

# 考虑路面识别与车速观测的 ABS控制系统设计

汽车动力学课程大作业

小组成员：黄昌尧 肖飞宇 应鹏飞 薛仲瑾 王如月

2019-01-20



# 目录

- 一、车速观测
- 二、路面识别
- 三、单轮ABS控制系统设计
- 四、2DOF模型ABS控制系统设计
- 五、7DOF模型ABS控制系统设计

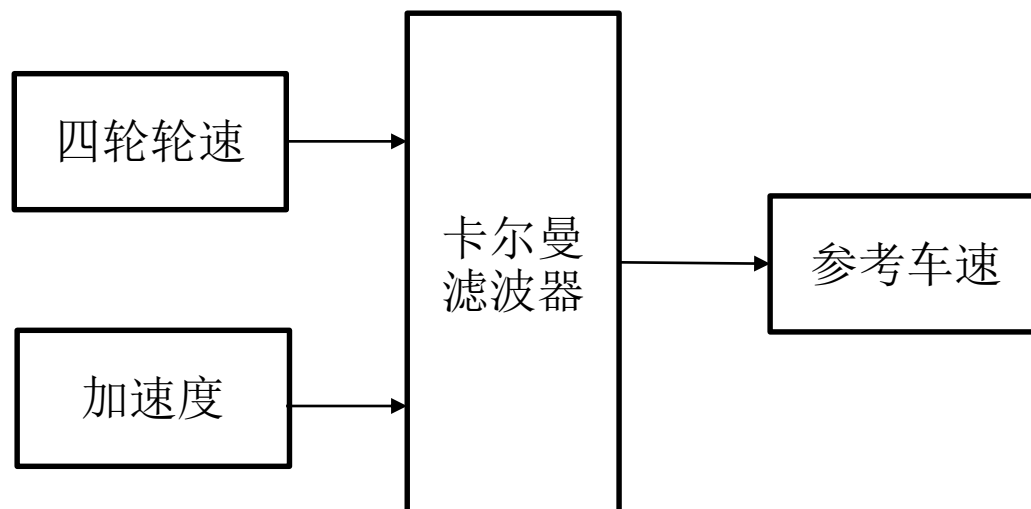


# 一、车速观测

黄昌尧



## 参考车速估计原理



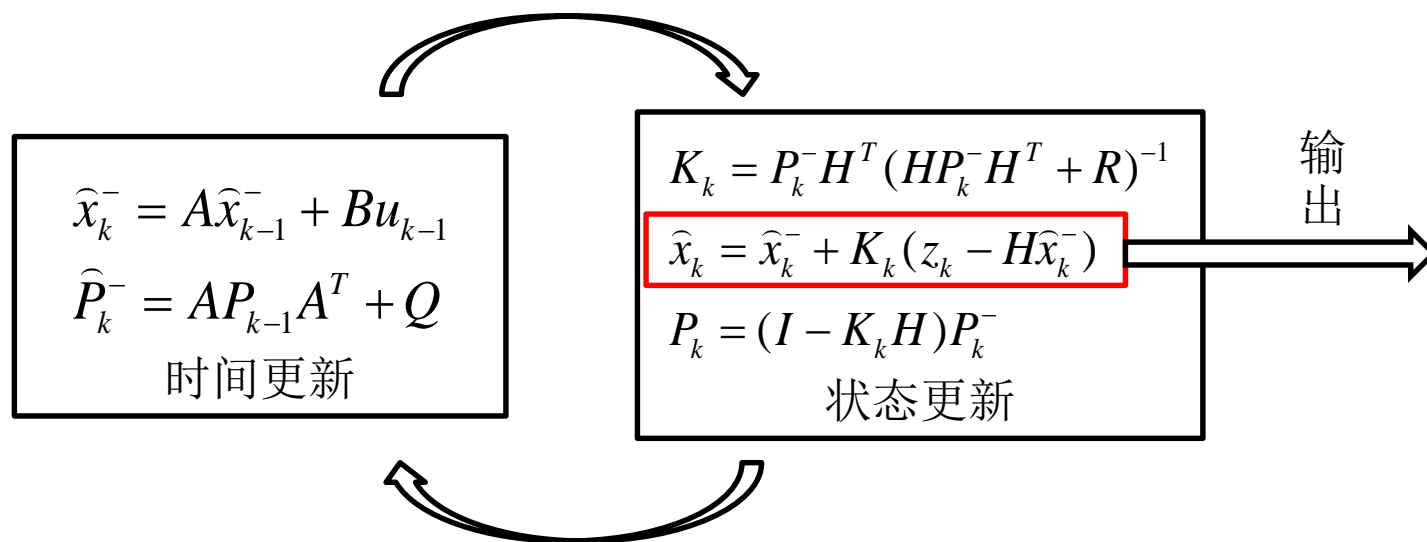
要在控制器中计算滑移率必须知道参考车速，而参考车速只能由四个轮速传感器和一个加速度传感器的测量值计算得到



# 卡尔曼滤波简介

$$x_k = Ax_{k-1} + Bu_{k-1} + w_{k-1} \quad \text{状态方程}$$

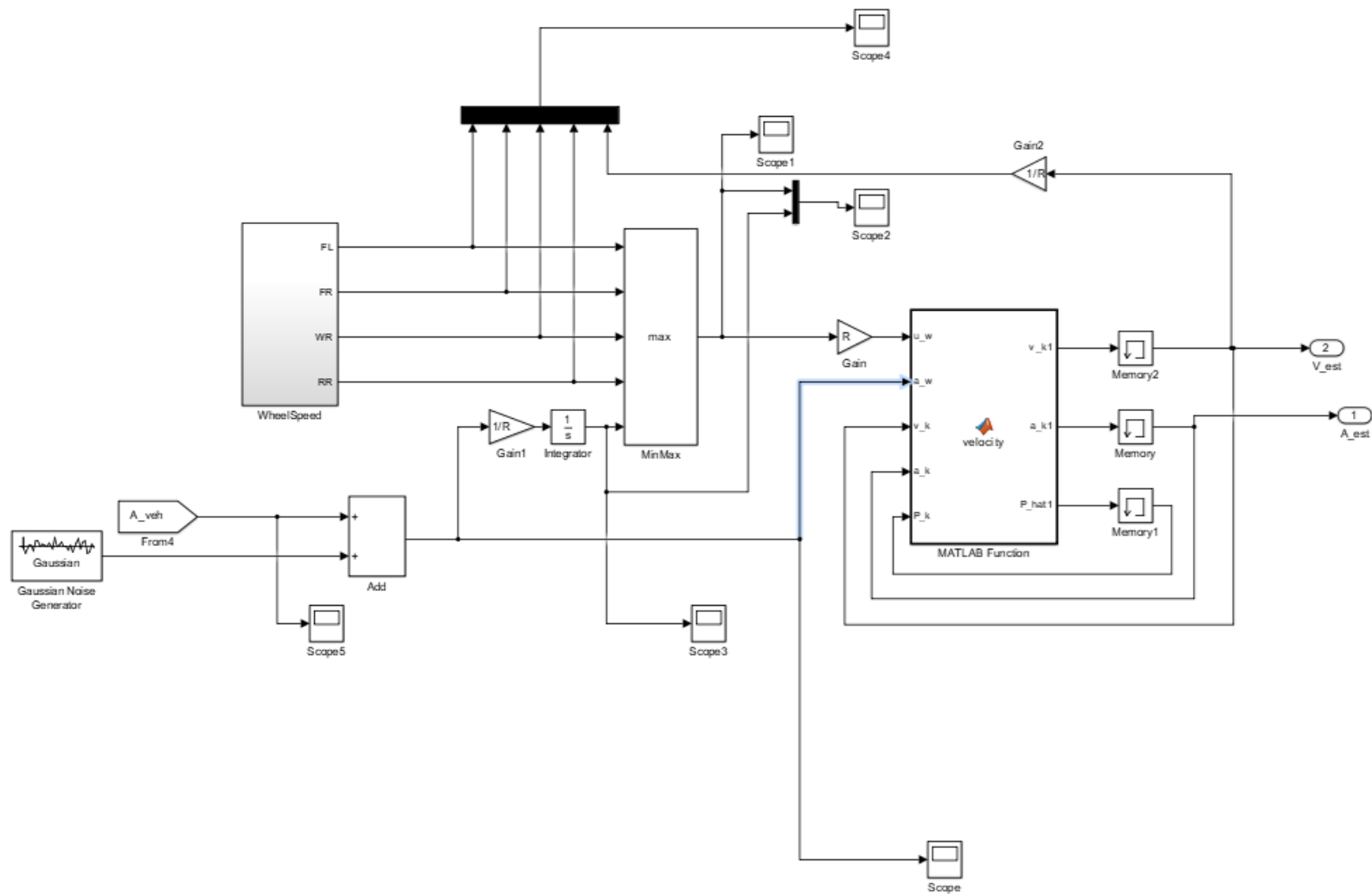
$$z_k = Hx_k + s_{k-1} \quad \text{量测方程}$$



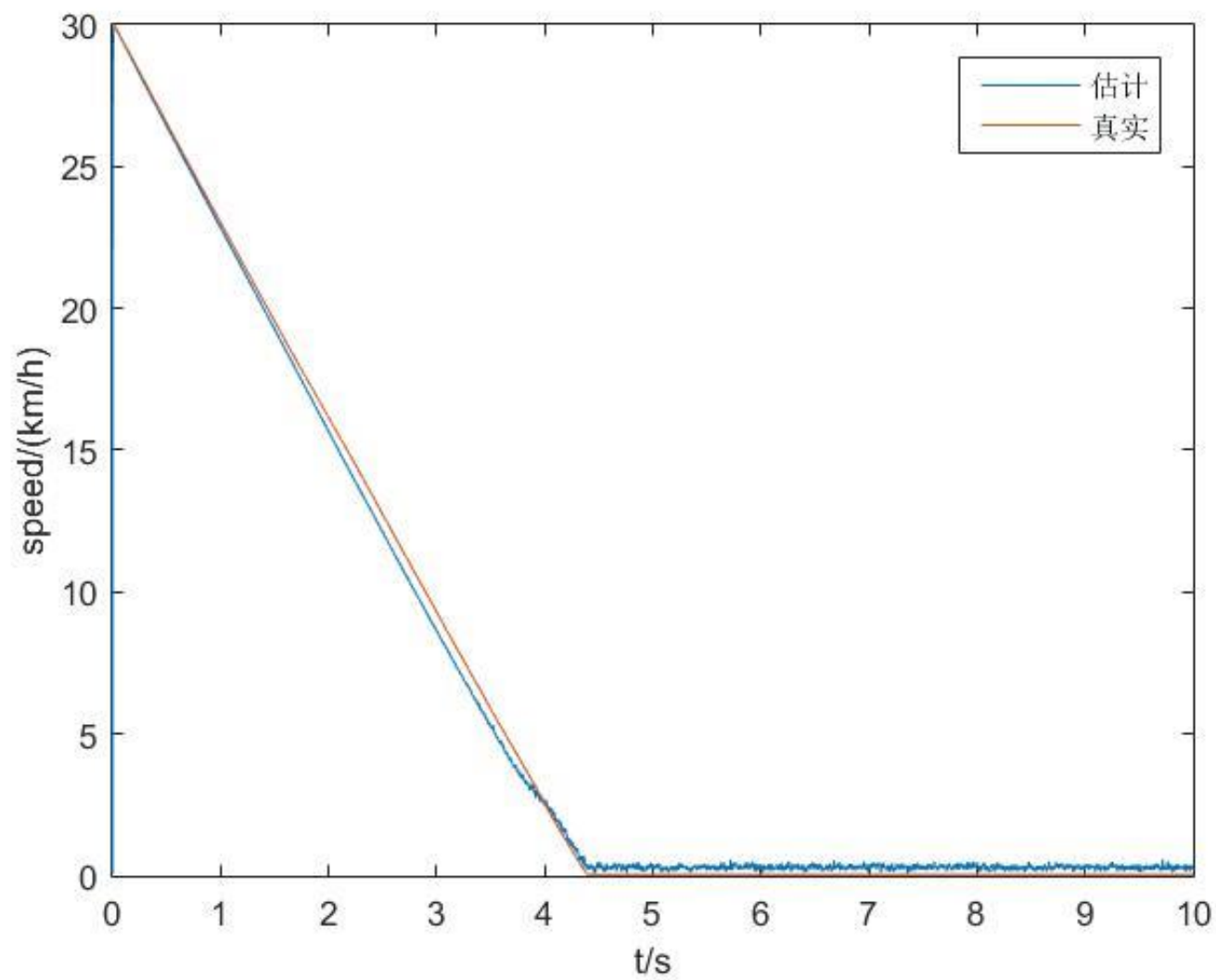
$$x_k = \begin{pmatrix} v_k \\ a_k \end{pmatrix} \quad B = 0, u_k = 0 \quad A = \begin{pmatrix} 1 & T \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \quad H = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$$



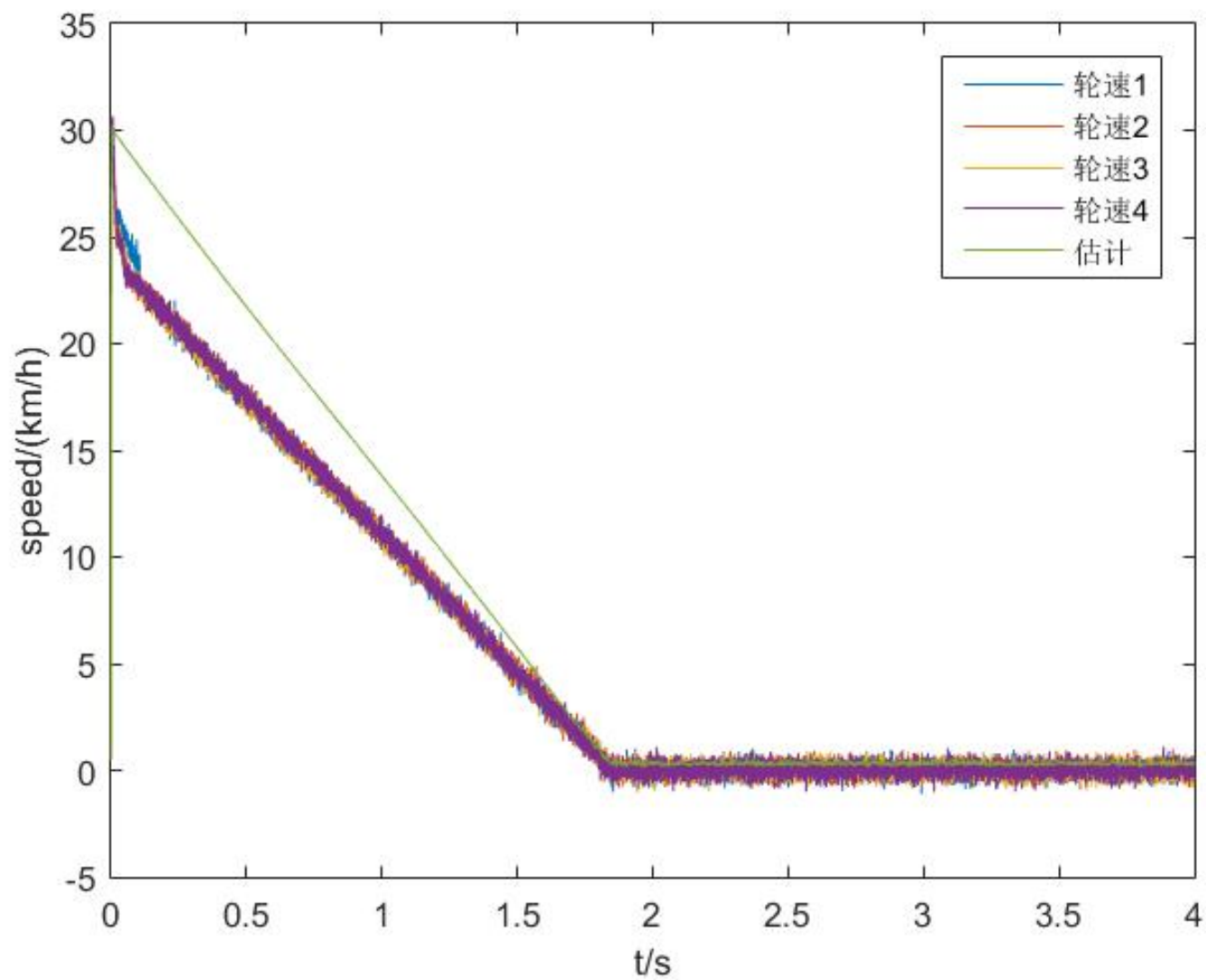
# Simulink设计结果



# 车速估计结果



# 车速估计结果





## 二、路面识别

肖飞宇



# 基于 $\mu - \lambda$ 曲线的最佳滑移率估计

对于ABS控制系统而言，最重要的是要对于路面条件进行观测得到最佳的滑移率从而进行有效的控制。而 $\mu - \lambda$ 曲线是强非线性的函数，想要利用参数模型进行准确表示是很困难的，而从曲线的形状来进行最佳滑移率 $\lambda_d$ 的寻找却是可行的。观察其特点可以发现：

1. 在曲线的稳定区域即 $\lambda < \lambda_d$ 的区域随着滑移率的变大附着系数逐渐增大，此时曲线的斜率为正
2. 在曲线的非稳定区域即 $\lambda > \lambda_d$ 的区域随着滑移率的增大附着系数逐渐减小，此时曲线的斜率为负
3. 在 $\lambda = \lambda_d$ 处，附着系数达到极值，此时曲线斜率为零

显然，并不需要非常精确的估计出 $\lambda_d$ 的值才能实现所需要的控制，而只需要判断关系曲线的形状就可以确定是否应该增大或者减小制动力矩的输出

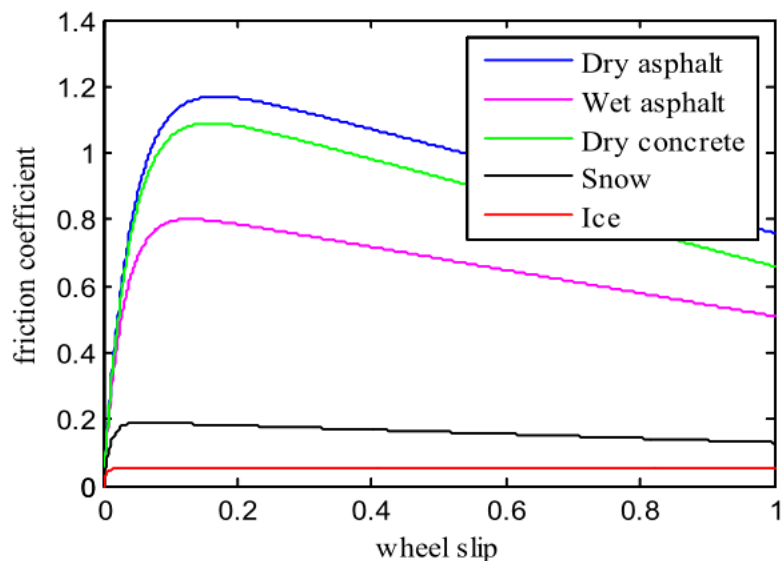


Fig. 1 Coefficient of road friction against wheel slip ratio



# 最佳滑移率估计：公式推导

单轮模型中，车轮制动时的方程可以简化为：

$$J\dot{\omega} = F_t \cdot R - T_b$$

进一步的有

$$J\dot{\omega} = \mu(\lambda)F_z \cdot R - T_b$$

可以得到

$$\mu(\lambda) = \frac{J\dot{\omega} + T_b}{F_z \cdot R}$$

上式对时间求导得到

$$\frac{d\mu}{dt} = \frac{J\ddot{\omega} + \dot{T}_b}{F_z \cdot R}$$



## 最佳滑移率估计：公式推导

而车轮滑移率的定义公式

$$\lambda = \frac{V - w \cdot R}{V} = 1 - \frac{w \cdot R}{V}$$

求导得到滑移率随着时间的变化

$$\frac{d\lambda}{dt} = \frac{wRV - VR\dot{w}}{V^2}$$

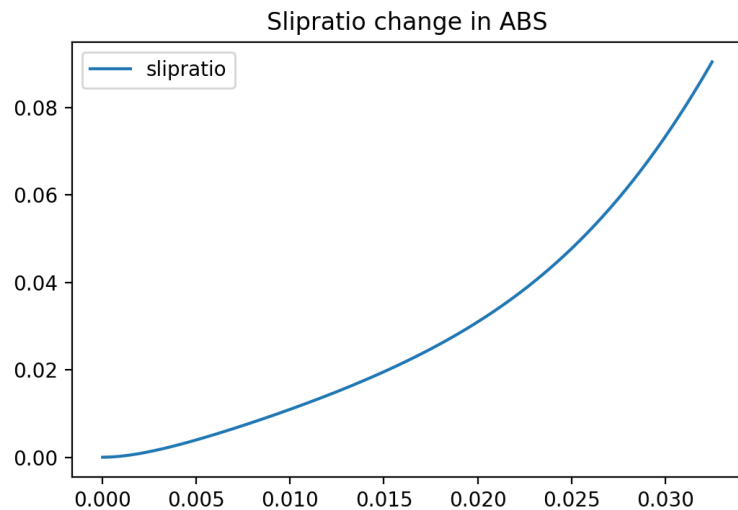
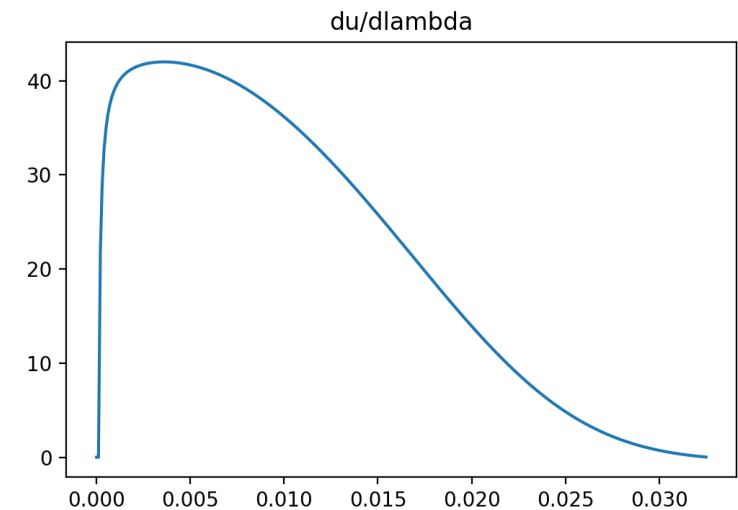
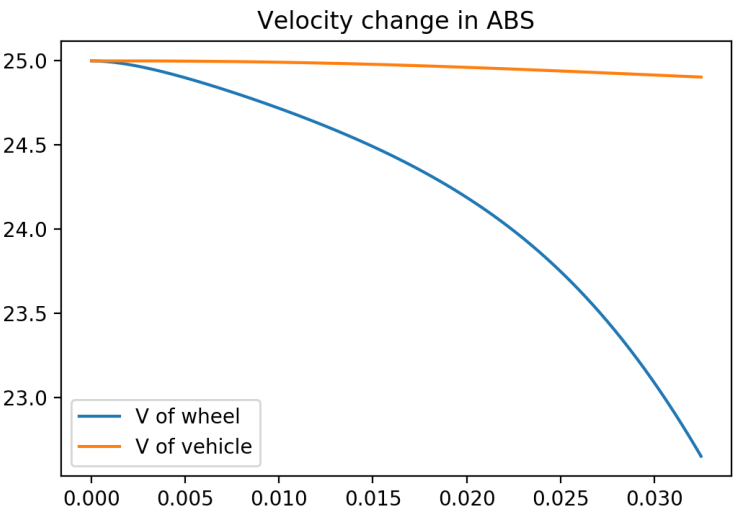
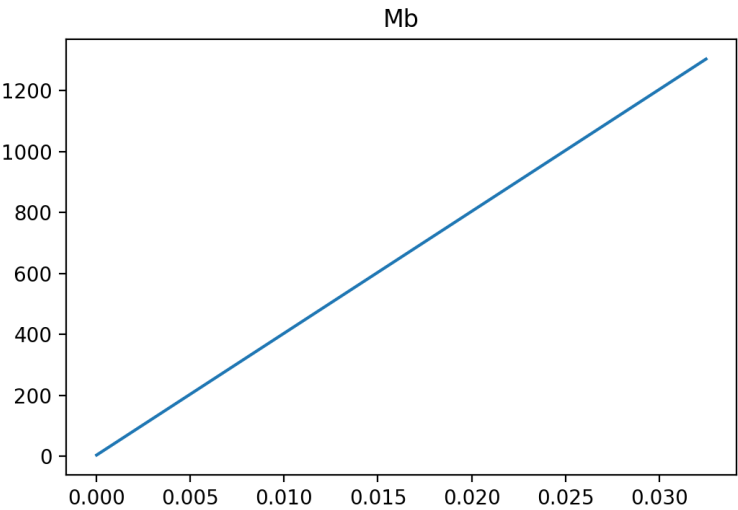
综合可以得到

$$\frac{d\mu}{d\lambda} = \frac{d\mu/dt}{d\lambda/dt} = \frac{J\ddot{w} + T_b}{F_z \cdot R} \cdot \frac{V^2}{wRV - VR\dot{w}}$$

而上式中  $V, R, F_z$  均为正数，所以  $\frac{d\mu}{d\lambda}$  的正负即由  $\frac{J\ddot{w} + T_b}{wRV - VR\dot{w}}$  的正负决定的



# 最佳滑移率估计：估计结果



# 三、单轮ABS控制系统设计

肖飞宇



# 光滑滑模控制

采取一种光滑滑模的控制算法，可以有效抑制传统滑模算法的震荡特性

对于 **ABS** 系统，选取滑移率为控制对象，通过期望的滑移率  $\lambda_d$ ，以消除追踪误差为目标，控制车轮的滑移率保持在期望的滑移率附近

对于单轮模型其车辆动力学模型为

$$M\dot{v} = -F_s$$

$$J\dot{\omega} = F_s R - T_b$$

$$F_s = \mu F_z$$

代入滑移率对时间导数得到

$$\dot{\lambda} = -\frac{\mu g}{v} \left[ \left( 1 - \lambda \right) + \frac{MR^2}{J} \right] + \frac{T_b R}{Jv} = f(\lambda, t) + b(\lambda, t)\mu(t)$$



# 光滑滑模控制

选取制动力矩 $T_b$ 为控制变量，控制目的是使得滑移率遵循期望的轨迹变化，对于滑移率定义滑移面

$$s = \lambda - \lambda_d$$

显然，当系统沿着滑动超平面运动时，恒成立

$$\dot{S}(t) = 0$$

可以求解出等效的控制力矩 $T_{beq}$ 为

$$T_{beq} = \frac{J\mu g}{R}(1 - \lambda) + \mu M g R$$

当系统在滑动超平面之外时，需要加入罚项，保证系统状态可以达到滑动超平面

$$T_p = \beta s \operatorname{sgn}(s)$$

滑模控制需要满足可达条件

$$s\dot{s} \leq -\eta|s|$$





# 光滑滑模控制

进一步得到

$$\beta \geq \eta \frac{Jv}{R}$$

从而可以得到系统控制量

$$T_b = T_{beq} + T_p = \frac{J\mu g}{R}(1 - \lambda) + \mu MgR + \beta \operatorname{sgn}(s)$$

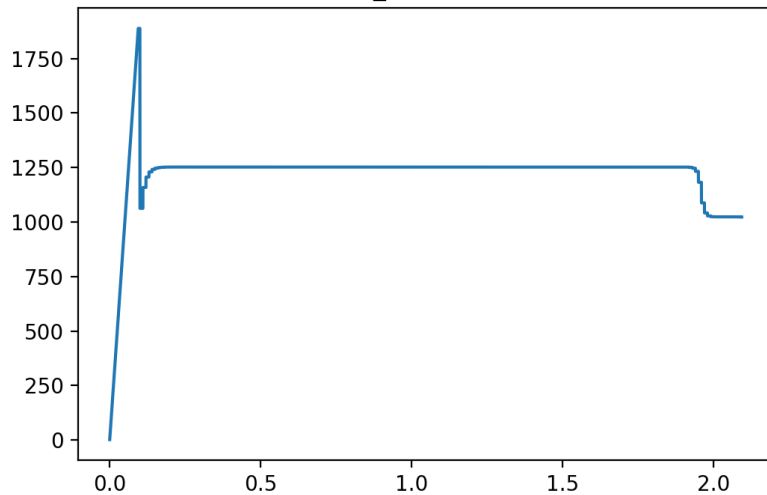
然而，对于这一的系统其罚项的切换的不连续性会导致抖颤，所以采用换为光滑的控制，用系统状态到滑动面的距离即滑动函数代替符号函数，得到

$$T_b = \frac{J\mu g}{R}(1 - \lambda) + \mu MgR + \rho s$$

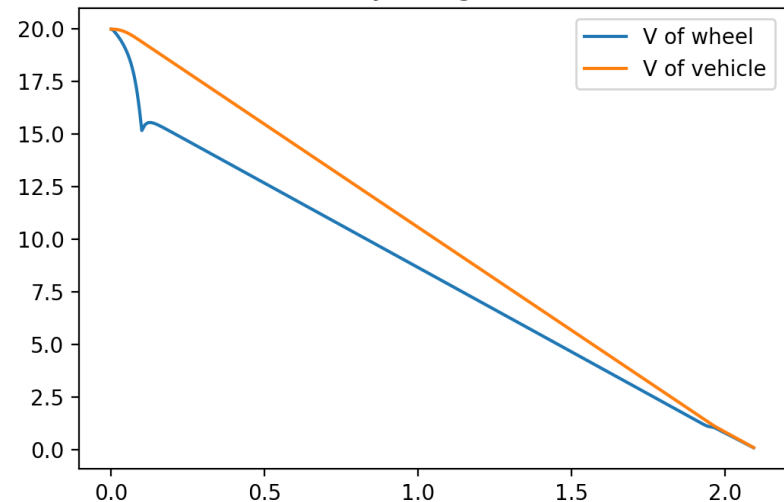


# 控制结果：高附

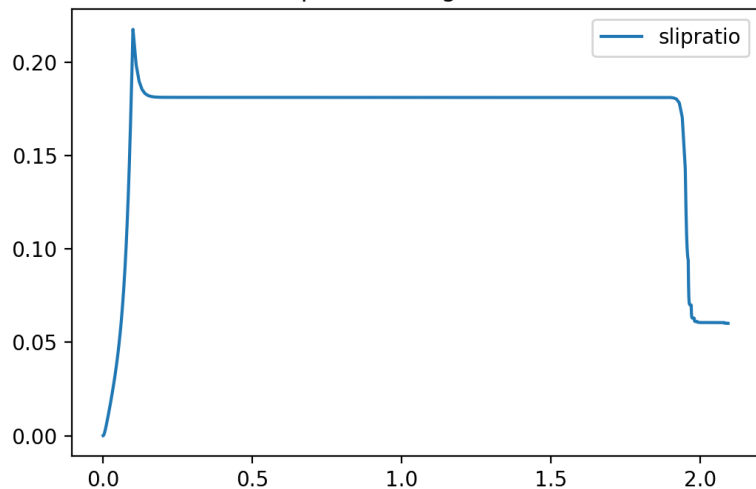
Mb\_slidemode



Velocity change in ABS



Slipratio change in ABS

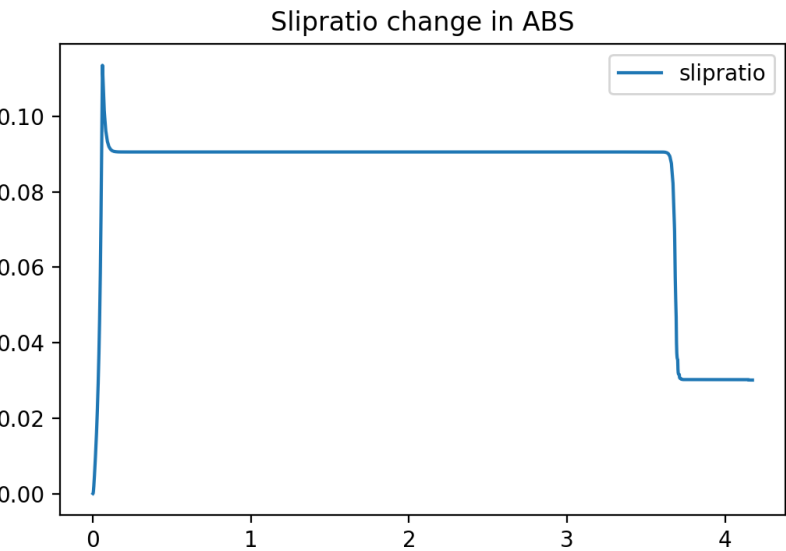
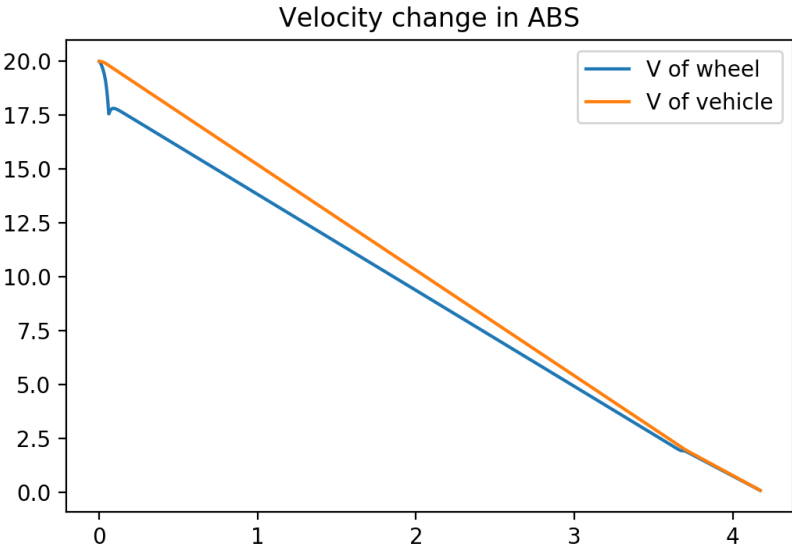
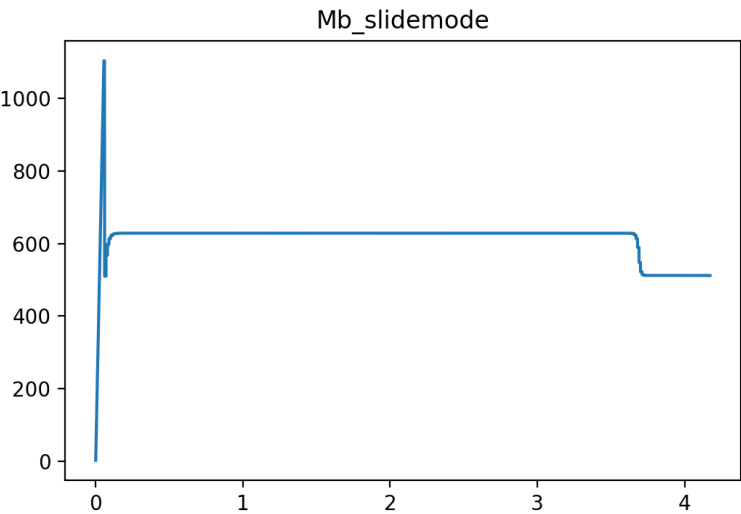


The desired slip-rate 0.1811

Estimated ground condition 1



# 控制结果：低附



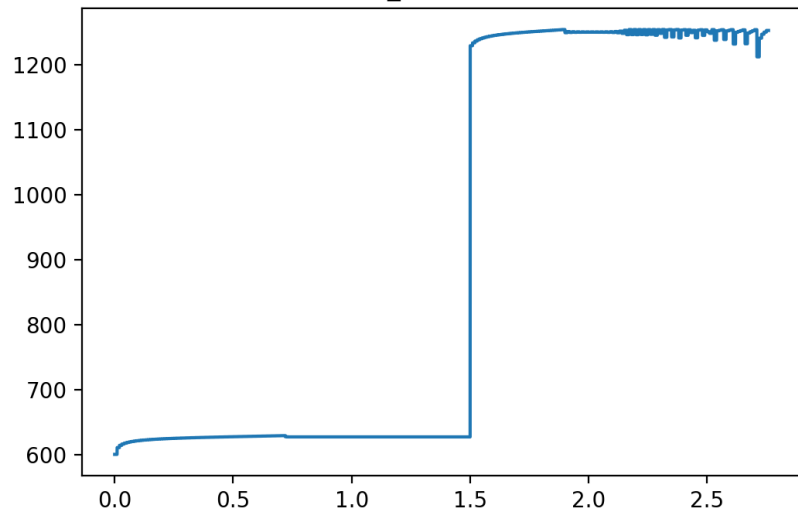
The desired slip-rate 0.0905

Estimated ground condition 0.5

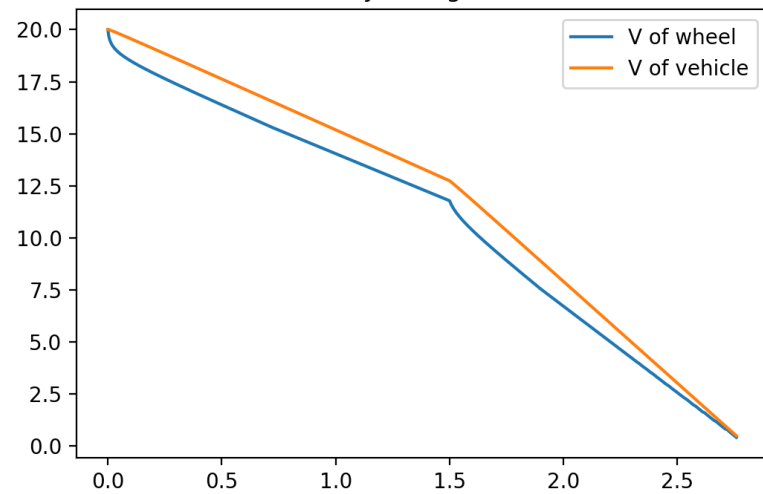


# 对接路面：低附到高附

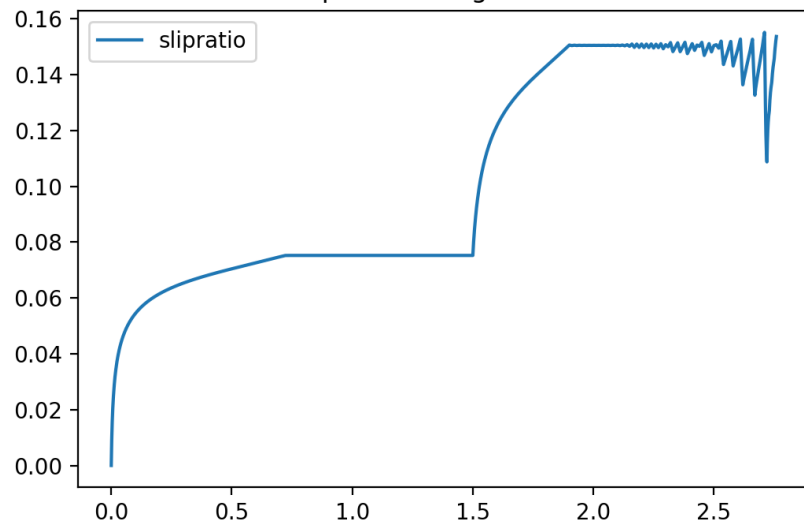
Mb\_slidemode



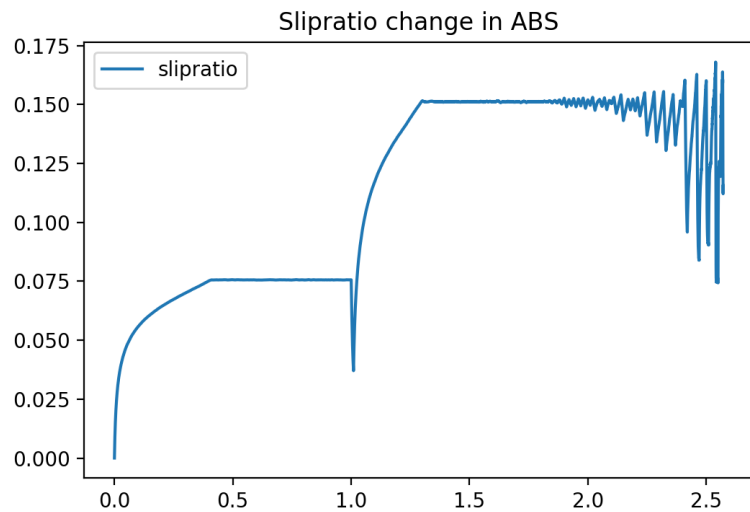
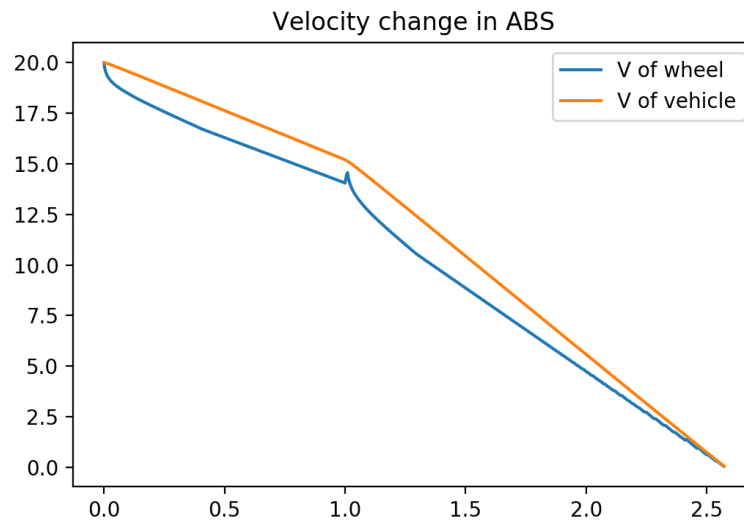
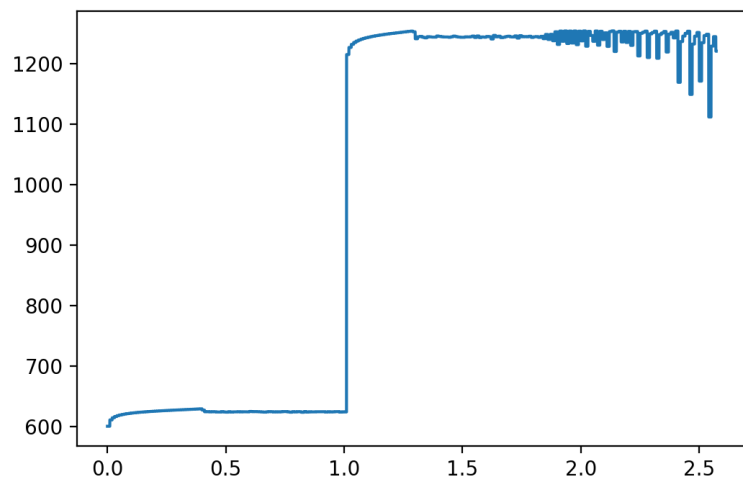
Velocity change in ABS



Slipratio change in ABS



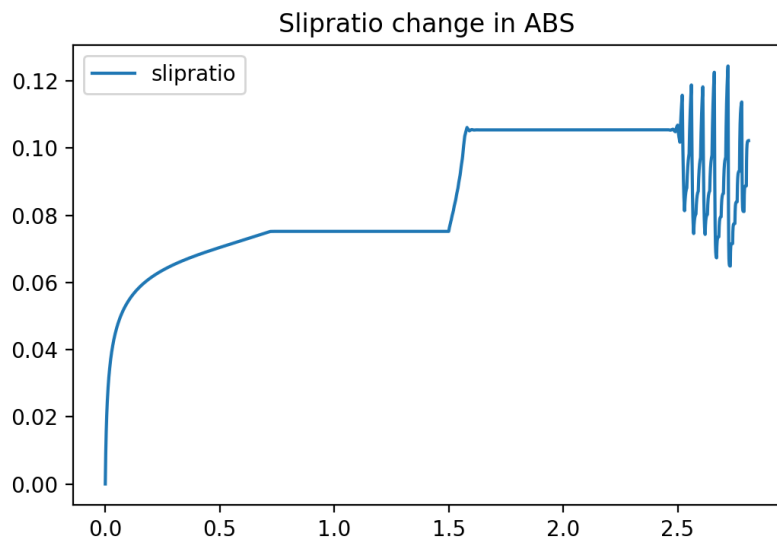
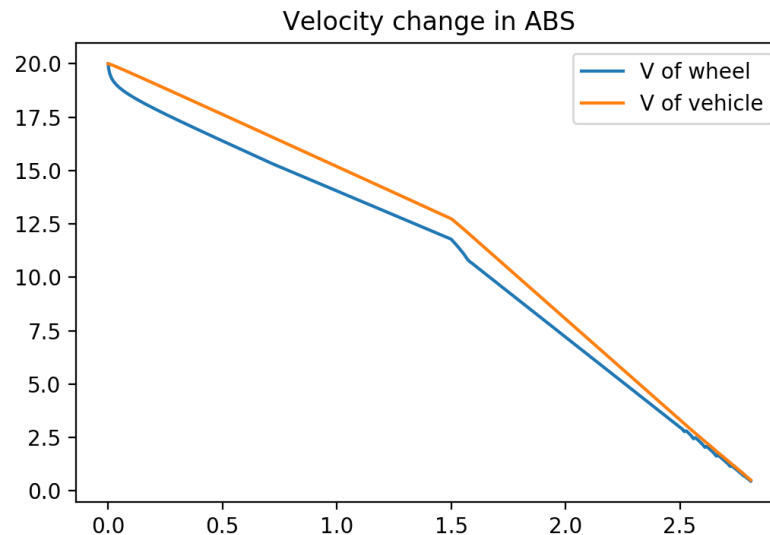
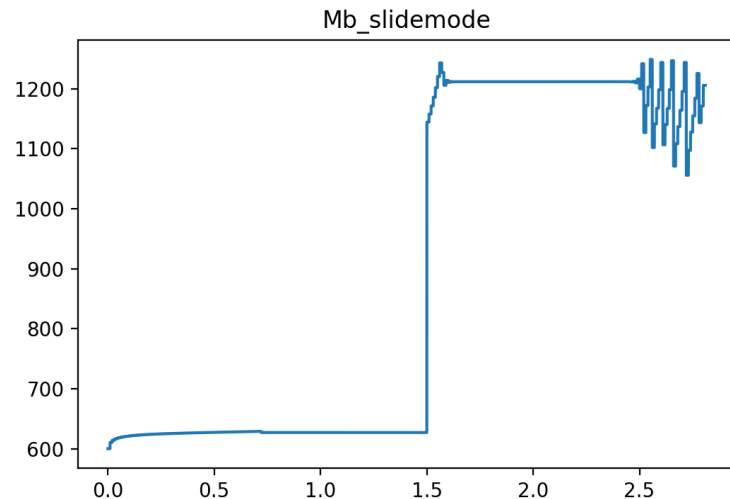
# 一定噪声下的控制



路面的摩擦加入-0%-1%的随机扰动



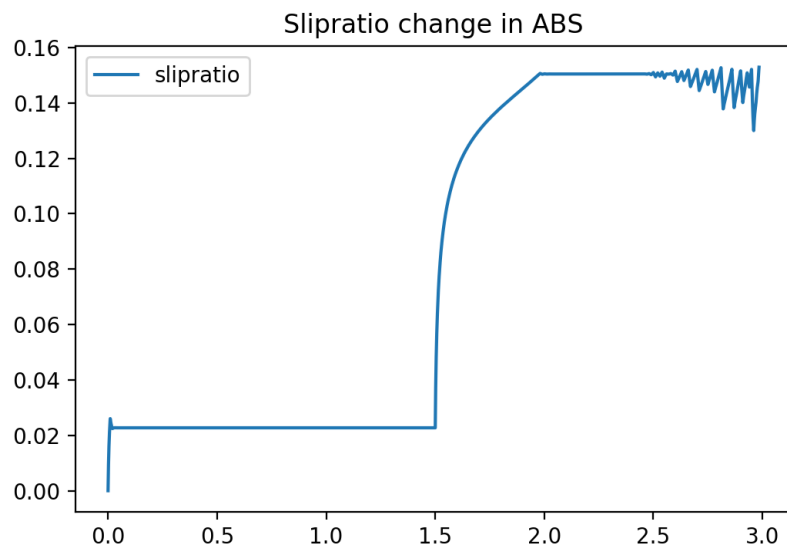
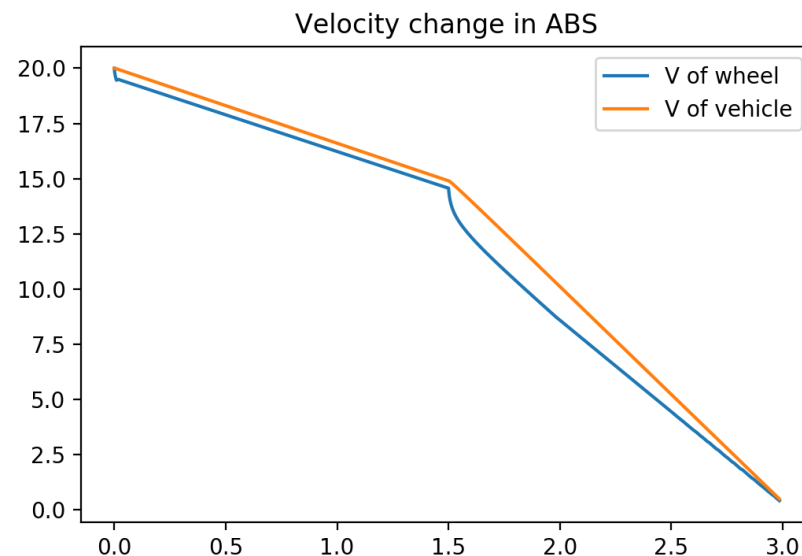
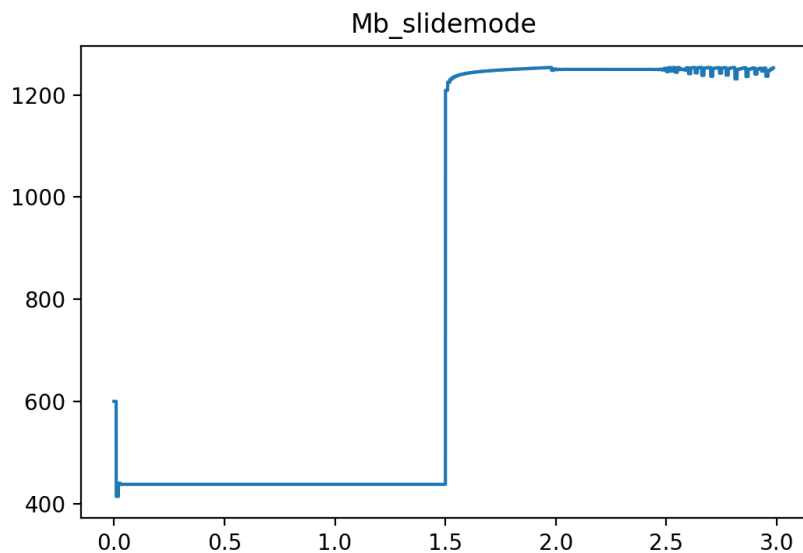
# 对滑移率估计的稳定性—低估目标滑移率



以低附到高附的对接路面为例：  
如果对高附的最优滑移率的估  
测有误差低估为0.10(准确是  
0.15)



# 对路面峰值附着系数的估测稳定性——低附控制



以低附到高附的对接路面为例：  
均取极限情况估测的路面峰值附着系数均为实际附着的10%



## 总结

- 对于路面附着进行的观测可以在制动初始很短的时间中相当准确地识别路面的附着，有助于后续的控制
- 采用饱和函数的光滑滑模控制可以显著地抑制抖振，并且相比较PID控制有着参数少、稳定区域大的特点，可以进一步进行模糊控制

路面识别和光滑滑模控制的文档和代码见：

<https://github.com/feiyuxiaoThu/Assignments/tree/master/Vehicle%20Dynamics>





# 四、2DOF模型ABS控制系统设计

应鹏飞



# 模型假设

三自由度：两车轮，一车体。

适用范围假设：

各轮胎正对地面魔术公式近似不变。

车体加速度近似均匀。

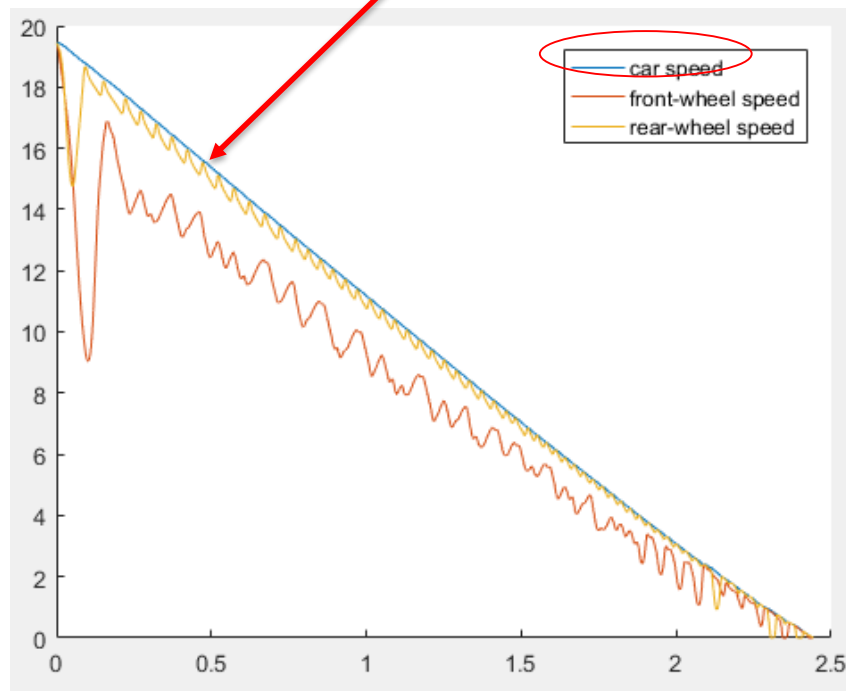
车体俯仰一阶振动周期时间可以忽略，悬架阻尼极大。

特点：

二轮模型能分析前后轴载荷转移下的情况。

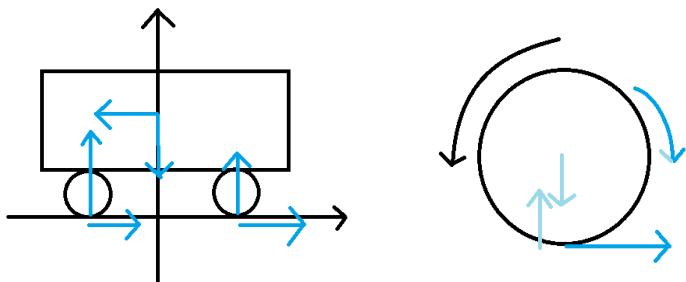
在车体悬架参数不明确的条件下，车身的俯仰与载荷关系较难确定。

车身加速度均匀性好



# MATLAB建模—物理环境

车身本构模型：



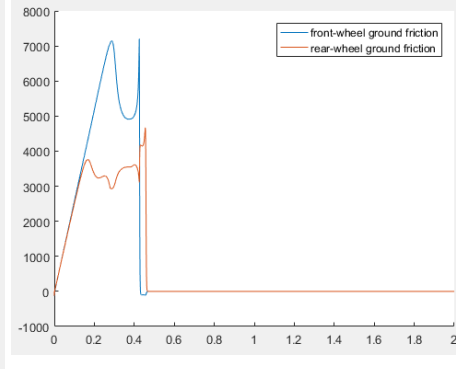
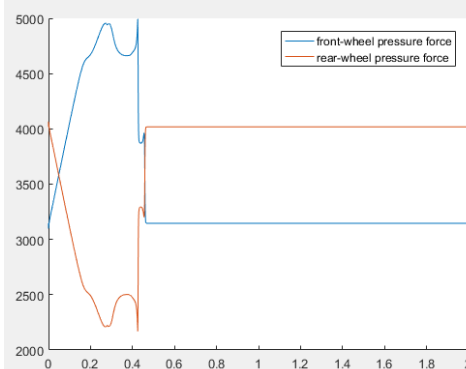
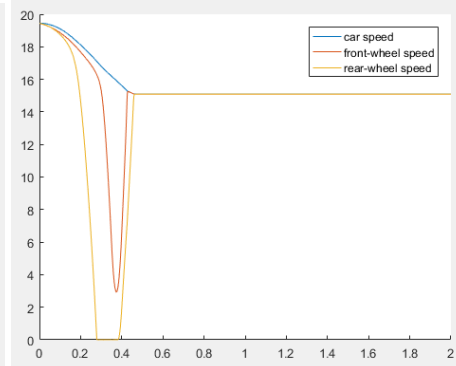
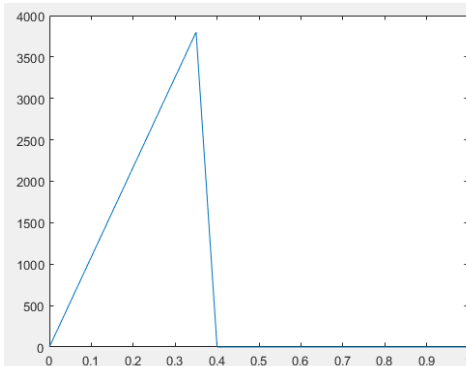
考虑惯性力模型。

路面摩擦由魔术公式确定。

唯一可干预参数是轮子的制动阻力矩。

*特别的：参考所给魔术公式与正压力相关性  
强，至少要将车重分解到四个轮子才有意义。*

固定输入阻力矩实验：



结论：

1. 载荷转移无法忽视，二轮模型应该被引入。
2. 所给物理条件下，大滑移率条件下摩擦力大幅下降。

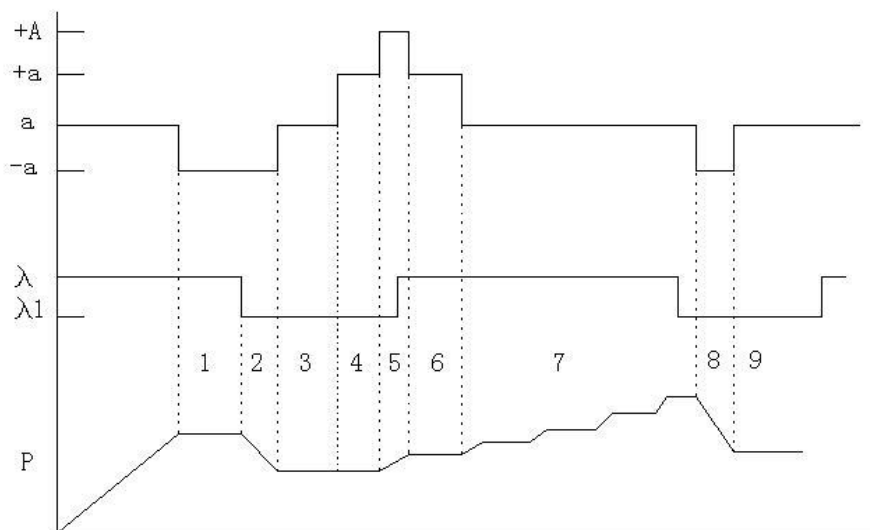


# MATLAB建模—逻辑控制

加速度&滑移率分级:

滑移率二级划分,  
车轮角加速度四级划分。

划分原则按照之前固定输入的实验进行判断。



分级逻辑:

```

g=9.8;
if aa<-5*g
    a=-1;
else
    if aa<5*g
        a=0;
    else
        if aa<10*g
            a=1;
        else
            a=2;
        end
    end
end
end
if lmd_in>lmd_1
    lmd=1;
else
    lmd=0;
end

```



```

if lmd==0&&wa==0||lmd==1&&wa==2

    if mm==1
        mm=0;
    else
        if mm==0
            mm=1;
        else
            mm=1;
        end
    end
end

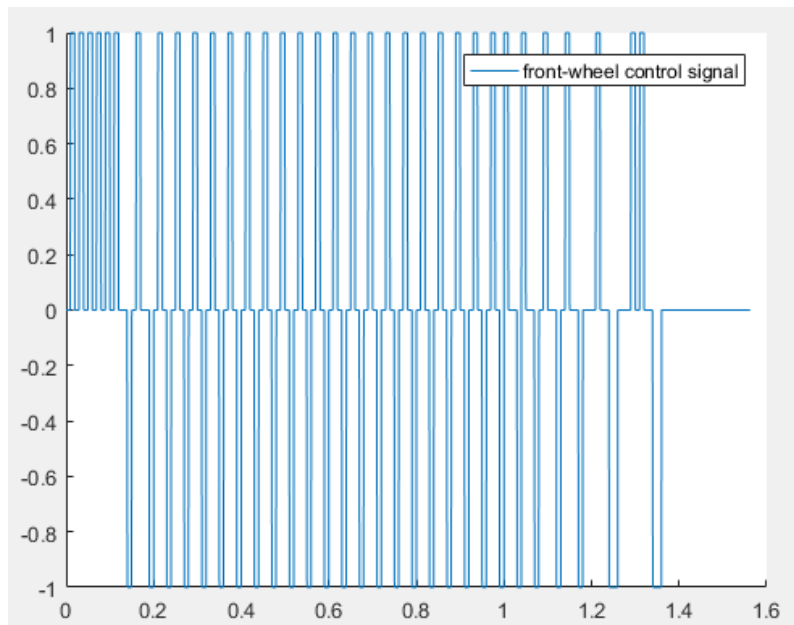
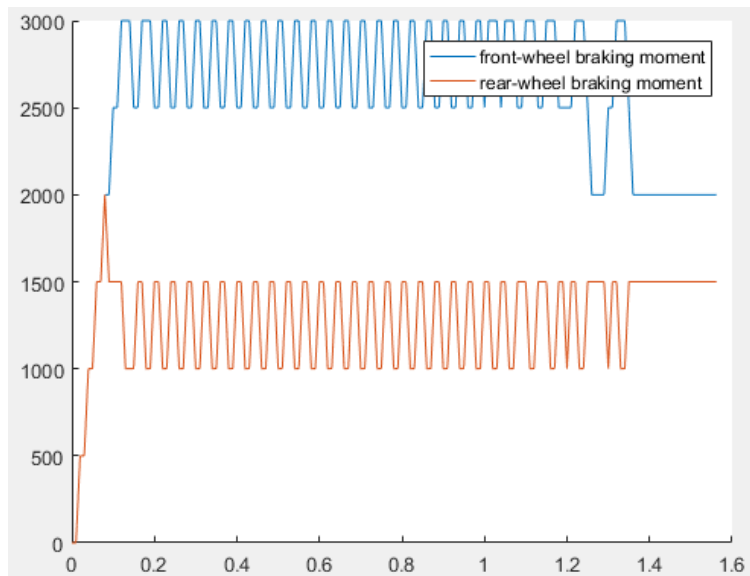
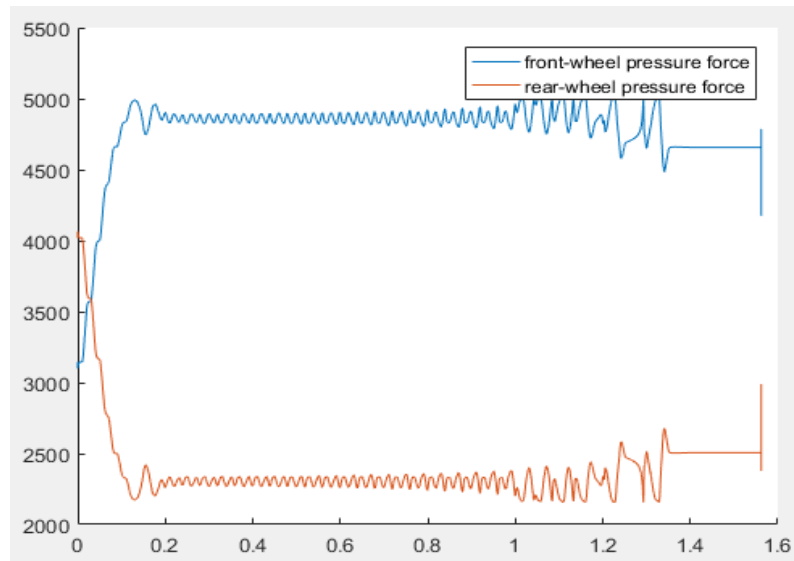
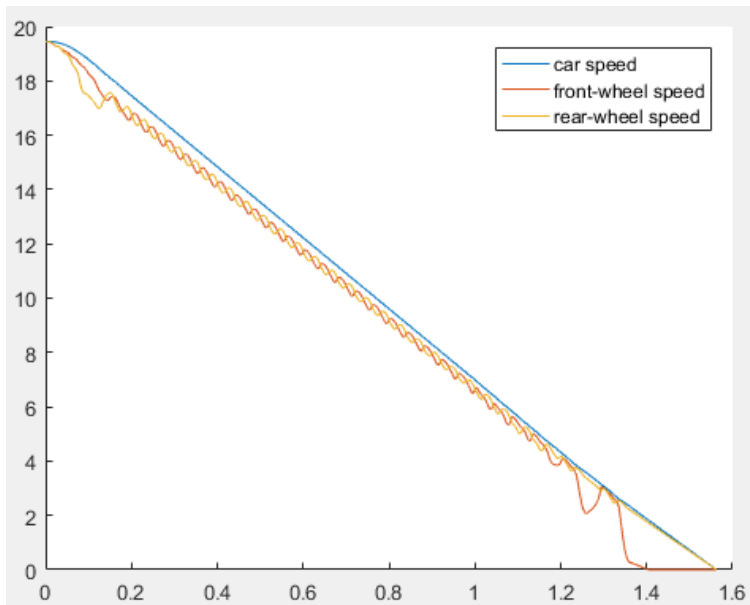
else
if lmd==1&&wa==-1
    mm=-1;
else
    mm=0;
end
end

```



# MATLAB建模—控制结果

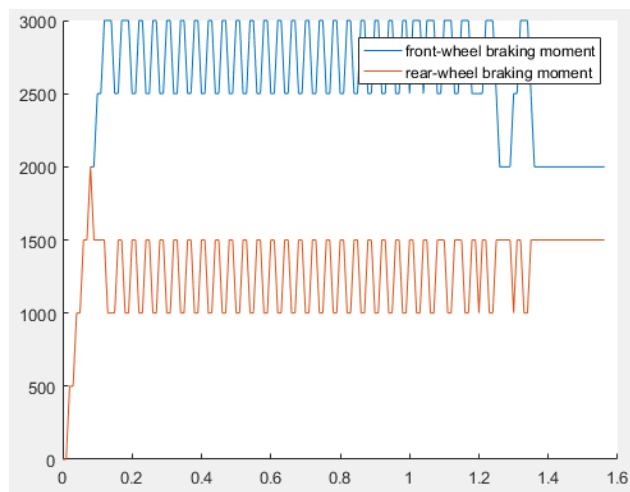
物理环境计算步长:  $e-5$   
控制器步长:  $e-2$



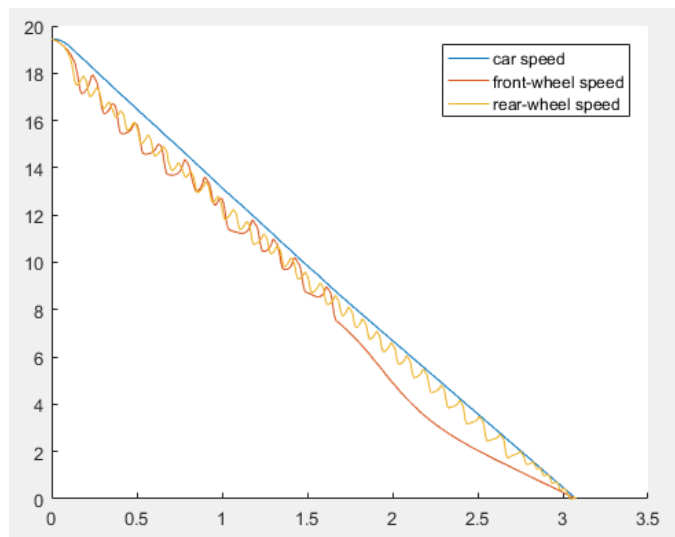
# 问题分析

- 1.油压传递线性化，不符合实际。
- 2.初始制动过于保守，制动效率低。
- 3.无外界扰动。
- 4.对低附路面控制稳定性较差。
- 5.无法对不同的路面进行识别。

阻力矩特性：



低附路面控制结果：



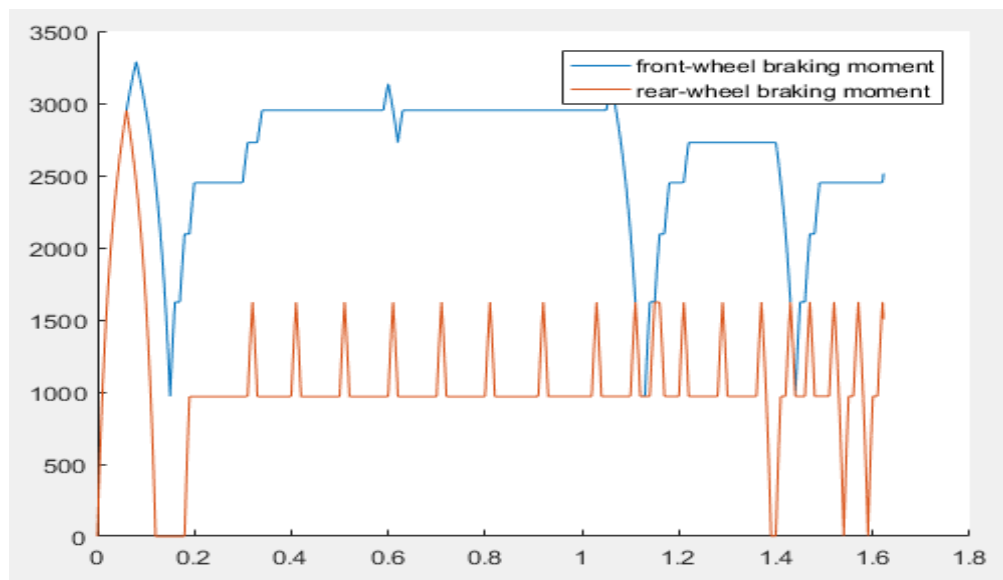
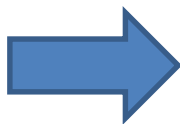
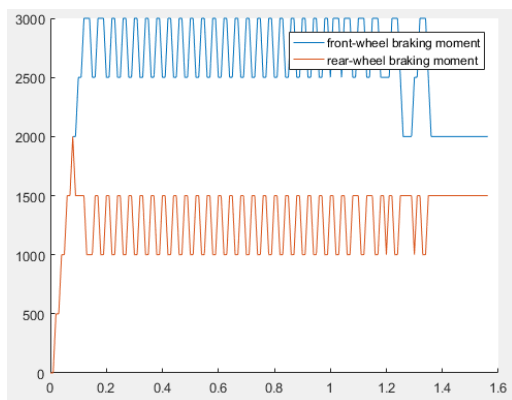
期望：

- 1.增加阻力矩传递函数使其非线性化。
- 2.提高初始制动效率。
- 3.增加地面附着扰动。
- 4.提高控制判断的稳定性。
- 5.增加路面识别功能。



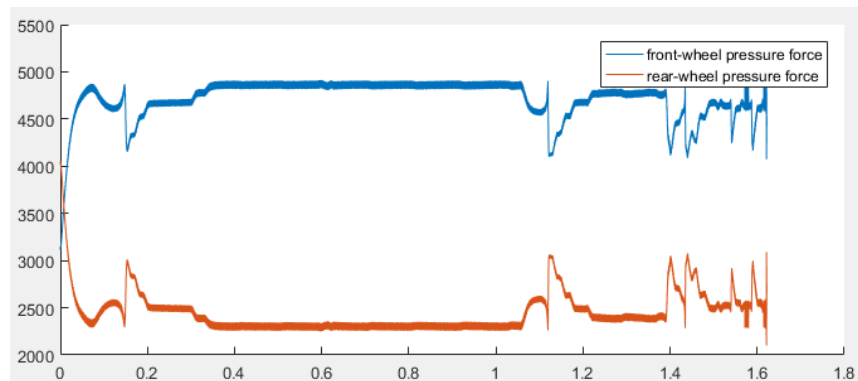
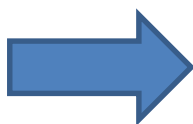
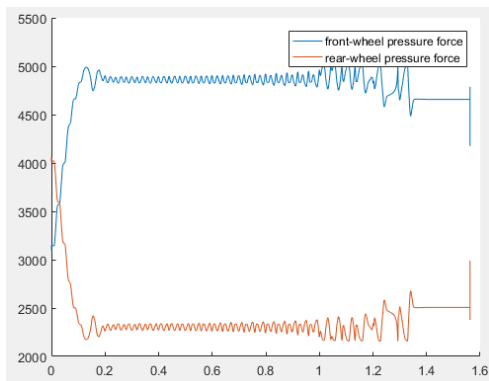
# 物理环境强化

阻力矩传递函数：  
按照 $1/x$ 型曲线进行强化。



路面噪声强化：

```
gd_f(i+1)=p_f(i+1)*magic_high(lmd_f(i+1),p_f(i+1))*(rand(1)/20+1);
gd_r(i+1)=p_r(i+1)*magic_strange(lmd_r(i+1),p_r(i+1))*(rand(1)/20+1);
```



# 逻辑修正&路面识别（含初始制动效能提高）

逻辑修正：

增强滑移率控制，

增加滑移率增减压门限。

```
if lmd==0&&wa==0||lmd==1&&wa==2&&lmd_in<=ccc*level||lmd_in<=level/ccc

    if mm==1
        mm=0;
    else
        mm=1;
    end

else
if lmd==1&&wa==1||lmd_in>ccc*level%%here, one more judgment is added
    mm=-1;
else
    mm=0;
end
end
```

识别原理：

由初始连续制动及车轮固有物理特征计算摩擦系数极大值，记录极大位置的滑移率和轮加速度。

认为此时滑移率为分级滑移率界限，此时轮加速度和加速度分级界限取值成线性比例（k）关系。K是可调参数。

考虑到噪声信号，退出路面识别控制的条件为更新的摩擦系数小于原最大值的95%。

```
if (miu_max-miu)/miu_max>0.05
    in_out=1;
end
nn=1;
p_after=p_before+dp*pressure_increase(p_before);
end

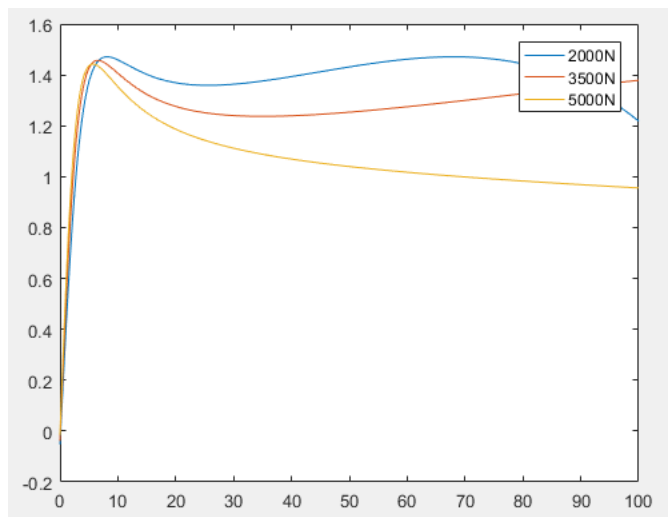
level=lmd_best;
level_1=-wa_level;
level_2=wa_level;
level_3=2*wa_level;
```





# 附着选择

由参考魔术公式只能得到一套参数，  
其只能输出一套 $\mu$ - $\lambda$ - $F_z$ 曲线，当 $F_z=2000, 3500, 5000\text{N}$   
结果如下：



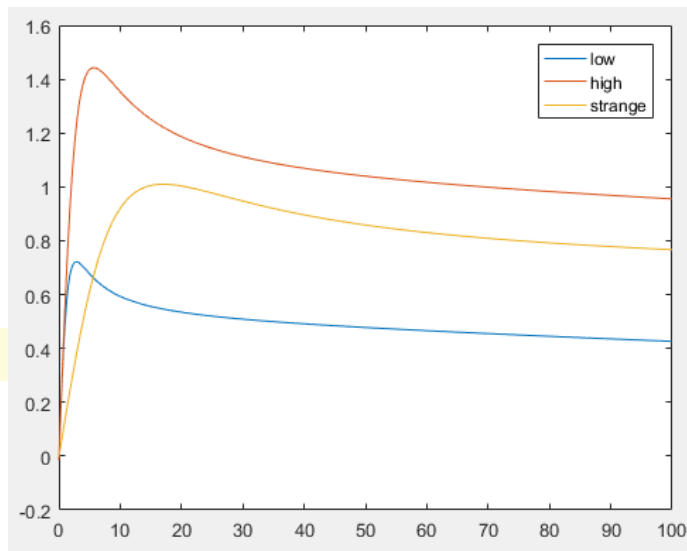
```
fz=fz/1000;
b0=2.37272;
b1=-9.46; %% to
b2=1490;
b3=130; %% the
b4=276;
b5=0.0886;
b6=0.00402; %%
b7=-0.0615;
b8=1.2;
b9=0.0299;
b10=-0.176;
```

希望简单有效的增加多工况情况，  
为了验证模型。  
经过数值实验：  
下设置低附路面和特殊路面，  
由如下所示设置得到（5000N）：

High: `f_ris=(d*sin(c*atan(b*xl-e*(b*xl-atan(b*xl)))))+sv;`

Low: `f_ris=cc*f_ris; xl=xl/cc; cc=0.5;`

Strange: `f_ris=0.7*f_ris; xl=xl/3;`



# 实车实验结果（低附着）

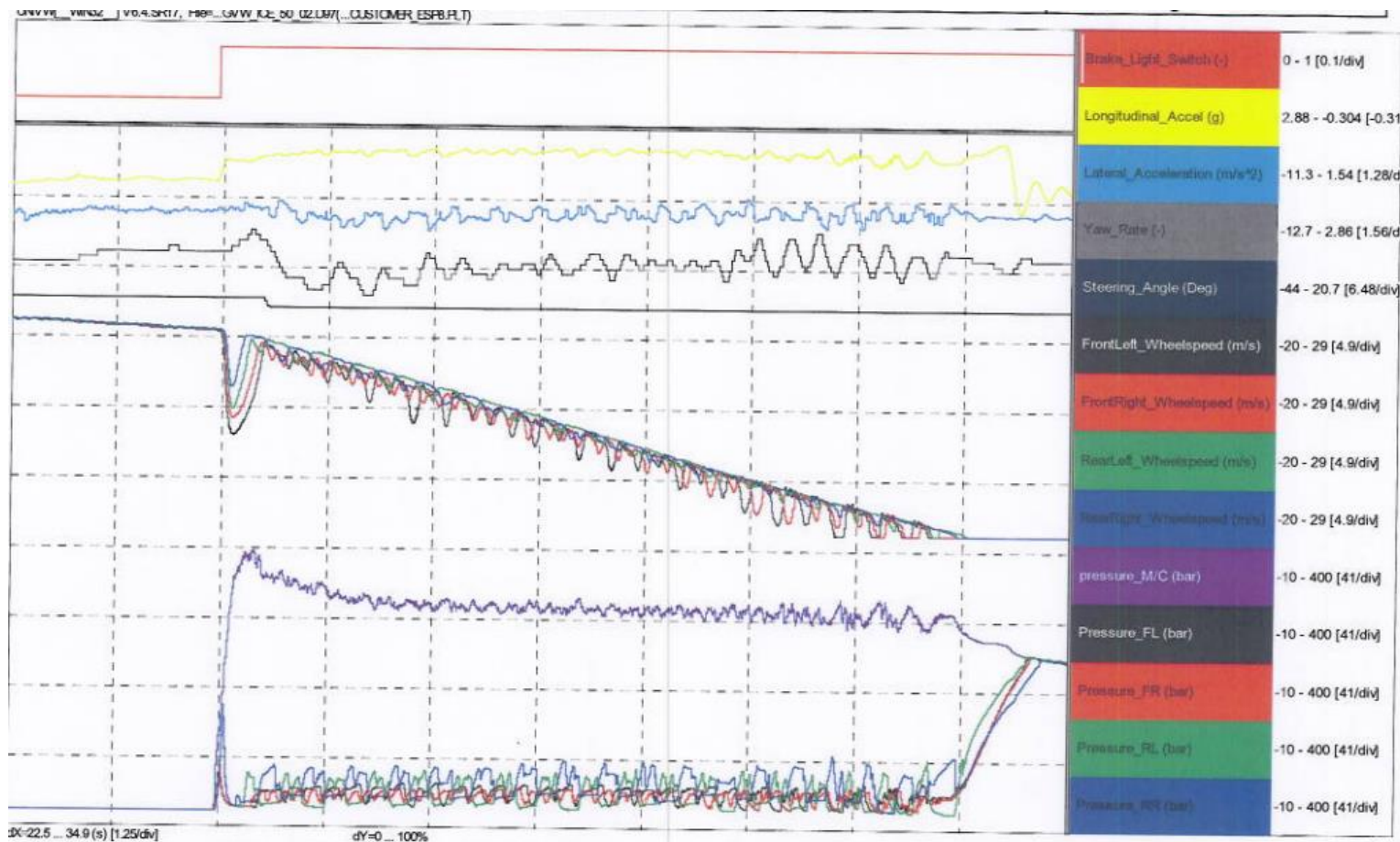


图 1：空档，满载，冰面上从 50 km/h 的初速紧急制动时的曲线  
 Figure 1: Panic braking on ice from 50 km/h, neutral, GVW  
 GVW\_ICE\_50\_02.ZIP(0192C\_1.8MT)

制动压力在零上连续‘振动’，减速均匀性强



# 实车实验结果（高附着）

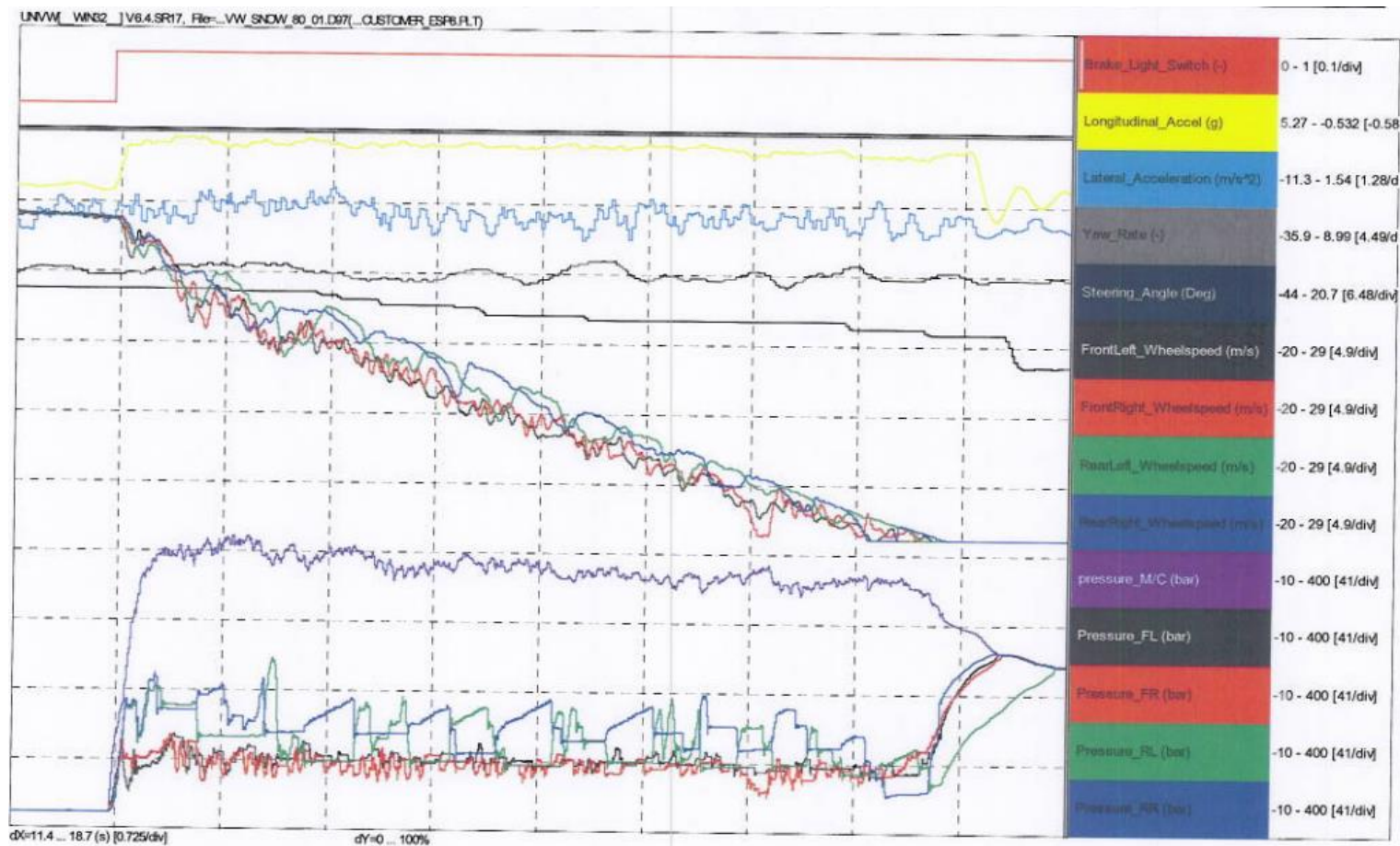
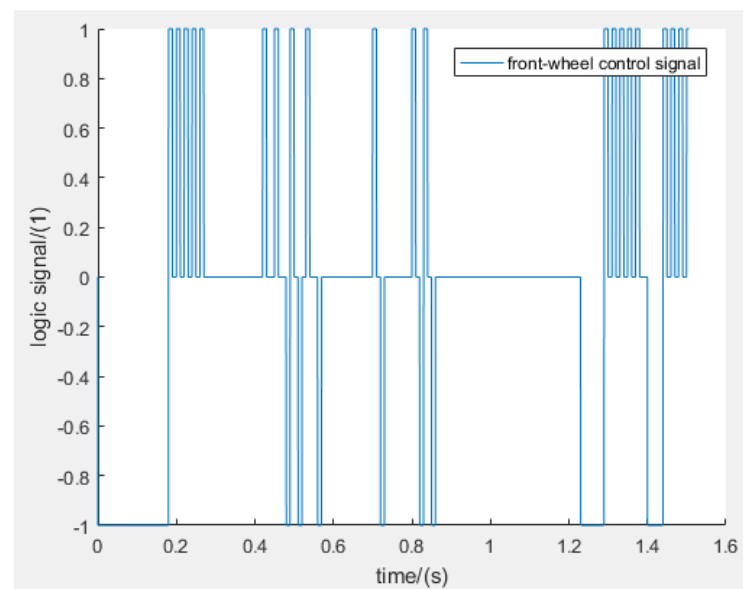
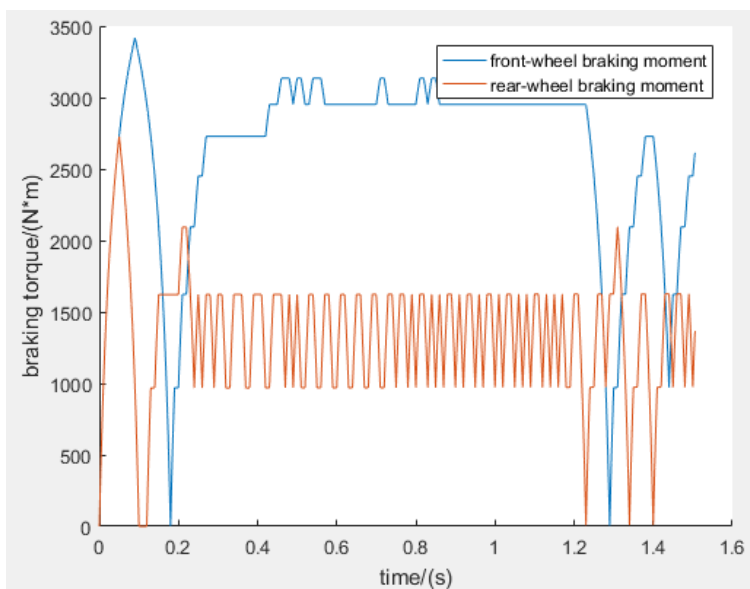
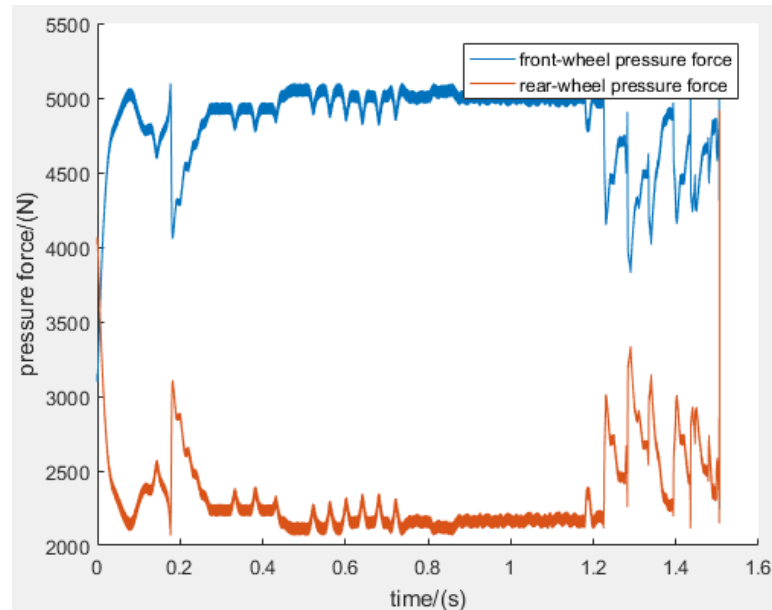
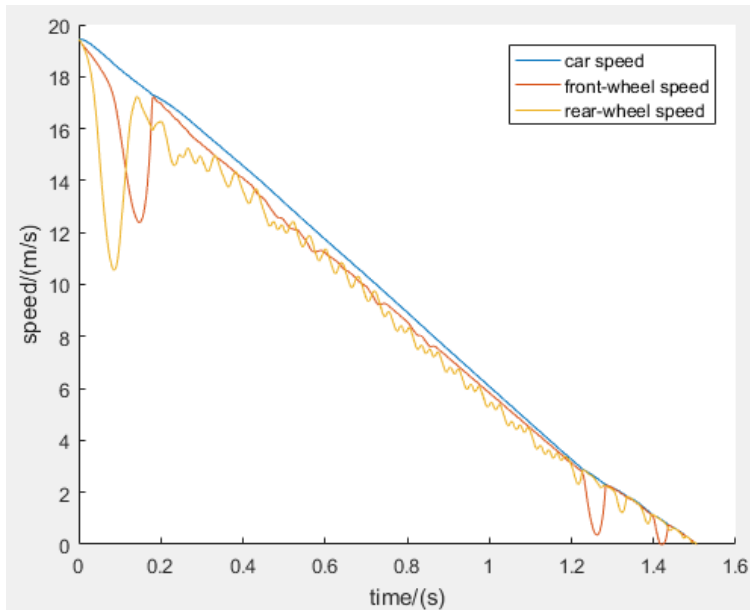


图 3：空挡，满载，压实积雪上从 80 km/h 的初速紧急制动时的曲线  
 Figure 3: Spike braking on packed snow from 80 km/h, neutral, GVW  
 GVW\_SNOW\_80\_01.ZIP (0192C\_1.8T\_MT)

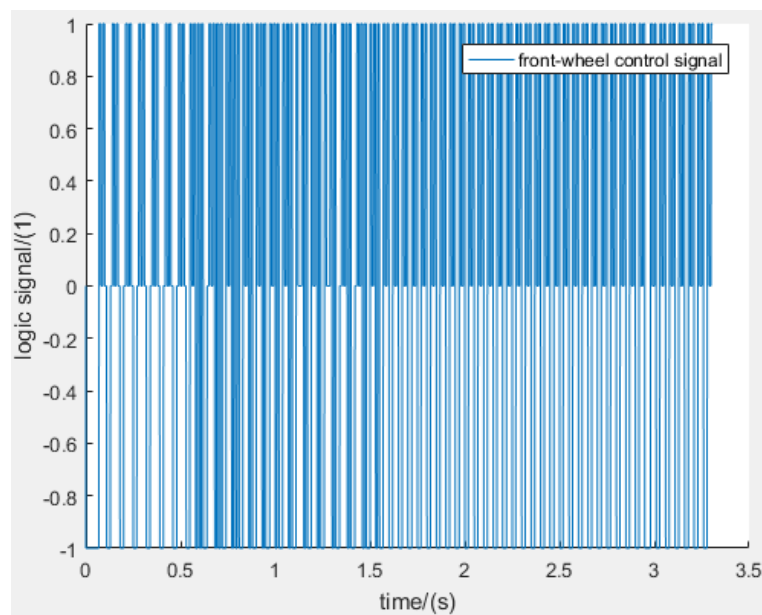
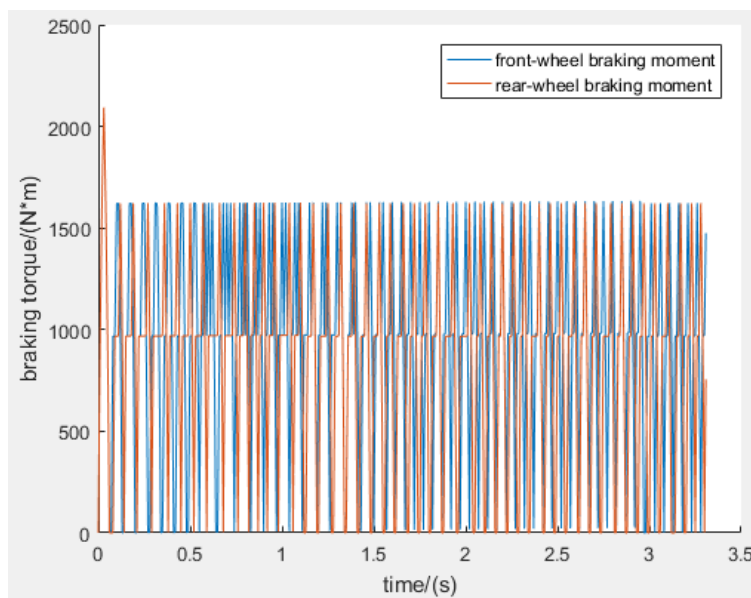
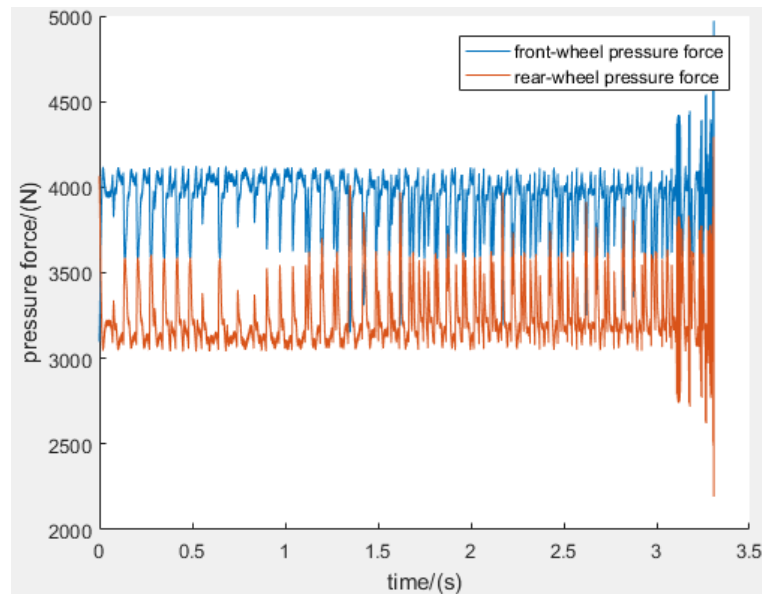
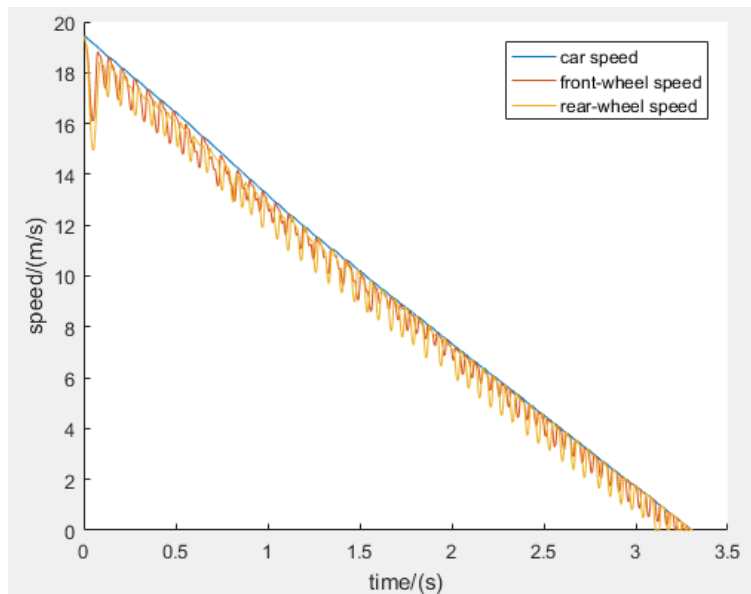
制动压力出现长且稳定的周期平台



# 仿真结果展示—四轮高附

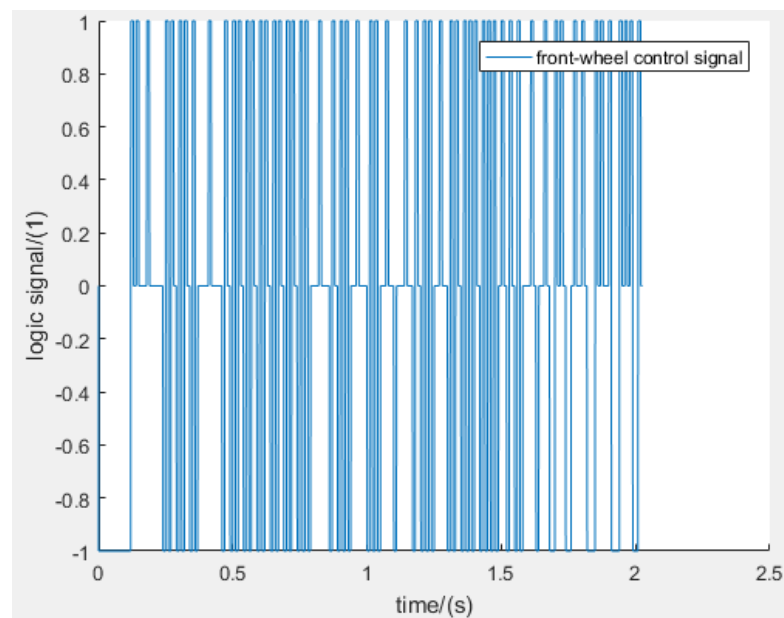
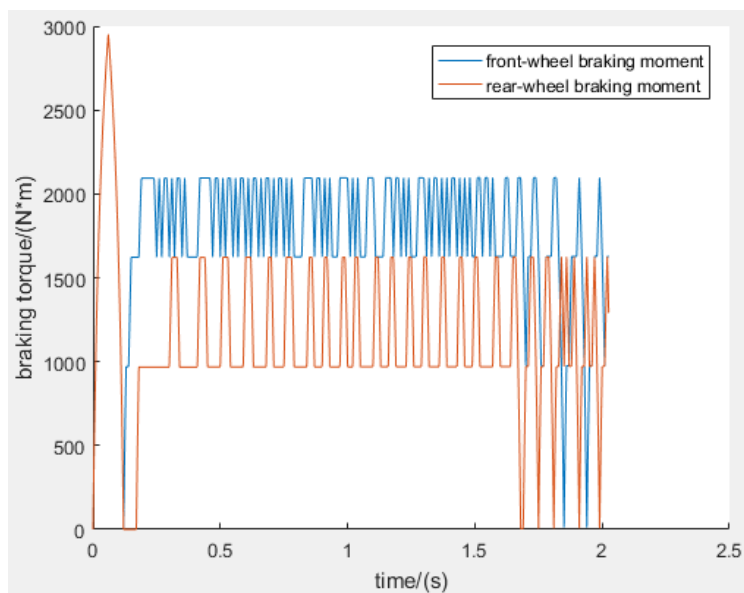
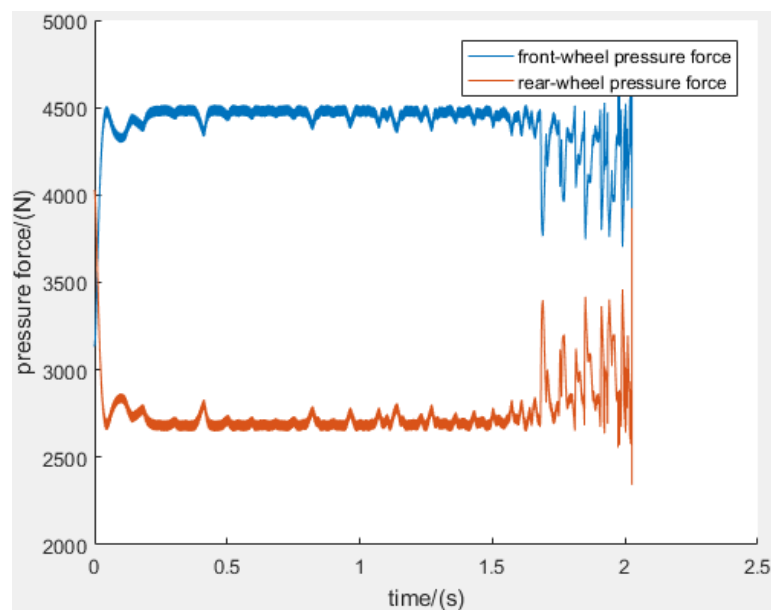
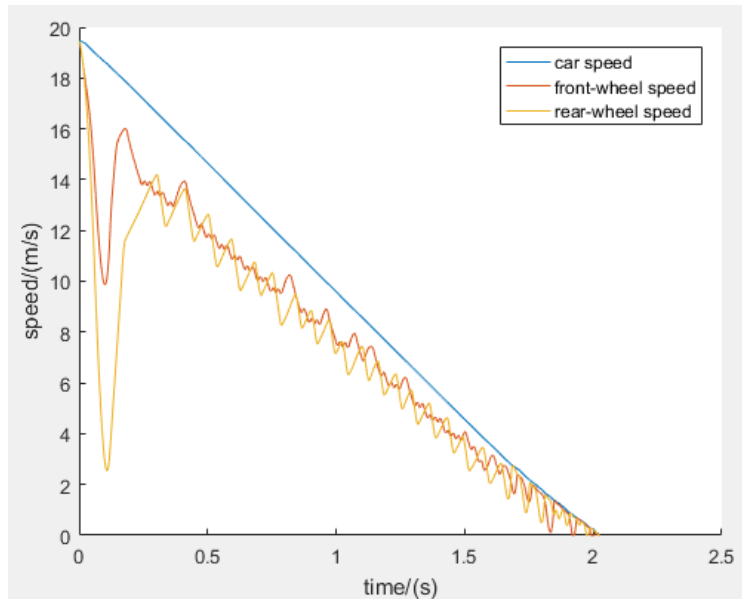


# 仿真结果展示—四轮低附



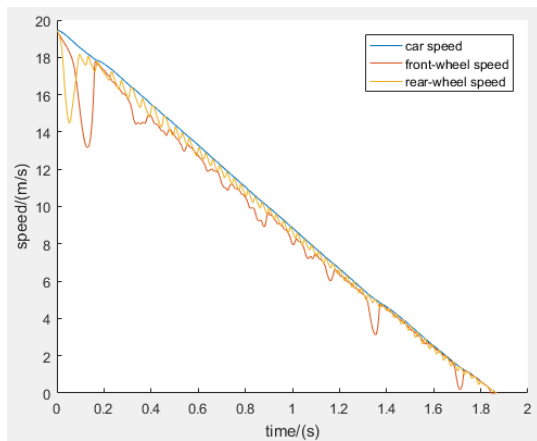


# 仿真结果展示—四轮奇特附着

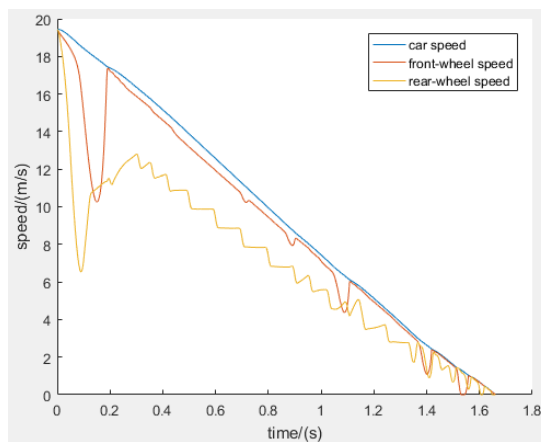


# 仿真结果展示—其他附着组合（前后轮差异）

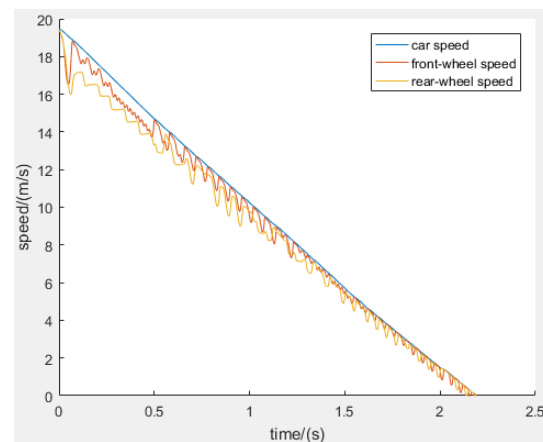
前高后低：



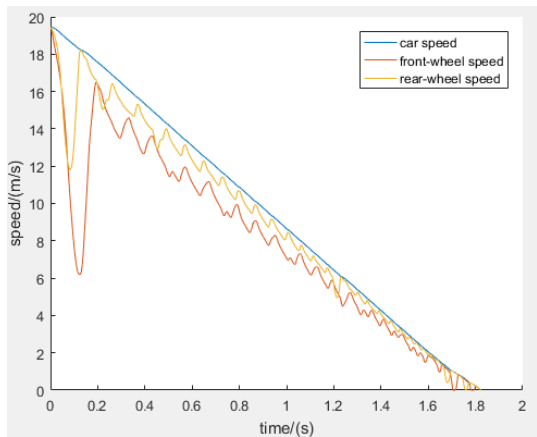
前高后奇：



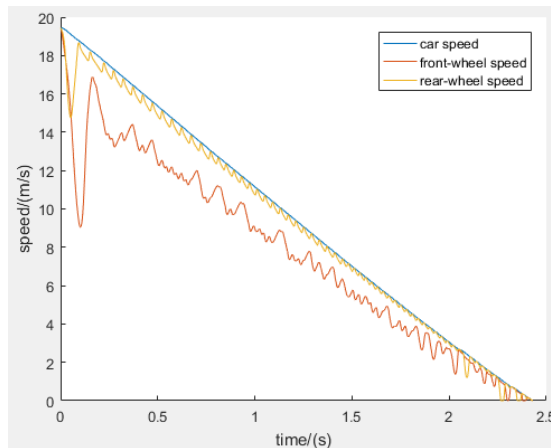
前低后高：



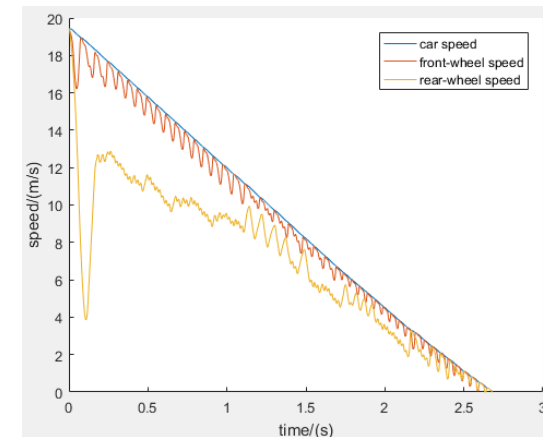
前奇后高：



前奇后低：



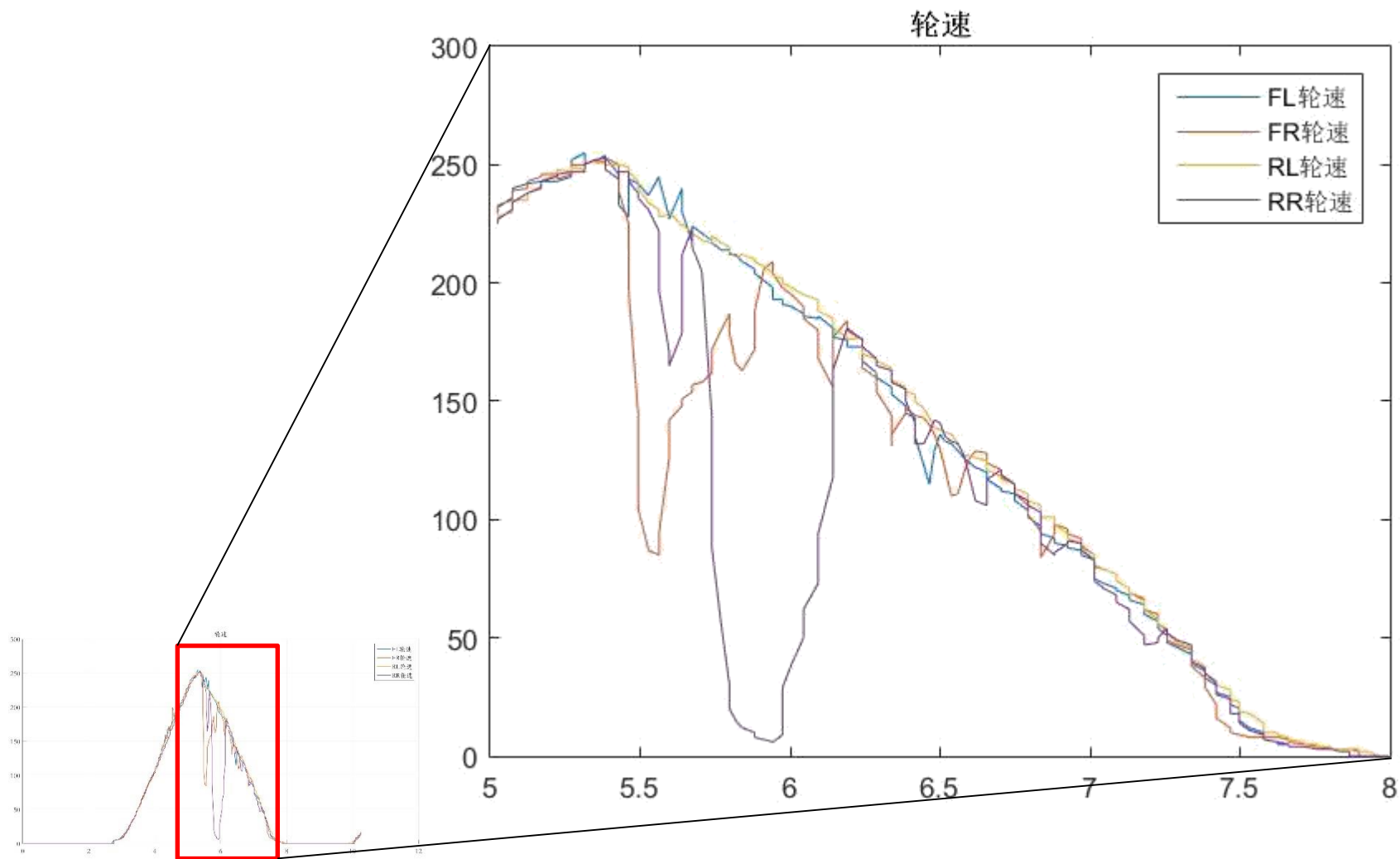
前低后奇：



以上所有仿真中除改变附着条件外，无其他人工参数干预。



# 实验结果对比





# 结论

- 路面附着判断和强化的逻辑控制算法的组合在所涉物理环境中收敛性强，有较好的适应性
- ABS全过程各曲线和试验曲线相似性好，物理环境比较合理
- 未考虑对开路面情况，但是应该可以预期算法的强收敛性
- 路面识别速度效率较低。对于最优点滑移率较大的情况识别效率较低
- 未考虑制动过程地面附着性态的大幅变化，尚未添加实时的地面附着状态监控（预期可以通过实时的地面状态监控检测路面滑移率变化）



# 源程序—MATLAB

无路面识别:

classification_a.m	18行
classification_lmd.m	8行
control.m	63行
function_test.m	43行
magic_basic.m	40行
main_no_road_identification.m	123行
physical_environment.m	102行
simple_braking.m	15行

含路面识别，判断强化及物理环境强化:

逻辑分类	classification_a.m	16行
	classification_lmd.m	7行
数值实验函数	control.m	57行
	function_test.m	55行
魔术公式	magic_basic.m	40行
	magic_high.m	40行
	magic_low.m	44行
	magic_perturbation.m	40行
	magic_strange.m	40行
主程序 (含物理环境)	main_road_identification.asv	42行
	main_road_identification.m	188行
强化控制	modified_control.m	53行
	physical_environment.m	107行
阻力矩传递函数	pressure_increase.m	5行
	road_iden.m	21行
路面识别及 初始制动激励	simple_braking.m	15行
特定制动扭矩输入		

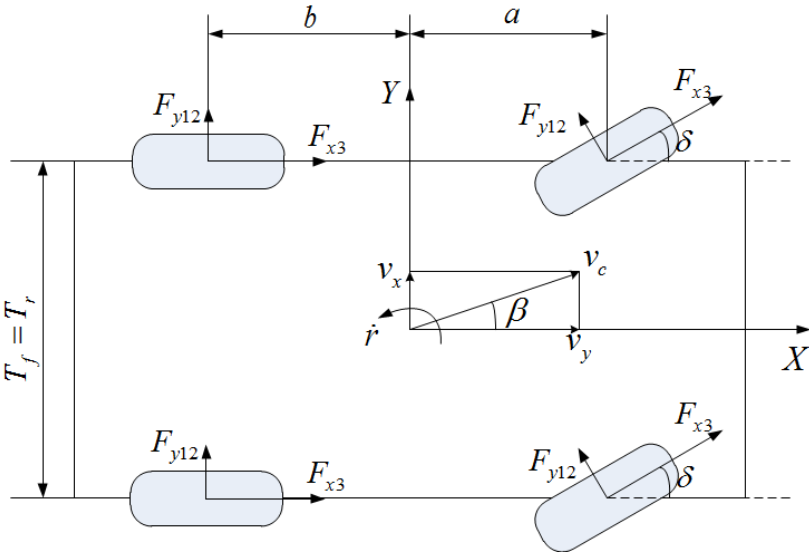


# 四、7DOF模型ABS控制系统设计

薛仲瑾、王如月

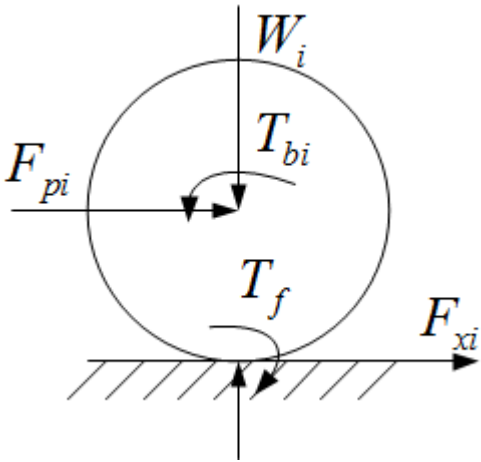


# 整车七自由度模型



七个自由度：纵向x、侧向y、横摆 $\psi$ 、四个车轮的旋转 $\phi_i$

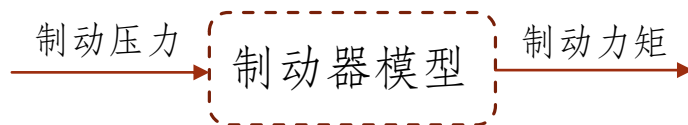
$$\begin{cases} m(\dot{v}_x - v_y r) = \sum F_x \\ m(\dot{v}_y + v_x r) = \sum F_y \\ I_z \dot{r} = \sum M_z \end{cases}$$



$$\begin{cases} J_{11} \dot{\phi}_{11} = -F_{x11} R_w - T_{b11} - f F_{z11} R_w \\ J_{12} \dot{\phi}_{12} = -F_{x12} R_w - T_{b12} - f F_{z12} R_w \\ J_{21} \dot{\phi}_{21} = -F_{x21} R_w - T_{b21} - f F_{z21} R_w \\ J_{22} \dot{\phi}_{22} = -F_{x22} R_w - T_{b22} - f F_{z22} R_w \end{cases}$$



# 制动模型



**液压传动机构：**将液压控制单元的响应和管路的传输滞后等效为一阶滞后环节，滞后时间为  $T_B$

$$\frac{1}{1 + T_B S}$$

**制动器模型：**盘式制动器的制动扭矩可以由下式给出，不考虑制动器的热衰退等因素，则制动扭矩与制动压力存在线性关系。

$$T_b = A_w n_w \mu r_w P_b = K P_b$$

$A_w$  — 制动钳与制动盘的接触面积；

$n_w$  — 单个车轮制动器中制动钳与制动盘接触面的数量；

$\mu$  — 制动钳与制动盘之间的摩擦系数；

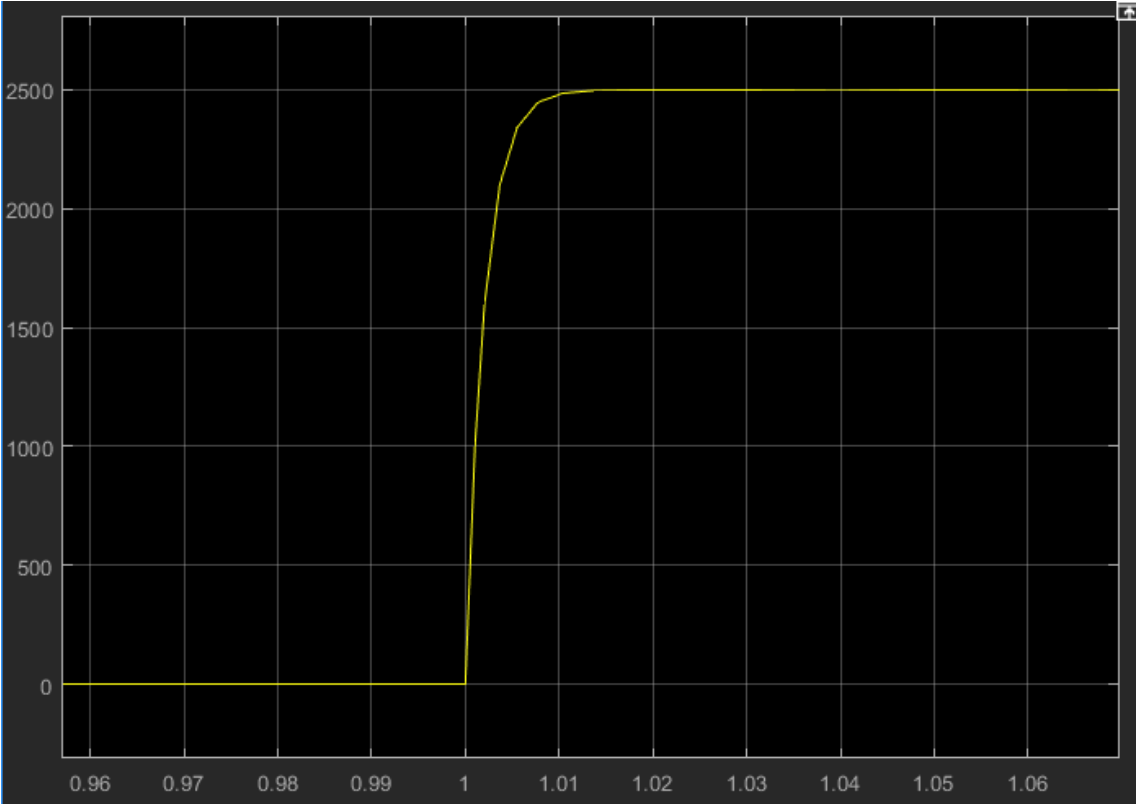
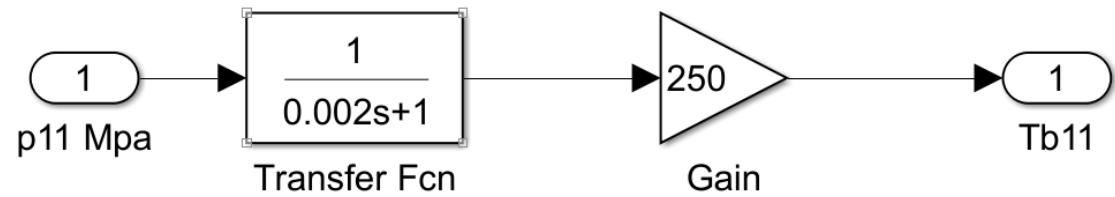
$r_w$  — 有效摩擦半径；

$P_b$  — 制动盘上的制动压力；

$T_b$  — 单个车轮的制动转矩；



# 制动模型



# 轮胎模型

魔术轮胎公式

$$F_x(l, F_z) = D_x \sin(C_x \arctan(B_x l - E_x (B_x l - \arctan(B_x l))))$$

$$C_x = b_0; \quad D_x = b_1 F_z^2 + b_2 F_z; \quad B_x = \frac{b_3 F_z^2 + b_4 F_z}{C D e^{b_5 F_z}}; \quad E_x = b_6 F_z^2 + b_7 F_z + b_8$$

$$F_y(a, F_z) = D_y \sin(C_y \arctan(B_y a - E_y (B_y a - \arctan(B_y a))))$$

$$C_y = a_0; \quad D_y = a_1 F_z^2 + a_2 F_z; \quad B_y = \frac{a_3 \sin[2 \arctan(F_z / a_4)]}{C D}; \quad E_y = a_6 F_z + a_7$$

轮胎参数表 (Michelin MXV8 205/55R16 91V)

$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$	$a_7$	$a_8$
1.6	-34	1250	2320	12.8	0	-0.0053	0.1925	0
$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$b_5$	$b_6$	$b_7$	$b_8$
1.55	0	1000	60	300	0.17	0	0	0.2

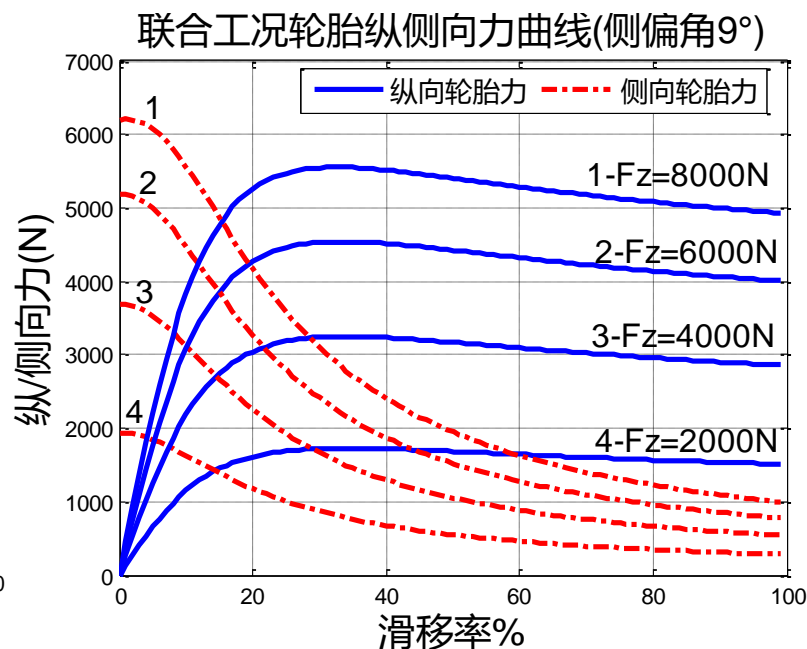
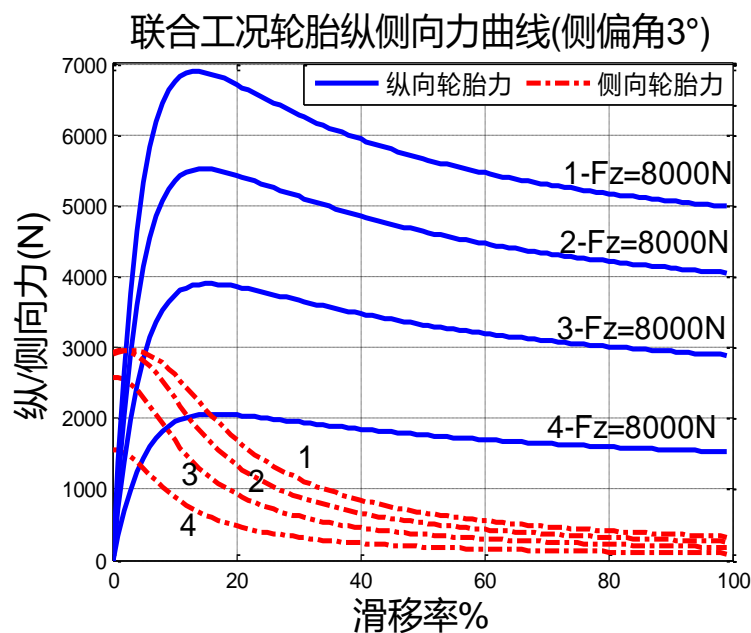


# 轮胎模型

转向制动联合工况：

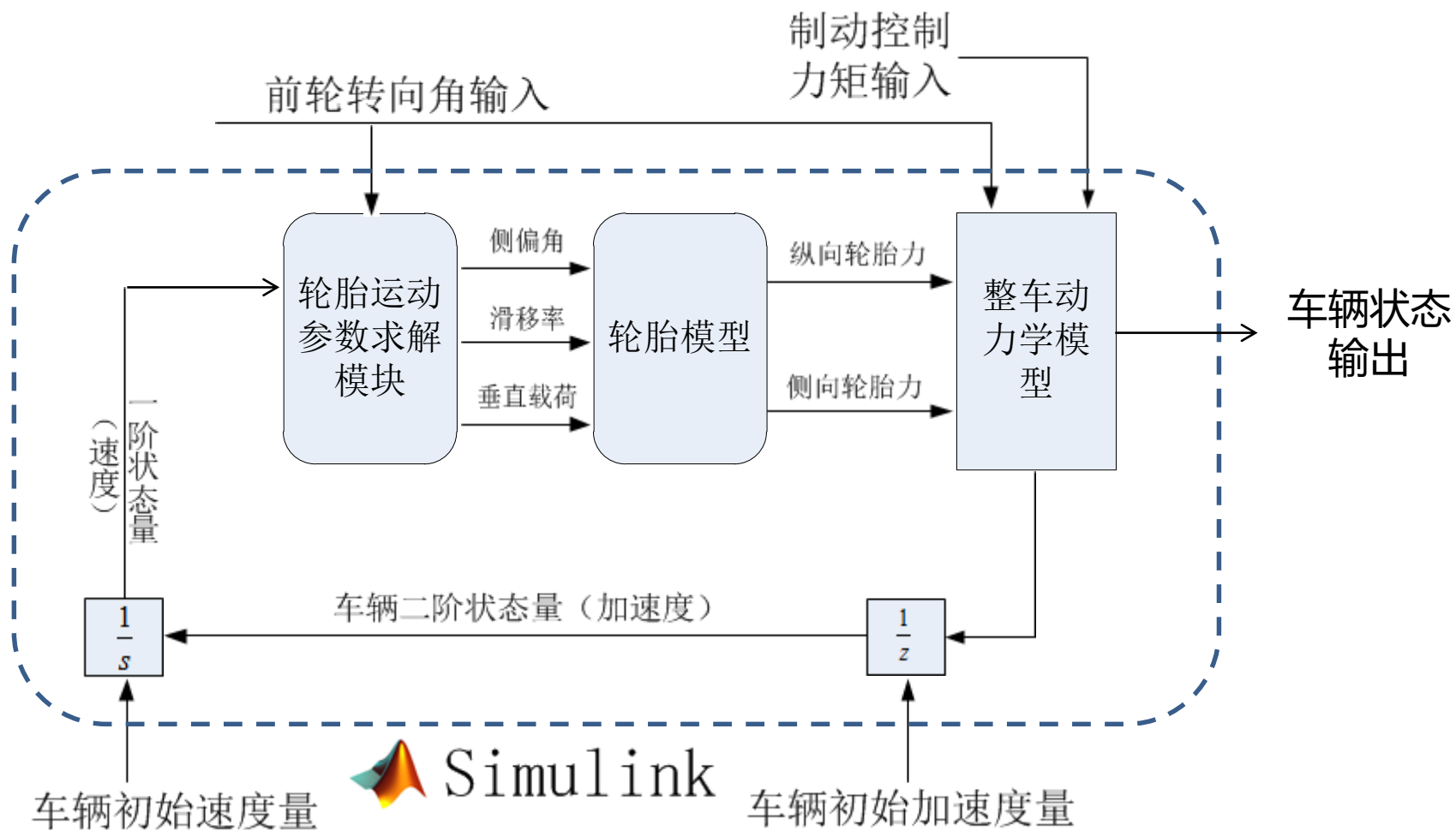
$$\text{理论滑移率: } s_x = \frac{l}{100 - l} \quad s_y = \frac{\tan \alpha}{1 - l / 100} \quad s^* = \sqrt{s_x^2 + s_y^2}$$

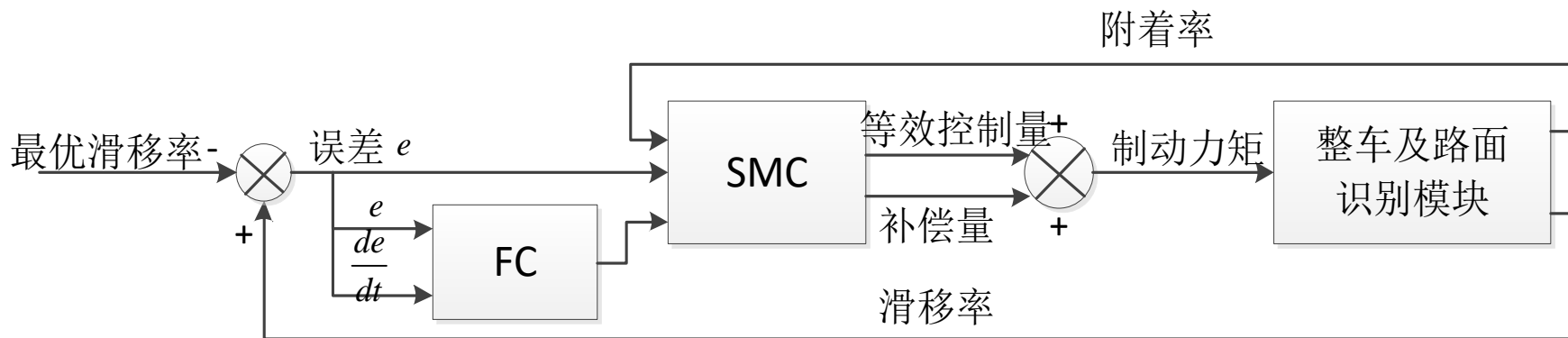
$$\text{联合工况下的纵侧向力: } F_x = \frac{s_x}{s^*} F_x(s^*) \quad F_y = \frac{s_y}{s^*} F_x(s^*)$$





# 七自由度simulink仿真模型





滑模变结构控制可以使滑移率快速追踪最优滑移率，并具有较强的抗干扰能力。

模糊控制参考滑移率及滑移率变化率的范围修改滑模控制中的补偿量增益系数，使滑模控制能够快速响应的同时在滑模面附近消除抖震，降低控制频率，提高系统的鲁棒性。



# 滑模变结构控制ABS

对于ABS控制系统，滑模变结构控制的控制输入为滑移率，记目标滑移率为 $\lambda_d$ ，目标滑移率与实际的偏差为 $e$ ，控制输出为轮缸目标制动压力 $p_b$

$$e = \lambda - \lambda_d$$

设置滑模变结构控制的切换函数为

$$S = e$$

滑模面满足  $S = 0$ ；滑动模态的到达条件为  $S\dot{S} < 0$

滑模变结构控制要求趋近过程良好，此处选用幂次趋近律

$$\dot{S} = -K |e|^\alpha \operatorname{sgn}(e)$$

其中,  $0 < \alpha < 1$ ，易证明趋近律满足滑模面到达条件

根据七自由度动力学模型，车轮转动满足

$$I_w \dot{\omega}_{ij} = T_{dij} - T_{bij} - RF_{xij}$$

其中,  $T_{dij}$  为驱动力矩，在制动过程中为0;  $T_{bij}$  为制动力矩;  $F_{xij}$  为车轮纵向力。



## 滑模变结构控制ABS

又考虑到，在制动过程中，滑移率满足

$$\lambda = \frac{V_x - \omega R}{V_x}$$

经推导，有

$$T_{bij} = p_{ij} K_{bTij} = -RF_{xij} - \frac{\dot{V}_x \omega}{V_x} I_w - \frac{V_x I_w}{R} K |e|^\alpha \operatorname{sgn}(e)$$

取其中的等效控制量为

$$T_{bij} = -RF_{xij} - \frac{\dot{V}_x \omega}{V_x} I_w$$

补偿控制量为

$$T_{bij} = -\frac{V_x I_w}{R} K |e|^\alpha \operatorname{sgn}(e)$$

按照上述推导，可以得到各轮制动力矩的表达式，根据表达式可以搭建滑模变结构控制的Simulink模型，通过反复调试补偿控制量中的参数K和 $\alpha$ ，来提高响应速率，减小稳态误差，削减抖振。最终确定的参数为K=30、 $\alpha=0.3$ 。模拟在附着率为0.8和0.4的两种路面上ABS控制结果



# 模糊控制器设计

选用单输入二维模糊控制器，输入量为状态偏差  $e$  及其变化率  $\dot{e}$ ，控制量为系数  $K$

设置  $e$  的模糊子集为

$$\bar{e} = \{NB, NM, NS, ZE, PS, PM, PB\}$$

其论域

$$E = \{-0.2, -0.1, -0.01, 0, 0.01, 0.3, 0.8\}$$

设置  $\dot{e}$  的模糊子集为

$$\dot{e} = \{NB, NM, NS, ZE, PS, PM, PB\}$$

其论域

$$\dot{E} = \{-9, -5, -2, 0, 2, 5, 9\}$$

控制量  $K$  的模糊子集为

$$K = \{NB, NM, NS, ZE, PS, PM, PB\}$$

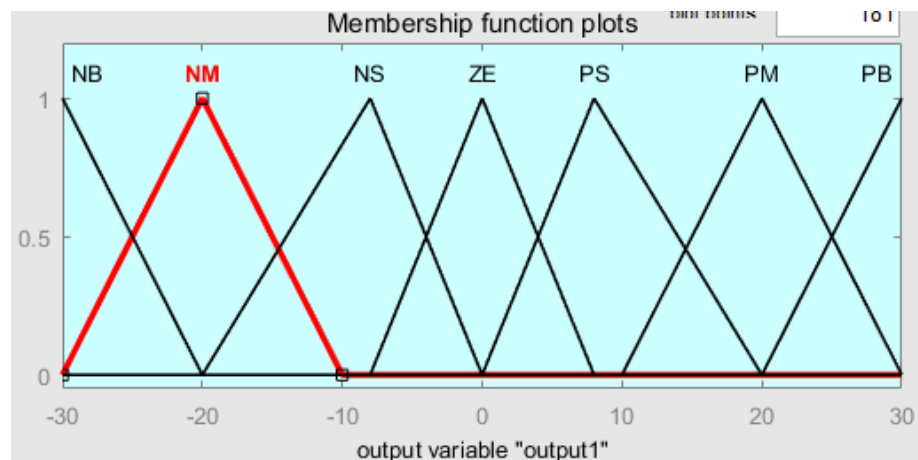
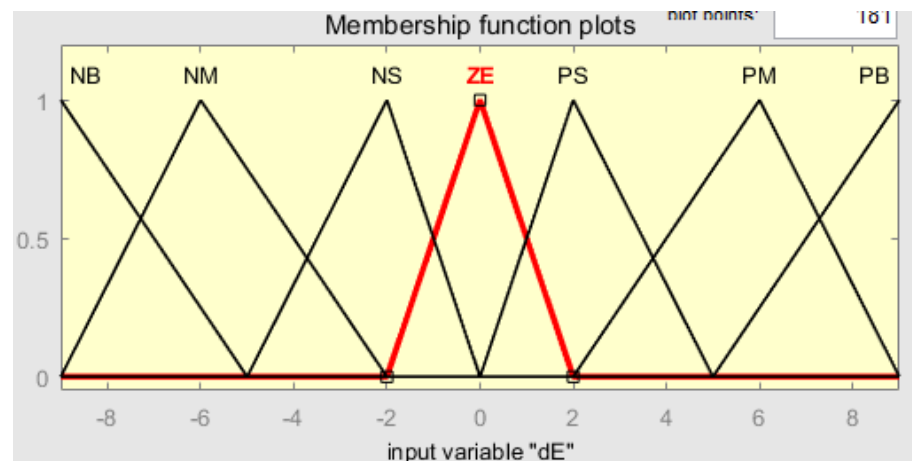
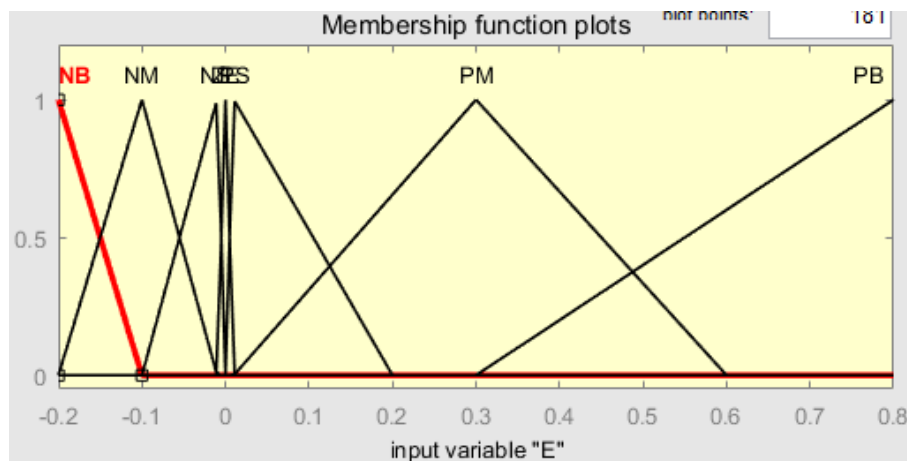
其论域

$$K = \{-50, -30, -8, 0, 8, 30, 50\}$$



# 模糊控制器设计

选择三角形隶属度函数，MATLAB隶属度函数如下图所示所示



# 模糊控制器设计

参考实际防抱死制动过程中滑移率、滑移率变化速率与目标制动轮压力之间的经验关系，结合专家经验，建立二维模糊规则表

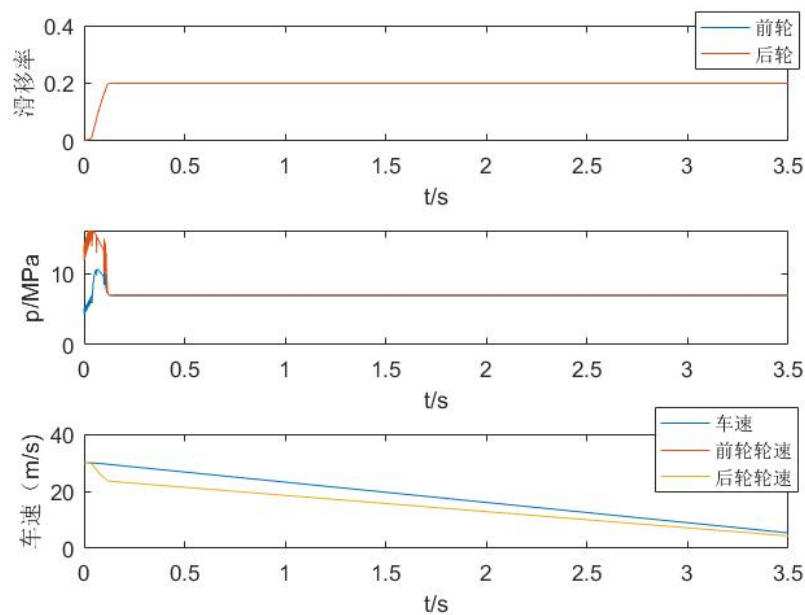
$\dot{E} \backslash E$	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PB	PB	PM	PM	PS
NM	PB	PB	PB	PB	PM	PS	PS
NS	PB	PB	PM	PM	PS	PS	PS
ZE	PM	PS	ZE	ZE	NS	NM	NB
PS	NS	NS	NM	NM	NM	NB	NB
PM	NS	NM	NM	NM	NB	NB	NB
PB	NM	NM	NM	NB	NB	NB	NB

选用“重心法”（加权平均法）来进行解模糊判决

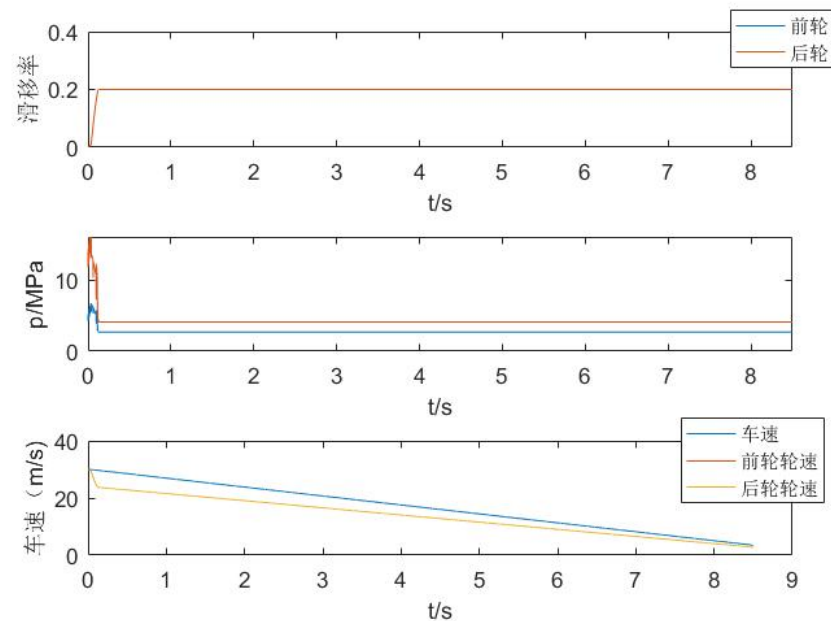
$$K = \frac{\sum_{i=1}^n \mu_{Ki} K_i}{\sum_{i=1}^n \mu_{Ki}}$$



# 滑模变结构控制ABS



附着率为0.8时的模糊滑模变结构控制结果



附着率为0.4时的模糊滑模变结构控制结果





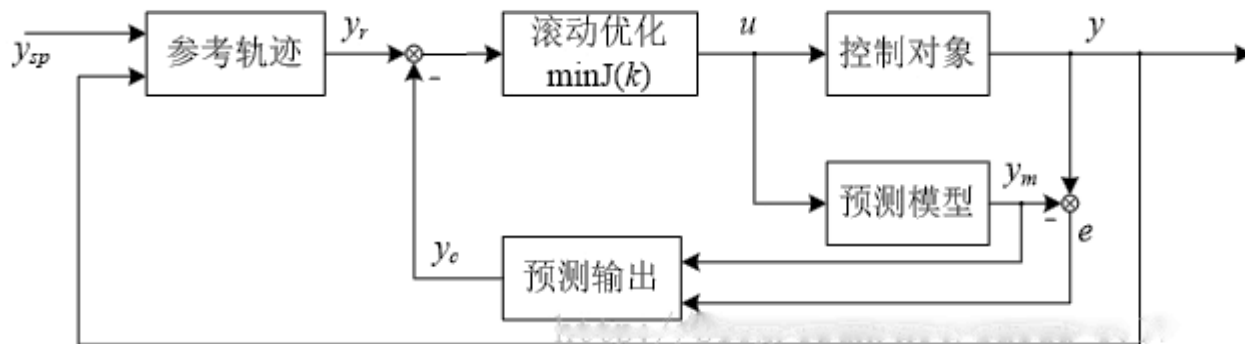
# MPC控制器设计

模型预测控制（MPC）采用滚动时域优化的方法，预测未来一段时间内系统状态并求取使目标函数最小的控制输入

相比于LQR等控制方法，虽然不能求得全局最优解，但在每个周期内根据系统参数的观测量进行预测和求解，适用于无法得到精确模型的应用问题，求出次优解

预测控制算法三要素：内部模型、滚动优化、反馈控制

经典MPC的控制流程如图1所示：



图中， $y_{sp}$ 表示系统的设定输出， $y_r$ 表示参考轨迹， $u$ 为输入， $y$ 为实际输出值， $y_m$ 为模型输出， $y_c$ 为预测输出。



# MPC控制器设计

选取 $x$ 为系统状态向量

$$x = [V_x \quad \omega \quad T_{efl} \quad T_{efr} \quad T_{erl} \quad T_{err}]^T$$

选取 $u$ 为系统控制输入

$$u = [T_{efldes} \quad T_{efrdes} \quad T_{erldes} \quad T_{errdes}]^T$$

根据上述纵向动力学方程，导出连续时间状态方程，ZOH法离散化后可得离散方程，其中，由于模型较复杂，应用于控制器的矩阵形式难以表出，需在模型中用Runge-Kutta法求其数值解

$$\dot{x} = f(x, u), \quad x_{k+1} = g(x_k, u_k)$$

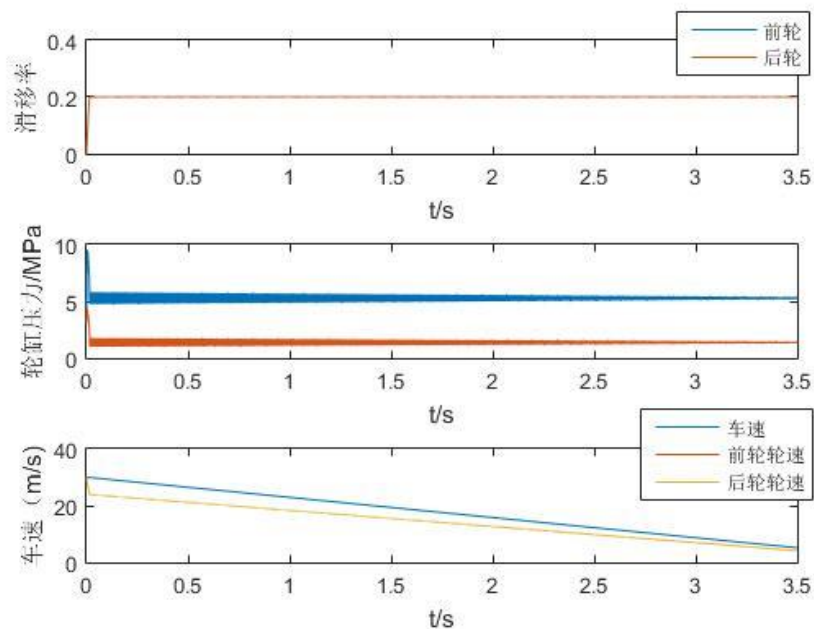
离散化的最优控制问题（OCP）为

$$\min_{x, u} \sum_{k=0}^{N-1} [(x_k - x_{ref})^T Q (x_k - x_{ref}) + (u_k - u_{ref})^T R (u_k - u_{ref})]$$

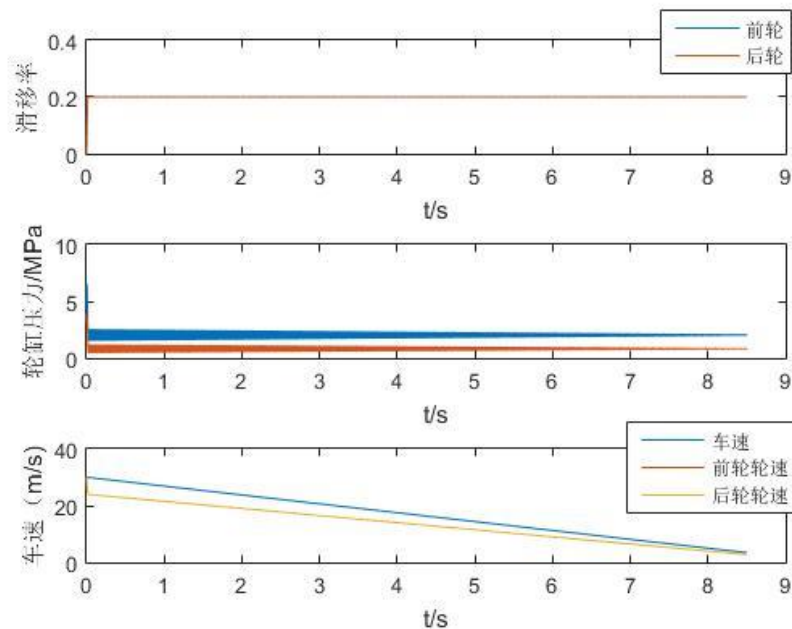
调节状态向量约束范围，调节控制输入范围和变化率范围



# MPC控制器控制效果



附着率为0.8时的MPC控制结果



附着率为0.4时的MPC控制结果



# 结论

- 单独采用滑模控制或MPC控制均能达到较好的滑移率控制效果，但均存在高频抖动，实际产品无法达到该控制效果
- 加入模糊模块有助于在保持控制效果与响应速度的基础上，消减振动，提高控制系统的适应性
- 加入模糊模块后，运算速度明显变慢；MPC控制器预测时长增长，控制效果提升，预算速度变慢
- 根据工况需要选择合适的控制算法，控制变量数目、算法复杂程度不宜过高



谢谢！

