

基于MATLAB/Simulink的四驱汽车轮间动力分配控制系统设计

张瑞鹏, 姚不凡

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2024年4月29日; 录用日期: 2024年5月23日; 发布日期: 2024年5月31日

摘要

汽车四驱功能的实现主要依靠四驱系统, 其主要作用是使每个车轮都能分配到最佳的驱动力, 从而提高汽车的动力性、操纵稳定性和通过性。由此也出现了四驱汽车动力分配控制系统这一概念。良好的四驱动力分配控制系统可以提高汽车的四驱性能, 使四驱汽车的车轮驱动力能得到最佳的分配。本文针对四驱汽车的轮间动力分配控制系统进行设计, 利用MATLAB/Simulink对轮间动力分配进行仿真分析, 得到车辆质心侧偏角和横摆角速度的变化。研究了轮间动力不同分配比对车辆质心侧偏角和横摆角速度的影响。

关键词

四驱汽车, 动力分配, 建模仿真, 控制系统

The Design of Power Distribution Control System for 4WD Vehicle Based on MATLAB/Simulink

Ruipeng Zhang, Bufan Yao

School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Apr. 29th, 2024; accepted: May. 23rd, 2024; published: May. 31st, 2024

Abstract

The realization of the four-wheel drive function of the car mainly relies on the four-wheel drive system, whose main role is to make each wheel can be allocated to the best driving force, so as to improve the power of the car, handling stability and passability. Thus, the concept of power dis-

tribution control system for four-wheel drive vehicles also emerged. A good four-wheel drive power distribution control system can improve the four-wheel drive performance of the vehicle, so that the wheel driving force of the four-wheel drive vehicle can get the best distribution. In this paper, the control system of power distribution between wheels of four-wheel drive vehicles is designed. MATLAB/Simulink is used to simulate and analyze the power distribution between wheels, and the change of the lateral declination Angle and yaw Angle speed of the vehicle center of mass is obtained. The effects of different distribution ratio of power between wheels on lateral declination Angle and yaw velocity of vehicle center of mass were studied.

Keywords

Four-Wheel Drive Vehicle, Power Distribution, Modeling and Simulation, Control System

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

四驱系统的动力分配主要包括由分动器控制的轴间动力分配技术、轮间差速器控制的轮间动力分配技术和轴间轮间叠加耦合的综合控制技术。这三个控制技术是现今的三种主流动力分配技术。轮间动力分配技术主要依靠轮间差速器的作用,当汽车行驶在一些泥泞不平的路面上或者转向时,为了保证各个驱动轮与地面保持纯滚动,因此就需要把原本只需一个差速器的一根轴断开成半轴,并两个半轴都装有差速器,断开前装在主减速器后面的普通差速器就满足不了汽车行驶,此时取而代之的就是分别装在各个半轴上的差速器,即轮间差速器[1]。

在轮间动力分配技术中所需研究的一个重点是在转向和某轮出现滑移时如何分配各轮的驱动力来保证汽车的动力性和方向稳定性。美国工程师 Gleaman 发明了托森(Torsen)轮间差速器, Torsen 差速器主要依靠涡轮蜗杆齿轮啮合机构作用[2],这一机构不仅实现了差速器的锁止功能,而且限制了滑动。四驱系统中的恒时驱动可以通过托森轮间差速器完成,因此配备此差速器的汽车有良好的转向和直线驾驶性能。B.M. Pozin 等[3]通过对车轮轮间动力分配关系的研究,设计了轮间动力分配控制系统。国内工程师也取得了许多成就,包括智能的四驱动力分配控制系统[4]、陈黎卿等[5] [6]基于人群算法的扭矩分配策略和利用建模仿真软件 Matlab/simulink 进行动力学建模仿真。在差速器动力分配控制方面,国内外也有较多的研究成果。R.Tchamna 等[7]人为了使汽车保持尽可能小的侧偏角,设计了基于滑模控制器开发差动控制器。胡建军等[7]在提高汽车转向能力和整车动力性方面,分别设计了新型差速系统。

从国内外的研究成果上来看,在轮间动力分配方面上都取得了不小的成绩,主要的方向都是在保证汽车动力的同时,提高汽车的转向性能和操纵稳定性。合理优秀的轮间动力分配系统会给予四驱汽车强大的驱动能力,并且在提高汽车自身动力性和行驶稳定性的同时,加强动力分配系统和车身其他系统的耦合关系。因此,要研究轮间动力分配控制系统,并针对轮间动力分配技术,进行建模仿真和分析。

2. 理论模型选取与控制系统设计

2.1. 理论模型的选取与简化

根据汽车在 Y 轴和 Z 轴的力平衡方程式和力矩平衡方程式,以及发动机、传动系统、变速器各个模

型的数学方程式[8] [9] [10], 进行推导和计算, 以确定理论模型, 为建立仿真模型做好准备。

本系统把节气门在不同开度时发动机输出的转矩作为输入至传动系的数据, 在 MATLAB 仿真软件中把这个数据输入至 Lookup Table 模块之中即得到传动系的动力输入模型。动态转矩的输出数学方程式为:

$$M_{ed} = M_{es} e^{(-sT_{e1})} / (1 + sT_{e2})$$

其中, M_{es} 为静态输出转矩, M_{ed} 为动态输出转矩, T_{e1} 为系统滞后时间, T_{e2} 为时间系统常数, s 为拉氏变化变量。

发动机的动态输出转矩作为输入, 输入至传动系中。设轴间分配比为 α , 轮间分配比分别为 λ_1 、 λ_2 , 则发动机动态输出转矩经传递系传递至各轮的转矩为:

$$\begin{cases} T_{x1} = \alpha T_e i_{gi} i_0 \eta \lambda_1 - T_{b1}; \\ T_{x2} = \alpha T_e i_{gi} \eta i_0 (1 - \lambda_1) - T_{b2}; \\ T_{x3} = (1 - \alpha) T_e i_{gi} i_0 \eta \lambda_2 - T_{b3}; \\ T_{x4} = (1 - \alpha) T_e i_{gi} i_0 \eta (1 - \lambda_2) - T_{b4} \end{cases}$$

其中, T_x 为各轮驱动力矩, T_b 为各轮制动力矩, i_0 为主减速器传动比, i_{gi} 为变速器传递比, η 为传动系的传动效率(式中取 0.90)。此时车轮运动方程为:

$$\begin{cases} F_{z1} = \frac{m}{l} \left(\frac{g * b}{2} - \frac{a_x * h_g}{2} - \frac{a_y * h_g * b}{d_f} \right) \\ F_{z2} = \frac{m}{l} \left(\frac{g * b}{2} - \frac{a_x * h_g}{2} + \frac{a_y * h_g * b}{d_f} \right) \\ F_{z3} = \frac{m}{l} \left(\frac{g * a}{2} + \frac{a_x * h_g}{2} - \frac{a_y * h_g * a}{d_r} \right) \\ F_{z4} = \frac{m}{l} \left(\frac{g * a}{2} - \frac{a_x * h_g}{2} + \frac{a_y * h_g * a}{d_r} \right) \end{cases}$$

其中, F_z 为各轮动载荷, a_x 为汽车纵向加速度, a_y 为侧向加速度, h_g 为汽车质心高, a 和 b 分别为前轴长和后轴长。

此时, 各车轮的阻力矩则为:

$$T_f = f * F_z * R$$

变速器模型的选取影响着不同工况下汽车对转速和转矩的要求, 以及发动机的最佳工况范围。变速器的输入即为发动机的输出。经过不同档位的传动比 i , 输出不同的转矩和转速。为了更好地模拟驾驶员的换挡, 本方案选择常规六档变速箱, 并且选取各挡加速度曲线交点为换挡时机, 变速器变速公式为:

$$\eta_{输出} = \eta_{输入} * i$$

其中, i 为各档位传动比。

本设计主要考虑汽车内部轮间动力分配的影响, 参考 Dugoff 轮胎模型, 得到车轮滑移率为:

$$s = \frac{W_r - v}{W_r}$$

其中, W_r 为驱动轮角速度, v 为实际车速。

此时, 驱动力方程为:

$$F_x = \begin{cases} \frac{cs}{1-s}, & \left(\frac{cs}{1-s} < \frac{\mu F_z}{2} \right) \\ F_z \left[\mu - \mu^2 \frac{F_z(1-s)}{4cs} \right], & \left(\frac{cs}{1-s} > \frac{\mu F_z}{2} \right) \end{cases}$$

其中, μ 为地面与轮胎之间的摩擦系数, c 为轮胎纵向刚度, F_z 为驱动轮法向载荷。

现在汽车线性七自由度模型最为广泛, 七自由度模型包含分别绕 X 轴的纵向运动、沿 Y 轴的侧向运动和绕 Z 轴的横摆运动以及四个车轮的自由度。但由于计算和建模仿真比较复杂, 因此对汽车七自由度进行简化, 简化结果如图 1 所示。

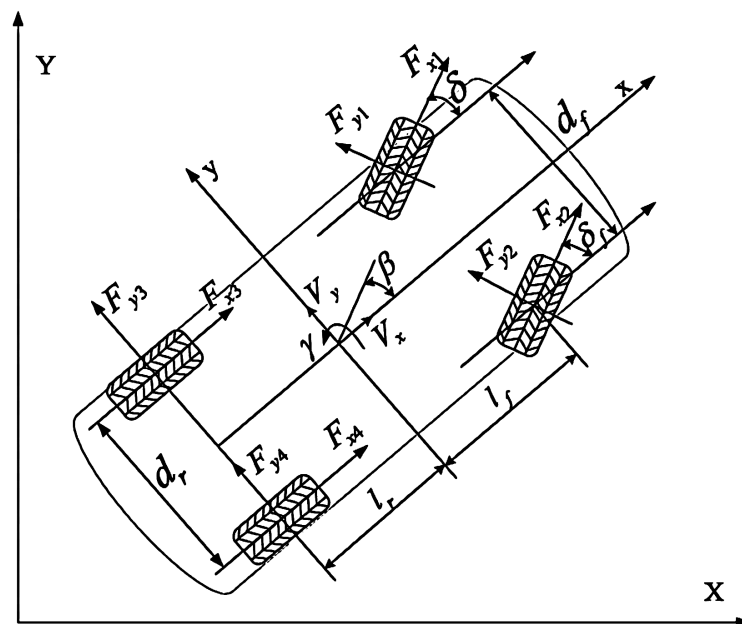


Figure 1. The simplified linear seven degrees of freedom model of automobile
图 1. 简化后汽车线性七自由度模型

由此便得到简化的汽车理论模型, 以便于后续 MATLAB/Simulink 模型建立。为了形成四驱汽车的轮间动力分配仿真模型, 后面还需要采用它们之间的相互变量联系以进行连接[11]。

2.2. PID 控制原理及设计

轮间动力分配对汽车行驶稳定性和转向稳定性有较大的影响[12], 主要起作用的附加横摆力矩是由四驱汽车动力分配比产生的, 而且这个附加横摆力矩只在一定范围内起作用, 在此范围内具有较好动力分配控制系统的四驱车相对普通汽车有更好的动力分配策略, 能大大改善汽车安全性。为了更好的根据动力分配来实现汽车转向稳定性和主动安全性, 选择利用 PID 控制器来完成动力分配控制系统设计。而 K_P 、 K_I 、 K_D 三个参数的设定决定着控制器性能的好坏[13]。比例单元(P)控制环节, 即当控制系统内的输出值和初始设定值产生偏差 $e(t)$ 时, 为了减少偏差的大小, 此环节会及时成比例的反应误差的大小。积分单元(I)控制环节, 此环节的出现主要是为了消除系统静差。积分常数决定积分单元控制环节的好坏, 选择合理范围内的积分常数可以有效提高控制系统的可靠性。微分单元(D)控制环节, 此环节主要通过系统施加提前修正信号来控制系统的偏差值 $e(t)$ 的变化趋势, 保持偏差值 $e(t)$ 的变化不会过大, 进而缩短调节时间加快系统的响应速度。PID 控制系统的控制原理如图 2 所示。

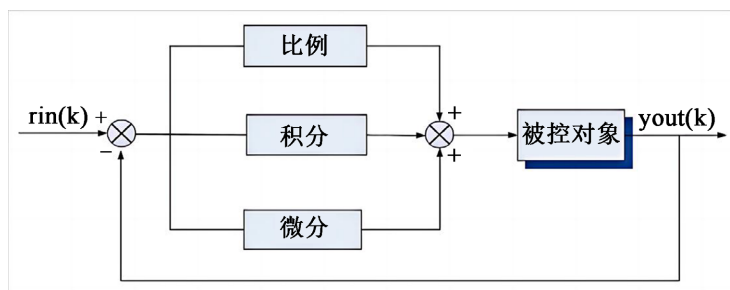


Figure 2. Control system principle

图 2. 控制系统原理

其中, $\text{rin}(k)$ 为初始值, $\text{yout}(k)$ 为输出值, 它俩之差 $e(k) = \text{rin}(k) - \text{yout}(k)$ 为误差, PID 控制器接收此误差, 按照自身控制规律分析计算得到控制量 $u(t)$, 则整理得到控制原理的表达式为:

$$u(t) = k_p \left(\text{error}(t) + \frac{1}{T_I} \int_0^t \text{error}(t) dt + \frac{T_D d\text{error}(t)}{dt} \right)$$

简化成传递函数为:

$$G(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = k_p \left(1 + \frac{1}{T_I s} + T_D s \right)$$

其中, k_p 为比例系数; T_I 为时间积分常数; T_D 为时间微分常数。

利用 PID 控制器来控制轮间动力分配, 需要在 MATLAB/Simulink 中建立 PID 模型。单独 PID 模型建立如图 3 所示。

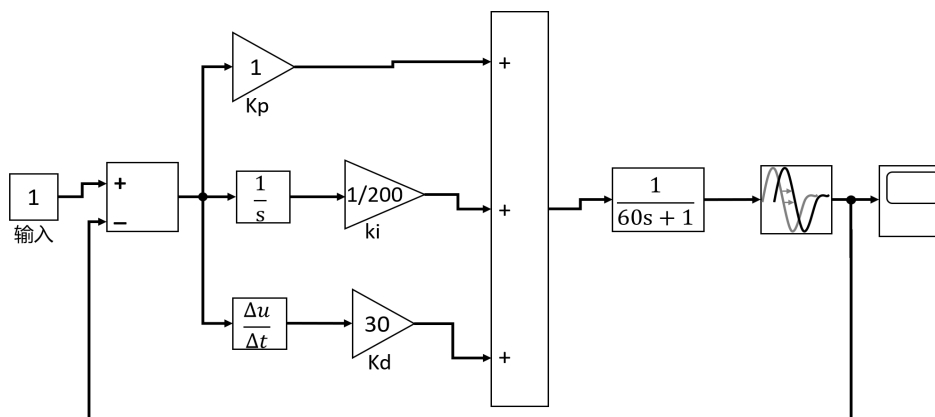


Figure 3. PID controller Matlab model

图 3. PID 控制器 Matlab 模型

把 PID 控制器加入轮间动力分配模型中, 通过调整 K_P 、 K_I 、 K_D 三个参数来保证输出平稳, 各项参数如表 1 所示。

Table 1. Allocation parameter

表 1. 分配参数

参数	K_P	K_I	K_D
数值	1	1/200	30

3. MATLAB/Simulink 模型建立与仿真分析

在对简化后的汽车理论模型进行分析后, 利用 MATLAB/Simulink 对发动机、传动系统和变速器等模块进行建模与仿真。

3.1. 模型建立

发动机 Simulink 模型如图 4 所示, 可以看见输入 1 和输入 2 分别是发动机曲轴转速和节气门开度, 输出则为发动机动态输出扭矩。

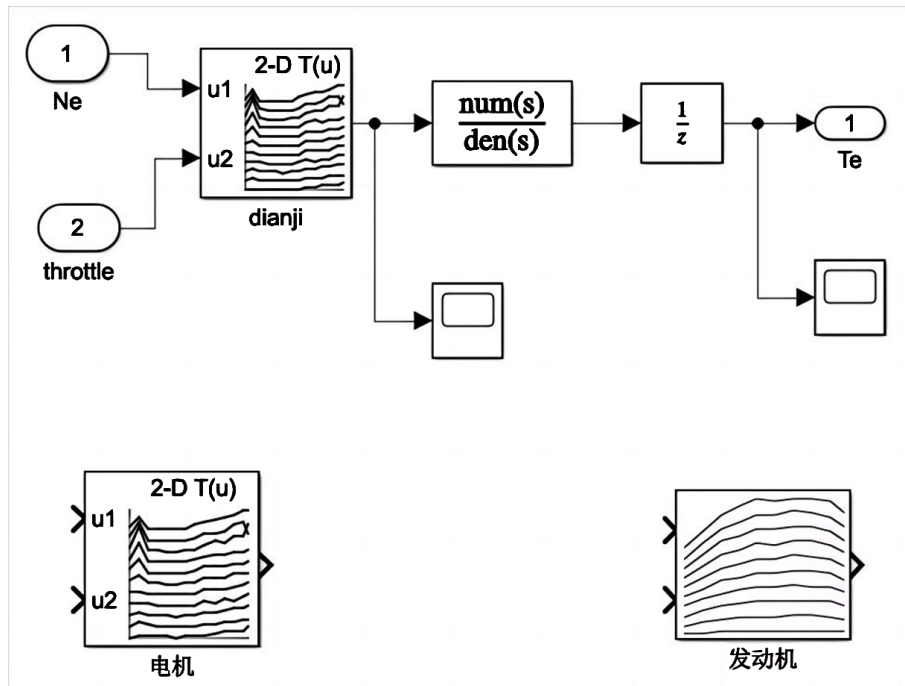


Figure 4. Engine model
图 4. 发动机模型

变速器 Simulink 模型的建立如图 5 所示, 其中变速器的输入是发动机输出的动态扭矩, 输出则为经变速器不同传动比改变后的扭矩。

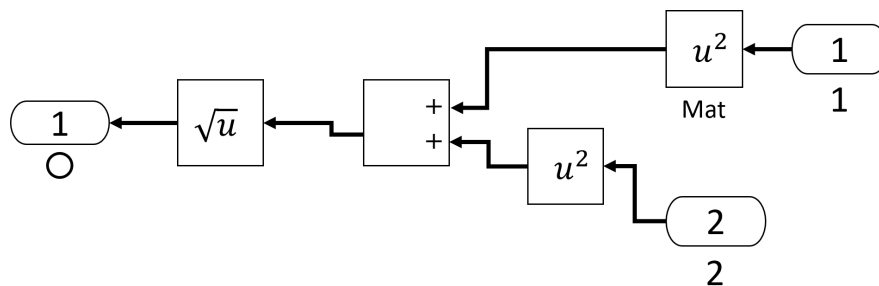


Figure 5. Transmission model
图 5. 变速器模型

设定此模型中各档的速度范围如表 2, 由各档最佳换挡时机即可确定每档的传动比。

Table 2. Velocity range
表 2. 速度范围

档位	一档	二档	三档	四档	五档
速度(km/h)	0~10	10~20	20~35	35~50	50 及以上

轮胎是直接连接车身和地面的重要部位, 地面给它的纵向力, 侧偏力等外力直接影响了汽车行驶时的安全性和稳定性等一系列性能。因此, 在 MATLAB 上对四驱汽车的四个车轮分别进行建模, 如图 6 所示。其中, 车轮模型的输入分别为纵向滑移率、地面附着系数和受到的实时法向载荷, 车轮的输出分别为车轮所受到的纵向力和侧向力。

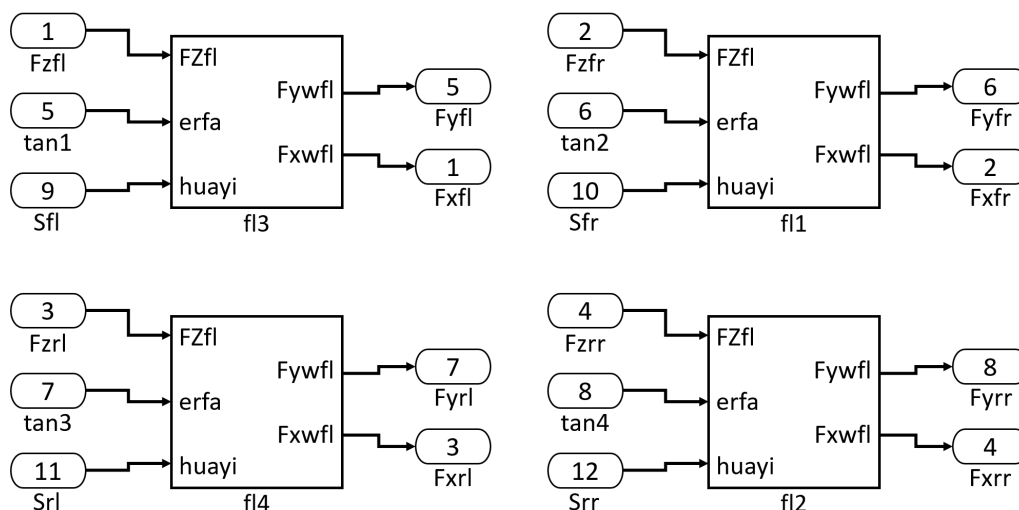


Figure 6. Tire model

图 6. 轮胎模型

发动机动态输出扭矩输入至传动系中, 经变速器变速再输入至分动器, 经分动器对扭矩按一定策略分配至前后传动轴, 再经过主减速器对动力进行减速增距, 最后传送到轮间差速器, 利用轮间差速器实现左右轮扭矩的分配和传递, 传动系模型如图 7 所示。

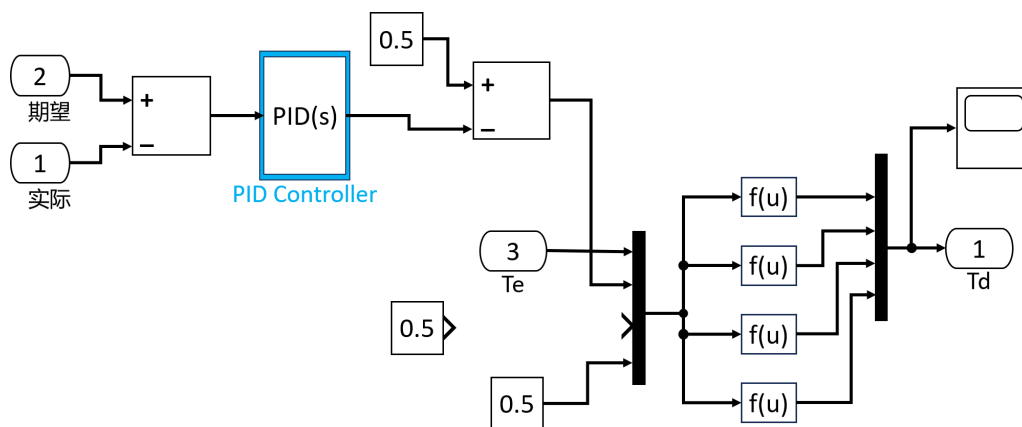


Figure 7. Driveline model

图 7. 传动系模型

3.2. 仿真分析

本节主要分析扭矩分配对汽车性能的影响。首先确定汽车仿真参数, 和地面附着系数以及车轮转角等一系列参数, 对整车模型在不同附着系数的路面、不同的车速和不同前轮转向角下的整车性能进行仿真分析。对仿真结果进行分析比较, 从而确定扭矩分配对汽车各性能的影响。因为本文主要研究轮间动力分配, 所以在仿真时设定前后轴动力分配相等且保持不变, 轮间动力按一定比例分配比, 对整车性能的影响规律及程度用输出的横摆角速度和质心侧偏角来表示, 而示波器的输出曲线就是横摆角速度和质心侧偏角的变化。

设汽车在附着系数为 0.7 的路面上行驶, 且车轮转角 0.12 rad , 不考虑分动器的影响、保持前后轴的扭矩相等且不变, 仅考虑左右轮不同分配比对汽车性能的影响。汽车仿真参数如表 3 所示。

Table 3. Vehicle simulation parameter

表 3. 车辆仿真参数

名称	符号	值(单位)
车身质量	m	1760 (kg)
重力加速度	g	$9.8 \text{ (m/s}^2\text{)}$
惯量的偏航力矩	I_2	$3100 \text{ (kgN}^2\text{)}$
车轮转动惯量	I_w	$2.1 \text{ (kgN}^2\text{)}$
轴距	l	2.0611 (m)
质心至前轴的距离	l_f	1.219 (m)
质心至后轴的距离	l_r	1.392 (m)
质心高度	h_g	0.52 (m)
前轮距	d_f	1.52 (m)
后轮距	d_r	1.52 (m)
轮胎滚动半径	R	0.304 (m)
前轮转弯刚度	C_f	41,310
后轮转弯刚度	C_r	45,218
轮胎纵向刚度	C	50,000
滚动阻力系数	f	0.018
迎风面积	A	2.88

设置 36 km/h 和 72 km/h 两种车速, 三种不同的轮间动力分配比来进行单移线行驶仿真分析, 两种车速和三种分配比如表 4 所示。

Table 4. Speed to distribution ratio

表 4. 车速与分配比

车速(km/h)	分配比(左轮: 右轮)		
36 km/h	3:7	5:5	7:3
72 km/h	3:7	5:5	7:3

车速为 36 km/h 和 72 km/h 的整车状态变化仿真结果如图 8 和图 9 所示。

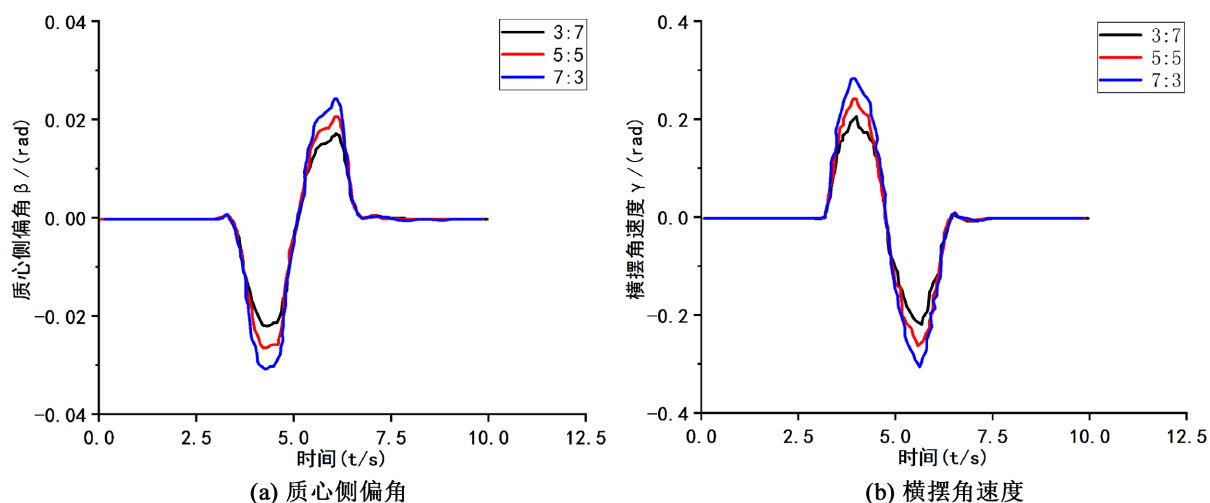


Figure 8. The state of the car changes at 36 km/h

图 8. 36 km/h 时汽车状态变化

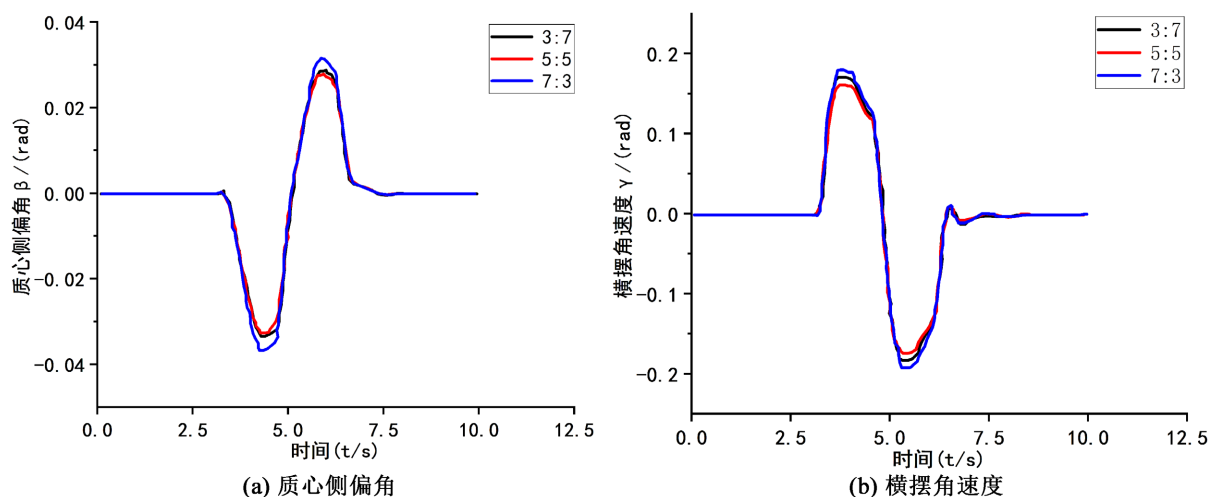


Figure 9. The state of the car changes at 72 km/h

图 9. 72 km/h 时汽车状态变化

由图 8 可知, 以 36 km/h 的工况下, 分配比在 5:5 时, 质心侧偏角峰值为 0.021 rad, 横摆角速度峰值为 0.24 rad/s, 把轮间分配比为 5:5 作为参考值。当左右轮动力分配比为 3:7 时, 与参考值相比, 质心侧偏角峰值为 0.015 rad, 下降了 0.006 rad, 横摆角速度峰值为 0.19 rad/s, 下降了 0.05 rad/s。当左右轮动力分配比例为 7:3 时, 与参考值相比, 质心侧偏角峰值为 0.026 rad, 升高了 0.005 rad; 横摆角速度峰值为 0.3 rad/s, 升高了 0.06 rad/s。汽车状态变化如表 5 所示。

Table 5. The lateral yaw Angle and yaw velocity change at 36 km/h

表 5. 36 km/h 时质心侧偏角和横摆角速度变化

车速(km/h)	分配比	横摆角速度(rad/s)	最大变幅(rad/s)	质心侧偏角(rad)	最大变幅(rad/s)
36	3:7	0.19		-0.015	
	5:5	0.24	0.06 (横摆)	-0.021	0.006 (质偏)
	7:3	0.30		-0.026	

由图 9 可知, 在 72 km/h 的工况下, 分配比在 5:5 时, 质心侧偏角峰值为 0.032 rad, 横摆角速度峰值为 0.185 rad/s, 把轮间分配比为 5:5 作为参考值。当左右轮动力分配比为 3:7 时, 与参考值相比, 质心侧偏角峰值为 0.031 rad, 下降了 0.001 rad, 横摆角速度峰值为 0.165 rad/s, 下降了 0.02 rad/s。当左右轮动力分配比例为 7:3 时, 与参考值相比, 质心侧偏角峰值为 0.036 rad, 升高了 0.004 rad; 横摆角速度峰值为 0.2 rad/s, 升高了 0.015 rad/s, 汽车状态变化如表 6 所示。

Table 6. The lateral yaw Angle and yaw velocity change at 72 km/h

表 6. 72 km/h 时质心侧偏角和横摆角速度变化

车速(km/h)	分配比	横摆角速度(rad/s)	最大变幅(rad/s)	质心侧偏角(rad)	最大变幅(rad/s)
72	3:7	0.165		-0.031	
	5:5	0.185	0.02 (横摆)	-0.032	0.004 (质偏)
	7:3	0.20		-0.036	

4. 结论

本文基于 MATLAB/Simulink, 先对发动机传动系等相关构造进行建模, 再对传动系中加入 PID 控制器模型。根据 PID 控制器的特点, 对 K_p 、 K_I 、 K_D 三个参数进行调整。最后对轮间动力分配进行仿真分析, 得到横摆角速度和质心侧偏角的变化程度, 实现轮间动力分配控制系统设计, 主要结论如下:

1) 对汽车轮间扭矩进行不同比例分配必将影响汽车的转向特性以及行驶稳定性。当汽车转向时, 如果外侧车轮扭矩增大, 内侧车轮扭矩减小, 汽车的横摆角速度将呈现增大趋势; 反之, 汽车的横摆角速度将呈现减小趋势。前者促进汽车转向, 后者则抑制汽车转向。同时, 车轮扭矩分配比不同, 汽车状态的响应时间也有不同程度的变化, 轮间扭矩分配在一定范围内影响着汽车响应滞后性;

2) 固定前后轴动力分配比例后, 同轴左右轮的动力分配比对汽车横向稳定性有影响, 而利用 PID 控制器控制可以减少误差。通过控制质心侧偏角和横摆角速度不断往较好的转向状态上调整, 使车辆在当前路面和不同前轮转角下实现最优转向效果;

3) 通过仿真分析, 发现轮间动力分配主要影响轮胎的横摆角速度。由于轴间动力分配比例不同, 同轴两轮的横摆角速度不同, 从而产生促进转向和抑制转向的情况。PID 控制器可使质心侧偏角和横摆角速度与期望值的误差处于合理范围内, 并通过控制轮间扭矩和分配比, 使汽车具有适量的不足转向以保证汽车的主动安全性和操纵稳定性。

致 谢

从论文选题到完成, 非常感谢指导老师在论文撰写时的悉心指导, 每一次组会都能够指引教导我们, 解决我们的困惑。同时也感谢实验室的师兄师姐和同门的帮助与鼓励。在他们的帮助下, 我才能在科研道路上一步一个脚印, 从略知一二到有所收获。

基金项目

国家自然科学基金项目(51275126); 上海市自然科学基金项目(21ZR445000)。

参考文献

- [1] 王伟伟. 四驱汽车传动效率分析与测试系统设计[D]: [硕士学位论文]. 合肥: 安徽农业大学, 2016.
- [2] 王欢, 孙传琼, 刘雍德, 等. 基于 Pro/E 的越野车托森差速器参数化设计[J]. 机械传动, 2012, 36(3): 52-54+63.

-
- [3] Pozin, B.M., Troyanovskaya, I.P. and Yusupov, A.A. (2015) Optimal Power Distribution between the Wheels of a Mobile Vehicle under Different Soil Conditions. *Procedia Engineering*, **129**, 713-717.
<https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.12.043>
- [4] 张行, 郝慧荣, 李玉龙, 等. 四驱汽车 I 曲线复合制动力分配策略研究[J/OL]. 机械设计与制造, 1-7.
<https://link.cnki.net/urlid/21.1140.TH.20240321.1747.006>, 2024-04-09.
- [5] 陈黎卿. 四驱汽车动力分配关键部件结构优化设计与动力学分析[D]: [硕士学位论文]. 合肥: 合肥工业大学, 2015.
- [6] 陈黎卿, 郑爽, 曹恺. 考虑 EPS 与 ESP 耦合作用的 ECAS 系统控制策略[J]. 汽车工程, 2017, 39(11): 1261-1267.
- [7] 胡建军, 肖凤, 林志强, 等. 基于模糊滑模直接横摆力矩的车辆横摆稳定性控制[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2023, 51(6): 954-962.
- [8] 胡芳, 谭雨点, 王亮, 等. 四驱汽车分动器轴承力学特性分析与试验[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2017, 40(11): 1464-1468.
- [9] 张鹏, 王浩, 陈黎卿. 基于灵敏度分析的某扭力梁悬架的优化[J]. 中国机械工程, 2016, 27(1): 46-51.
- [10] 陈淑江, 秦大同, 胡明辉, 等. 兼顾动力性与经济性的纯电动汽车 AMT 综合换挡策略[J]. 中国机械工程, 2013, 24(19): 2687-2692.
- [11] 朱亚伟, 尉庆国, 墨海波. 基于 Matlab/Simulink 四轮驱动汽车动力性仿真[J]. 河北农机, 2016(1): 34+36.
- [12] 秦新坤. 一种串联式混合动力汽车控制策略研究及仿真分析[J]. 内燃机与配件, 2023(7): 1-3.
- [13] 解登宇. 基于神经网络的 PID 控制器的设计[J]. 科教导刊(下旬刊), 2020(21): 74-75.