

DOI:10.3969/j.issn.1003-5060.2023.01.004

基于主动前轮转向控制的汽车侧风稳定性研究

熊剑波^{1,2}, 汪怡平^{1,2}, 梁宝钰^{1,2}, 张子一^{1,2}, 张倩文^{1,2}

(1. 武汉理工大学汽车工程学院, 武汉 430070; 2. 武汉理工大学现代汽车零部件技术湖北省重点实验室, 武汉 430070)

摘要:文章针对高速汽车在侧风环境下的气动稳定性问题,建立汽车空气动力学与汽车多体动力学的动态双向耦合分析模型;考虑线性二次型调节器(linear quadratic regulator, LQR)的主动前轮转向控制对高速车辆侧风稳定性的影响,并采用定方向盘转角验证主动前轮转向模型的鲁棒性;对比分析某轿车在有、无主动前轮转向控制下的运动与流场特性。研究表明,在侧风作用下,有、无主动前轮转向控制的车辆最大侧向位移分别为0.13 m和1.98 m,最大横摆角分别为0.41°和-2.33°,其中最大侧向位移减小了93%,最大横摆角减小了82%,因此采用主动前轮转向控制可以明显改善汽车的侧风稳定性。

关键词:主动前轮转向;动态双向耦合;侧风稳定性;线性二次型调节器(LQR)控制

中图分类号:U461.1 **文献标志码:**A **文章编号:**1003-5060(2023)01-0021-07

Study on vehicle crosswind stability based on active front wheel steering control

XIONG Jianbo^{1,2}, WANG Yiping^{1,2}, LIANG Baoyu^{1,2}, ZHANG Ziyi^{1,2}, ZHANG Qianwen^{1,2}

(1. School of Automotive Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, China; 2. Hubei Key Laboratory of Advanced Technology for Automotive Components, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, China)

Abstract: Aiming at the aerodynamic stability of high-speed vehicle in crosswind environment, a dynamic bidirectional coupling analysis model of vehicle aerodynamics and vehicle multibody dynamics is established. The influence of active front wheel steering control of linear quadratic regulator(LQR) on the crosswind stability of high-speed vehicle is considered. The robustness of the active front wheel steering model is verified by using the fixed steering wheel angle, and the motion and flow field characteristics of a car with and without active front wheel steering control are compared and analyzed. The results show that under the crosswind, the maximum lateral displacement of vehicle with and without active front wheel steering control is 0.13 m and 1.98 m, and the maximum yaw angle is 0.41° and -2.33°, respectively, in which the maximum lateral displacement is reduced by 93%, and the maximum yaw angle is reduced by 82%. Therefore, the active front wheel steering control can significantly improve the crosswind stability of vehicle.

Key words: active front wheel steering; dynamic bidirectional coupling; crosswind stability; linear quadratic regulator(LQR) control

随着汽车的实用速度不断提高,侧风环境下高速行驶车辆气动特性的优劣直接影响车辆行驶稳定性,进而影响到车辆的高速行驶安全性,因此研究高速车辆的侧风稳定性具有重要意义^[1]。目

前,国内外主要分为采用修改车身造型、添加气动附件等被动控制方式和采用主动悬架控制、直接横摆力矩控制、主动前轮转向控制等主动控制方式进行汽车侧风稳定性研究。当车辆在侧风环境

收稿日期:2021-08-23;修回日期:2021-11-03

基金项目:国家重点研发计划资助项目(2018YFB0105301);国家自然科学基金资助项目(51775395)

作者简介:熊剑波(1997—),男,湖南邵阳人,武汉理工大学硕士生;

汪怡平(1984—),男,湖南衡阳人,博士,武汉理工大学教授,博士生导师,通信作者;E-mail:wangyiping@whut.edu.cn.

下高速行驶时,只依靠被动方式而不通过主动方式进行稳定性控制,车辆难以应对实际复杂工况,并且加剧了驾驶员的疲惫,从而容易引起交通事故^[2-6]。同时,国内外主要采用单向耦合方法进行侧风稳定性研究,无法反映汽车的真实瞬态变化过程。因此本文采用基于主动前轮转向控制的动态双向耦合方法进行汽车侧风稳定性研究,使车辆在侧风环境下的响应尽可能与理想响应特性一致,进而提高车辆在侧风环境下的稳定性^[7]。

1 计算模型

1.1 空气动力学模型

轿车在路面上的流场是三维、非定常、湍流、不可压缩的,对于汽车外流场问题,主要有 3 种模型,即大涡模拟(large eddy simulation, LES)、分离涡模拟(detached-eddy simulation, DES)和雷诺平均方法(Reynolds-averaged Navier-Stokes equations, RANS)。其中: LES 模型和 DES 模型具有较高的精度,但是要求的计算资源较高;而 RANS 模型具有较少的计算成本且已用于侧风条件下的车辆稳定性研究。因此本文采用 RANS 方法。

连续性方程为:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

其中, u 、 v 、 w 分别为流体速度在 x 、 y 、 z 方向上的分量。

动量守恒方程微分形式如下:

$$\rho \frac{d\mathbf{v}}{dt} = \rho \mathbf{F} - \text{grad } p + \frac{\mu}{3} \text{grad}(\text{div } \mathbf{v}) + \mu \nabla^2 \mathbf{v} \quad (2)$$

其中: p 为流体微元压力; μ 为流体的动力黏度。

流动中的旋转与曲率和 Realizable $k-\epsilon$ 模型的主要内容有关,并且精度高于标准 $k-\epsilon$ 模型和 RNG $k-\epsilon$ 模型,非常适宜模拟汽车外流场。因此本文采用 Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型,湍流动能 k 与湍流耗散率 ϵ 控制方程^[8]如下:

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{u_j}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon, \\ \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{u_j}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 E \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} \end{cases} \quad (3)$$

其中: ρ 为流体密度; x_i 、 x_j 为坐标轴分量; μ 为流

体的黏性系数; u_t 为 t 时刻的速度; u_i 、 u_j 为速度分量; t 为时间; k 为湍动能系数; ϵ 为涡黏性系数; σ_k 、 σ_ϵ 分别为关于 k 与 ϵ 的湍流普朗特施密特数; G_k 为关于 k 的经验公式; E 、 C_1 、 C_2 、 ν 均为常数,由实验确定。

1.2 计算域及网格划分

采用 STAR CCM+ 软件的重叠网格功能进行仿真分析,将计算域分为外部区域的背景区域和含有车辆区域的重叠区域。车辆的长、宽、高分别为 L 、 W 、 H ,背景区域的长、宽、高分别为 $28L$ 、 $15W$ 、 $6H$,重叠区域的长、宽、高分别为 $4L$ 、 $3W$ 、 $3H$,侧风计算域尺寸示意图如图 1 所示。

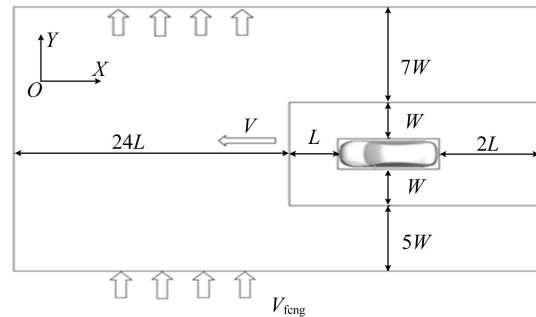


图 1 侧风计算域尺寸示意图

常见的稳态侧风主要有突变阶跃、平缓过渡与正弦阶跃等类型,本文采用的侧风为平缓过渡型,侧风曲线变化平滑,与真实情况较符合^[6]。侧风作用时间取为 2 s,最大侧风风速为 10 m/s,侧风表达式为:

$$V_{\text{feng}} = \begin{cases} 0, & 0 < t < 0.8; \\ 10 \left[1 - \cos \frac{5}{2} \pi (t - 0.8) \right], & 0.8 \leq t < 1.0; \\ 10, & 1.0 \leq t < 2.6; \\ 10 \left[1 - \cos \frac{5}{2} \pi (t - 2.8) \right], & 2.6 \leq t < 2.8; \\ 0, & t \geq 2.8 \end{cases} \quad (4)$$

将计算域网格划分为不同的密度区域,并进行网格无关性验证。采用空气阻力系数 C_d 为标准,结果见表 1 所列,综合风洞试验结果与计算资源分析,选取网格方案 4。

表 1 网格方案选取

方案	方案 1	方案 2	方案 3	试验
网格数	1.33×10^7	1.84×10^7	2.11×10^7	
C_d	0.291	0.289	0.284	0.284

方案 4 的网格划分如图 2 所示,车辆的边界层网格共 3 层,总厚度为 15 mm,车身周围网格为 16 mm,重叠网格加密区域为 32 mm,重叠网格主体为 100 mm,背景区域加密网格为 200 mm,背景区域主体网格为 800 mm。

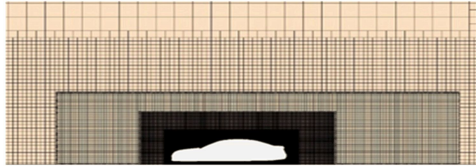


图 2 网格划分

1.3 多体动力学模型

车辆动力学的基本参数见表 2 所列。根据表 2 的结构和性能参数,在 ADAMS 中建立整车多体动力学模型,如图 3 所示。该模型具有完整的悬架系统、转向系统、轮胎模型以及车身等子系统^[9]。

表 2 车辆动力学基本参数

参数	数值
质量 m/kg	1528
轴距 L/m	2.82
绕 x 轴转动惯量 $I_x/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	581
绕 y 轴转动惯量 $I_y/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	6320
绕 z 轴转动惯量 $I_z/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	6210
质心高度 h/m	0.432
汽车总长度 L_a/m	5.01
质心到前轴距离 l_f/m	1.504
质心到后轴距离 l_r/m	1.316
转向传动比 i	18
前轮距 d_f/mm	1 525
后轮距 d_r/mm	1 530
前轮侧偏刚度 $C_{af}/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	60 000
后轮侧偏刚度 $C_{ar}/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	60 000

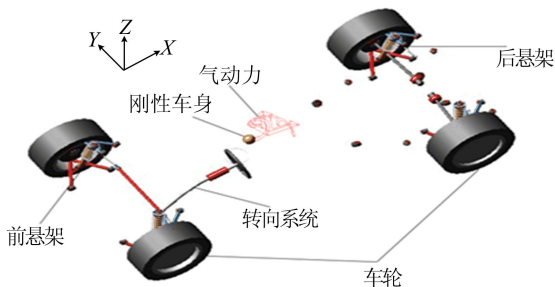


图 3 多体动力学模型

2 主动前轮转向控制策略

2.1 运动状态空间方程

为了搭建主动前轮转向控制策略,首先需要

得到车辆运动状态空间方程。在侧风环境下,车辆稳定性控制问题实际上只需考虑车辆横向动力学,因此采用二自由度车辆动力学模型分析车辆沿 y 轴的侧向运动和绕 z 轴的横摆运动^[10]。

二自由度车辆模型如图 4 所示。其中: OXY 为固定于地面的惯性坐标系; oxy 为固定于车身的局部坐标系; F_{yf} 、 F_{yr} 分别为前、后轮所受侧向力(侧偏力); F_{lf} 、 F_{lr} 分别为前、后轮所受纵向力; l_f 、 l_r 分别为前、后轴距; v_f 、 v_r 分别为前、后轮前进方向车速; θ_{vf} 、 θ_{vr} 分别为前、后轮前进方向与车身局部坐标系 x 轴的夹角; ω_r 为车辆横摆角速度; δ 为前轮转角; S 为车辆质心到 OX 轴的垂直距离,即车辆侧向位移。因为本文主要研究高速汽车直线行驶侧风稳定性,从而 OX 轴为理想的直线行驶路径,所以侧向位移 S 同时也是侧向位移误差,即横向误差 e_1 ;同理,航向角 φ 同时也是航向角误差 e_2 。

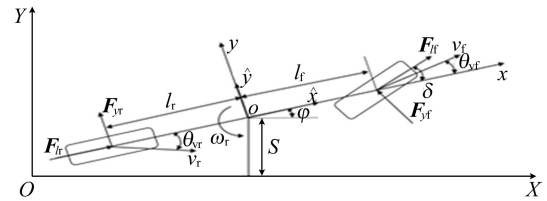


图 4 二自由度车辆模型

$$ma_y = F_{yf}F_{yr} \quad (5)$$

$$I_2\ddot{\varphi} = l_fF_{yf} - l_rF_{yr} \quad (6)$$

$$a_y = \ddot{y} + V_x\dot{\varphi} \quad (7)$$

其中: y 为侧向位移; V_x 为纵向速度。

通过侧偏力公式可获得近似公式,即

$$F_{yf} = 2C_{af}(\delta - \theta_{vf}) \quad (8)$$

$$F_{yr} = 2C_{ar}(-\theta_{vr}) \quad (9)$$

在小角度转向假设中,由 $\tan \theta \approx \theta$ 与 $V_y = \dot{y}$ 可得:

$$\theta_{vf} = \frac{\dot{y} + l_f\dot{\varphi}}{V_x} \quad (10)$$

$$\theta_{vr} = \frac{\dot{y} - l_r\dot{\varphi}}{V_x} \quad (11)$$

则有:

$$\begin{aligned} \ddot{e}_1 &= a_y - a_{ydes} = (\ddot{y} + V_x\dot{\varphi}) - V_x\dot{\varphi}_{des} = \\ &\ddot{y} + V_x(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_{des}) = \ddot{y} + V_x\dot{e}_2 \end{aligned} \quad (12)$$

联立上式可得车辆动力学模型的状态空间表达式为:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} e_1 \\ \dot{e}_1 \\ e_2 \\ \dot{e}_2 \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{2C_{af}+2C_{ar}}{mV_x} & \frac{2C_{af}+2C_{ar}}{m} & -\frac{2C_{af}l_f+2C_{ar}l_r}{mV_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{2C_{af}l_f-2C_{ar}l_r}{I_zV_x} & \frac{2C_{af}l_f-2C_{ar}l_r}{I_z} & -\frac{2C_{af}l_f^2+2C_{ar}l_r^2}{I_zV_x} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} e_1 \\ \dot{e}_1 \\ e_2 \\ \dot{e}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{2C_{af}}{m} \\ 0 \\ \frac{2C_{af}l_f}{I_z} \end{bmatrix} \delta + \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{2C_{af}l_f-2C_{ar}l_r}{mV_x} - V_x \\ 0 \\ -\frac{2C_{af}l_f^2+2C_{ar}l_r^2}{I_zV_x} \end{bmatrix} \dot{\varphi}_{des} \quad (13)$$

本文主要进行汽车侧风稳定性研究,理想路径应为直线,即理想横摆角速度 $\dot{\varphi}_{des} = 0$,因此车辆运动状态空间表达式为:

$$\dot{x} = Ax + B\delta \quad (14)$$

其中

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{2C_{af}+2C_{ar}}{mV_x} & \frac{2C_{af}+2C_{ar}}{m} & -\frac{2C_{af}l_f+2C_{ar}l_r}{mV_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{2C_{af}l_f-2C_{ar}l_r}{I_zV_x} & \frac{2C_{af}l_f-2C_{ar}l_r}{I_z} & -\frac{2C_{af}l_f^2+2C_{ar}l_r^2}{I_zV_x} \end{bmatrix};$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 2C_{af}/m \\ 0 \\ 2C_{af}l_f/I_z \end{bmatrix}; \quad x = \begin{bmatrix} e_1 \\ \dot{e}_1 \\ e_2 \\ \dot{e}_2 \end{bmatrix}.$$

2.2 LQR 控制策略

LQR(linear quadratic regulator)控制器即

线性二次型调节器,属于最优控制方法中发展最早且最成熟的一种控制器。控制原理为设计状态反馈控制器 K 使目标函数 J 取最小值,其中 K 矩阵由 Q 、 R 矩阵共同决定,LQR 控制器目标函数 J 表达式为^[11]:

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (15)$$

通过上文可以确定车辆的状态空间方程系数矩阵 A 、 B ,而矩阵 Q 、 R 可以根据需求选择。设计控制策略主要是为了改善汽车侧风稳定性,使侧向位移和横摆角度尽可能地减小,因此矩阵 Q 选择较大,矩阵 R 选择较小,通过方程求解矩阵 P ^[6],即

$$PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (16)$$

由(16)式得出 P 矩阵后,再求解 K 矩阵,即

$$K = R^{-1}B^T P \quad (17)$$

由此计算得出车辆在某一行驶状态下的最佳前轮转角,最后得到该时刻的最佳方向盘转角为 $\delta_s = i\delta$,其中 i 为转向传动比。

3 耦合计算方法

3.1 双向耦合平台

本文采用的动态双向耦合方法如图 5 所示。

空气动力学模型、多体动力学模型和耦合控制模块分别由 STAR CCM+、ADAMS/CAR 和 MATLAB 建立,将 STAR CCM+ 与 ADAMS/CAR 通过 MATLAB 进行耦合连接,并编写接口程序,从而实现 STAR CCM+ 与 ADAMS/CAR 之间的数据实时交换^[12]。

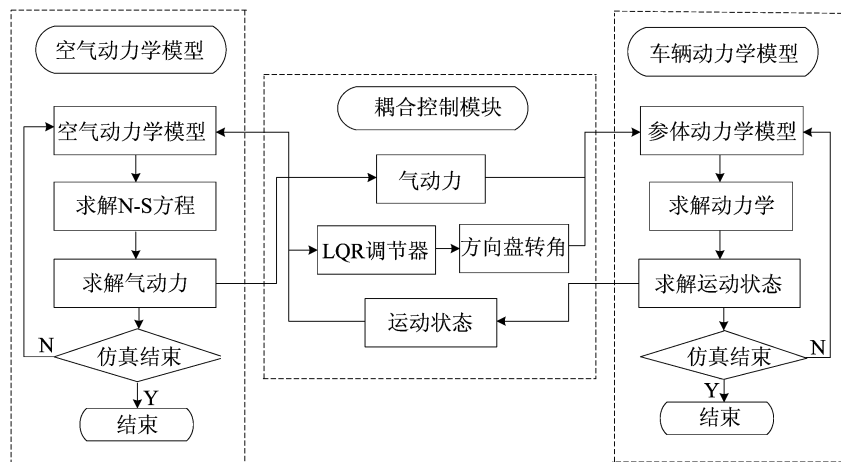


图 5 双向耦合原理图

STAR CCM+ 通过 JAVA 宏命令读取车辆侧向速度和横摆角速度数据,并利用重叠网格技

术计算出此时的气动六分力,将其输出到 MATLAB 中;MATLAB 根据控制策略得出最佳方向

盘转角,并将气动六分力与该方向盘转角输出到 ADAMS/CAR 中;ADAMS/CAR 通过输入数据计算出车辆运动状态,并将运动状态输出至 STAR CCM+ 中。

循环往复,从而实现汽车空气动力学与多体动力学的实时动态双向耦合。

3.2 主动转向控制仿真验证

仿真车辆以 30 m/s 车速直线行驶,并且给定 -15° 、 -10° 、 -5° 、 5° 、 10° 、 15° 的方向盘转角行驶,转向半径 R 估算公式^[10]为:

$$R = L / \tan \theta \quad (18)$$

其中: L 为汽车轴距; θ 为前轮转角。

仿真与计算转向半径的对比见表 3 所列。

从表 3 可以看出,仿真与计算转向半径的误差保持在 5% 以内,验证了本文所搭建模型的主动转向控制的鲁棒性。

表 3 仿真与计算转向半径对比

转角/ $^\circ$	-15	-10	-5	5	10	15
计算半径/m	194	290	582	582	290	194
仿真半径/m	198	277	561	560	276	198
误差/%	2.1	4.5	3.6	3.8	4.8	2.1

4 主动前轮转向控制的侧风稳定性分析

车辆以 30 m/s 车速直线行驶,受(4)式阶跃侧风作用,时间为 2 s,侧风最大速度为 10 m/s。

4.1 动力学响应分析

基于主动前轮转向控制与无控制的车辆横摆角度变化对比,如图 6 所示。

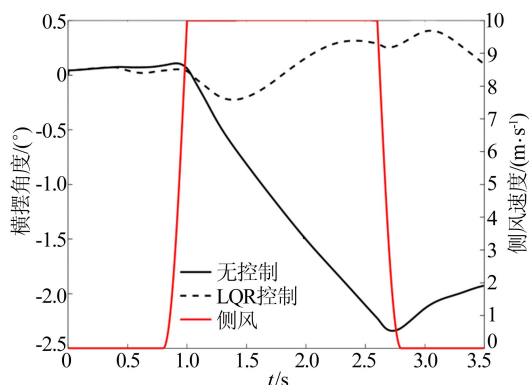


图 6 横摆角度

从图 6 可知:在遭遇侧风之前车辆的横摆角近似为 0° ;当车辆受到侧风作用后,车辆在无控制时横摆角逐渐增大至 -2.33° ,而有控制的最大横摆角仅为 0.41° ;在离开侧风区域后,车辆无控

制时由于轮胎侧偏力的减小而导致侧偏角减小,车辆的横摆角减小至 -1.95° ,而在 3.5 s 时增加主动前轮转向控制,横摆角则趋近于 0° 。

车辆侧向位移变化的对比,如图 7 所示。

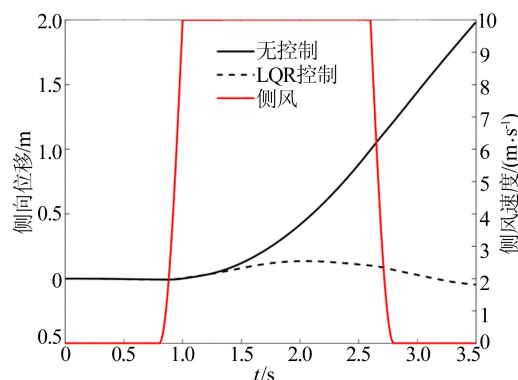


图 7 侧向位移

由图 7 可知:当受到侧风影响后,车辆的最大侧向位移达到 1.98 m,远大于高速公路行驶时的最大安全位移 0.875 m,车辆会进入其他车道,可能造成危险;而采用主动前轮转向控制的车辆,最大侧向位移仅为 0.13 m,并且在 3.5 s 时接近于 0,车辆始终处于安全状态。

车辆横摆角速度与侧向速度变化曲线分别如图 8、图 9 所示。由图 8、图 9 可知:采用主动前轮转向控制的车辆横摆角速度变化频率更高,这主要是对车辆的行驶路径进行调整引起的;同时有控制车辆的侧向速度变化幅度也小于无控制车辆,车辆能够平稳通过侧风区域。

LQR 调节器的设计综合考虑横摆角度、侧向位移、横摆角速度、侧向速度 4 个参数,目的是使行驶车辆的侧向位移和横摆角度尽可能为 0,并防止控制过程中产生过大的横摆角速度而使乘员感觉不适,从而使车辆平稳、安全地通过侧风区域。

方向盘转角变化曲线如图 10 所示。由图 10 可知,在遭遇侧风之前,方向盘转角近似为 0° ;在 0.8 s 时受到侧风影响后,转动方向盘以抵御侧风干扰;在 1.8 s 时,方向盘转角达到最大值 3.3° ,随后逐渐减小方向盘转角防止横摆角速度过大;在 2.9 s 时方向盘转角减小为 0° 并反向增大方向盘转角,由于此时车辆已通过侧风区域且横摆角度大于 0° ,反向转动方向盘使横摆角速度减小并变为负数,从而使车辆横摆角度和侧向位移接近于 0,即车辆恢复直线行驶工况。而 LQR 调节器下的方向盘转角变化过程与车辆的横摆角度、侧向位移、横摆角速度、侧向速度等变化过程相对

应,能够使车辆平稳、安全地通过侧风区域。

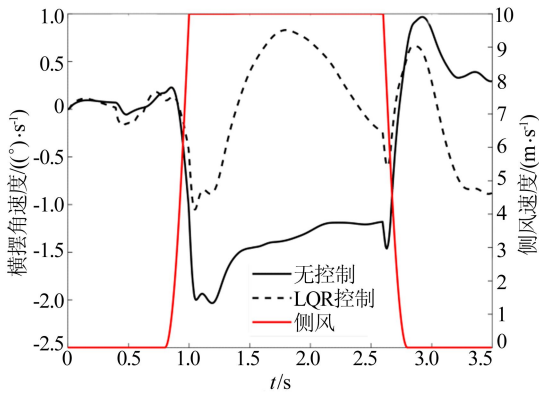


图 8 横摆角速度

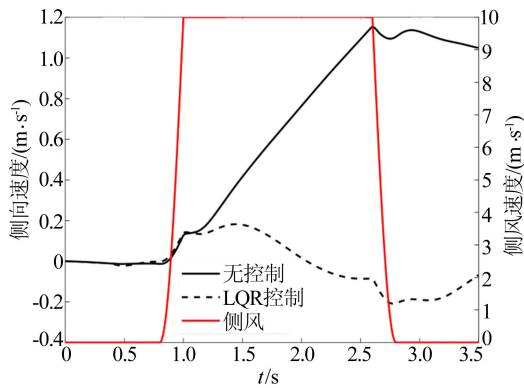


图 9 侧向速度

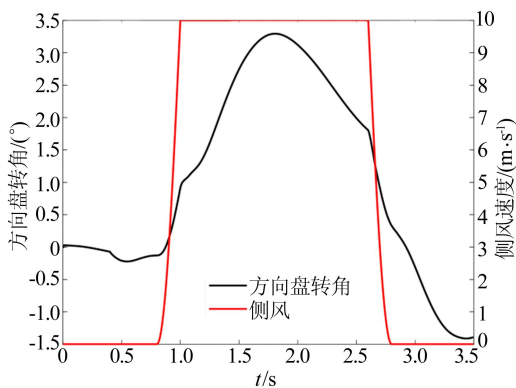


图 10 方向盘转角

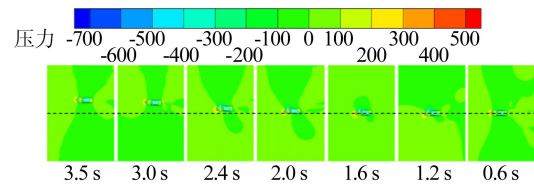
4.2 流场分析

车辆在无控制和有主动前轮转向控制时行驶路径变化和车身周围压力云图如图 11 所示。

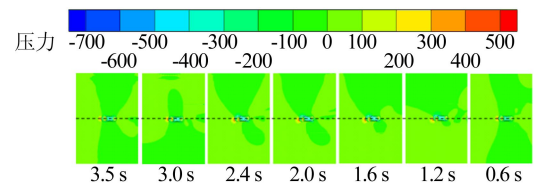
从图 11a 可以看出:当 $t=0.6\text{ s}$ 时,车辆未进入侧风区域,车辆表面压力分布是近似对称的,车辆的侧向位移与横摆角度几乎为 0;当 $t=1.2\text{ s}$ 时,车辆已进入侧风区域,车辆表面压力分布不对称,在侧向力与横摆力矩的作用下,车辆产生侧向位移与横摆角度;当 $t=2.4\text{ s}$ 时,车辆驶出侧风区

域,由于车辆已经发生横摆,行驶轨迹继续右移。

从图 11b 可以看出,在进入侧风区域之前与离开侧风区域之后,车身表面压力云图近似对称,在侧风区域中车身周围压力虽然分布不对称,但是在主动前轮转向控制的作用下,车辆的侧向位移与横摆角度保持在较小的状态,使得车辆稳定、安全地通过侧风区域。



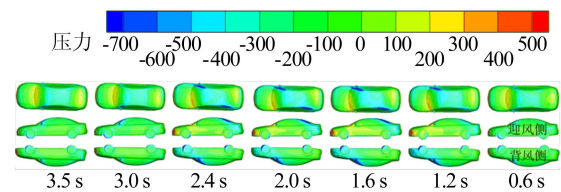
(a) 无控制



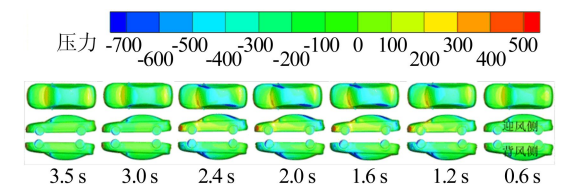
(b) 有主动前轮转向控制

图 11 无控制和有控制时车辆行驶路径和车身周围压力云图

无控制和有主动前轮转向控制的车身表面压力分布如图 12 所示。从图 12 可以看出:在 $t=0.6\text{ s}$ 时,未受到侧风作用下的车身表面压力呈对称分布;在 $t=1.2\text{ s}$ 时,遭遇侧风,车身表面压力分布不对称;在 $t=2.4\text{ s}$ 时,有主动前轮控制比无控制的迎风侧正压力更大,这是由于主动前轮转向控制需要调整行驶路径,减小横摆角导致侧向力增加;在 $t=3.0\text{ s}$ 时,侧风消失,有主动前轮转向控制的压力分布比无控制的压力分布更对称,这是由于主动前轮转向控制减小了车辆横摆角度而使流场分布更均匀。



(a) 无控制



(b) 有主动前轮转向控制

图 12 无控制和有控制时车身表面压力云图

5 结 论

(1) 侧风环境下,车身周围流场具有明显的瞬态特性,气动载荷会发生较大的变化,车辆的运动状态也随之改变。本文通过分析车身运动与流场的耦合作用,结合相关软件数据接口的二次开发,搭建了一种转向控制的双向耦合方法。

(2) 相对于无控制,在侧风环境下的车辆添加主动前轮转向控制后能够快速响应控制并且迅速回到目标行驶轨迹,无控制与有主动前轮转向控制车辆的最大侧向位移分别为 1.98 m 和 0.13 m,最大横摆角分别为 -2.33° 和 0.41° ,添加控制后,最大侧向位移减小了 93%,最大横摆角减小了 82%,明显改善了汽车侧风稳定性。

参 考 文 献

- [1] 谷正气,丰成杰,陈阵,等. 汽车侧风稳定性的双向耦合方法研究[J]. 北京理工大学学报,2016,36(9):923-928.
- [2] CARBONNE L, WINKLER N, EFRAIMSSON G. Use of full coupling of aerodynamics and vehicle dynamics for numerical simulation of the crosswind stability of ground vehicles; SAE Technicle Papers 2006-01-8148 [R]. [S. l.]: SAE,2016.
- [3] WINKLER N, DRUGGE L, TRIGELL A S, et al. Coupling aerodynamics to vehicle dynamics in transient crosswinds including and driver model[J]. Computers & Fluids, 2016, 138:26-34.
- [4] 钱卫东,葛如海,刘斌. 侧风干扰下主动油气悬架车辆行驶稳定性研究[J]. 机械设计与制造,2009(9):101-103.
- [5] 张辉. 基于主动四轮转向系统的高速汽车侧风稳定性控制研究[D]. 杭州:浙江大学,2014.
- [6] 黄泰明,谷正气,万忠民,等. 基于动态双向耦合的高速汽车侧风稳定性控制研究[J]. 北京理工大学学报,2018,38(9):927-933.
- [7] 罗泽轩,谷正气,丰成杰,等. 基于双向耦合方法的汽车侧风稳定性研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版),2018,41(3):305-312.
- [8] 丰成杰. 基于气动与系统动力双向耦合的汽车侧风稳定性研究[D]. 长沙:湖南大学,2016.
- [9] 胡振,苏楚奇,张倩文,等. 桥隧连接路段厢式半挂车侧风稳定性分析[J]. 机械科学与技术,2020,39(12):1952-1956.
- [10] 余志生. 汽车理论[M]. 6版. 北京:机械工业出版社,2019.
- [11] 赵克刚,郭泉成,裴锋,等. 基于最优控制的智能车路径跟踪算法[J]. 机械与电子,2018,36(7):76-80.
- [12] WANG Y P, ZHANG Z Y, ZHANG Q W, et al. Dynamic coupling analysis of the aerodynamic performance of a sedan passing by the bridge pylon in a crosswind[J]. Applied Mathematical Modelling, 2021, 89:1279-1293.
- [13] 谷正气,丰成杰,陈阵,等. 汽车侧风稳定性的双向耦合方法研究[J]. 北京理工大学学报,2016,36(9):923-928.
- [14] 祝昌洪. 液压机械无级变速器的设计与仿真研究[D]. 成都:西南交通大学,2011.
- [15] 苑士华. 多段液压机械双流无级传动的理论与试验研究[D]. 北京:北京理工大学,1999.
- [16] 李帅. 泵控马达闭式回路调速控制系统特性研究[D]. 杭州:浙江大学,2010.
- [17] 韩长仪. 液压系统节能方法基础研究[D]. 沈阳:东北大学,2010.
- [18] 张明柱,周志立,徐立友,等. 农业拖拉机用多段液压机械无级变速器设计[J]. 农业工程学报,2003,19(6):118-121.
- [19] 常佳男. 拟 DCT 复合式机械-静压双流传动系统研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2017.
- [20] 陆军. 机械-静压双流传动系统研究与液压调速控制系统设计[D]. 合肥:合肥工业大学,2017.
- [21] 郝子瑞,孙保群,潘鑫. 基于功率内分流的液压-机械双流传动系统研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版),2018,41(8):1023-1028.
- [22] 徐湘元. 自适应控制与预测控制[M]. 北京:清华大学出版社,2017.
- [23] 陈军. 车辆动力学建模与模拟的研究[J]. 汽车研究与开发,1999(4):21-22.
- [24] 镇江:江苏大学,2010.

(责任编辑 胡亚敏)

(上接第 14 页)

- [7] XU L, ZHOU Z, CAO Q, et al. Study on matching strategies and simulation of hydro-mechanical continuously variable transmission system of tractor[C]//International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation. [S. l.]: IEEE, 2010:527-530.
- [8] 夏海南. 液压机械传动在工程机械上的应用[J]. 工程机械, 2000(3):17-19.
- [9] ZENG X W. Improving the energy density of hydraulic hybrid vehicle (HHVs) and evaluating plug-in HHVs[D]. Detroit, Michigan Ohio University, 2010.
- [10] 祝昌洪. 液压机械无级变速器的设计与仿真研究[D]. 成都:西南交通大学,2011.
- [11] 苑士华. 多段液压机械双流无级传动的理论与试验研究[D]. 北京:北京理工大学,1999.
- [12] 高国生,赖涤泉. 液压机械无级变速器结构参数的选择[J]. 机械传动,1998,22(4):3-5.
- [13] 王岩. 变量泵控制变量马达系统建模及控制[J]. 控制理论与应用,2012(1):41-46.
- [14] 孙伟,赵耀,刘林. 无人履带装甲车双流传动系统研究计算与仿真[J]. 机械工程师,2015(10):24-26.
- [15] 韩梅梅. 液压机械无级变速器效率和换挡特性研究与分析

(责任编辑 胡亚敏)