1 所示。

表 4.1 IsoTireCFD 平台输入参数

参数名称	数值	单位	参数名称	数值	单位
$W$	235	mm	$T_{Brake}$	28	mm
$AR_{Norm}$	35		$L_{Brake}$	100	mm
$D_{Rim}$	19	inch	$n_{Spoke}$	5	
$\phi_{Axis}$	170	mm	轮辐截面	NACA0018	
$L_0$	10	mm	$\sigma$	0.5	
$L_{Axis}$	225	mm	$\alpha$	0	°
$\phi_{Brake}$	370	mm	$L_{Rim}$	30	mm

#### 4.1.2 气动分析设置及网格无关性

第 2.3 节通过对 Fackrell A2 经典车轮进行仿真方法验证说明了车轮旋转仿真方法的准确性和合理性，因此 Baseline 车轮使用完全相同的车轮旋转方法及气动仿真方法进行仿真。

计算域在 IsoTireCFD 平台中生成。通过调节面网格尺寸及加密盒体网格尺寸来加密网格，其中面网格变化范围为 2/4/8mm。体网格类型为多面体网格，设置两层加密区进行加密。为缩减阻塞比对结果的影响，在第 2.3 节的基础上扩大计算域。计算域长度为 8.4m，宽度为 3.9m，高度为 3.9m，计算域阻塞比为 0.99%，可认为阻塞比对流场无影响。与车轮尺寸的倍数关系如图 4.2 所示。

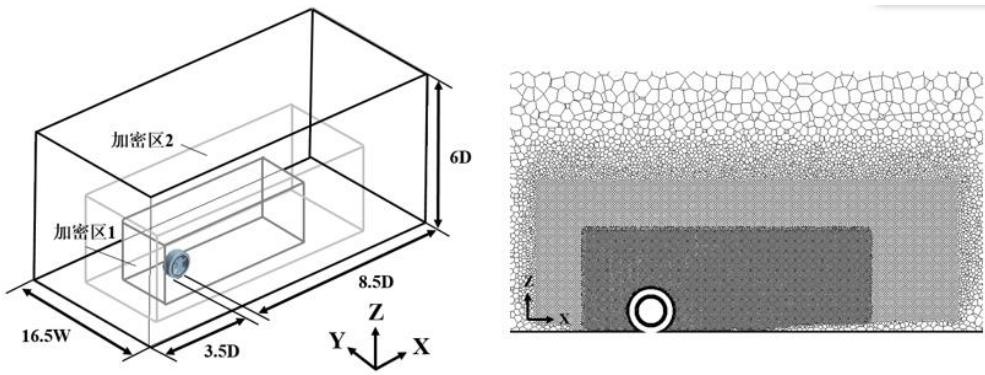
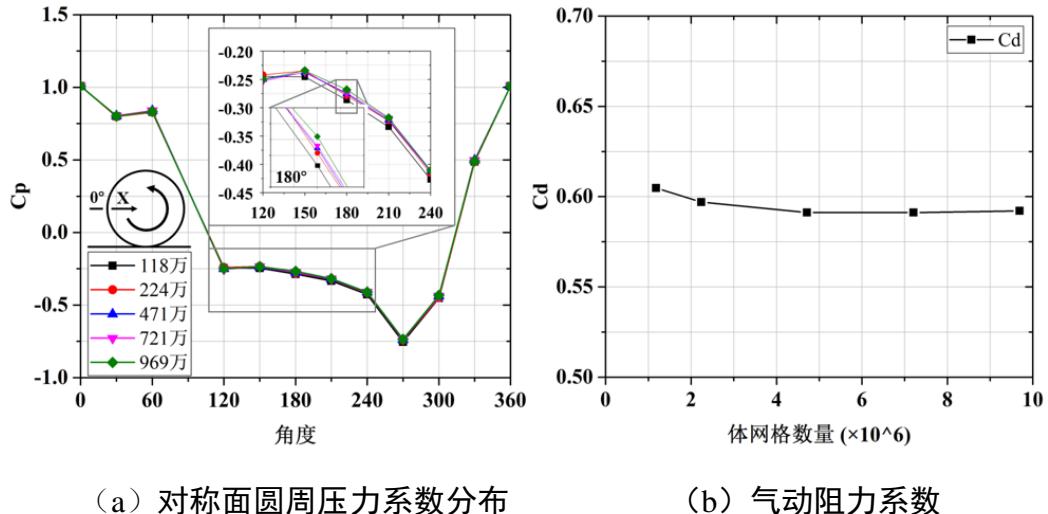


图 4.2 网格无关性验证计算域及加密区网格划分 (4mm 面网格)

通过网格无关性检验来平衡 LES/DES 计算精度和计算资源是确定网格数量的方法之一<sup>[58,59]</sup>，网格无关性验证结果如图 4.3 所示。



(a) 对称面圆周压力系数分布

(b) 气动阻力系数

图 4.3 网格无关性结果

由网格无关性验证结果可得，当体网格数为 224 万（轮胎面网格尺寸 8mm、轮辋面网格尺寸 4mm, T8R4）、471 万（T4R4）和 721 万（T4R2）时，圆周压力系数分布基本收敛，当体网格数为 471 万、721 万和 969 万（T2R2）时，气动阻力系数变化率小于 0.2%，可认为气动阻力系数已经收敛，而 118 万（T8R8）网格方案无论在对称面圆周压力系数分布还是在气动阻力系数上均不能满足计算精度要求。综合计算资源和求解精度，当体网格数为 471 万时，加密区 1 体网格大小为 18mm，加密区 2 体网格大小为 40mm，可以满足计算精度要求，综上所述，使用 471 万网格方案。使用 471 万体网格方案时，车轮附近的分离涡尺度如图 4.4 所示。

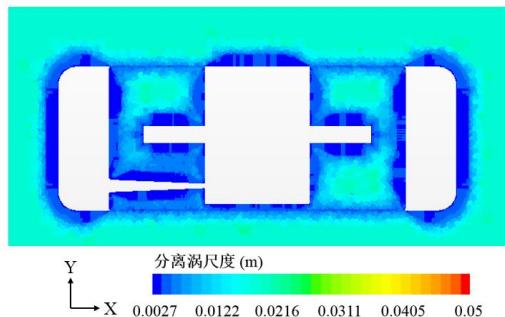


图 4.4 车轮附近分离涡尺度

在车轮外侧，DES 方法截止尺度为 18mm，即将对 18mm 以下的涡结构进行模化；在轮辋腔内部，体网格尺度会进行逐步过渡，因此绝大部分截止尺度小于 18mm。车轮周围产生的主要涡结构尺度和车轮外廓尺寸基本一致处于同一量级<sup>[44]</sup>，远大于 18mm 的截止尺度；在轮辋腔内部，较小的截止尺度可以有效捕捉到小尺寸涡结构，因此可认为使用该网格划分方案对于本研究是足够的。时均气动力在 0.8s 后趋于稳定，采集稳定段的数据共计 0.5s 进行时均处理。时均化气动力计算公式如式 4.1 所示。

$$\bar{F} = \frac{1}{N} \sum_{t=1}^N F_t \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (4.1)$$

其中,  $\bar{F}$  表示时均气动力或气动力系数(时均气动阻力系数  $C_D$ 、时均气动升力系数  $C_L$ 、时均旋转轴气动力矩  $M_Y$ ),  $F_t$  表示瞬态气动力或气动力系数,  $N$  为时间步数, 此处为 500。

## 4.2 Baseline 独立车轮气动分析

#### 4.2.1 气动力及气动力系数

瞬态计算可以得到气动及气动力系数的变化区间, Baseline 车轮的气动力及气动力系数如表 4.2 所示。相对而言, 旋转轴气动力矩的变化幅度最小, 而气动升力系数的变化幅度最大。寻找类似独立车轮的气动力系数进行定性参考。张新月<sup>[33]</sup>的着地独立车轮仿真结果及独立车轮风洞试验结果均表明, 与地面接触的普通旋转车轮, 其气动阻力系数在 0.58 至 0.7 左右, 气动升力系数在 0.33 至 0.44 左右。本文仿真结果均在上述范围内, 一定程度上验证了仿真的准确性。

表 4.2 Baseline 车轮气动力特点

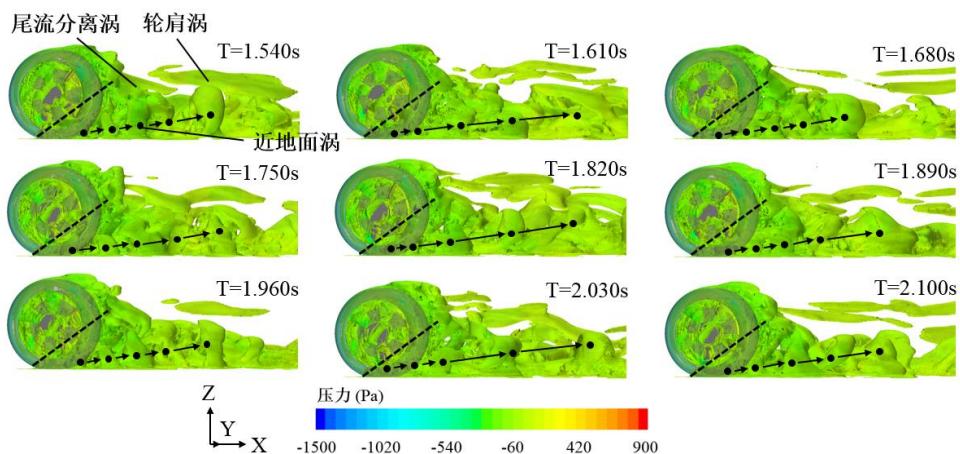
	时均 $C_D$	时均 $C_L$	时均 $M_Y/N.m$
时均值	0.581	0.342	0.887
最大值	0.636 ( $\Delta C_D=9.5\%$ )	0.394 ( $\Delta C_L=15.2\%$ )	0.964 ( $\Delta M_Y=8.7\%$ )
最小值	0.509 ( $\Delta C_D=12.4\%$ )	0.281 ( $\Delta C_L=17.8\%$ )	0.788 ( $\Delta M_Y=11.2\%$ )

## 4.2.2 车轮外部涡系结构

### (1) 尾流区涡系结构

尾流区涡系结构如图 4.5 所示。可以发现，Baseline 独立车轮外部的涡系结构主要分为轮肩涡结构、近地面涡结构和尾流气流分离三部分。其中轮肩涡结构位于独立车轮上部偏后位置，来自于车轮上部气流分离与车轮侧部气流的相互作用；近地面涡结构位于车轮下部与地面接触位置，来自于来流受车轮下部阻碍产生的朝向外侧的旋转作用，并沿地面附近沿 X 正向运动；尾流分离区来自于车轮上部气流分离现象。

轮肩涡具有周期性强度和位移变化，主要发展规律为脱落和展向运动；近地面涡结构则以较小的周期进行脱落运动，并逐步和尾部分离流融合。近地面涡结构相较轮肩涡结构，在 X 向延伸长度更长，因此当远离车轮时，轮肩涡结构最先耗散，只有轮底涡结构依然存在。上述现象与文献<sup>[16,38]</sup>结论一致，说明这一特征属于独立车轮外流场共性特征。

图 4.5 Baseline 车轮外部  $\lambda_2 = -200$  等值面

## (2) 轮辐侧涡系结构

轮辐侧涡系结构如图 4.6 所示。可以发现，受轮辐周期性运动影响，在轮辐周围出现了较多细小的涡结构。由车轮的旋转特性可知，当单一轮辐旋转至车轮上部时，其本身的运动方向与来流方向相反，因此在轮辐迎风面前缘处产生了正压。相对速度在轮辐旋转至最高点时达到最大，此时气流分离最为剧烈，也因此产生了较为明显的分离涡。

此外，在车轮前部区域形成了较为明显的周期性分离涡（轮边涡结构）。这是由于 Baseline 车轮轮辐和车轮外表面不共面，该处气流受轮胎圆角阻碍流向轮辐侧面，造成来流剪切层气流分离现象造成的。周期性分离涡自轮辋边缘分离后，向垂直于分离点的斜向下方向运动，并受轮毂中心的挤压影响改变流向向车轮下方运动，同时受车轮下部单一轮辐运动影响，一部分由轮辐间隙进入车轮轮辋腔内部，另一部分向后发展融入尾流涡结构。进入车轮轮辋腔内部的涡结构会被轮辐打散，成为更小的涡结构。

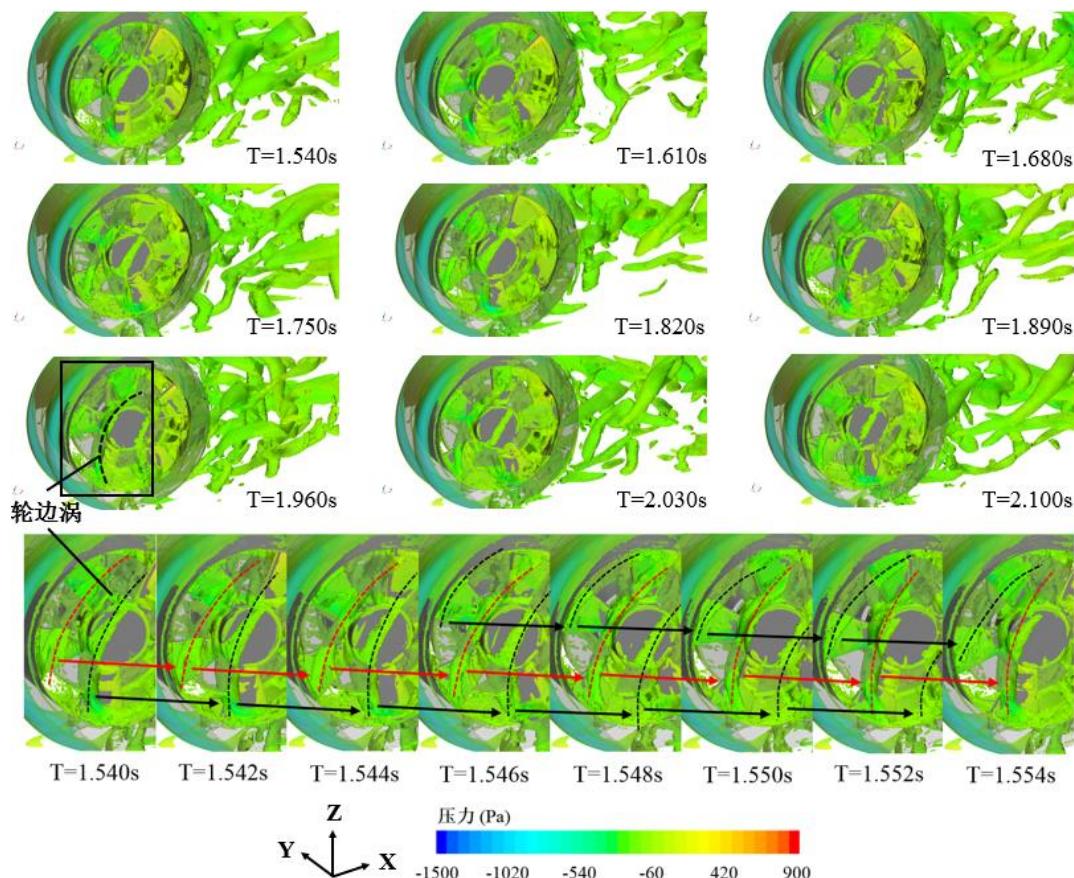


图 4.6 Baseline 车轮轮辐附近  $\lambda_2 = -30000$  等值面

### 4.2.3 轮辋腔内部流场结构

#### (1) Z=0 截面

Z=0 截面轮辋腔内部流场如图 4.7 所示。可以发现，Baseline 车轮轮辋腔内部的流动较为复杂。从流动控制机理上说，轮辋腔内部的流动受内外两侧自由来流共同作用，其中内侧（Y 轴正向）来流为不随时间变化的稳定流动，外侧来流（Y 轴负向）为随轮辐周期性干扰的不稳定流动。Baseline 车轮轮辋腔内部 Z=0 截面流动主要特征如下三点：

第一，内侧来流在 Baseline 车轮轮辋腔前部主要起射流剪切层的作用，受轮轴部分阻碍而减速后，在轮辋腔后部发生偏转，进入轮辋腔内部，并受简化盘式制动器和轮辐阻碍形成较为稳定的类方腔顶盖驱动流（LDC Flow）腔内流动现象<sup>[63]</sup>，并受其控制在轮辋腔后部形成 A2 和 A3 涡结构。在轮辐周期性运动间隙，同样会在轮轴后部形成周期性的涡结构，但该涡结构强度不足以和较为稳定的腔内流动竞争，因此会迅速耗散而不会影响腔内流动。

第二，受简化盘式制动器阻碍，轮辋腔前部流动同样具有类 LDC Flow 流场结构的特点（A1 涡结构），但未封闭的轮辋腔前部与外侧来流和周期运动轮辐的相互作用是其流动复杂的原因。具体表现为：内侧来流为代表的剪切流动为轮辋腔前部内侧气流注入能量，轮边涡结构在轮辐周期性运动间隙会融合周围较小的涡结构，从而形成周期性的较大涡结构，该涡结构会协同轮辋腔前部外侧气流产生较为稳定的内外气流；当轮辐周期性运动时，较大涡结构会被打散还原为较小涡结构，这些较小涡结构具有一定的随机性，从而造成了轮辋腔前部复杂的流动特点。

第三，受轮辐周期性运动影响，在轮辐后部会形成伴随轮辐运动的涡结构（A4 涡）。但 A4 涡的存在不稳定，会受周围气流影响逐渐耗散。

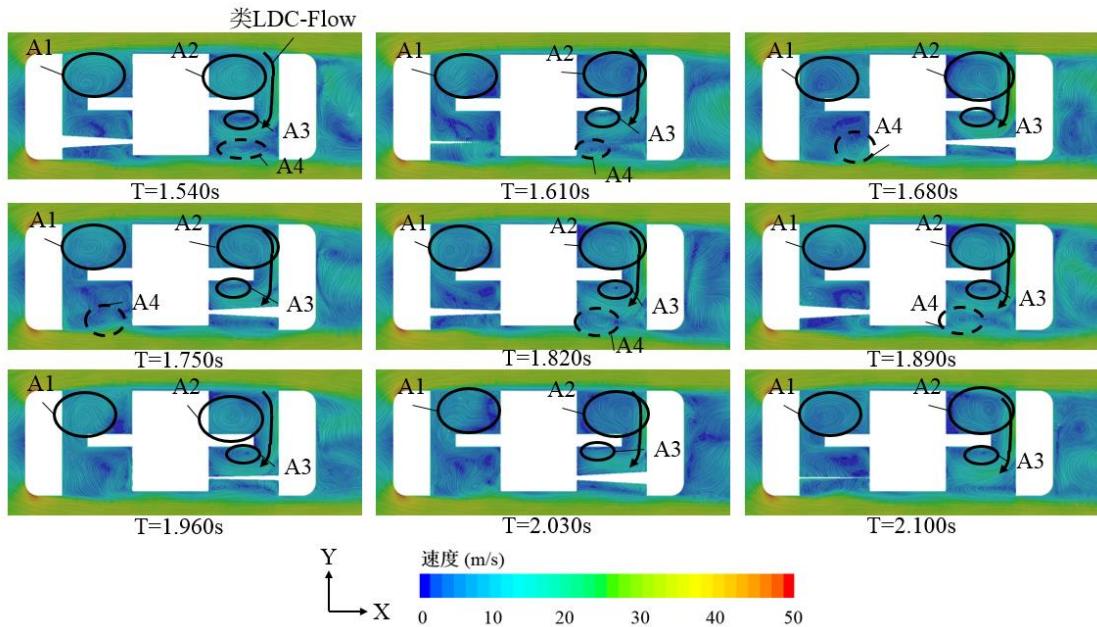


图 4.7 Baseline 车轮轮辋腔内部  $Z=0$  平面流场结构

## (2) $Z/D_{\text{Rim}} = \pm 0.5$ 截面

$Z/D_{\text{Rim}} = \pm 0.5$  截面轮辋腔内部流场如图 4.8 所示。可以发现，在 Baseline 独立车轮的上下部分，由于不受到轮轴影响，轮辋腔前后部合并为同一个腔，也因此产生了不一样的流场结构。

Baseline 车轮轮辋腔内部上部的流动主要特征可概括为以下两点：

第一，由于不存在轮轴结构，外侧轮边的分离流受翼型截面轮辐导流作用进入轮腔后部，并形成较为稳定的流动特征；受轮辐周期性运动影响，该流动特征会出现周期性中断和连接特性；这一流动特征为整个轮腔内部注入能量，并受内侧流动影响直接进入尾流分离区。

第二，轮辐周期性运动会切割该流动特征，解释了轮辐迎风产生的正压现象。

Baseline 独立车轮轮辋腔内部下部的流动主要特征可概括为以下三点：

第一，轮辐的周期性运动会诱导轮边产生周期性涡脱落，该轮边涡结构会跟随轮辐尾部运动，并最终撞击轮辋腔后部壁面分离破碎直至耗散。

第二，轮边涡结构在沿 X 向的运动时，会迫使车轮外侧来流向外偏离轨迹，从而为尾流分离区产生周期性的气流输运现象。

第三，车轮内侧来流控制内侧轮辋腔流动，流动方向较为单一。

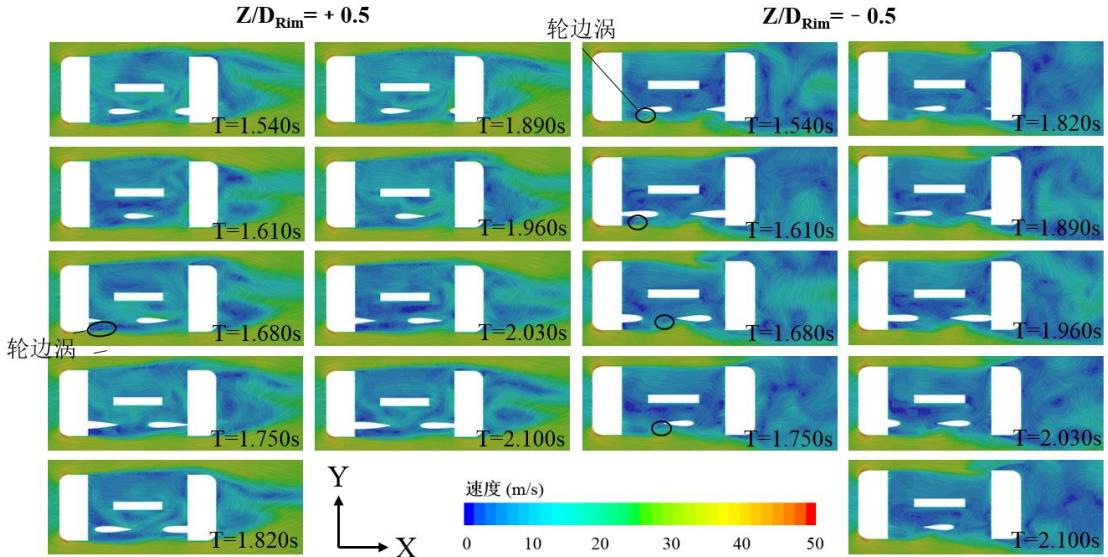


图 4.8 Baseline 车轮轮辋腔内部上下部流场结构

### (3) 尾流分离区截面

尾流分离区流场如图 4.9 所示。可以发现，尾流分离区的瞬态涡结构较为复杂，但也显示出一些较为明显的结构特点。Baseline 独立车轮尾流分离区主要特征可概括为以下两点：

第一，Baseline 独立车轮尾流分离区截面呈现出三角形的样式，表现出地面效应对尾流分离区的影响。

第二，在  $X/D=0.1$  和  $X/D=0.2$  截面为代表的近车轮分离区，可看出轮肩涡结构和近地面涡结构。虽然车轮几何并不满足对称性，但尾流分离区轮肩涡结构却具有近似对称的特性，这与文献<sup>[16,38,39]</sup>结论一致。近地面涡结构受周围流场及下洗气流影响，与尾流区涡结构存在较为频繁的掺混，呈现出较为随机的流场特征。

第三，在  $X/D=0.4$  和  $X/D=0.8$  截面为代表的远车轮分离区，可看出轮肩涡结构不再满足近似对称特性，位置变得更加随机，并伴随着能量的耗散而逐渐消失。特别是在  $X/D=0.8$  截面时，轮肩涡结构基本完全消失，仅剩下近地面涡结构。这同样与前人研究结论一致。

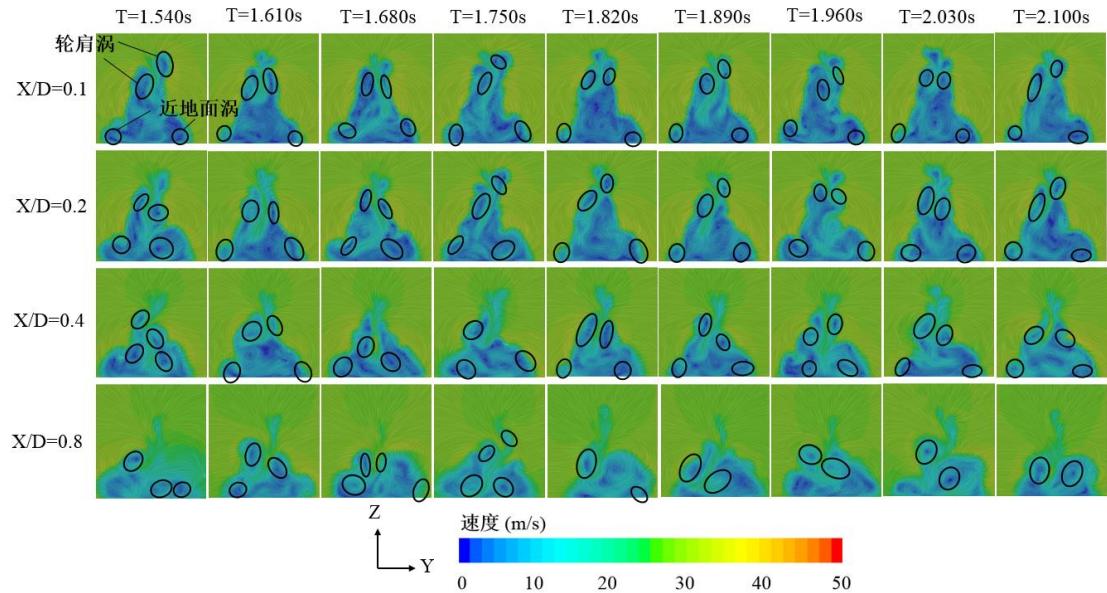


图 4.9 Baseline 车轮尾流分离区截面流场结构

#### 4.2.4 总压等值面分析

总压等值面可表征气流分离区的强度、位置和大小，进而可用于解释气动阻力中压差阻力的成因。Baseline 车轮总压等值面如图 4.10 所示。可以发现，Baseline 车轮附近低压区域主要存在于以下六个部分：

第一，位于车轮前部轮胎边缘。此处是由于气流在车轮轮胎边缘加速产生的低压区，总压小于-300Pa。

第二，位于车轮轮辋腔内部绝大部分区域。此处是受轮胎阻隔，气流流量减少，压力降低而产生的，总压小于-100Pa 但大于-200Pa。

第三，位于车轮前部的轮辐边缘。此处是轮辐周期性运动方向与来流方向相反而产生的边缘分离现象，总压小于-300Pa。

第四，位于车轮上部分离区。此处是上部气流分离产生的分离涡结构，特别是轮肩涡结构中心压力较低，总压小于-200Pa，局部最低总压小于-300Pa。

第五，位于车轮尾流区域。尾流分离区可分为两部分，近车轮区域总压小于-100Pa 但大于-200Pa，远车轮区域总压小于 0Pa 但大于-100Pa。

第六，位于近地面涡结构。近地面涡结构的总压小于-100Pa 但大于-200Pa，并对 X 向发展逐步融入车轮尾流区域。

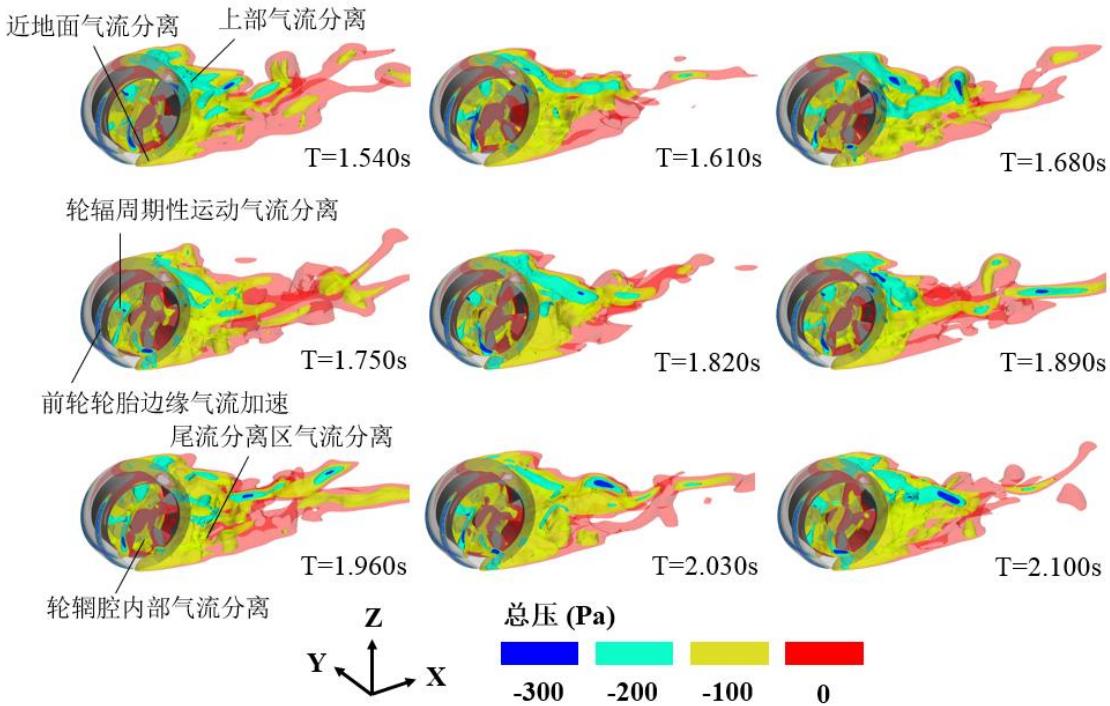


图 4.10 Baseline 车轮总压等值面分析

上述低压区共同产生压差阻力。特别的，车轮轮辐旋转产生的低压区会随轮辐周期性运动出现或消失，因此相对于静止物体，车轮旋转的压差阻力构成更为复杂。

### 4.3 独立车轮参数研究

#### 4.3.1 有/无盘式制动器对流场结构的影响

文献综述结论表明，当前绝大多数独立车轮旋转气动研究均不包含简化盘式制动器结构，然而作为轮辋腔内部尺寸较大的部件，其必然会显著影响流动。为评估简化盘式制动器结构对独立车轮外流场及轮内流动的差异，需要将 Baseline 独立车轮（Baseline）与无简化盘式制动器 Baseline 独立车轮（Baseline\_WoB）进行方案对比。有/无盘式制动器 Baseline 独立车轮几何模型如图 4.11 所示。

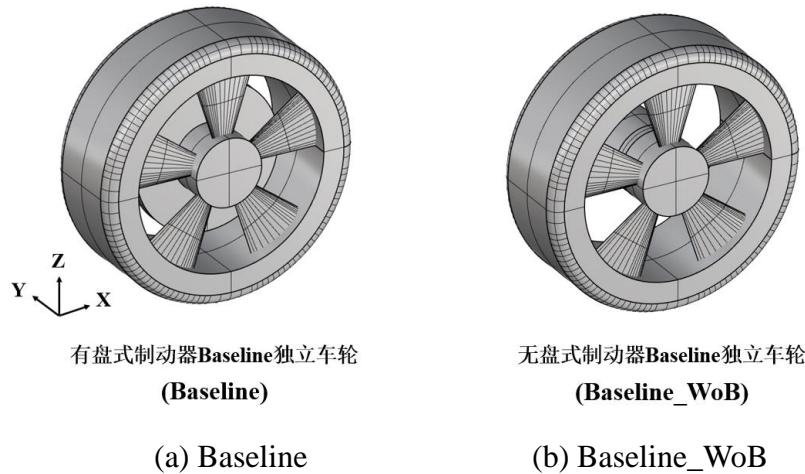


图 4.11 有/无盘式制动器 Baseline 车轮几何模型

### (1) 时均气动力分析

有/无简化盘式制动器车轮的时均力如表 4.3 所示。从时均力系数的角度可以观察到，无简化盘式制动器的 Baseline 车轮时均气动阻力系数下降 4.82%，时均旋转轴气动力矩下降 5.98%，而时均气动升力系数下降仅为 1.17%。说明无简化盘式制动器方案会对旋转轴气动力矩产生较大影响，对气动阻力的影响次之，而对气动升力影响较小。旋转轴气动力矩的减小主要是由于移除简化盘式制动器后，简化盘式制动器表面剪切力消失引起的。

表 4.3 有/无盘式制动器 Baseline 车轮时均气动力

	时均 $C_D$	$\Delta C_D$	时均 $C_L$	$\Delta C_L$	时均 $M_Y$ (N.m)	$\Delta M_Y$
Baseline	0.581	-	0.342	-	0.887	-
Baseline_WoB	0.553	-4.82%	0.338	-1.17%	0.834	-5.98%

### (2) 流场结构分析

取四个典型时刻轮辋腔内部流动进行流场分析。Z=0 截面轮辋腔内部流动如图 4.12 所示。从 Z=0 截面速度矢量场可以得出以下结论：对于具有简化盘式制动器结构的 Baseline 车轮而言，在轮辋腔前部和后部，均在简化盘式制动器内侧存在受来流剪切层影响的涡结构（A1、A2 和 A3 涡结构）。无论轮辐如何运动，该涡结构均稳定存在；而对于不具有简化盘式制动器结构的 Baseline\_WoB 车轮而言，在轮辋腔前部和后部不能形成稳定的涡结构，例如 A5 涡仅在部分时刻存在，而 A1 涡则会在发展过程中存在分裂与融合过程。此

外，对于气流在轮辋腔后部进入轮辋腔的回流现象，在 Baseline 车轮上一直存在，而在 Baseline\_WoB 车轮中，仅当轮辐旋转至轮辋腔后部，使轮辋腔后部构成封闭几何时才能存在。

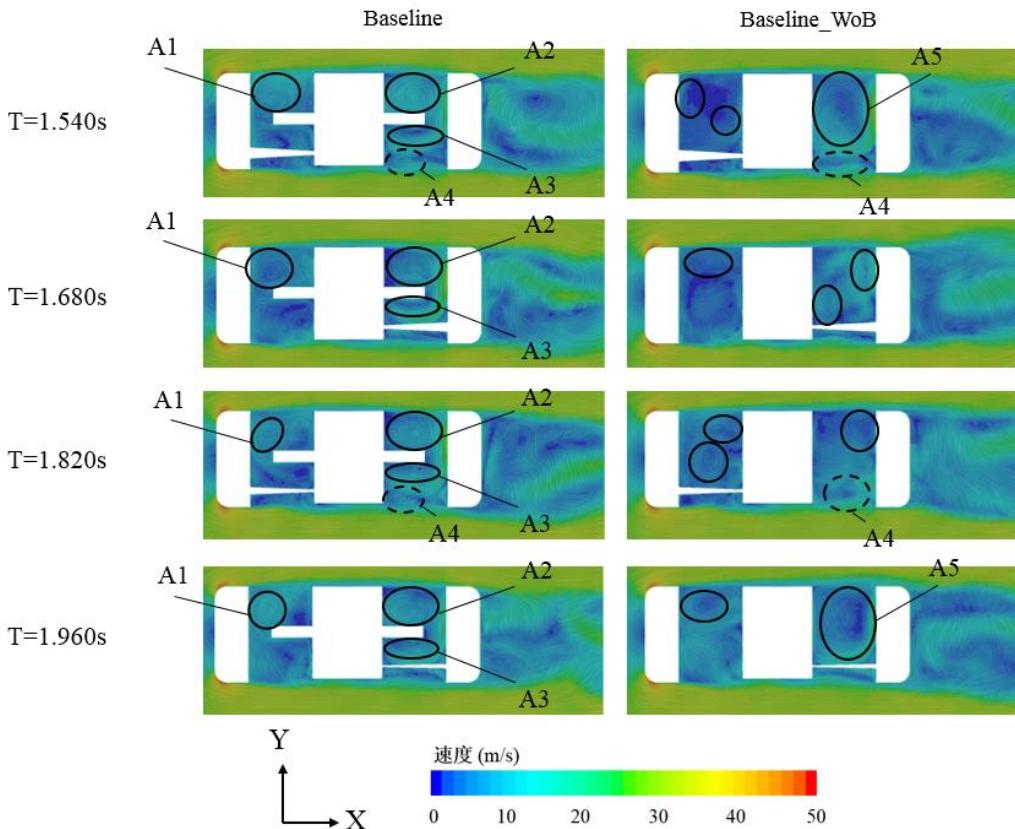


图 4.12 有/无盘式制动器 Baseline 车轮  $Z=0$  截面轮辋腔内部流动结构

上述现象产生的原因是，由于简化盘式制动器阻碍了车轮两侧气流的交换过程，使得简化盘式制动器内侧的气流可以依托简化盘式制动器盘面结构形成类 LDC-Flow 流场结构，进而形成较为稳定的流场结构；而无简化盘式制动器的车轮的类 LDC-Flow 流场结构形成条件受轮辐周期性运动影响，不能形成相对稳定的类 LDC-Flow 流场结构，轮辋腔内部流动相对更加复杂。

$Z/D_{Rim}=\pm 0.5$  截面轮辋腔内部流动如图 4.13 所示。从  $Z/D_{Rim}=\pm 0.5$  截面可以观察出，由于轮辐截面形状一致，故当轮辐旋转运动时，在同一时刻，轮辐周围的流动均表现出相似性。然而，较为明显的差异主要表现在两点：

第一，由于缺少简化盘式制动器结构，腔内空间增大，Baseline\_WoB 轮腔内部低速区域部分有所增加，这在  $Z=0$ 、及  $Z/D_{Rim}=\pm 0.5$  截面均可观察到。

第二，由于缺少简化盘式制动器的阻碍，内侧气流在车轮内外侧之间的流

动更加明显，表现为 Baseline\_WoB 内侧剪切流动方向明显朝向轮辋腔内部，而 Baseline 车轮则朝向轮辋腔外部，使得车轮尾部分离区相对减小，降低了气动阻力，这在  $Z/D_{Rim}=-0.5$  截面可观察到。

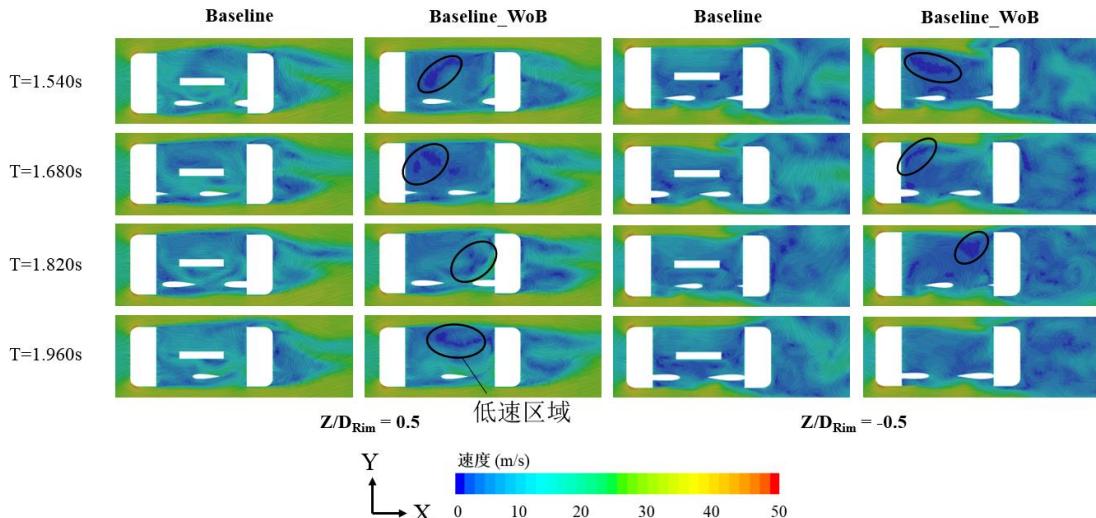


图 4.13 有/无盘式制动器 Baseline 车轮  $Z/D_{Rim}=\pm 0.5$  截面轮辋腔内部流动结构

综上所述，即使是简化后的盘式制动器结构，也会对轮腔内部的流场结构产生明显影响，在一定程度上对独立车轮的外流场产生干扰，从而影响气动力。盘式制动器的位置和大小相对固定，因此本文研究结论与 Yingchao Z 等人均认为应该在车轮气动特性研究中包括简化盘式制动器结构<sup>[64]</sup>。后文中的研究均基于具有简化盘式制动器方案（Baseline 车轮）进行。

### 4.3.2 轮辐倾角对流场结构的影响

如图所示，具有轮辐倾角的车轮在造型设计中的应用越来越多，然而和其他设计变量不同，已有的文献<sup>[38,65]</sup>证实，轮辐倾角对车轮周围流场影响非常大。以 Baseline 车轮为基础研究对象，研究正向轮辐倾角车轮（A15C）和负向轮辐倾角车轮（A-15C）对气动力和流场的影响，轮辐偏转角为 15 度。具有轮辐倾角的独立车轮几何模型如图 4.14 所示。

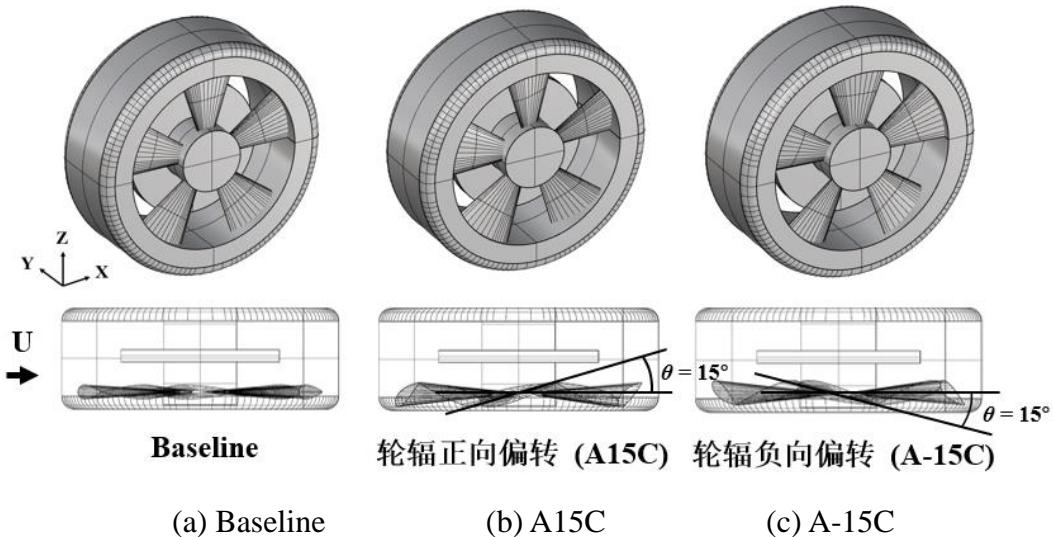


图 4.14 不同轮辐倾角的车轮结构

### (1) 时均气动力分析

正向和负向轮辐倾角车轮的时均力系数如表 4.4 所示。从时均力系数的角度可以观察到，相比于 Baseline 车轮，轮辐具有正/负向倾角时，时均气动阻力系数和时均旋转轴气动力矩均有不同程度的增加，相较之下，A15C 车轮的时均气动阻力系数增加达 19.28%，而 A-15C 则为 6.54%，A15C 时均旋转轴气动力矩增加达 45.89%，而 A-15C 车轮则为 10.83%，因此，正向轮辐倾角对时均气动阻力系数和时均旋转轴气动力矩的影响相对更大。

对于时均气动升力系数，A15C 车轮相较 Baseline 下降 15.79%，而 A-15C 车轮则上升 11.40%。说明正向轮辐倾角会降低车轮的气动升力，而负向轮辐倾角则会增加车轮的气动升力。

表 4.4 不同轮辐倾角车轮时均气动力

	时均 $C_D$	$\Delta C_D$	时均 $C_L$	$\Delta C_L$	时均 $M_Y$	$\Delta M_Y$
					(N.m)	
Baseline	0.581	-	0.342	-	0.887	-
A15C	0.693	+19.28%	0.288	-15.79%	1.294	+45.89%
A-15C	0.619	+6.54%	0.381	+11.40%	0.983	+10.83%

### (2) 流场分析

$Z=0$  截面轮辋腔内部流动如图 4.15 所示。从不同倾角车轮  $Z=0$  截面速度矢量场可以得出以下三点结论：

第一，由尾流分离区域尺寸得，A15C 车轮和 A-15C 车轮均大于 Baseline，这在一定程度上解释了其气动阻力系数增加的现象。

第二，Baseline 的尾流场在 Y 向无明显偏转，A15C 车轮的尾流则出现朝向 Y 轴正向的偏转，而 A-15C 车轮的尾流区出现朝向 Y 轴负向的偏转。这说明，相对 Baseline 车轮，轮辐倾角对车轮附近的流动结构有很大影响，且正向倾角轮辐将气流导向 Y 轴正向，负向倾角轮辐将气流导向 Y 轴负向。然而轮辐对气流的偏转仅从轮辋腔后部实现，而轮辋腔前部并未出现偏转。

第三，从轮辋腔内部的涡旋可以发现，Baseline 车轮和 A-15C 车轮的 A1、A2、A3 涡位置相对固定，类 LDC Flow 流动结构明显存在；而 A15C 车轮中，类 LDC Flow 流动结构完全消失，A1 涡耗散为无规律的小涡结构，A2 涡被反向旋转的 A7 涡和受剪切流动影响产生的 A6 旋代替，且每当轮辐旋转后，其后部均出现稳定的 A5 涡结构。

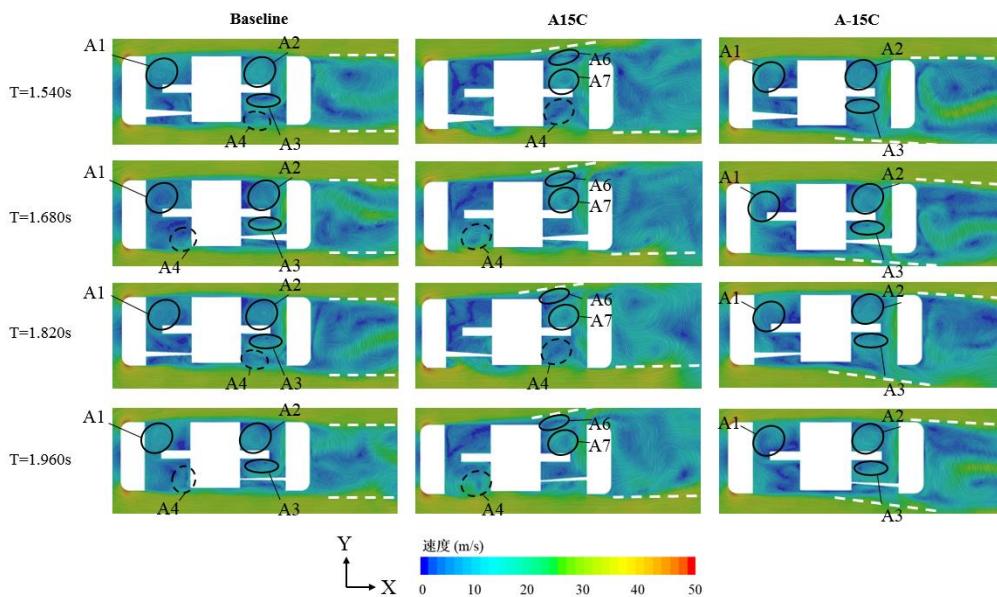


图 4.15 不同轮辐倾角车轮轮辋腔 Z=0 截面流动

不同倾角车轮  $Z/D_{Rim}=\pm 0.5$  截面轮辋腔内部流场结构如图 4.16 所示。从不同倾角车轮  $Z/D_{Rim}=\pm 0.5$  截面流场结构可以得出以下两点结论：

第一，在  $Z/D_{Rim}=0.5$  截面，A15C 车轮的正向倾角轮辐可直接引导气流进入轮辋腔内部，并从车轮内侧流出，由此产生了更大的尾部分离区；A15C 车轮轮辋腔前部的低速区更加明显。而在  $Z/D_{Rim}=-0.5$  截面，A15C 车轮的轮辐引导气流流出轮腔，从而向尾流分离区周期性输运气流。

第二, Baseline 和 A-15C 流场结构较为相似, 差异在于在  $Z/D_{\text{Rim}}=0.5$  截面, 负向倾角轮辐后总会出现一个跟随轮辐运动的分离涡 (A8 涡), 而这一结构并未在 Baseline 中发现。由于这一结构的影响, 盘式制动器外侧附近的流速有所提升。

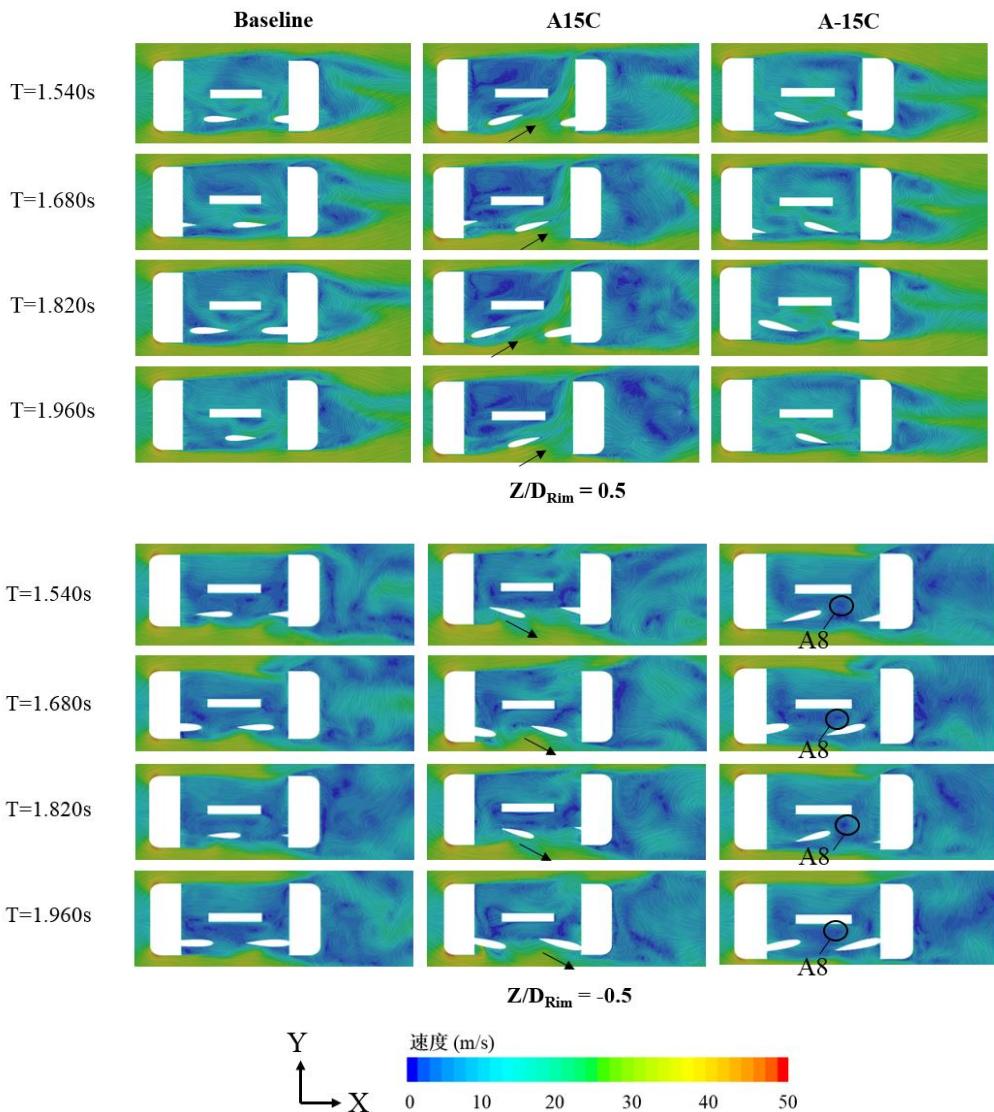


图 4.16 不同轮辐倾角车轮轮辋腔  $Z/D_{\text{Rim}}=\pm 0.5$  截面流场结构

不同倾角车轮总压等值面如图 4.17 所示。从不同倾角车轮总压等值面图可以得出以下两点结论:

第一, A15 车轮正向倾角轮辐在经过最高点后, 出现了较大的轮辐尾部低压区 ( $<-300\text{Pa}$ ), 当轮辐旋转至下方时分离现象消失, 由此周而复始。同时 A15C 车轮的尾流低压区面积最大, 这是其拥有最大气动阻力系数与最大旋转轴气动力矩的机理。

第二，A-15C 和 Baseline 尾流低压区面积近似一致，但由于车轮上部涡脱产生的总压数值不同，A-15C 具有更低的总压（<-300Pa）。同时，从轮辐侧观察，负向轮辐旋转产生的轮辐尾部低压区小于无倾角轮辐，但实际上负向轮辐的低压区位于轮辋腔内侧。

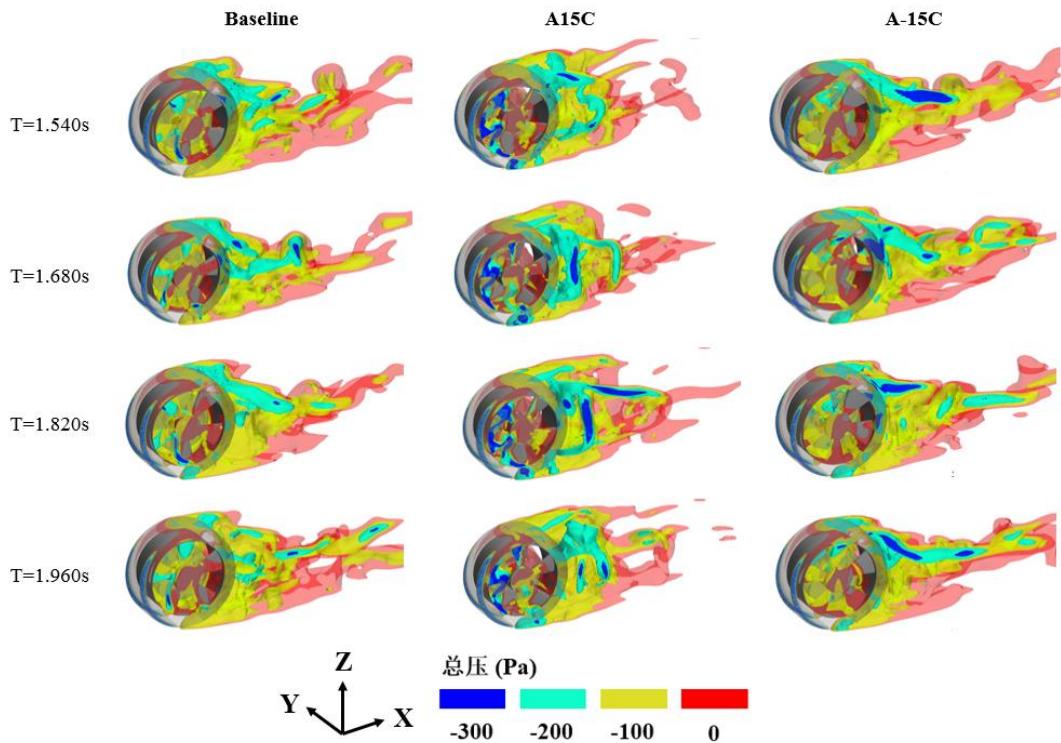


图 4.17 不同轮辐倾角车轮总压等值面

上述说明，轮辐倾角会产生更为明显的相对轮辐的尾部分离现象，这与 Baseline 车轮尾部分离区产生机理不一致，且受轮辐倾角和周围流场影响，正向倾角轮辐会出现更为剧烈的尾部分离现象。

### 4.3.3 轮辐覆盖面积对流场结构的影响

如图所示，轮辐覆盖面积在很多车型上均有不同。为研究不同覆盖面积轮辐结构对独立车轮气动力及流场的影响。以 Baseline 车轮为基础研究对象，研究轮辐覆盖面积系数取 0.3、0.5 和 0.7 时对气动力和流场的影响。为了避免取相同轮辐形状时轮辐厚度的变化产生交互效应，控制轮辐厚度不变。不同轮辐覆盖面积的车轮几何如图 4.18 所示。

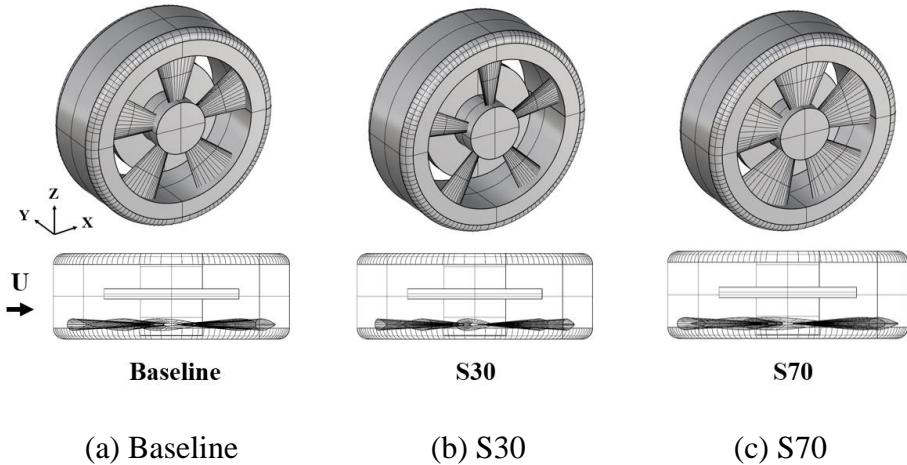


图 4.18 不同轮辐覆盖面积车轮几何模型

### (1) 时均气动力分析

不同轮辐覆盖面积车轮时均气动力如表 4.5 所示。从时均力系数和时均旋转轴气动力矩中可以发现，随着覆盖面积的变化，时均气动阻力系数的变化在 3% 以内，时均气动升力系数变化在 4% 以内，时均旋转轴气动力矩的变化在 5% 以内，均变化较小。

表 4.5 不同轮辐覆盖面积车轮时均气动力

	时均 $C_D$	$\Delta C_D$	时均 $C_L$	$\Delta C_L$	时均 $M_Y$ (N.m)	$\Delta M_Y$
Baseline	0.581	-	0.342	-	0.887	-
S30	0.574	-1.20%	0.329	-3.80%	0.848	-4.39%
S70	0.563	-3.09%	0.338	-1.17%	0.881	0.68%

值得注意的是，在整车条件下，轮辐覆盖面积越大，整车气动阻力系数越小，这一结论与本文对独立车轮的研究所得结论不一致，体现出独立车轮与整车车轮研究的差异。虽然本文所使用的独立车轮几何基于 IsoTireCFD 平台，但同为研究独立车轮的苗振华和司乘龙等人<sup>[38,66]</sup>也得出了较为类似的结论。其原因在于，整车条件下轮辋腔内部主要受内部气流影响，气流流速较低，而独立车轮内外均是主流区，因此会同时对轮辋腔内部流场结构产生影响。此时，轮辐覆盖面积仅影响轮辐周期性运动，对轮辋腔内部的流动不能参考整车条件下的结论。

## (2) 流场分析

不同轮辐覆盖面积车轮  $Z=0$  截面轮辋腔内部流动如图 4.19 所示。从  $Z=0$  截面速度矢量场可以得出以下两点结论：

第一，轮辐覆盖面积基本不影响尾流区和轮辋腔内部的主要流动结构。不同轮辐覆盖面积独立车轮的尾流区方向和速度场分布均表现为两侧的气流分离，而位于轮辋腔后部的类 LDC Flow 流场结构均存在。

第二，在 S30 中，由于轮辐的开孔面积较大，类 LDC Flow 流场结构在开孔处有足够的时间发展，因此会出现向车轮外侧的偏移现象，这影响了 S30 的 A2 涡结构的稳定性，使其有可能分裂为两个旋转方向相反的涡结构。相对来说，Baseline 车轮和 S70 轮辋腔后部的类 LDC Flow 流场结构较为稳定，因此其 A2 涡和 A3 涡稳定存在。

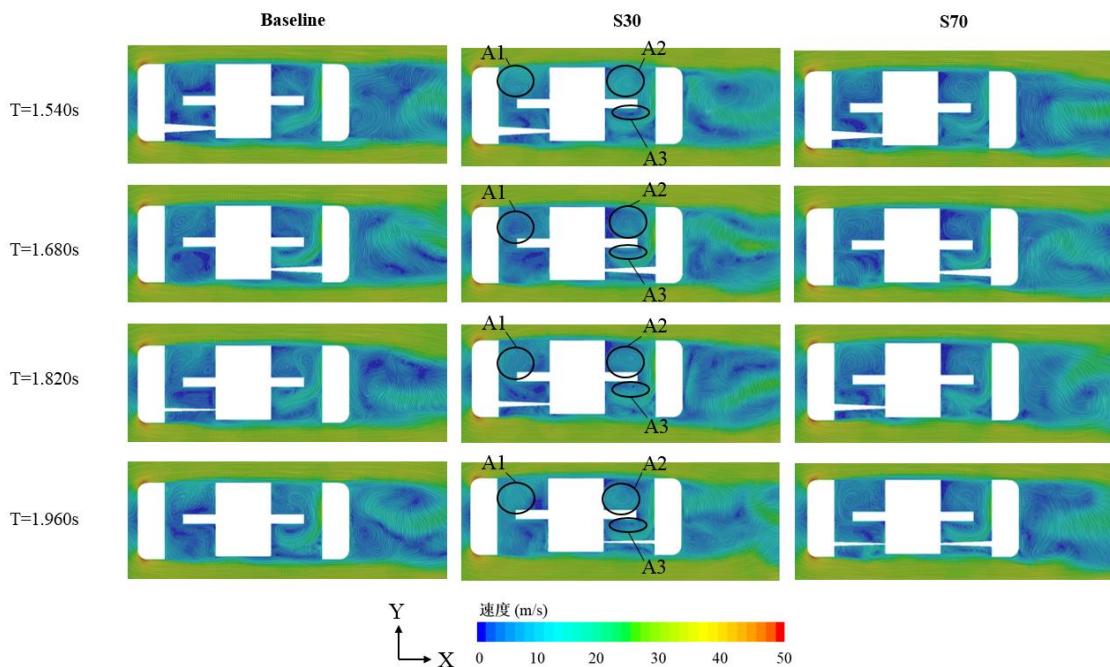


图 4.19 不同轮辐覆盖面积车轮轮辋腔  $Z=0$  截面流动

不同轮辐覆盖面积车轮  $Z/D_{Rim}=\pm 0.5$  截面流动如图 4.20 所示。从  $Z/D_{Rim}=\pm 0.5$  截面速度矢量场可以得出以下两点结论：

第一，在  $Z/D_{Rim}=0.5$  截面速度矢量场中，轮辐覆盖面积不同产生的差异相对不大。但在 S30 车轮中，由于开孔面积较大，可在轮辐后方观察到随轮辐运动的涡结构，然而该涡结构在 Baseline 车轮中相对较小，在 S70 中完全消失不见。这是由于受轮辐截面长度的影响，轮辐间隙逐渐减小，使得轮辐后部随轮辐运动的涡结构发展受到影响。

第二，在 $Z/D_{\text{Rim}}=0.5$ 截面速度矢量场中，S30与Baseline车轮流场结构差异相对较小，但S70车轮则有不同，具体表现在盘式制动器附近气流速度明显较低。这是由于车轮下部流场与该处轮辐运动方向一致，使得轮辋腔内外气流交换更加不容易发生，而S70车轮具有最大的轮辐覆盖面积，因此会产生较小的流动速度。这将不利于盘式制动器外侧的换热。

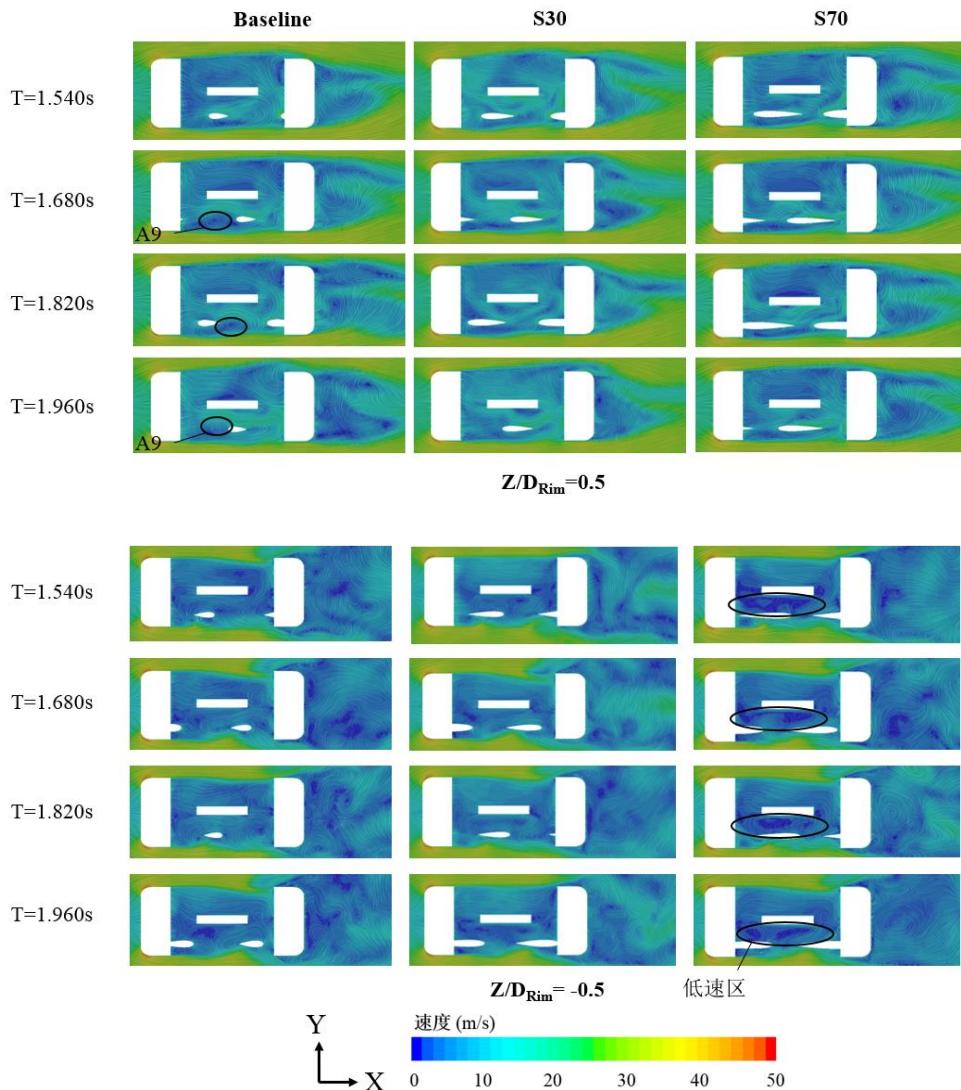


图 4.20 不同轮辐覆盖面积车轮轮辋腔  $Z/D_{\text{Rim}}=\pm 0.5$  截面流动

不同开孔面积车轮总压等值面如图 4.21 所示。可以看出，在不同车轮总压等值面中，轮辐覆盖面积的改变并不明显影响总压等值面的分布。 $-200\text{Pa}$  及以下低压区均位于车轮上方尾流分离区中。这也是其气动阻力系数变化相对不大的原因。

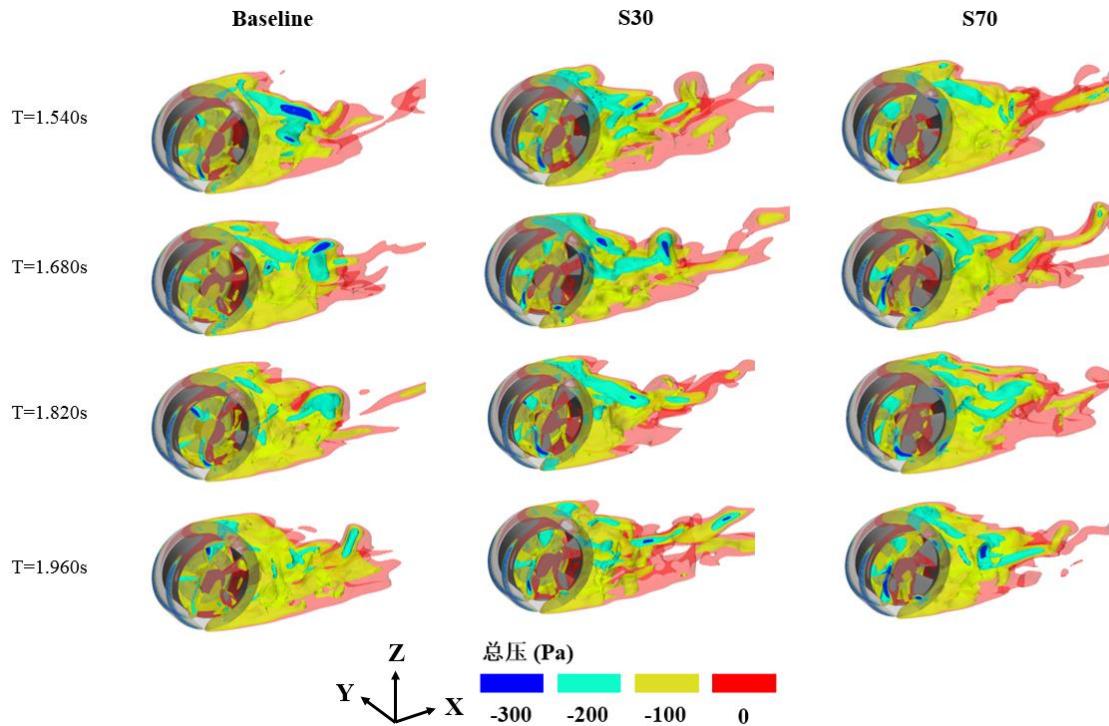


图 4.21 不同轮辐覆盖面积车轮总压等值面

#### 4.4 基于 FC-CCD 的归一化综合气动力系数响应面模型

之前的参数研究过程是在 Baseline 车轮上使用控制变量方法完成的，其缺点是不能反映变量之间的交互效应。结合之前单因子参数研究的数据，为最大程度利用样本数据，本文从考虑综合能耗的角度出发，使用 DesignExpert 12 软件，基于表面中心的中心复合试验设计（FC-CCD）构建归一化综合气动力系数响应面方程<sup>[67]</sup>，并根据方程评估变量影响。构建过程包括仿真结果归一化、拟合模型选择、拟合模型精度提升、方差分析（ANOVA）、构建响应面方程与结果分析。响应面方程如式 4.2 所示。

$$y = \delta_0 + \sum_{i=1}^n \delta_i x_i + \sum_{i=1}^n \delta_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=i+1}^n \delta_{ij} x_i x_j + \varepsilon \dots \dots \dots \quad (4.2)$$

其中， $\delta_0$  是常数项， $n$  是变量个数，在二阶模型中， $n=2$ ； $x_i$ 、 $x_j$  为两组变量， $\varepsilon$  为曲线方程误差项，在软件中忽略； $\delta_i$ 、 $\delta_{ii}$ 、 $\delta_{ij}$  为系数，系数经过多元线性回归确定。

#### 4.4.1 原始数据及数据归一化

基于表面中心的中心复合试验设计样本点如表 4.6 所示。

表 4.6 中心复合试验设计样本点数据

样本点编号	覆盖面积系数	轮辐倾角/°	时均 $C_D$	时均 $C_L$
1	0.3	0	0.574	0.329
2	0.5	0	0.581	0.342
3	0.7	0	0.563	0.338
4	0.5	15	0.693	0.288
5	0.5	-15	0.619	0.381
6	0.3	15	0.606	0.374
7	0.3	-15	0.586	0.342
8	0.7	15	0.706	0.243
9	0.7	-15	0.633	0.400

由于轮辐覆盖面积系数和轮辐倾角量纲不同，直接使用样本点数据进行拟合会使得模型系数失去判断意义<sup>[68]</sup>。因此需要对原始数据进行归一化（Normalization）。归一化是指将数据线性映射到[-1,1]或[0,1]范围内，从而提高模型拟合的表现。本文将数据映射至[0,1]区间，使用的归一化算法如式 4.3 所示。

$$X = \frac{X_\theta - X_{min}}{X_{max} - X_{min}}, X_\theta = [S, A, C_D, C_L] \dots \dots \dots \quad (4.3)$$

与之对应的数据还原算法（反归一化算法）如式 4.4 所示。

$$X_\theta = X_{min} + X(X_{max} - X_{min}), X_\theta = [S, A, C_D, C_L] \dots \dots \quad (4.4)$$

#### 4.4.2 独立车轮综合气动力系数构建

汽车需同时考虑燃油经济性和操控稳定性<sup>[69]</sup>，燃油经济性受气动阻力影响较大，操控稳定性受气动升力影响较大。特别是对于具有开放式车轮的赛车而言，车轮自身产生的气动力占比很大，因此有必要从气动阻力和气动升力的角度对车轮几何参数对气动力进行综合考虑。

对此问题，本文借鉴多目标优化函数构成方式构建归一化综合气动力系数

$C_{index\ norm}$ , 即使用归一化气动阻力系数和归一化旋转轴气动力矩加权和的归一化系数进行定义, 对该系数的归一化算法和式 4.3 保持一致。定义式如式 4.5 所示。

$$C_{index\ norm} = [\alpha_1 C_{D\ norm} + \alpha_2 C_{L\ norm}]_{norm} \dots \dots \dots \quad (4.5)$$

式 4.5 中,  $\alpha_1$  是归一化气动阻力系数权重系数,  $\alpha_2$  是归一化气动升力系数权重系数, 可依照需求调节。该定义方法的优点有三个:

第一，使用归一化方式处理，使得各个物理量自然处于同一量级。

第二，归一化方式对每一个样本均成立，因此即使使用不同的归一化方法，只要对各个样本使用同样的归一化方法，该定义方法均可衡量两者的共同作用。

第三，该方式所得结果依然是归一化结果，因此与其他因子的处理方法保持一致。即保证了原始样本数据的一致性。

本文所研究的独立车轮和赛车使用场景较为接近，因此认为气动阻力和气动升力同等重要（即各自权重系数为1），式4.5修改为式4.6所示。

$$C_{index\ norm} = [C_{D\ norm} + C_{L\ norm}]_{norm} \dots \dots \dots \quad (4.6)$$

#### 4.4.3 二阶响应面模型构建及分析

计算得到的归一化综合气动力系数如表 4.7 所示：

表 4.7 归一化综合气动力系数表

编号	$S_{norm}$	$A_{norm}$	$C_{index\ norm}$
1	0.0000	0.5000	0.022160
2	0.5000	0.5000	0.171132
3	1.0000	0.5000	0.000000
4	0.5000	1.0000	0.667808
5	0.5000	0.0000	0.752468
6	0.0000	1.0000	0.599265
7	0.0000	0.0000	0.210667
8	1.0000	1.0000	0.446515
9	1.0000	0.0000	1.000000

使用基于表面中心的中心复合试验设计，得到的有效样本空间为

( $S_{norm} \in [0,1]$ ,  $A_{norm} \in [0,1]$ ) , 对应轮辐覆盖面积比值在 0.3 至 0.7 区间内, 轮辐倾角在 +15 至 -15 度区间内, 和当前主流车型轮辐设计范围基本一致。将  $C_{index norm}$  数据输入后, 推荐的拟合方式类型如表 4.8 所示。可以发现, 软件推荐方式为二阶曲面拟合。三阶曲面 (Cubic) 与模型偏离过多。

表 4.8 不同模型拟合方式与推荐值

模型拟合方式	序列显著性水平	调整 R <sup>2</sup>	预测 R <sup>2</sup>	是否推荐
线性	0.7921	-0.2337	-1.1430	
2FI	0.2593	-0.1184	-1.0562	
二阶	0.0134	0.8947	0.5190	推荐
三阶	0.0475	0.9993	0.9838	失真 (Aliased)

使用二阶响应面进行拟合。在方差分析中 (ANOVA) 中, 所得结果如表 4.9 所示。方差分析表明, 模型 F 值为 14.60, 表明因为噪声的影响而拟合出该模型的概率为 2.57%, 显著性水平为 0.0257, 小于 0.05, 说明模型显著。A 一次项的显著性水平较低, 但剔除后模型将不满足层级结构 (Hierarchy), 故不剔除。

表 4.9 二项响应面显著性水平

项数	平方和	F 值	p 值	是否显著
Model	0.9420	14.60	0.0257	显著
S-归一化覆盖面积	0.0629	4.87	0.1143	
A-归一化轮辐倾角	0.0104	0.8041	0.4360	
SA	0.2219	17.19	0.0255	
S <sup>2</sup>	0.0454	3.52	0.1573	
A <sup>2</sup>	0.6014	46.59	0.0064	

模型精度判定结果如表 4.10 所示。R<sup>2</sup> 达到 0.9605, 说明模型拟合程度准确; 获得精度 (Adeq Precision) 可以衡量信噪比大小, 去除 A 项后的模型获得精度为 11.1062, 大于 4, 说明模型可以被用于预测设计空间。

表 4.10 模型精度判定

R <sup>2</sup>	获得精度	调整 R <sup>2</sup>	预测 R <sup>2</sup>
0.9605	11.1062	0.8947	0.5190

最终二阶响应面模型的表达式如 4.8 式所示。

$$C_{index norm} = 0.2662 + 1.2787S - 1.8056A - 0.9421SA - 0.6028S^2 + 2.1934A^2 \quad (4.8)$$

根据多项式系数计算贡献率的算法如式 4.9 所示<sup>[70]</sup>:

$$N_{x_i} = \frac{100S_{x_i}}{\sum_j |S_{x_j}|} \dots \quad (4.9)$$

其中,  $S_{x_i}$  是归一化模型系数。由于系数存在负值, 将除常数项外的多项式系数映射至[-1,1]区间实现系数归一化, 归一化轮辐倾角 (A) 和归一化轮辐覆盖面积系数(S)的贡献率如表 4.11 所示。由表可知, A<sup>2</sup> 项的贡献率达到 28.4972, A 项的贡献率为-28.4972, 说明轮辐倾角变量对归一化综合气动力系数的影响最大。

表 4.11 贡献率计算表

项	贡献率
S	15.45975
A	-28.4972
SA	-16.1906
S <sup>2</sup>	-11.3553
A <sup>2</sup>	28.4972

二阶响应面及残差正态分布图如图 4.23 所示，散点离直线越近说明模型精度越高。图中所有点均分布与直线两侧，无明显偏离直线的点，该模型具有显著性。

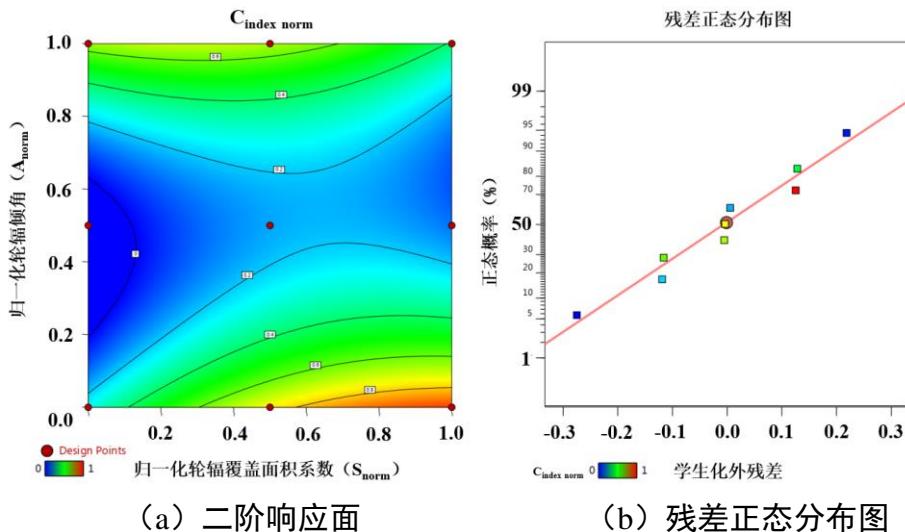


图 4.23 二阶响应面及残差正态分布图

## 4.5 本章总结

本章完成以下四点工作：

(1) 基于 IsoTireCFD 平台，完成基于某赛车车轮的 Baseline 车轮简化建模。并基于网格无关性结果确定最终仿真方案。对 Baseline 车轮进行气动分析，并阐述其时均气动力和流场特点。结果发现：构建的 Baseline 车轮可以反映独立车轮典型流场特点，特别对轮辐周期性旋转产生的流场结构有较好的体现。

(2) 对 Baseline 车轮去除简化盘式制动器后进行气动分析。结果发现：去除后气动力有轻微下降，主要差异表现在轮辋腔内部流动上。去除简化盘式制动器后，轮辋内部流动更加无序。

(3) 基于 Baseline 车轮，开展不同轮辐倾角及不同轮辐覆盖面积的单因素参数研究。结果发现：在不同轮辐倾角下，时均气动阻力系数及时均旋转轴气动力矩均有上升，正向轮辐倾角车轮 (A15C) 上升幅度大于负向轮辐倾角车轮 (A-15C)；在不同轮辐覆盖面积下，时均气动力和流场变化相对较小，但 S70 车轮盘式制动器外侧 (Y 轴负向) 流速较低。

(4) 将基于表面中心的中心复合试验设计方法应用于轮辐倾角及轮辐覆盖面积两个参数中，并综合考虑气动阻力系数和气动升力系数提出一种归一化综合气动力系数构建方法。分析得到的二阶响应面模型的表达式，确定轮辐倾角对归一化综合气动力系数影响最大。



## 第5章 基于POD的独立车轮瞬态流场研究

第四章着重从时均气动力角度进行研究，这也是当前车轮旋转绝大多数论文的主要研究侧重点。但时均气动力不能反映气动力随时间的变化情况，特别是对于旋转工况而言，从瞬态气动力和瞬态流场角度更能反映其流动机理和特征。因此，本章基于本征正交分解（POD）方法构建独立车轮附近流场的降阶模型，并将其和瞬态气动力功率谱密度分析结合，研究 Baseline 车轮、正向轮辐倾角车轮（A15C）和负向轮辐倾角车轮（A-15C）对瞬态气动力及车轮附近瞬态流场结构的影响及其机理。

### 5.1 基于POD的降阶模型理论基础

POD（Proper Orthogonal Decomposition，本征正交分解），也被称为 Karhunen-Loeve 方法<sup>[71]</sup>，是一种基于场变量均方最优策略的降维方法，在 1967 年被 Lumley 首次引入湍流流场分析中<sup>[72]</sup>。POD 方法是数据驱动的分析方法之一<sup>[73]</sup>，在流体力学中，POD 方法可将湍流流场组成的数据集依照各自模态的特征值分解为一系列基础模态，从而更好地理解湍流流场的构成。

对于任意标量或矢量场，其降阶模型的表示如式 5.1 所示。

$$\mathbf{q}(\xi, t) - \bar{\mathbf{q}}(\xi) = \sum_j a_j(t) \phi_j(\xi) \dots \quad (5.1)$$

其中， $\mathbf{q}(\xi, t)$  是标量场或矢量场， $\xi$  是空间向量， $\bar{\mathbf{q}}(\xi)$  是标量场或矢量场的时均场， $a_j(t)$  是模态系数，表示模态随时间的发展； $\phi_j(\xi)$  是模态。由此，瞬态流场被分解成时均场和瞬态分量之和。实际上， $\bar{\mathbf{q}}(\xi)$  是容易求得的，而 POD 方法的根本在于找到一组  $\sum_j a_j(t) \phi_j(\xi)$  最优正交基底。为求得正交基底，令：

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{q}(\xi, t) - \bar{\mathbf{q}}(\xi) \in \mathbb{R}^n, t = t_1, t_2, \dots, t_m \dots \quad (5.2)$$

任意时间得到的一个流场截面数据称为一个快照（Snapshot），其中， $x(t)$  表示快照的集合， $m$  是快照的数量，可由采样时间和采样频率决定。该问题求解的思路是求得特征向量  $\phi_j$  和  $\lambda_j$  特征值，使得 5.3 式成立。

$$\mathbf{R}\phi_j = \lambda_j \phi_j, \phi_j \in \mathbb{R}^n, \lambda_1 \geq \dots \geq \lambda_n \geq 0 \dots \quad (5.3)$$

其中，特征值  $\lambda_j$  可被认为是对应  $\phi_j$  的能量，也是模态排序的依据； $\mathbf{R}$  是  $x(t)$  的协方差矩阵，即满足式 5.4 所示。

$$\mathbf{R} = \sum_{i=1}^m \mathbf{x}(t_i) \mathbf{x}^T(t_i) = \mathbf{X} \mathbf{X}^T \in \mathbb{R}^{n \times n} \dots \dots \dots \quad (5.4)$$

其中， $\mathbf{X}$  是  $m$  个快照组成的矩阵。如式 5.5 所示。

$$\mathbf{X} = [x(t_1) \ x(t_2) \ \dots \ x(t_m)] \in \mathbb{R}^{n \times m} \dots \dots \dots \quad (5.5)$$

$n$  是快照的空间尺度，也称为空间采样分辨率。 $n$  直接关系到流场数据的插值计算精度，因此为了取得较高精度的流动数据， $n$  一般取值较大。然而当  $n$  很大时，协方差矩阵  $\mathbf{R}$  的规模会非常巨大，使得计算特征根的过程难以进行。对于这一问题，存在两种处理方法：Snapshot 方法和奇异值分解（Singular Value Decomposition, SVD）方法。Snapshot 方法可以显著减少计算量和存储空间，因此特别适合于空间采样分辨率  $n$  远大于快照数量  $m$  的情况，这种情况在实际流场降阶模型中非常常见。它将式 5.3 改写为式 5.6。

$$\mathbf{X}^T \mathbf{X} \psi_j = \lambda_j \psi_j, \psi_j \in \mathbb{R}^m, m \ll n \dots \dots \dots \quad (5.6)$$

这样仅需计算  $\mathbf{X}^T \mathbf{X}$  矩阵即可，其为  $m$  维矩阵，相比  $\mathbf{X} \mathbf{X}^T$  的  $n$  维矩阵小得多，从而可以进行计算。特征向量  $\psi_j$  和  $\phi_j$  的关系为式 5.7。

$$\phi_j = \mathbf{X} \psi_j \frac{1}{\sqrt{\lambda_j}} \in \mathbb{R}^n, j = 1, 2, \dots, m \dots \dots \dots \quad (5.7)$$

写成矩阵形式后，可得式 5.8。

$$\boldsymbol{\Phi} = \mathbf{X} \boldsymbol{\Psi} \boldsymbol{\Lambda}^{-\frac{1}{2}} \dots \dots \dots \quad (5.8)$$

其中， $\boldsymbol{\Phi} = [\phi_1 \ \phi_2 \ \dots \ \phi_m] \in \mathbb{R}^{n \times m}$ ， $\boldsymbol{\Psi} = [\psi_1 \ \psi_2 \ \dots \ \psi_m] \in \mathbb{R}^{m \times m}$ 。

由于车轮附近流场较为复杂，采样时间相对较长，因此计算时间更需考虑。邓涛等人的研究认为，使用 Snapshot 方法更适用于汽车空气动力学研究<sup>[74]</sup>。结合已经应用 POD 降阶模型的行业相关文献经验，本章使用 Snapshot 方法，基于 MATLAB 2016a 自主编程构建 POD 降阶模型。

## 5.2 采样参数选取

瞬态气动力研究和 POD 降阶模型构建均需基于采样结果。由公式 4.1 可知，对于不确定周期或包含多个周期的流场，采样时间越长，时均结果（0 阶模态）越趋近于准确值，但采样时间受到试验成本或计算资源限制，因此需要综合考虑。在车轮旋转气动特性中，需要特别注意对可能出现的低频涡脱的识别，因此频率分辨率需要更加精确。本文构建的 POD 降阶模型基于数值仿真数据。综合频率分辨率及计算资源，确定的采样参数及功率谱密度窗函数如表 5.1 所示。

表 5.1 采样参数及功率谱密度窗函数

采样参数名称	数值
采样时长/s	4.0
采样频率/Hz	1000
采样空间分辨率	$151 \times 151$
窗函数	Hann

由 Nyquist 采样定理可求得时间步长  $\Delta t$ 、采样步数  $n$ 、最大频率  $f_{\max}$ 、最小频率  $f_{\min}$  和频率分辨率  $\Delta f$  之间的关系如式 5.9、5.10 所示。

$$\Delta f = f_{\min} = \frac{1}{n\Delta t} \dots \dots \dots \quad (5.9)$$

$$f_{\max} = \frac{1}{2\Delta t} \dots \dots \dots \quad (5.10)$$

计算可得， $\Delta f = f_{\min} = 0.25\text{Hz}$ ， $f_{\max} = 500\text{Hz}$ ， $n = 4000$ 。单一算例消耗计算资源约为 10000 核时 ( $96 \times 104 = 9984$  核时)，可以满足本文研究要求。

## 5.3 车轮瞬态气动力分析

### 5.3.1 Baseline 车轮瞬态气动力特性

Baseline 车轮瞬态气动力特性如图 5.1 所示。可以发现，Baseline 车轮作为基础车轮方案，其瞬态气动阻力系数和气动升力系数均包括 3.5Hz 频率峰值与 68.25Hz 频率峰值，其中瞬态气动阻力系数中 68.25Hz 为主频率，瞬态气动升力

系数中 3.5Hz 为主频率。低频分量在 Diasinos 等人的研究中同样出现<sup>[14]</sup>。

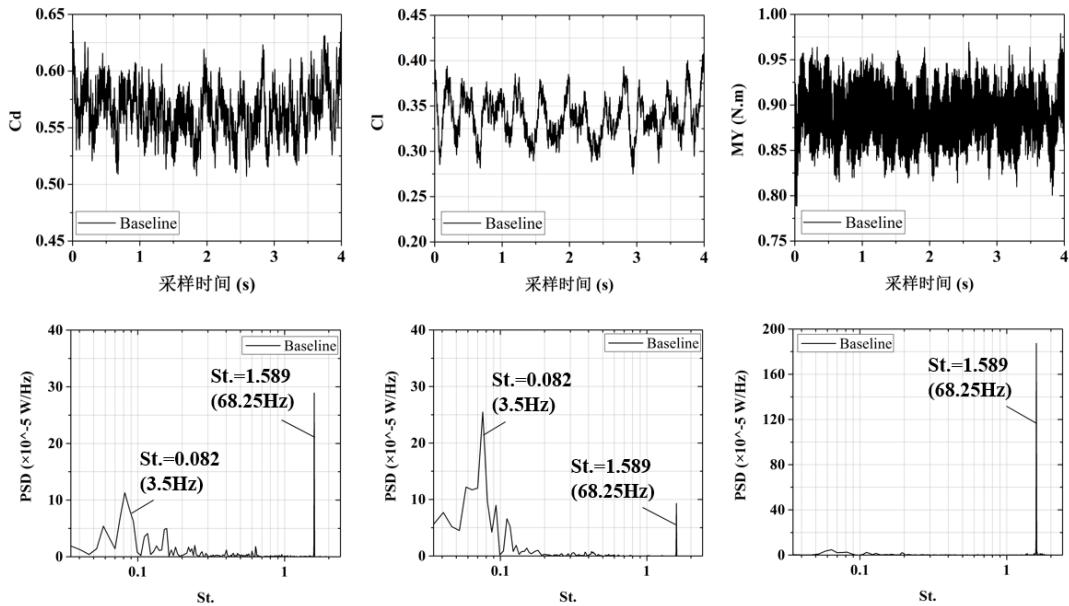


图 5.1 Baseline 车轮瞬态气动力特性

对于轮辐覆盖面积系数 0.5 的放射型车轮，其轮辐和开孔各占一半，因此其轮辐理论周期性运动频率如式 5.11、5.12 计算得到。

$$t = \frac{T}{5} = \frac{\frac{0.6471 \times \pi}{27.78}}{5} = 0.0146 \text{ s} \quad \dots \dots \dots \quad (5.11)$$

$$f_w = \frac{1}{t} = \frac{1}{0.0146} = 68.33 \text{ Hz} \quad \dots \dots \dots \quad (5.12)$$

考虑到功率谱密度分析的频率分辨率，可认为 68.25Hz 对应车轮轮辐理论周期性运动频率。由此得出结论：在 Baseline 车轮中，瞬态气动阻力系数受车轮轮辐周期性运动影响更大，而瞬态气动升力系数受车轮上部气流分离涡脱频率影响更大。在旋转轴瞬态气动力矩中，几乎只存在 68.25Hz 的频率峰值。这说明旋转轴瞬态气动力矩可以直接反映轮辐周期性运动受力情况。

### 5.3.2 A15C 车轮瞬态气动力特性

A15C 车轮瞬态气动力如图 5.2 所示。可以发现，A15C 车轮的瞬态气动阻力系数、瞬态气动升力系数和旋转轴瞬态气动力矩均为 68.25Hz 频率峰值占主导的变化，而 4.25Hz 频率峰值仅能在瞬态气动升力系数中观察到。除此之外，在瞬态气动阻力系数中，还在 19 至 33Hz 区间内的多个频率峰值，该频率区间并未

在 Baseline 车轮中出现。

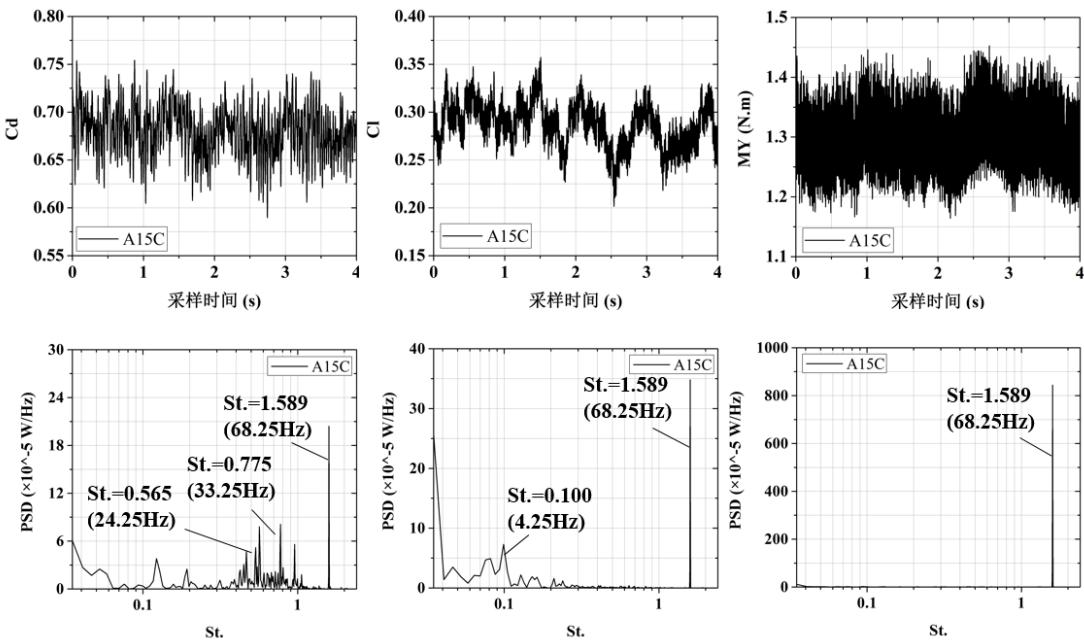


图 5.2 A15C 车轮瞬态气动力特性

### 5.3.3 A-15C 车轮瞬态气动力特性

A-15C 车轮瞬态气动力如图 5.3 所示。可以发现，A-15C 车轮的瞬态气动阻力系数、瞬态气动升力系数和旋转轴瞬态气动力矩均为 68.25Hz 频率峰值占主导的变化，而 5.25Hz 频率峰值仅能在瞬态气动阻力系数中观察到，这与 Baseline 和 A-15C 车轮中瞬态气动升力系数存在的频率分布具有明显差异。

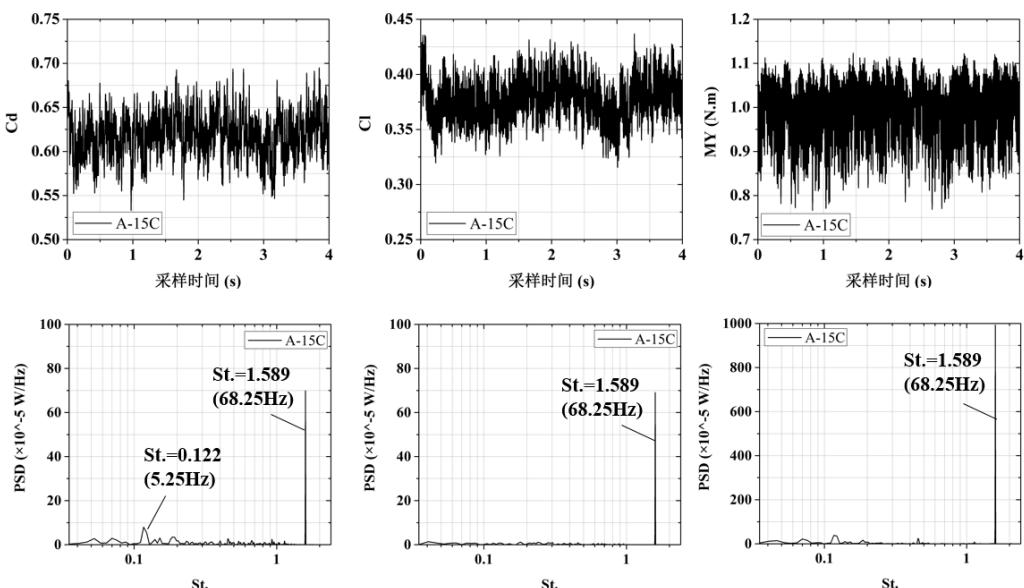


图 5.3 A-15C 车轮瞬态气动力特性

综上所述，在 Baseline、A15C 和 A-15C 车轮中，瞬态气动力发展过程既有相同点也有不同点，具体表现为以下三点：

第一，对于瞬态气动阻力系数和瞬态气动升力系数，均可分解为含有 3.5.5.25Hz 频率峰值与 68.25Hz 频率峰值的运动。但不同轮辐倾角车轮对应主频率并不完全相同。综合来看，不论轮辐倾角为正向还是负向，只要存在轮辐倾角，均使得瞬态气动阻力系数和瞬态气动升力系数的主频率为轮辐周期性旋转频率。因此从瞬态气动力的角度可得出结论：增加轮辐倾角对周围流动具有显著影响，可以改变瞬态气动力的主频率分布；

第二，对于旋转轴瞬态气动力矩，不论轮辐倾角是否具有倾角，其主频率均为 68.25Hz，且基本完全无低频分量，因此即使在非空转工况下，瞬态旋转轴气动力矩依然可直接反映轮辐周期性运动特点；

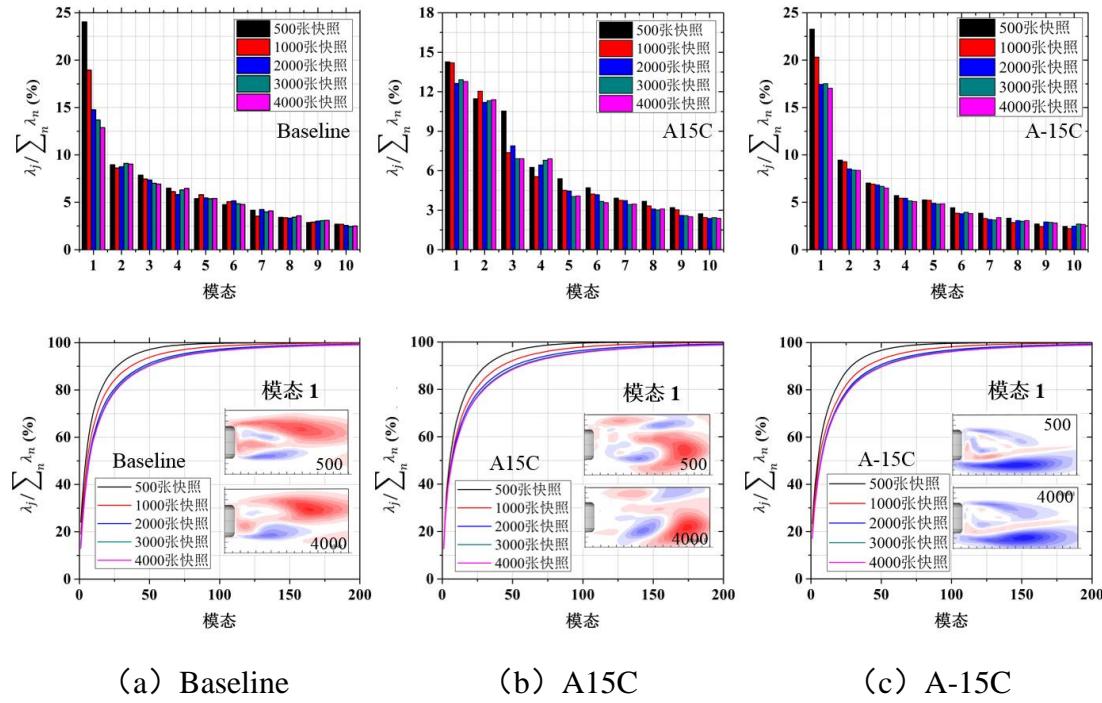
第三，19 至 33Hz 频率区间的多个峰值仅存在于 A15C 车轮的瞬态气动阻力系数中，这体现了正向倾角轮辐的特殊作用。该频率区间既不属于上部涡脱落频率，也不属于轮辐周期性旋转频率，因此需要继续研究来分析其对应的流场结构。

为便于寻找规律，将 10Hz 以下定义为低频，10Hz 至 35Hz 定义为中频，35Hz 以上定义为高频。

## 5.4 独立车轮附近流场 POD 降阶模型分析

### 5.4.1 模态能量收敛性判断

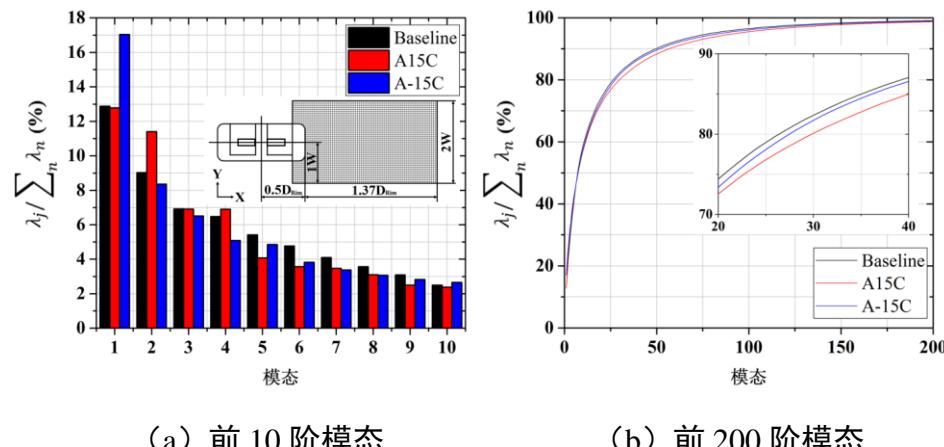
以 Z=0 截面尾流区为例，在 4000 张快照内进行模态能量收敛性判断。分别设置 500 张快照（0.5s）、1000 张快照（1.0s）、2000 张快照（2.0s）、3000 张快照（3.0s）和 4000 张快照（4.0s）进行收敛性判断。Z=0 截面尾流分离区 POD 模态能量占比曲线如图 5.4 所示。可以发现，对于三种不同的车轮 Z=0 截面尾流分离区 POD 模态能量收敛性，随着快照张数的增加，一阶模态能量占比逐渐收敛，当 3000 张快照和 4000 张快照时，前 200 阶模态能量占比累积曲线差异均很小，说明模态已经收敛。因此，本文所选取的 4000 张快照对于分析各个独立车轮的模态是足够的。

图 5.4 不同车轮  $Z=0$  截面尾流分离区 POD 模态能量收敛性

### 5.4.2 尾流分离区 POD 降阶模型

#### (1) $Z=0$ 截面尾流分离区

不同车轮  $Z=0$  截面尾流分离区模态能量占比曲线如图 5.5 所示。从模态能量占比曲线可以发现，相比 Baseline 车轮，A15C 车轮一阶模态能量占比与其基本一致（12.78%），二阶模态则相对较大（11.4%），二阶模态与三阶模态的差为 4.49%，前两阶模态构成主要模态；A-15C 车轮一阶模态能量占比达 17.04%，和二阶模态能量的差达到 8.68%，一阶模态构成其主要模态。

图 5.5 不同车轮  $Z=0$  截面尾流分离区模态能量占比曲线

不同车轮  $Z=0$  截面尾流分离区前二阶模态及模态系数频率分布如图 5.6、图 5.7 所示。从模态及模态系数频率上分析，可得以下三点结论：

第一，从时均流场上看，Baseline 车轮具有无明显偏向的尾流分离区，而 A15C 和 A-15C 则分别具有向 Y 轴正向和 Y 轴负向发展的尾流分离区，这印证了本文 4.3.2 节中轮辐倾角对气流导向作用的研究结论。

第二，Baseline 车轮一阶模态和二阶模态分别对应 3.75Hz 和 3.25Hz 的低频流动，从模态上看，对应车轮两侧的气流分离。因此可认为 Baseline 车轮由车轮两侧低频气流分离为  $Y=0$  尾流场主要结构；同样的模态可以在 A-15C 车轮一阶模态上观察到，这两者的模态系数分别具有 6Hz 和 3.5Hz/8.25Hz 的主频率，均为两侧气流分离。

第三，A15C 车轮前二阶模态与卡门涡街很类似，这代表车轮的近地面涡系结构<sup>[38]</sup>。类似的模态也包括 Baseline 车轮三阶模态（对应 12.5Hz/19.5Hz 主频率，与 Croner 等人的研究结论类似<sup>[13]</sup>）。A15C 车轮模态系数主频率和 A15C 车轮瞬态气动阻力系数在 19 至 33Hz 频率区间较为接近，因此可认为这种类卡门涡街结构是使得 A15C 车轮瞬态气动阻力系数变化的原因。即轮辐正向倾角使得近地面涡系结构扩大，使其代替车轮上部涡脱落频率，成为 A15C 车轮瞬态气动阻力系数变化的主频率之一。

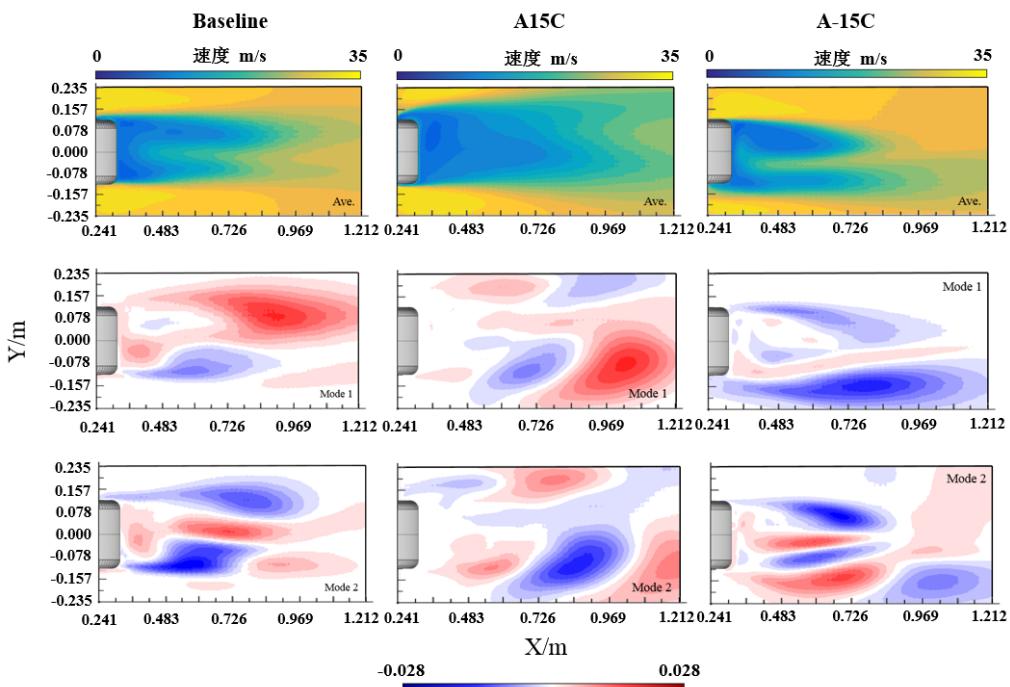
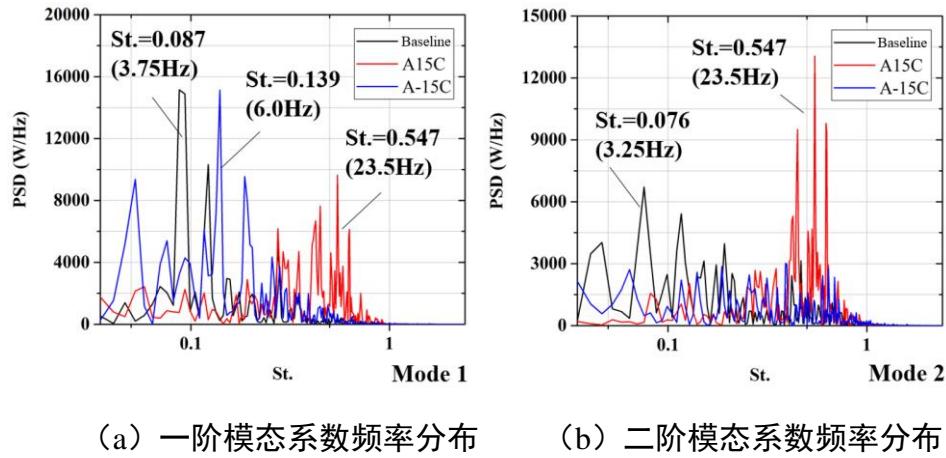
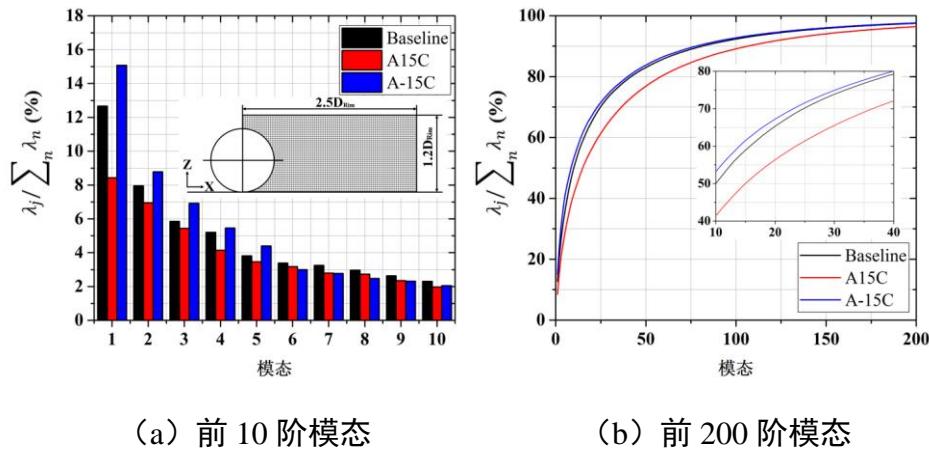


图 5.6 不同车轮  $Z=0$  截面尾流分离区前二阶模态

图 5.7 不同车轮  $Z=0$  截面尾流分离区前二阶模态系数频率分布(2)  $Y=0$  截面尾流分离区

不同车轮  $Y=0$  截面尾流分离区模态能量占比曲线如图 5.8 所示。从模态能量占比曲线可以发现，Baseline 和 A-15C 车轮的模态能量占比差异较小，一阶模态能量占比差异仅为 2.4%，且前 200 阶模态能量占比曲线基本一致；相比之下，A15C 车轮的前 5 阶模态的能量占比明显较低，且前 200 阶模态能量占比曲线低于 Baseline 和 A-15C 车轮。

图 5.8 不同车轮  $Y=0$  尾流区模态能量占比曲线

不同车轮  $Y=0$  截面尾流分离区前二阶模态及模态系数频率分布如图 5.9、图 5.10 所示。从模态及模态系数频率上分析，可得以下三点结论：

第一，从时均流场上看，尾流分离区均由车轮上部分离区和下部主分离区组成，这一流场与 Misar、Diasinos 等人研究结论一致<sup>[16,48]</sup>。不论轮辐是否带有倾角，这一结论均成立。A15C 车轮的尾流分离区面积大于 Baseline 与 A-15C 车轮，这也产生了较大的气动阻力。

第二, 从模态上看, 一阶模态均代表了车轮上部分分离流作用, 其主频率均位于低频区间, 这说明 Baseline 和 A-15C 车轮瞬态气动力低频分量的产生是由于上部气流低频周期性脱落, 与 Diasinos 等人研究结论一致<sup>[16]</sup>。

第三, A15C 和 A-15C 车轮相对于 Baseline 车轮, 在二、三和四阶模态的频率区间包含更高频率成分, 特别是 A15C 车轮。例如 A15C 车轮在三阶和四阶模态包括 12.75Hz 至 29.75Hz 频率区间, 这可被解释为近地面涡系结构对尾流分离区的影响, 但由于  $Y=0$  对称面相对两侧涡系结构的距离较远, 影响相对较小, 因此在对称面 POD 模态分解结果上不处于一阶模态位置, 这和  $Z=0$  截面尾流分离区 POD 模态分解结果有明显差异。

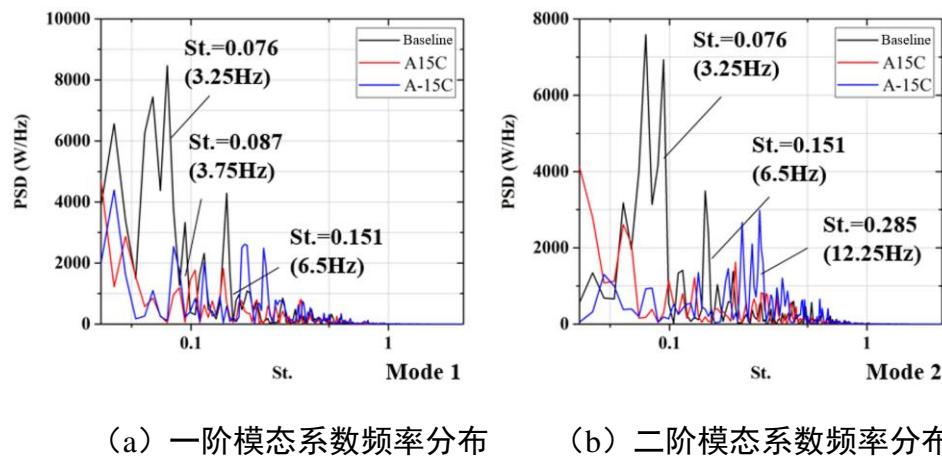


图 5.9 不同车轮  $Y=0$  截面尾流分离区前二阶模态系数频率分布

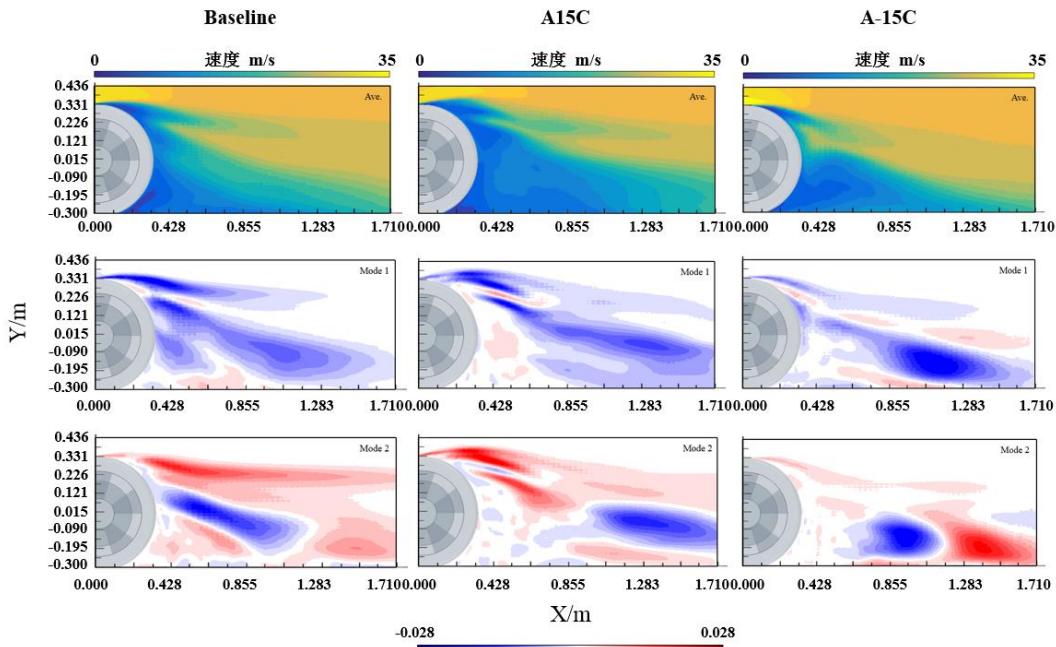


图 5.10 不同车轮  $Y=0$  截面尾流分离区前二阶模态

### 5.4.3 轮辋腔内部 POD 降阶模型

#### (1) Z=0 轮辋腔前部区域

不同车轮 Z=0 轮辋腔前部区域模态能量占比曲线如图 5.11 所示。从模态能量占比曲线可以发现, A15C 和 A-15C 车轮在前 200 阶模态能量占比累积曲线低于 Baseline 车轮, 这说明在轮辋腔前部, 轮辐倾角会使得流场结构更加复杂。无论何种车轮, 前二阶模态能量占比均高于 40%。

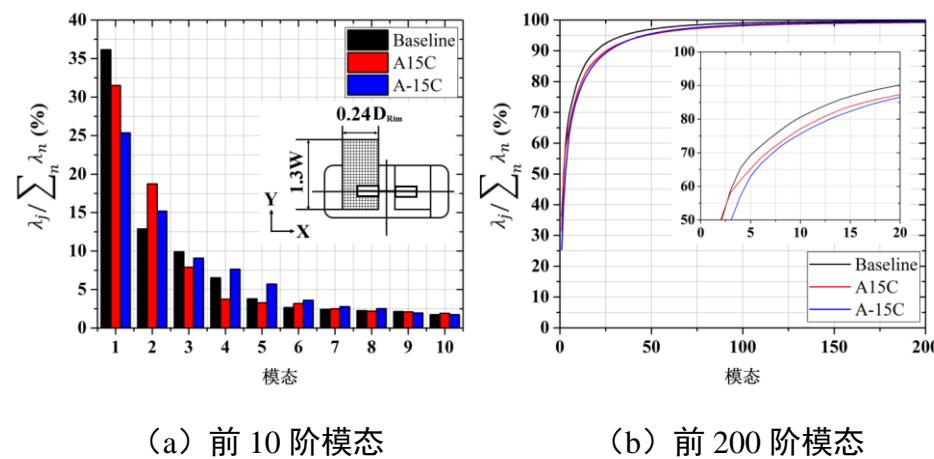


图 5.11 不同车轮 Z=0 轮辋腔前部区域模态能量占比曲线

不同车轮 Z=0 轮辋腔前部区域前二阶模态及模态系数频率分布如图 5.12、图 5.13 所示。从模态及模态系数频率上分析, 可得以下三点结论:

第一, 从时均流场上看, 轮辋腔前部均处于分离区中, 轮辋腔时均速度等级明显低于外侧流场, 也因此形成了清晰的射流剪切层结构, 这与第 4.2.3 节研究结论一致。相比之下, Baseline 车轮盘式制动器外侧 (Y 轴负向) 时均速度较低, A15C 车轮时均速度则较高, A-15C 车轮则具有更高的盘式制动器内侧时均速度。

第二, 前二阶模态表明, 轮辐倾角改变了轮辋腔前部流动的主激励源。Baseline 车轮的前二阶模态形态均为剪切层低频涡脱落, 主频率为 5Hz 左右, 无高频区间频率, 即 Baseline 车轮轮辋腔前部流动受剪切层低频涡脱落激励主导; A15C 和 A-15C 车轮的前二阶模态均为盘式制动器外侧 (Y 轴负向) 流场振荡, 主频率为 68.25Hz, 对应轮辐周期性旋转频率, 无低频区间频率, 即 A15C 车轮和 A-15C 车轮轮辋腔前部流动受轮辐周期性运动激励主导。

第三, 从前二阶模态上看出, A-15C 车轮相比 A15C 车轮, 对轮辋腔前部流动具有导向作用。具体表现为车轮轮辋腔前部的气流存在由剪切层至车轮轮辐侧

的运动。

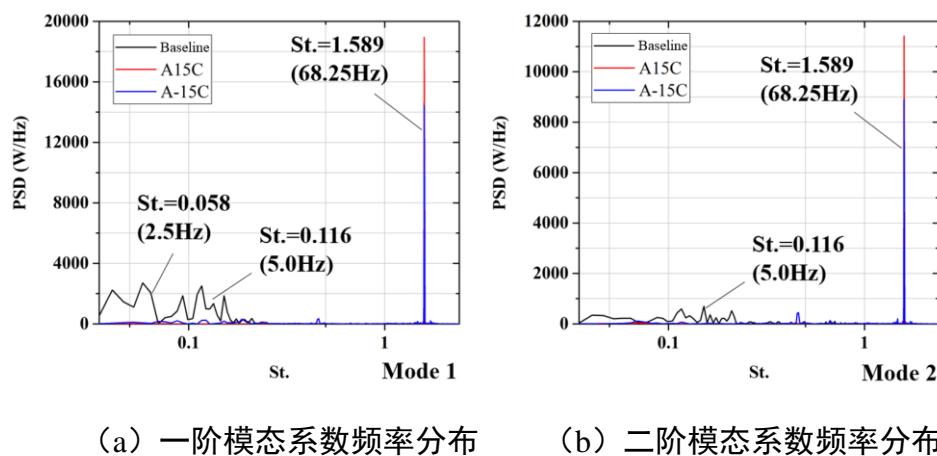


图 5.12 不同车轮  $Z=0$  轮辋腔前部区域前二阶模态系数频率分布

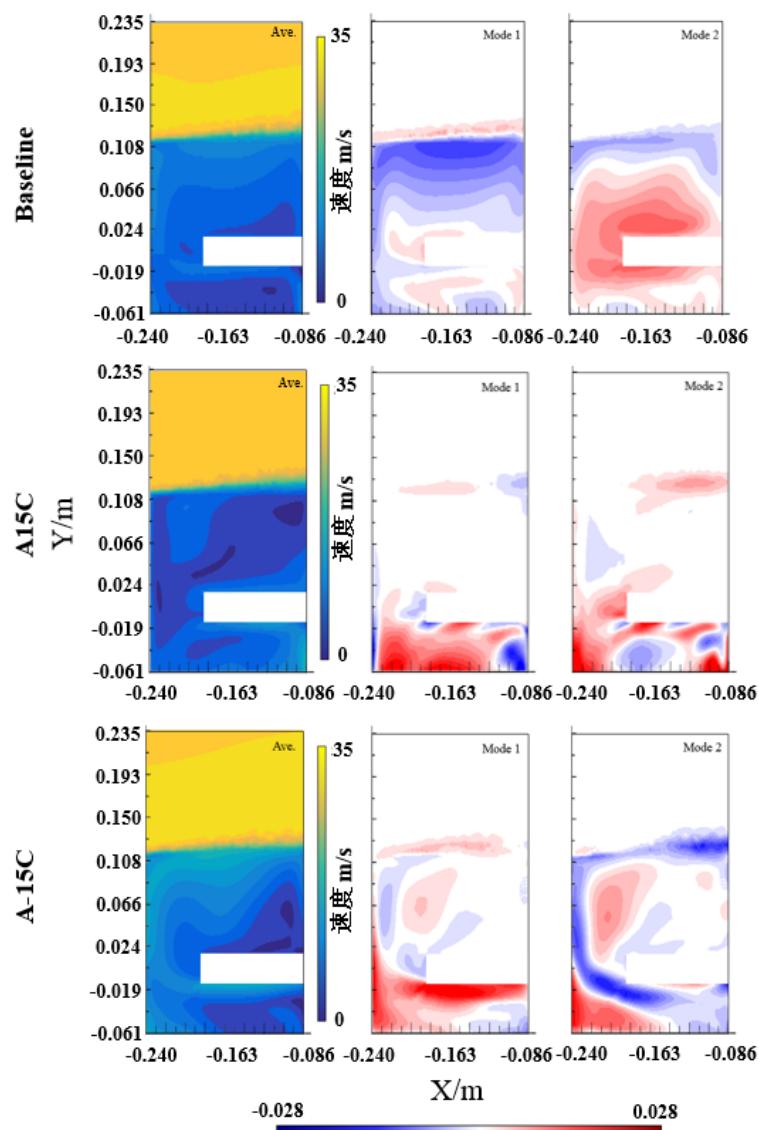


图 5.13 不同车轮  $Z=0$  轮辋腔前部区域前二阶模态

## (2) Z=0 轮辋腔后部区域

不同车轮 Z=0 轮辋腔后部区域模态能量占比曲线如图 5.14 所示。从模态能量占比曲线可以发现，A15C 和 A-15C 车轮在前 200 阶模态能量占比累积曲线低于 Baseline 车轮，这说明在轮辋腔后部，轮辐倾角会使得流场结构同样更加复杂。特别的，Baseline 车轮一阶模态能量占比达到 44.37%，超过 A15C 和 A-15C 一阶模态 20% 以上，构成主要的流场结构。

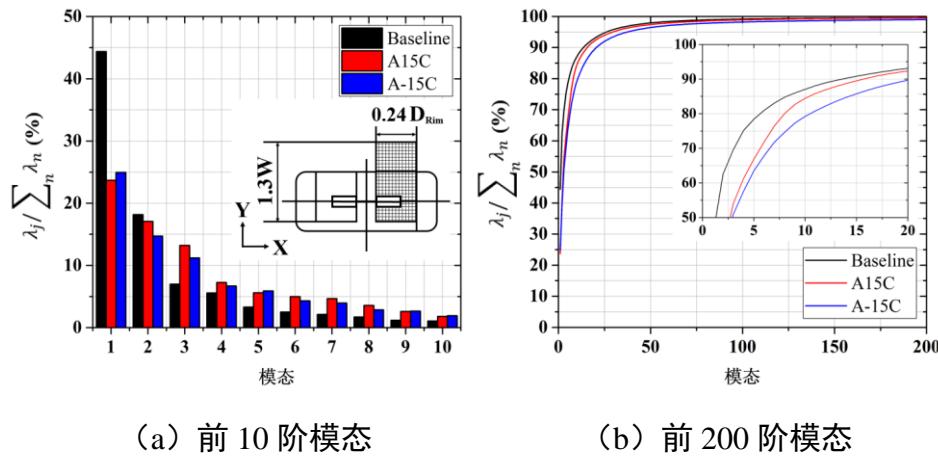


图 5.14 不同车轮 Z=0 轮辋腔后部区域模态能量占比曲线

不同车轮 Z=0 轮辋腔前部区域前二阶模态及模态系数频率分布如图 5.15、图 5.16 所示。从模态及模态系数频率上分析，可得以下三点结论：

第一，从时均流场上看，Baseline 和 A-15C 车轮表现出类似的时均流场结构，即射流剪切层受轮辋内部压差作用而逐渐进入轮辋腔内部，在 X=0.24m 位置产生类 LDC Flow 流场结构。A15C 车轮的流动则有明显差异，剪切层受内流影响而偏向车轮内侧。

第二，一阶模态中，A15C 和 A-15C 车轮具有一致的主频率（高频 68.25Hz），这和 Baseline 的低频不同。即在轮辋腔后部，轮辐倾角同样改变了轮辋腔前部流动的主激励源，使其由剪切层及引发的回流激励变化为轮辐周期性运动激励。但 A15C 和 A-15C 车轮的一阶模态形态存在差异，A15C 车轮表现为受正向倾角轮辐导向作用，盘式制动器后部从外向内（Y 轴负向至正向）的气流周期性输运现象；A-15C 车轮表现为盘式制动器外侧（Y 轴负向）的流场振荡。

第三，二阶模态中，A-15C 车轮的模态主频率和 Baseline 一致，同为低频 5Hz，高频几乎消失，同时其模态形状与 Baseline 车轮一阶模态较为相似，可认为同样表征剪切层涡脱落。A15C 车轮则同样为盘式制动器后部从外向内（Y 轴

负向至正向) 的气流周期性输运现象。

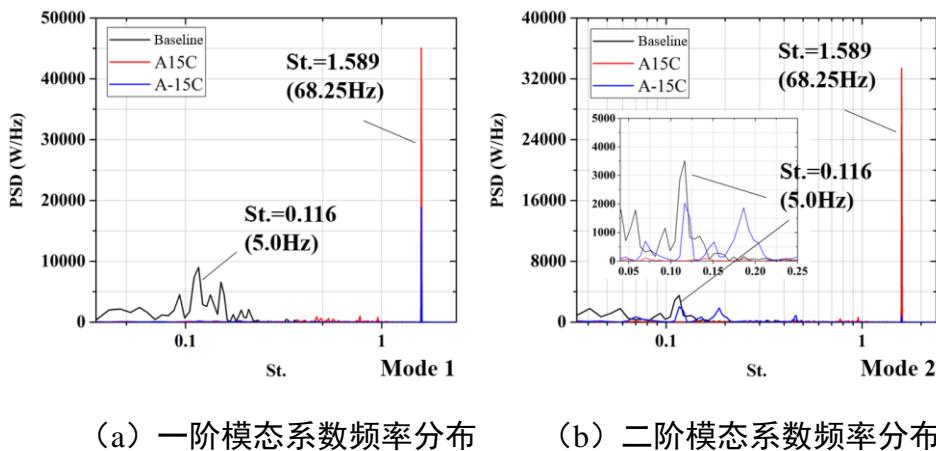


图 5.15 不同车轮 Z=0 轮辋腔后部区域前二阶模态系数频率分布

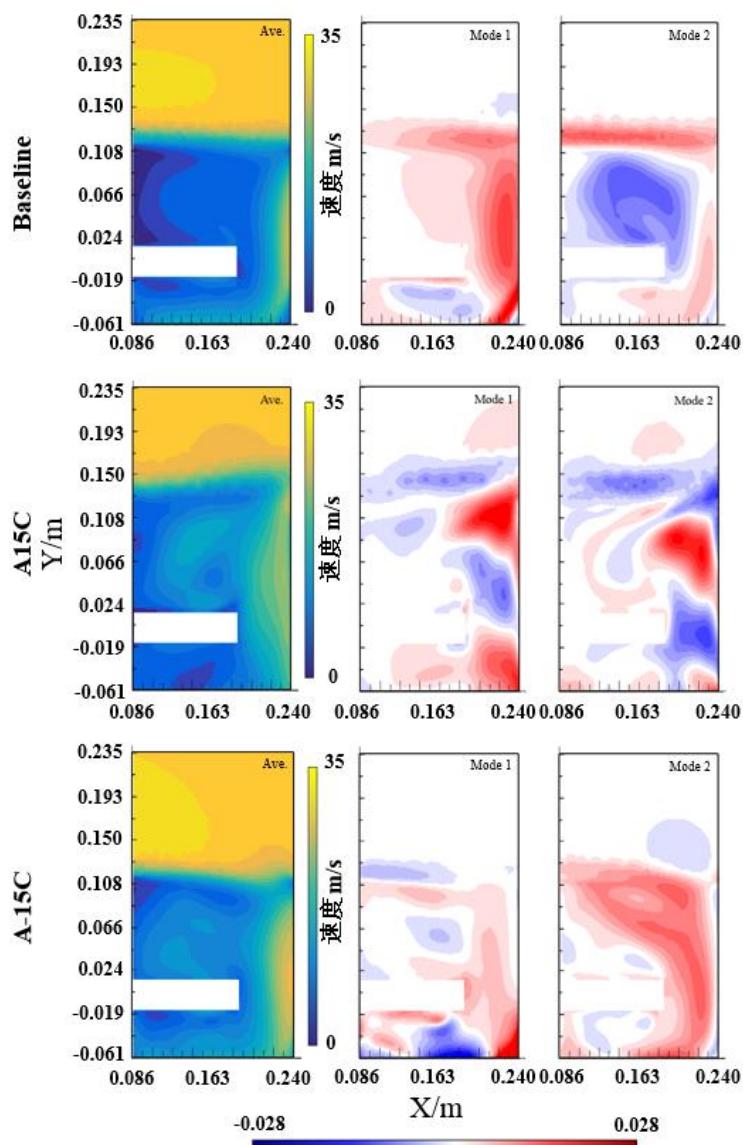


图 5.16 不同车轮 Z=0 轮辋腔后部区域前二阶模态

(3)  $Z/D_{\text{Rim}}=0.5$  轮辋腔上部区域

不同车轮  $Z=0$  轮辋腔后部区域模态能量占比曲线如图 5.17 所示。从模态能量占比曲线可以发现, A15C 的前 200 阶模态能量占比明显位于 Baseline 和 A-15C 车轮的上方, 说明 A15C 车轮的轮辋腔上部流场结构较为单一。不论何种车轮, 轮辋腔上部前二阶模态能量占比均大于 40%, A15C 车轮前二阶模态能量占比达到 69.95%, 为其主要流场结构。

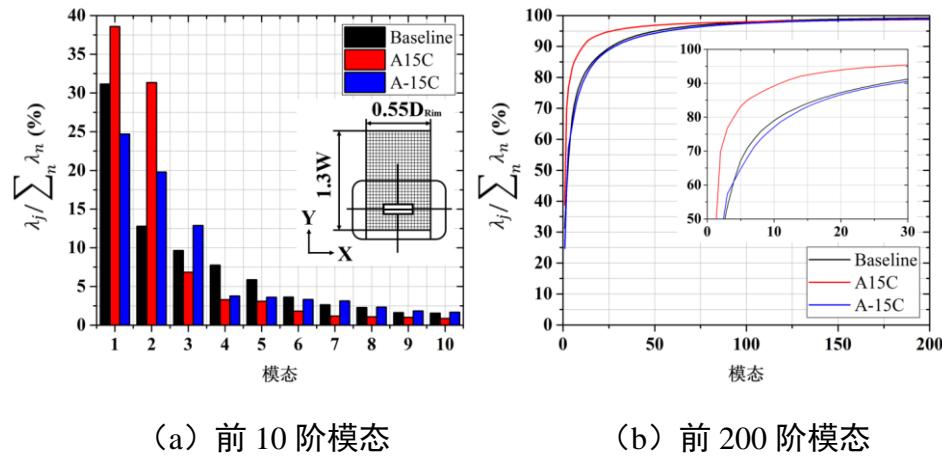


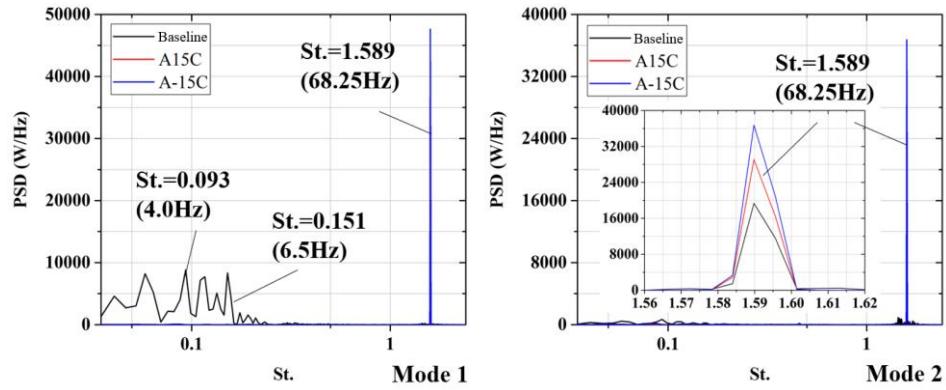
图 5.17 不同车轮  $Z/D_{\text{Rim}}=0.5$  区域模态能量占比曲线

不同车轮  $Z/D_{\text{Rim}}=0.5$  区域前二阶模态及模态系数频率分布如图 5.18、图 5.19 所示。从模态及模态系数频率上分析, 可得以下三点结论:

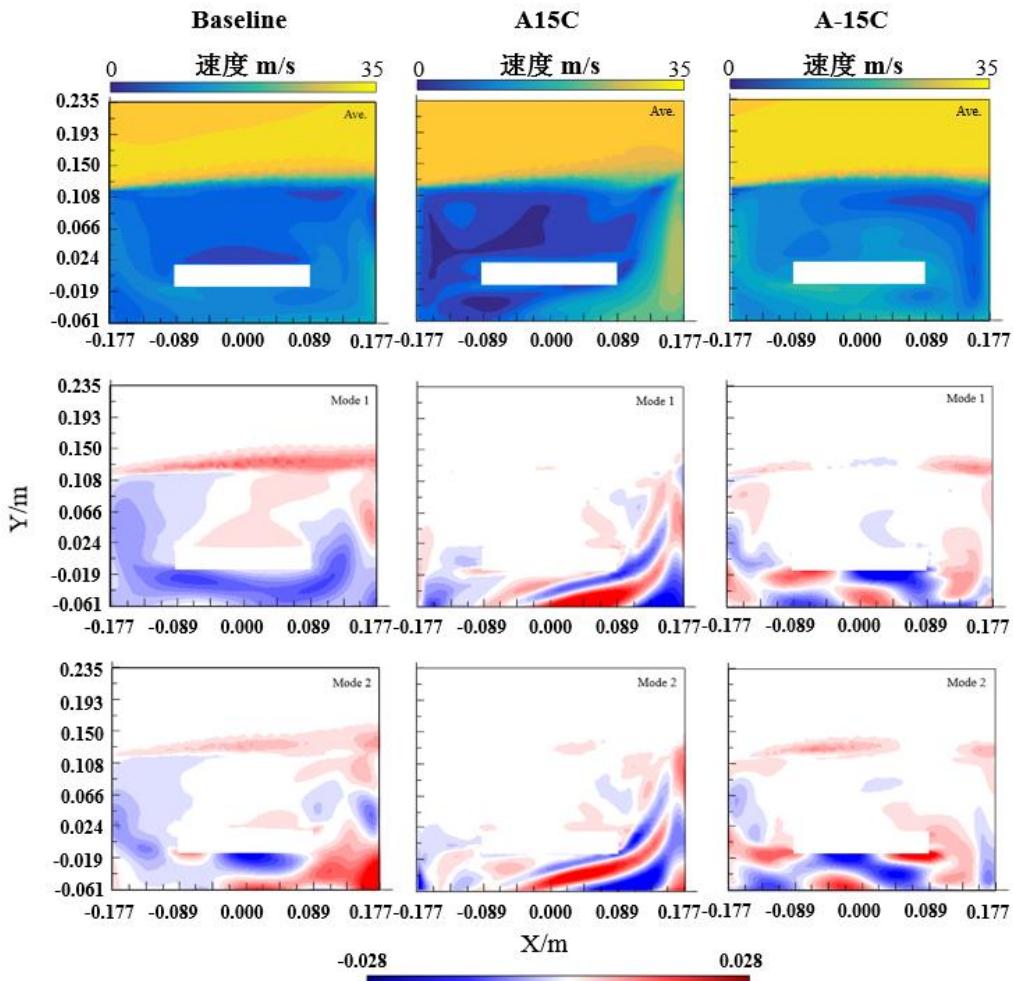
第一, 从时均流场上观察, Baseline 和 A-15C 车轮表现出近乎一致的时均流场结构, 但 A-15C 车轮在盘式制动器外侧的时均速度明显较高。A15C 车轮则在盘式制动器后部出现了明显的导向气流。

第二, 从模态系数发展上看, A15C 和 A-15C 车轮的一阶模态均为高频 68.25Hz, 表示轮辐周期性运动是其轮辋腔上部流场结构的主激励源。然而两者的一阶模态形态并不一致, A15C 表现为盘式制动器外侧 (Y 轴负向) 和后侧的流场剧烈脉动, 并向车轮内侧延伸, 而 A-15C 车轮仅表现为盘式制动器外侧 (Y 轴负向) 的流场脉动, 无明显方向性。

第三, Baseline 车轮的一阶模态对应 4 至 6.5Hz 的低频区间, 从模态形态上观察, 对应射流剪切层涡脱落频率, 结合其 31.16% 的模态能量占比, 说明射流剪切层涡脱落控制 Baseline 车轮轮辋腔上部流动结构。Baseline 车轮的二阶模态和 A-15C 一、二阶模态较为相似, 均表现为盘式制动器外侧 (Y 轴负向) 受轮辐周期性影响的流场脉动。



(a) 一阶模态系数频率分布 (b) 二阶模态系数频率分布

图 5.18 不同车轮  $Z/D_{Rim}=0.5$  区域前二阶模态系数频率分布图 5.19 不同车轮  $Z/D_{Rim}=0.5$  区域前二阶模态(4)  $Z/D_{Rim}=-0.5$  轮辋腔上部区域

不同车轮  $Z/D_{Rim}=-0.5$  区域模态能量占比曲线如图 5.20 所示。从模态能量占比上可以看出，Baseline 和 A-15C 的一阶模态能量占比分别达到 55.48% 和 47.87%，前二阶模态能量占比之和为 66.83% 和 56.28%，构成其主要流场结构；

A15C的一阶模态能量占比仅为18.49%，前二阶模态能量占比仅为32.97%，前200阶模态能量占比曲线低于Baseline与A-15C，说明A15C流场结构较为复杂。

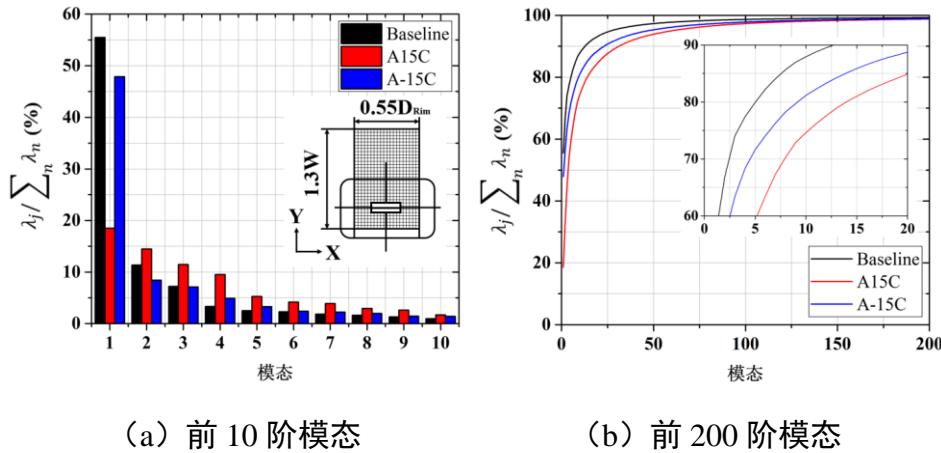


图 5.20 不同车轮  $Z/D_{\text{Rim}}=-0.5$  区域模态能量占比曲线

不同车轮  $Z/D_{\text{Rim}}=-0.5$  区域前二阶模态及模态系数频率分布如图 5.21、图 5.22 所示。从模态及模态系数频率上分析，可得以下三点结论：

第一，从时均流场上观察，Baseline 和 A-15C 车轮表现出近乎一致的时均流场结构。而 A15C 射流剪切层出现朝向轮胎内侧（Y 轴正向）偏移。

第二，Baseline 和 A-15C 车轮的一阶和二阶模态形态几乎完全一致，且对应相同的低频区间，说明 Baseline 和 A-15C 的轮辋腔下部主要流动结构一致，均由车轮内侧的剪切层周期性涡脱落控制。

第三，A15C 车轮的一、二阶模态均对应高频 68.25Hz，说明 A15C 在轮辋腔下部的流场结构依然由轮辐周期性运动作为激励，表现为盘式制动器外侧和后侧的气流输运和流场振荡变化。

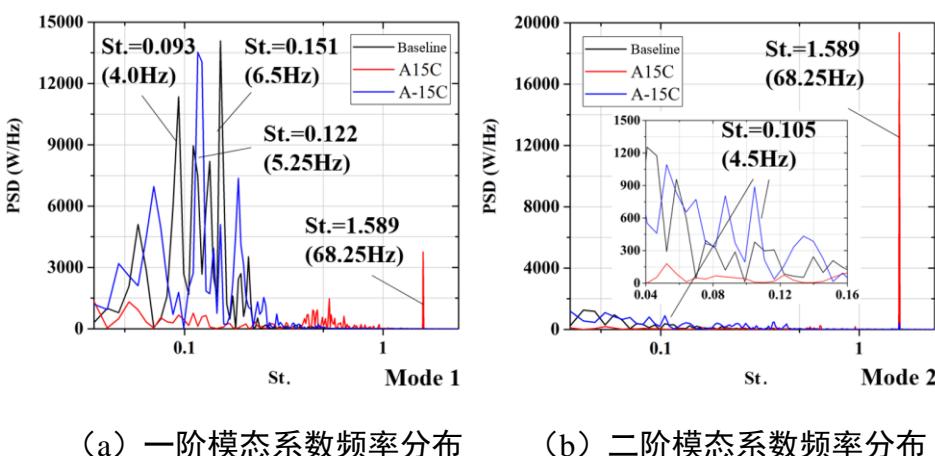
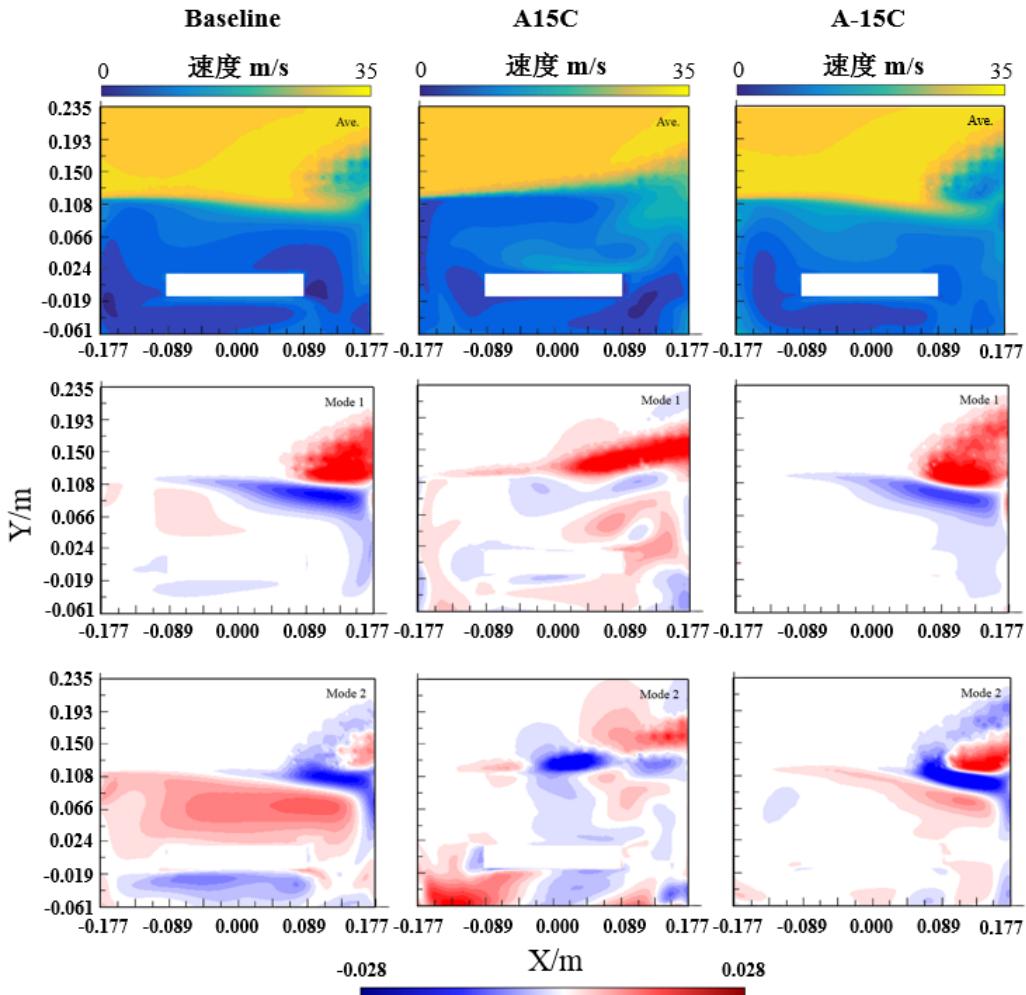


图 5.21 不同车轮  $Z/D_{\text{Rim}}=-0.5$  区域前二阶模态系数频率分布

图 5.22 不同车轮  $Z/D_{\text{Rim}}=-0.5$  区域前二阶模态

#### 5.4.4 车轮外侧 POD 降阶模型

不同车轮  $Z=0$  车轮外侧区域模态能量占比曲线如图 5.23 所示。从模态能量占比上可以观察到，Baseline、A15C 和 A-15C 车轮的前二阶模态能量占比均达到 60% 以上，构成主要的流场结构。相比之下，A15C 车轮的前 200 阶模态能量占比曲线位于最上部，A-15C 车轮则位于最下部，说明 A15C 的流场模态结构最为简单，Baseline 次之，A-15C 车轮则最为复杂。由第 4.3.2 节可知，A-15C 车轮可产生车轮外侧的气流导向作用，这也是其流场复杂的原因。

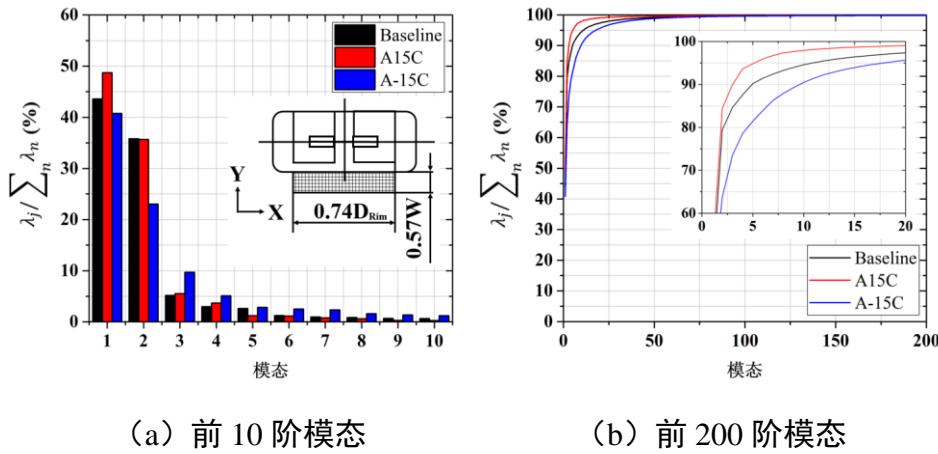


图 5.23 不同车轮 Z=0 车轮外侧区域模态能量占比曲线

不同车轮  $Z=0$  车轮外侧区域前二阶模态及模态系数频率分布如图 5.24、图 5.25 所示。从模态及模态系数频率上分析，可得以下两点结论：

第一，从时均流场上观察，三种车轮均表现出射流剪切层的气流分离，这是由于车轮轮边和轮辐之间的凸台产生的。Baseline 和 A15C 车轮的剪切层发展基本处于一条直线，而 A-15C 车轮在车轮后部的剪切层出现了向车轮外侧（Y 轴负向）的偏移。

第二,由于车轮轮边和轮辐之间会产生轮边涡结构,因此轮边涡结构的频率与轮辐周期性运动频率一致,均为68.25Hz。在射流剪切层中,轮边涡结构的发展构成其主要特征。从模态上看,三种不同轮辐倾角车轮的第一、二阶模态均对应68.25Hz,模态形态上表现为周期性振荡。特别的,由于负向倾角轮辐的导向作用,A-15C车轮在车轮后部出现了向车轮外侧的周期性振荡,这和Baseline、A15C车轮明显不同。

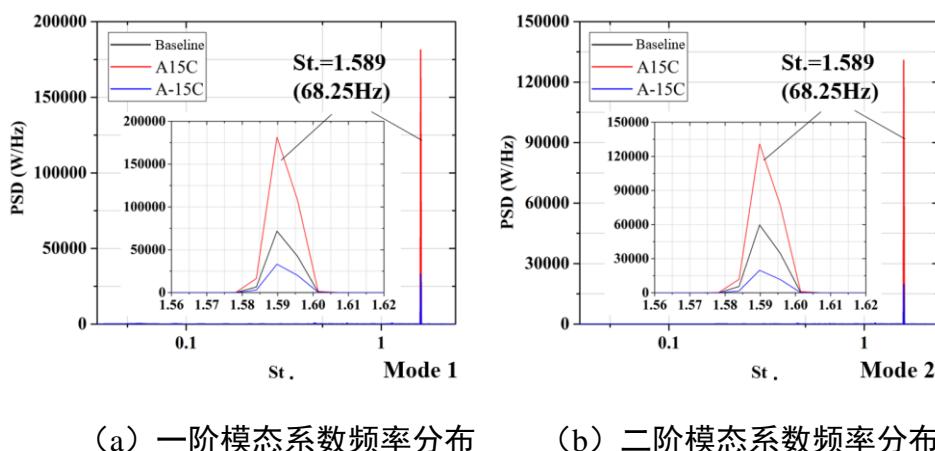


图 5.24 不同车轮 Z=0 车轮外侧区域前二阶模态系数频率分布

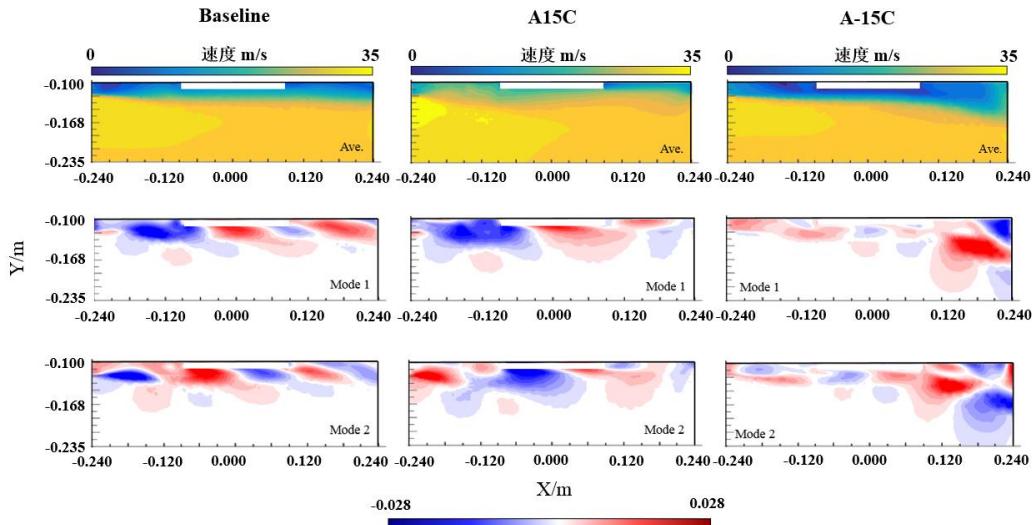


图 5.25 不同车轮  $Z=0$  车轮外侧区域前二阶模态

#### 5.4.5 独立车轮 POD 降阶模型分析结论

根据 5.3 节各二维截面 POD 降阶模型的模态分析，得到的规律有以下四点：

第一，从时均流场角度分析，正向轮辐倾角车轮（A15C）和负向倾角车轮（A-15C）均对气流有导向作用，且导向方向相反。这与第四章不同轮辐倾角车轮的流场结构分析结论一致。

第二，在车轮尾流分离区中，由车轮上部和两侧气流分离产生的涡脱频率均为低于 10Hz 的低频区间，3 至 8Hz 为主要频率区间。正向倾角轮辐会使得喷射作用产生的近地面涡系结构与尾流分离区产生掺混，从而改变尾流分离区流场结构及瞬态气动阻力系数频率，使得其向 19-33Hz 的中频区间迁移。正/负向倾角轮辐的气流导向频率均与轮辐周期性运动频率一致，为高频 68.25Hz。这涵盖了瞬态气动力主要频率，说明了主要流场结构和瞬态气动力的相关性，也说明二维截面选择具有一定的代表性。

第三，在车轮轮辋腔内部的四组典型二维截面中，Baseline 车轮一阶模态全部表现为剪切层涡脱落激励，表明 Baseline 轮辋腔内部流场主要受车轮内侧剪切层涡脱落控制，频率区间为低频，仅在轮辋腔上部流场的二阶模态表现为轮辐周期性运动激励。结合第四章的研究结论，其主要机理是由于盘式制动器在一定程度上阻碍了轮辐周期性运动产生的流体运动；此外，受轮辐倾角扰动影响，对于 A15C 车轮，其一阶/二阶模态全部表现为轮辐周期性运动激励；对于 A-15C 车

轮，有三组典型截面的一阶/二阶模态表现为轮辐周期性运动激励，频率区间为68.25Hz的高频，仅在轮辋腔下部流场表现为剪切层激励，这与Baseline有明显差异。说明轮辐倾角通过改变主激励的方式改变轮辋腔内部流场的结构，且对于Baseline车轮方案，正向倾角轮辐的产生的影响大于负向轮辐。轮辋腔内部流场POD降阶模型模态分析结论如表5.2所示。

表5.2 轮辋腔内各位置POD降阶模型模态分析结论

POD位置	独立车轮	一阶模态	一阶模态	二阶模态	二阶模态
		型号	系数频率	主激励源	系数频率
		区间		区间	
Z=0 轮辋腔	Baseline	低频	剪切层	低频	剪切层
	A15C	高频	轮辐运动	高频	轮辐运动
Z=0 轮辋腔	A-15C	高频	轮辐运动	高频	轮辐运动
	Baseline	低频	剪切层	低频	剪切层
后部区域	A15C	高频	轮辐运动	高频	轮辐运动
	A-15C	高频	轮辐运动	低频	剪切层
Z/D <sub>Rim</sub> =0.5 轮 辋腔上部区	Baseline	低频	剪切层	高频	轮辐运动
	A15C	高频	轮辐运动	高频	轮辐运动
域	A-15C	高频	轮辐运动	高频	轮辐运动
	Baseline	低频	剪切层	低频	剪切层
Z/D <sub>Rim</sub> =-0.5 轮辋腔下部 区域	A15C	高频	轮辐运动	高频	轮辐运动
	A-15C	低频	剪切层	低频	剪切层

第四，在车轮外侧典型二维截面处，由于其距轮辐最近，且在流场中无物体阻碍流动的发展，Baseline、A15C和A-15C车轮均表现为受轮辐周期性运动控制的流动。但受负向轮辐导向作用影响，A-15C车轮的模态均偏向车轮外侧（Y轴负向）。

## 5.5 本章总结

本章完成以下三点工作：

- (1) 将基于本征正交分解(POD)的模态分析方法引入车轮旋转瞬态流场

分析中，并基于 MATLAB R2016a 编写二维流场截面 POD 代码。

(2) 基于第四章研究结论，以 Baseline 车轮为基础，将对流场及气动力影响最大的轮辐倾角作为变量，使用 PSD 分析 A15C 和 A-15C 的瞬态气动力变化曲线，得到低频涡脱和轮辐周期性旋转分量在瞬态气动力中的影响。

(3) 在验证其模态能量收敛的基础上，基于 4000 张快照数据，对 Baseline、A15C 和 A-15C 独立车轮周围七个典型流场截面构建相应 POD 降阶模型，并分别对其前两阶进行模态能量分析、模态分析及模态系数分析，阐述瞬态流场的主要模态及其随时间的发展规律。

## 第 6 章 总结与展望

### 6.1 全文总结

本文以独立车轮为主要研究对象，基于参数化建模思想开发了适用于独立车轮气动分析的快速气动分析平台，并对其旋转过程中的气动力及流场进行研究。本文首先通过文献调研结果归纳出独立车轮旋转气动研究方向存在的三个问题，即车轮旋转仿真方法存在差异、简化独立车轮几何模型未考虑新型造型设计特点，且设计标准不统一及常用的稳态计算方法不能分析车轮对流场的扰动过程等。基于这三个问题，本文开展以下工作：

(1) 开展了车轮旋转仿真方法的研究和独立车轮试验验证过程。在流体力学守恒方程的基础上，分析了多种瞬态数值计算方法、湍流模型和车轮旋转仿真方法，并确立滑移网格/MRF 与旋转壁面边界条件组成的车轮混合旋转仿真方法作为本文的仿真方法。然后基于该仿真方法，对 Fackrell A2 经典独立车轮多项试验数据进行对标，说明仿真方法的有效性；通过和稳态 RANS 方法进行对比，阐述该方法在尾流区涡捕捉能力和计算效率上的异同。结果表明：在气动阻力系数和尾流分离区总压为 1 等值线角度上，考虑试验误差，稳态 RANS 方法和 DES 方法均具有较高精度，但稳态 RANS 方法在气动阻力系数上的预测精度略高；DES 方法在车轮上部对称面圆周压力系数预测上强于稳态 RANS 方法，验证了仿真方法的准确性。此外，DES 方法可以准确预测车轮上部涡脱导致的气动阻力系数变化周期，也可对近地面涡系结构的生成与脱落过程有更好的模拟。

(2) 基于实际车轮构成，结合轮辐造型设计趋势和空气动力学，提出一套简化独立车轮参数化建模及 CFD 分析流程自动化方法。利用软件二次开发技术将独立车轮气动分析问题的几何建模-前处理及 CFD 求解设置三个步骤全部实现自动化处理，其中仿真方法来自第一部分。通过开发 IsoTireCFD 独立车轮快速气动分析平台，实现数据共享和流程自动化过程。效率测试结果发现，采用该平台后，相对于以往的人工过程最高可降低 69.7% 的时间消耗和 88.9% 的操作步骤数，从而在固化独立车轮几何模型生成方法的基础上，实现了较高的仿真效率。

(3) 使用 IsoTireCFD 平台，基于某五辐赛车车轮构建 Baseline 独立车轮，

开展独立车轮轮辐关键参数对时均气动力及流场影响的研究。首先对 Baseline 车轮进行气动分析，结果发现 Baseline 车轮周围流场可分为上部气流分离、轮肩涡系结构、轮边涡系结构和近地面涡系结构；接着基于 Baseline 车轮，对有无简化盘式制动器、轮辐倾角与轮辐覆盖面积进行参数研究。发现简化盘式制动器的存在阻碍了车轮内外侧的流场交互过程，减少简化盘式制动器后，流场交互过程加剧，流动规律性降低，时均气动力均有所下降；轮辐倾角会改变 Baseline 车轮时均气动力及力矩，对于时均气动阻力和时均旋转轴气动力矩，有正向轮辐倾角车轮（A15C）>负向轮辐倾角车轮（A-15C）>Baseline 车轮；对于时均气动升力，则有 A15C 车轮<Baseline 车轮<A-15C 车轮，且正向和负向轮辐均具有气流导向作用，但导向作用主要限于轮辋腔后部，而轮辐覆盖面积对流场和时均气动力的影响较小；最后同时考虑时均气动阻力和时均气动升力影响，提出适用于本文研究独立车轮使用场景的归一化综合气动力系数计算方法，并基于表面中心的中心复合试验设计对上述因素构建二阶响应面，通过方差分析和贡献率计算确定轮辐倾角因素对独立车轮归一化综合气动力系数影响最大。

(4) 利用本征正交分解（POD）降阶模型分析方法，开展对旋转车轮瞬态流场模态的研究。基于 Baseline 车轮，对正向轮辐倾角车轮（A15C）、负向轮辐倾角车轮（A-15C）和无轮辐倾角车轮（Baseline）三组车轮典型二维截面构建 POD 降阶模型，并从瞬态气动力、主模态形态和主模态频率分析轮辐倾角对独立车轮周围流动的影响。结果发现：所选择的七组二维截面主模态系数（第一、二阶模态）主频率分布与瞬态气动力主频率基本符合，说明二维截面选取具有代表性；车轮瞬态流场变化主频率可分解为 3 至 8Hz 的低频区间、19-33Hz 的中频区间和 68.25Hz 的高频区间，分别对应车轮上部/侧部气流分离、近地面涡系结构分离及轮辐周期性旋转产生的气流分离；A15C 车轮的近地面涡系结构有所扩大，使得尾流区  $Z=0$  截面主模态主要为 19-33Hz 频率区间，而 A-15C 车轮和 Baseline 车轮前二阶模态中未见此分量；此外，轮辐倾角的出现改变了轮辋腔内部流动的模态，使得 A15C、A-15C 车轮主模态由车轮内侧（Y 轴正向）剪切层涡脱落控制改变为轮辐周期性运动控制，A-15C 车轮和 Baseline 车轮轮辋腔时均流场几乎一致，然而主模态形态则完全不同，体现出轮辐倾角对车轮内部流动的控制机理。

## 6.2 不足及展望

本文主要采用数值仿真方法对独立车轮进行气动分析。由于个人理论知识、研究时间及计算资源的限制，本文主要存在以下三个方面的不足：

(1) 由于 DES 方法在远场区域使用了 LES 方法求解，因此滤波尺度和网格尺度直接相关。而受限于计算资源和计算时长，无法采用更为细致的网格尺寸。虽然已经可以满足典型大尺寸涡结构的捕捉要求，但仍可能会影响计算精度。在计算资源充足的情况下，应该采取更多的体网格数量进行研究。

(2) 本文仅在 27.78m/s 的等速工况下对某五辐式车轮进行研究，并未研究改变车速及改变轮辐数目后的车轮旋转运动机理。未来可对多种轮辐在变车速下的气动性能进行研究。

(3) 本文提出的车轮参数化建模方法仅考虑了具有规则放射性车轮轮幅的构建方式，尚未提供对存在复杂不规则轮幅车轮建模的方法。后续可以对更多的车轮轮幅造型进行参数化研究。此外 IsoTireCFD 平台在开发时已经充分考虑到未来可能的研究方向，例如盘式制动器流固耦合传热模拟交界面及无计算域车轮几何导出功能等，可结合流固耦合传热对盘式制动器散热做进一步研究。



## 参考文献

- [1] Kulak M, Karczewski M, Lesniewicz P, et al. Numerical and experimental analysis of rotating wheel in contact with the ground[J]. International Journal of Numerical Analysis and Modeling, 2018,28(5):1203-1217.
- [2] 曹庆炜.车轮旋转对 DrivAer 模型气动阻力的影响研究[D].长春:吉林大学, 2020.
- [3] 中国汽车工程学会空气动力学分会.T/CSAE 112.2019 乘用车空气动力学仿真技术规范[S].北京:中国汽车工程学会.
- [4] Kurachi S, Kawamata H, Hirose K, Suzuki S. et al. Aerodynamic Sensitivity Analysis of Tire Shape Factors[C]//WCX SAE World Congress Experience 2020-01-0669, 2020.
- [5] 韩颖. 基于技术美学的汽车轮毂造型设计研究[D]. 长春: 吉林大学, 2020.
- [6] 邢月阳. 捷尼赛思 X 概念车  
[EB/OL].<https://car.autohome.com.cn/photo/series/50433/1/6532371.html>, 2021-04-19.
- [7] Fackrell J E. The Aerodynamics of an Isolated Wheel Rotating in Contact with the ground[D]. University of London, 1974.
- [8] Morelli A. Aerodynamic actions on an automobile wheel[C] //1st symposium on road vehicle aerodynamics, City University, London, Paper.1969-5.
- [9] Axon L, Garry K, Howell J. An Evaluation of CFD for Modelling the Flow Around Stationary and Rotating Isolated Wheels [C]// International Congress & Exposition. 1998.
- [10] Skea A F, Bullen P R. CFD Simulations and Experimental Measurements of the Flow Over a Rotating Wheel in a Wheel Arch[J]. SAE Technical Papers 2000-01-0487, 2000.
- [11] Waschle A. The Influence of Rotating Wheels on Vehicle Aerodynamics-Numerical and Experimental Investigations[J]. SAE Technical Papers 2007-01-0107, 2007.
- [12] Walker T. Detailed Flow Studies in Close Proximity of Rotating Wheels on a Passenger Car[J]. SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, 2009, 2(1):861-874.

- [13] Croner E, Bézard H, Sicot C, et al. Aerodynamic characterization of the wake of an isolated rolling wheel[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2013, 43:233-243.
- [14] Gérardin F, Gentric C, Midoux N. Particle dispersion in the near-wake of an isolated rotating wheel: Experimental and CFD study[J]. Journal of Aerosol Science, 2014, 76:56-71.
- [15] Schnepf B, Schütz T, Indinger T. Further Investigations on the Flow Around a Rotating, Isolated Wheel with Detailed Tread Pattern[J]. SAE International Journal of Passenger Cars Mechanical Systems, 2015, 8(1):2015-01-1554.
- [16] Diasinos S, Barber T J, Doig G. The effects of simplifications on isolated wheel aerodynamics[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2015, 146:90-101.
- [17] Spagnolo S, Zhang X, Hu Z, et al. Unsteady aerodynamics of single and tandem wheels[J]. Journal of Fluids and Structures, 2017, 69:121-136.
- [18] Hobeika T, Sebben S. CFD investigation on wheel rotation modelling[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2018, 174:241-251.
- [19] Kabanovs A, Garmory A, Passmore M, et al. Investigation into the dynamics of wheel spray released from a rotating tyre of a simplified vehicle model[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2019, 184:228-246.
- [20] Reiß J, Sebald J, Haag L, et al. Experimental and Numerical Investigations on Isolated, Treaded and Rotating Car Wheels[C] // WCX SAE World Congress Experience. 2020.
- [21] Malizia F, Blocken B. CFD simulations of an isolated cycling spoked wheel: Impact of the ground and wheel/ground contact modeling[J]. European Journal of Mechanics - B/Fluids, 2020, 82:21-38.
- [22] Malizia F, Montazeri H, Blocken B. CFD simulations of spoked wheel aerodynamics in cycling: Impact of computational parameters[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2019, 194:103988.
- [23] 杨博. 车轮旋转条件下轿车外流场的数值计算研究[D]. 长春:吉林大学, 2004.
- [24] 胡兴军, 傅立敏, 张世村, 等. 具有不同辐板车轮的空气动力学特性研究[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2006(12):1684-1688.
- [25] 傅立敏, 胡兴军, 张世村. 车轮辐板开孔对汽车外流场影响的数值模拟[J].

- 农业机械学报, 2006(01):8-11.
- [26] 傅立敏, 胡兴军, 张世村. 不同几何参数车轮的汽车流场数值模拟研究[J]. 汽车工程, 2006(05):451-454.
- [27] 傅立敏, 胡兴军, 张世村. CFD 仿真在汽车轮辋辐板设计中的应用研究[J]. 汽车技术, 2006(05):16-20.
- [28] 王国华, 高青, 刘研, 等. 车轮轮辋内部流场特性分析[C]: 2010 中国汽车工程学会年会, 中国吉林长春, 2010.
- [29] 谷正气, 林肖辉, 李伟平, 等. 车轮辐板形状对汽车气动阻力影响分析[J]. 科技导报, 2011,29(06):57-61.
- [30] 贾青, 李挺, 杨志刚. 旋转孤立车轮局部流场的影响评价[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2014,42(02):287-291.
- [31] 李心平, 贾青, 杨志刚. 刹车盘结构对车轮及整车流场的影响[J]. 计算机辅助工程, 2014,23(02):70-77.
- [32] 吴佳伟, 杨志刚. 气流方向对通风制动盘散热性能的影响[J]. 汽车工程学报, 2014,4(06):418-423.
- [33] 张苏铁. 车轮气动阻力及传热性能研究[D]. 长春: 吉林大学, 2016.
- [34] 张新月. 车轮气动阻力的实验与仿真研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2017.
- [35] 张新月, 徐胜金, 危银涛. 乘用车车轮气动力的风洞实验研究[C]: 2017 汽车空气动力学分会学术年会, 中国安徽合肥, 2017.
- [36] 胡兴军, 姚宏义, 郭鹏等. 汽车涉水时轮辐结构对车表水相分布的影响[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2017,49(07):113.118.
- [37] 徐乾卫. 基于热流固耦合的某商务车盘式制动器散热性能研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2019.
- [38] 苗振华. 考虑地面效应的单一开放旋转车轮气动特性研究[D]. 长春: 吉林大学, 2019.
- [39] 周君堂. 车轮气动特性研究[D]. 长春: 吉林大学, 2020.
- [40] 王福军.计算流体动力学分析[M].北京:清华大学出版社.2004,7-11.
- [41] Lars Davidson, Fluid Mechanics,Turbulent Flow and Turbulence Modeling[M].Chalmers University of Technology,Sweden,2020,206-207,257.
- [42] 沈远航. 汽车侧窗区域气动噪声特性仿真与控制研究[D]. 长春: 吉林大学,

2020.

- [43] 吴德久. 轿车外气动噪声大涡模拟亚格子模型和壁面函数研究[D].长春: 吉林大学,2015.
- [44] Siemens Ltd. STAR-CCM+ V12.02 User Guide[M]. 6988,2915,3015,9433.2017.
- [45] Nabeel Abed, Imran Afgan,A CFD study of flow quantities and heat transfer by changing a vertical to diameter ratio and horizontal to diameter ratio in inline tube banks using URANS turbulence models[J].International Communications in Heat and Mass Transfer,Vol.89,2017,18-30.
- [46] Sumec M, Papper J, Devaradja R, et al. Industrial Application of an Advanced Elliptic-Blending Turbulence Model for Wheels Aerodynamics Analysis[J]. SAE Technical Papers 2018-01-0739, 2018.
- [47] Hobeika T, Sebben S, Lofdahl L. Study of different tyre simulation methods and effects on passenger Car Aerodynamics [C] //International Vehicle Aerodynamics Conference 2014.
- [48] Misar A S, Uddin M, Robinson A, et al. Numerical Analysis of Flow around an Isolated Rotating Wheel Using a Sliding Mesh Technique[C]//WCX SAE World Congress Experience, 2020-01-0675, 2020.
- [49] Duncan B D, Kandasamy S, Sbeih K, et al. Further CFD Studies for Detailed Tires using Aerodynamics Simulation with Rolling Road Conditions[C]//SAE 2010 World Congress & Exhibition, 2010-01-0756, 2010.
- [50] 许晓平, 周洲. 多面体网格在 CFD 中的应用 [J]. 飞行力学, 2009,27(06):87-89.
- [51] McManus, J.,Zhang, X. A Computational Study of the Flow around an Isolated Wheel in Contact with the Ground[J].Journal of Fluids Engineering 128(3):2006,520-530.
- [52] Jeong J, Hussain F. On the identification of a vortex[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1995,285:69-94.
- [53] Roy C J, Payne J, McWherter-Payne M. RANS Simulations of a Simplified Tractor/Trailer Geometry[J]. Journal of Fluids Engineering, 2006, 128:1083.1089.
- [54] 中国国家标准化管理委员会.GB/T 6326-2014 轮胎术语及其定义[S].
- [55] 中国国家标准化管理委员会.GB/T 2978-2014 轿车轮胎规格、尺寸、气压与负荷[S].

- [56] 中国国家标准化管理委员会.GB/T 3487-2015 乘用车轮辋规格系列[S].
- [57] 芦克龙. 基于 CFD 的汽车制动盘散热性数值计算与优化[D]. 长沙:湖南大学, 2011.
- [58] 张明文. 基于 CATIA 的车身 A 柱断面快速建模系统的研究[D]. 长春:吉林大学, 2020.
- [59] Brian Gillespie.Rhino Technology Overview[EB/OL].<https://developer.rhino3d.com/guides/general/rhino-technology-overview/>.2018-12-05.
- [60] Skylar T,Arthur H, Steve B.Python 101 for Rhinoceros 5[M].
- [61] 国防科学技术工业委员会.GJB 4046-2000 直升机桨叶设计要求[S].
- [62] NASA.Grid Spacing Calculator[EB/OL].<https://geolab.larc.nasa.gov/APPS/YPlus/>
- [63] U.Ghia, K.N.Ghia,C.T.Shin. High-Re Solution for Incompressible Flow Using the Navier-Stokes Equations and a Multigrid Method[J].Journal of Computational Physics.1982, 48:387-411.
- [64] Yingchao Z, Jie L, Zhe Z. Numerical Study on Aerodynamic Characteristics of Isolated Wheel[C] //3rd International Conference on Mechanical Engineering and Mechanics, Beijing, 2009.
- [65] 蒋建军. 风冷降温式车轮开发与研究[D]. 南宁: 广西科技大学, 2013.
- [66] 司晨龙. 开式非充气轮胎气动特性分析与噪音控制方法研究[D]. 扬州: 扬州大学, 2020.
- [67] 严伟. 基于响应面法的冷板微通道散热性能优化研究[D]. 长春:吉林大学, 2020.
- [68] 汤荣志. 数据归一化方法对提升 SVM 训练效率的研究[D].济南:山东师范大学, 2017
- [69] 胡兴军.汽车空气动力学 [M].北京: 人民交通出版社, 2014.37-42.
- [70] 赖宇阳.Isopt  参数优化理论与实例讲解[M].北京: 北京航空航天大学出版社, 2012.95.96.
- [71] Taira K, Brunton S L, Dawson S T M, et al. Modal Analysis of Fluid Flows: An Overview[J]. AIAA Journal. 2017, 55(12): 4013.4036.
- [72] Lumley J L. The structure of inhomogeneous turbulence: atmospheric turbulence and wave propagations[M]. Moscow: Nauka, 1967.
- [73] Brunton S L, Noack B R, Koumoutsakos P. Machine Learning for Fluid

- Mechanics[J]. Annual Review of Fluid Mechanics. 2019, 52: 477-508.
- [74] 邓韬, 杨志刚, 贾青. 基于本征正交分解的 DrivAer 快背车非定常尾迹分析 [J]. 同济大学学报 (自然科学版) . 2020, 48(2): 249-256.

## 作者简介及科研成果

### 1. 作者简介：

刘一尘，男，汉族，1995 年出生于甘肃省兰州市，硕士研究生，就读于吉林大学汽车工程学院机械工程（车身工程）专业，硕士期间主要研究方向为汽车空气动力学。

### 2. 在学期间所取得的科研成果：

- [1] 胡兴军,刘一尘,李金成,兰巍,张扬辉,王靖宇.基于自适应近似模型的 GTS 模型低风阻尾板优化[J].华南理工大学学报（自然科学版）,2021. (已录用)
- [2] 胡兴军,刘一尘,桑涛,王靖宇等.发明专利：一种柔性主动旋转车轮整车风洞试验平台及其控制方法.已公开，公开号 CN111141478A.
- [3] 胡兴军,刘一尘,耿亚林,王漠等.实用新型专利：一种丝杆式汽车风洞天平台架电动移动系统.已授权，公开号 CN209198044U.
- [4] 刘一尘,胡兴军,桑涛,王靖宇.实用新型专利：一种柔性主动旋转车轮整车风洞试验平台.已授权，公开号 CN211147983U.
- [5] 胡兴军,刘一尘,武栎楠,王靖宇等.软件著作权：扇叶轮辐车轮自动建模软件 V1.0.已授权，登记号 2019SR1373741.
- [6] 胡兴军,刘一尘,李婧锡,王靖宇等.软件著作权：CFD 边界层计算器 V1.0.已授权，登记号 2019SR1415211.
- [7] 胡兴军,刘一尘,桑涛,王靖宇等.软件著作权：Abaqus 盘式制动器温升模拟子程序生成软件 V1.0.已授权，登记号 2019SR1373748.



## 致 谢

飞雪南岭，弦歌北松。

曾经跨过四千里的相遇仿佛就发生在昨日，转瞬间，又将告别北纬 43 度的吉林长春。“美丽的长春坐落在吉林大学里”，这句话是名副其实的，只可惜，还没等畅游各个校园，时间便如白驹过隙。我不得不开始整理刚打开的行李，向老师和同学们告别，继续我的征途。

风，不仅来自于北国寒冷的夜晚，也来自于风洞实验室喷口。相对于外面杂乱无章的瑟瑟发抖的湍流，喷口处的风自然是稳定、可爱又充满力量的。这不禁让我想起十公里外的能源与动力大楼上的 529 课题组，在导师胡兴军老师、王靖宇老师和余天明老师的带领下，团结一致，互相帮助。我们的毕业离不开风的举托，更离不开导师们和课题组的耐心指导和协助。就像雪堆上的篝火，冉冉升起的火苗拨开了晨雾，让我看清了风中的矢量航标。

师长之情，刻骨铭心。感谢郭鹏博士、惠政博士、辛俐师姐、张靖龙师兄和张扬辉师兄的指引；感谢丁九洋、黄珊、刘龙威、齐胜业、孙兴智、王坤阳、曹庆炜、沈远航、马鹏展、路程、刘江、和生泰、高浩、严伟和周申申师兄师姐对我研究方向上的建议；特别感谢刘龙威师兄、张扬辉师兄和曹庆炜师兄，你们在我本科毕业设计试验部分、硕士论文开题方向和关键技术方案上帮助了很多，祝张扬辉师兄博士毕业顺利。感谢刘子诚、李久超、刘雨、毛靖铭、朱佳、罗雨霏师弟师妹对我课题的建议，祝你们课题和工作双喜临门。

同窗之情，难以言表。张志强、李天鸿、王漠、耿亚林和金少刚老伙计们，还有继续深造的万沁林博士，能认识你们真是三生有幸之事。这三年，我们一同前进，互相帮助，克服彼此课题上的困难，更是为篝火添柴，使其大有燎原之势。感谢陈沈、张志强和万沁林三年的宿舍陪伴，祝你们未来顺利。

父母之情，涌泉相报。你们是我坚强的后盾，希望我们再接再厉，祝亲爱的父母身体健康，幸福快乐！

只愿春抚南岭，万物生生不息。

2021 年 4 月于吉林大学南岭校区