

汽车先进技术论坛丛书

QICHE XIANJIN JISHU LUNTAN CONGSHU

# 车辆工程仿真与分析

## ——基于MATLAB的实现



肖启瑞 樊明明 黄学翀 等编著



机械工业出版社  
CHINA MACHINE PRESS



本书主要讲述了有关车辆工程各领域的实际设计仿真案例,包括车辆动力性仿真、装有液力变矩器车辆的动力性仿真、车辆基础制动仿真、车辆转向系统仿真与优化、车辆悬架系统仿真、多种车辆中机械零部件(盘式制动器、离合器膜片弹簧、锥齿轮差速器等)设计与优化、专用车辆及工程车辆总成设计以及应用 Simpowersystem 模块对电牵引车辆电力系统仿真等。对于每一个案例,首先对仿真的数学模型、理论计算进行了详细的分析和推导,然后针对具体问题建立相应的程序和模型进行实例仿真演示。

本书既可以作为车辆工程专业现代设计方法类的参考教材,也可以作为机械工程以及相关机电专业高年级本科生及研究生学习 MATLAB 仿真的工具书,特别适合作为本科生课程设计及毕业设计的参考用书,也可供相关专业工程技术人员学习和参考。

## 图书在版编目(CIP)数据

车辆工程仿真与分析:基于 MATLAB 的实现/肖启瑞  
等编著. —北京:机械工业出版社,2012.3

(汽车先进技术论坛丛书)

ISBN 978-7-111-37393-3

I. ①车… II. ①肖… III. ①车辆工程—计算机仿真—  
Matlab 软件 IV. ①U27

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2012)第 018866 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑:何士娟 责任编辑:何士娟 责任校对:陈延翔

封面设计:路恩中 责任印制:李妍

中国农业出版社印刷厂印刷

2012 年 4 月第 1 版第 1 次印刷

184mm×260mm·13.75 印张·339 千字

0001—3000 册

标准书号:ISBN 978-7-111-37393-3

定价 43.80 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社服务中心:(010)88361066

门户网:<http://www.cmpbook.com>

销售一部:(010)68326294

销售二部:(010)88379649

教材网:<http://www.cmpedu.com>

读者购书热线:(010)88379203

封面无防伪标均为盗版

# 前 言

MATLAB 仿真软件是美国 MathWorks 公司推出的高水平数值计算软件。该软件功能强大,可以进行各种非常复杂的数学计算以及专业领域的仿真工作,广泛应用于数学分析、数理统计、自动控制技术、信号分析与处理、复杂动态系统等多种仿真领域。

车辆设计是一个非常复杂的系统工程,涉及众多的机械设计与电气控制技术以及特有的车辆整车系统技术。随着车辆技术的飞速发展,传统的设计方法已经很难满足现今高精度设计与仿真要求,为了满足车辆工程专业人员对车辆技术仿真技术的需要,方便其掌握当前最先进最常用的 MATLAB 仿真工具,作者特针对车辆工程系统编写本书。本书内容丰富,图文并茂,以最大限度方便读者学习的方式进行了各章内容编写,充分考虑了读者,特别是普通专业技术人员的学习思维和习惯,具有很强的可读性。

本书包含了多个有关车辆工程各领域的实际设计仿真案例,如车辆动力性仿真、装有液力变矩器车辆的动力性仿真、车辆基础制动仿真计算、车辆转向系统仿真与优化、车辆各种悬架模型仿真、车辆传动系统扭转振动仿真研究、多种车辆重要机械零部件(充气液压减振器、空气弹簧、盘式制动器、离合器膜片弹簧、锥齿轮差速器等)设计与优化、专用车辆及工程车辆系统设计、应用 SimPowerSystem 模块对电牵引车辆电力系统进行仿真等。对于每一个案例,首先对仿真的数学模型、理论计算进行了详细的分析和推导,然后针对具体问题建立相应的仿真程序和模型。为了方便读者学习,对一些较复杂的仿真模型,都有非常详细和具体的操作步骤和模型设置说明。

在本书的编写过程中,广东机电职业技术学院肖启瑞确定全书的编写大纲并负责各实例的主体理论计算与仿真分析工作,国防科技大学樊明明老师,广东机电职业技术学院唐拥林老师、石本改老师,广州市地下铁道总公司运营事业总部车辆中心黄学翔工程师参与了多数仿真实例中相关研究领域内容的编写与审核。广汽集团汽车工程研究院易东旭工程师、张武工程师、潘佳炜工程师为本书的编写提供了无私的帮助,在此对他们表示衷心的感谢。全书由肖启瑞负责统校和审定。

全书由广东机电职业技术学院电气学院徐芸院长、湖南大学唐应时教授主审。徐芸院长在原长沙汽车制造厂任高级工程师多年,唐应时教授从事汽车专业教学与研究近 40 年,在车辆工程领域均有较高的理论水平和丰富的实际工程经验。两位专家对本书提出了众多宝贵意见与建议,在此深表感谢!

广东机电职业技术学院陈力捷教授对本书的编著给予了关心与指导,教学处胡年处长、汽车学院领导方文杰、余剑东老师以及荀斌高级工程师、何军老师、李百华老师、徐艳民老师、王广海老师和诸多同事在本书的编写过程中给予了很大的支持和鼓励,在此对他们表示衷心的感谢!

本书参阅了许多国内论著,在此向所有作者们表示感谢!由于车辆工程技术涉及领域较广,加之作者水平有限,难免会有遗漏和不当之处,恳请广大读者批评指正。

编著者

# 目 录

## 前言

<b>实例 1 汽车锥齿轮差速器齿轮设计</b> .....	1
1.1 汽车锥齿轮差速器齿轮设计理论基础 .....	1
1.2 仿真计算 .....	2
<b>实例 2 汽车整车动力性仿真计算</b> .....	5
2.1 动力性数学模型的建立 .....	5
2.2 最高车速的理论计算 .....	5
2.3 仿真计算实例 .....	6
2.4 仿真计算结果分析 .....	8
<b>实例 3 汽车连续换档加速时间仿真计算</b> .....	12
3.1 汽车连续换档加速时间的理论分析 .....	12
3.2 实例仿真计算 .....	13
3.3 仿真结果分析 .....	16
<b>实例 4 车辆爬坡能力仿真计算</b> .....	18
4.1 车辆爬坡能力仿真的理论基础 .....	18
4.2 实例仿真计算 .....	18
<b>实例 5 装有液力变矩器车辆的动力性仿真计算</b> .....	23
5.1 装有液力变矩器车辆仿真计算的理论基础 .....	23
5.2 实例仿真计算 .....	24
<b>实例 6 汽车直线制动仿真计算与优化</b> .....	31
6.1 汽车直线制动仿真计算理论基础 .....	31
6.2 优化设计 .....	32
6.3 实例仿真计算 .....	33
<b>实例 7 一个简单 ABS 的仿真计算</b> .....	36
7.1 简单 ABS 的理论基础 .....	36
7.2 简单 ABS 的实例仿真 .....	37
<b>实例 8 汽车转向梯形仿真计算与机构学优化</b> .....	42
8.1 转向梯形仿真机构学基础 .....	42
8.2 实例优化设计 .....	45
<b>实例 9 车辆离合器膜片弹簧的设计与优化</b> .....	48
9.1 离合器膜片弹簧弹性特性的数学表达 .....	48
9.2 离合器膜片弹簧的优化设计 .....	51
9.3 优化后膜片弹簧弹性特性曲线的分析 .....	59
<b>实例 10 汽车操纵稳定性瞬态响应评价仿真</b> .....	62

10.1	二自由度汽车模型的数学模型 .....	62
10.2	实例仿真 .....	64
实例 11	应用 <b>simulink</b> 进行汽车动力性仿真 .....	70
11.1	汽车动力性的数学模型 .....	70
11.2	汽车动力性的仿真模型 .....	70
实例 12	基于状态空间方程的汽车二自由度模型仿真 .....	76
12.1	状态空间方程的原理 .....	76
12.2	二自由度汽车系统的状态空间方程 .....	76
实例 13	汽车悬架双质量系统的传递特性仿真研究 .....	83
13.1	车身位移 $z_2$ 与路面激励位移 $q$ 的传递函数 .....	83
13.2	车身加速度 $\ddot{z}_2$ 对车轮速度 $\dot{q}$ 的传递函数 .....	87
13.3	悬架动挠度 $f_d$ 对 $\dot{q}$ 的传递特性仿真 .....	91
13.4	路面随机输入下系统振动响应均方根值的计算 .....	94
实例 14	应用 <b>simulink</b> 进行悬架双质量系统仿真 .....	96
实例 15	基于系统状态空间方程的车辆悬架系统仿真 .....	101
实例 16	工程车辆传动系统扭转振动特性研究与分析 .....	109
16.1	工程车辆扭转振动动力学模型的建立 .....	109
16.2	传动系统扭振动力学方程 .....	110
16.3	传动系统振型分析 .....	118
实例 17	基于系统状态空间方程的整车振动模型仿真研究 .....	120
17.1	整车振动数学力学模型的分析 .....	120
17.2	七自由度整车振动模型 <b>MATLAB</b> 仿真基本思路 .....	122
17.3	仿真结果分析 .....	126
实例 18	微型电动汽车直流电动机驱动系统建模与控制仿真 .....	130
18.1	电动车辆动力性计算理论基础 .....	130
18.2	直流电动机参数设计计算 .....	130
18.3	调速系统整流触发装置的数学建模与仿真分析 .....	131
实例 19	商用车辆空气弹簧特性仿真研究 .....	136
19.1	空气弹簧概述 .....	136
19.2	空气弹簧刚度与固有频率的理论计算 .....	137
实例 20	车用单筒充气式液压减振器特性仿真 .....	144
20.1	单筒充气式液压减振器数学模型 .....	144
20.2	单筒充气式液压减振器仿真分析 .....	146
20.3	单筒充气式液压减振器结构参数对性能的影响 .....	153
实例 21	混凝土搅拌车搅拌筒计算机辅助设计计算 .....	156
21.1	搅拌筒驱动力矩的计算 .....	156
21.2	混凝土料重心及搅拌筒驱动功率的计算 .....	161
实例 22	粉料物料运输车罐体总成设计与计算 .....	166
22.1	粉料物料运输车罐体结构 .....	166

22.2	卧式罐体装载容积的计算	167
22.3	实例计算	170
<b>实例 23</b>	<b>连杆组合式举升机构的设计与仿真</b>	<b>176</b>
23.1	连杆组合式举升机构的理论计算	176
23.2	实例仿真计算	178
<b>实例 24</b>	<b>高位自卸车举升机构的设计计算</b>	<b>181</b>
24.1	高位自卸车举升机构理论计算	181
24.2	轻型高位自卸车实例仿真计算	182
<b>实例 25</b>	<b>高位自卸车液压举升系统可控性与可观性研究</b>	<b>185</b>
25.1	电液控制系统的组成	185
25.2	电液举升控制系统的数学建模	185
25.3	液压举升系统输出可控性及可观性研究	186
<b>实例 26</b>	<b>车辆盘式制动器仿真计算与优化设计</b>	<b>192</b>
26.1	盘式制动器制动力矩的计算方法	192
26.2	制动器摩擦衬块磨损特性计算	193
26.3	摩擦衬块与制动盘之间的单位压力计算	193
26.4	制动器的热容量与温升的计算	194
26.5	优化设计模型的建立	194
26.6	盘式制动器优化设计实例	195
<b>实例 27</b>	<b>电牵引车辆三相桥式全控整流系统性能仿真研究</b>	<b>198</b>
27.1	三相桥式全控整流电路原理分析	198
27.2	三相桥式全控整流电路仿真系统建模	198
<b>实例 28</b>	<b>电牵引车辆交流调速系统仿真研究</b>	<b>205</b>
28.1	异步电动机变频调速理论基础	205
28.2	PWM 调制算法基本思想	206
28.3	三相异步电动机变频调速 simulink 仿真模型建立	207
	<b>参考文献</b>	<b>213</b>

# 实例 1 汽车锥齿轮差速器齿轮设计

## 1.1 汽车锥齿轮差速器齿轮设计理论基础

本章以汽车锥齿轮差速器齿轮设计为例，介绍程序设计的基础知识。

行星齿轮球面半径为

$$R_b = K_b \sqrt[3]{T_d}$$

式中， $K_b$  为行星齿轮球面系数，取得 2.5 ~ 3，对于有 4 个行星齿轮的轿车和公路用货车取小值，对于有两个行星齿轮的轿车和 4 个行星齿轮的越野车取大值； $T_d$  为差速器计算机转矩， $T_d = \min[T_{ce}, T_{cs}]$ 。

按发动机最大转矩和最小传动比，确定差速器转矩  $T_{ce}$  为

$$T_{ce} = \frac{K_d T_{emax} k i_1 i_0 \eta}{n}$$

式中， $n$  为驱动桥数目； $i_0$  为主减速器传动比； $i_1$  为变速器 1 档传动比； $\eta$  为发动机到万向传动装置之间的传动效率； $k$  为液力变矩系数； $T_{emax}$  为发动机输出最大转矩； $K_d$  为离合器突然接合时所产生的动载系数，可由经验选定。

由于汽车最大驱动转矩受到地面附着力的限制，所以也可以按驱动轮打滑转矩来确定从动齿轮的计算转矩

$$T_{cs} = \frac{G m_2 \varphi r_r}{i_m \eta_m}$$

式中， $G$  为满载情况下，驱动桥上的静载荷； $m_2$  为汽车最大加速度时的后轴质量转移系数，乘用车为 1.2 ~ 1.4； $\varphi$  为轮胎与地面间的附着系数，取 0.8； $i_m$  为主减速器从动齿轮到车轮之间的传动比； $\eta_m$  为主减速器从动齿轮到车轮之间的传动效率； $r_r$  为车轮滚动半径。

汽车差速器锥齿轮的几何尺寸计算见表 1-1。

表 1-1 汽车差速器锥齿轮的几何尺寸计算

项 目	计 算 公 式	项 目	计 算 公 式
行星齿轮数	$z_1 \geq 10$ ，应尽量取小值	节锥角	$\gamma_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2}$ ， $\gamma_2 = \arctan \frac{z_2}{z_1}$
半轴齿轮数	$14 \leq z_2 \leq 25$ ，齿数 2 倍后应能被 4 整除		
模数	$m = \frac{2A_0}{z_1} \sin \gamma_1 = \frac{2A_0}{z_2} \sin \gamma_2$ ， 应根据国标要求的规格圆整	节锥距	$A_0 = \frac{d_1}{2 \sin \gamma_1} = \frac{d_2}{2 \sin \gamma_2}$
齿工作高	$h_g = 1.6m$	齿顶高	$h_1 = h_g - h_2$ ， $h_2 = \left[ 0.430 + \frac{0.370}{\left( \frac{z_1}{z_2} \right)^2} \right]^m$
全齿高	$h = 1.788m + 0.051$		
压力角	在汽车上，一般取 $\alpha = 22.5^\circ$	齿根高	$h_{11} = 1.788m - h_1$ ， $h_{22} = 1.788m - h_2$
节圆直径	$d_1 = m z_1$ ， $d_2 = m z_2$	顶隙	$c = h - h_g = 0.188m + 0.051$

(续)

项 目	计 算 公 式	项 目	计 算 公 式
齿根角	$\delta_1 = \arctan \frac{h_{11}}{A_0}, \delta_2 = \arctan \frac{h_{22}}{A_0}$	外圆直径	$d_{01} = d_1 + 2h_1 \cos\gamma_1, d_{02} = d_2 + 2h_2 \cos\gamma_2$
面锥角	$\gamma_{01} = \gamma_1 + \delta_2, \gamma_{02} = \gamma_2 + \delta_2$	节锥顶点 至齿轮 外缘距离	$x_{01} = \frac{d_2}{2} - h_1 \sin\gamma_1, x_{02} = \frac{d_1}{2} - h_2 \sin\gamma_2$
根锥角	$\gamma_{R1} = \gamma_1 - \delta_2, \gamma_{R2} = \gamma_2 - \delta_2$		

## 1.2 仿真计算

根据表 1-1 的计算公式，可以编制 M 文件进行计算，MATLAB 可以大大减少人工计算量。具体程序如下：

```

z1 = input('请输入行星齿轮齿数 z1 = ');
z2 = input('请输入半轴齿轮齿数 z2 = ');
if mod(2.*z2,4) ~= 0; % 验证半轴齿数是否为 4 的倍数
    z2 = input('半轴齿数应是 4 的倍数,请重新输入半轴齿轮齿数 z2 = ');
end
kd=2;i1=4.48;i0=4;eta=0.9;n=1;Temax=121.5;
Tce=kd*Temax*i1*i0*eta/n;
G=874.8;m2=1.36;fai=0.8;rr=0.37;im=1;etam=0.98;
Tcs=G*m2*fai*rr/im/etam;
T=[Tce,Tcs];
Td=min(T);% 差速器计算转矩取 Tce,Tcs 中的小值
fprintf(1,'差速器计算转矩 Td = % 3.3 fN·m\n',Td)
disp('—差速器齿轮设计计算结果—')% 注意,disp 后应输入空格
Kb=2.8;
Rb=Kb.*Td^(1/3);
A0=0.985.*Rb;
F=0.28.*A0;
[m,gama1,gama2]=adm(z1,z2,Td);% 调用求模数函数
m=round(m);
d1=m*z1;d2=m*z2;
hg=1.6*m;% 齿工作高
fprintf(1,'差速器齿轮工作高 hg = % 3.4 f mm\n',hg)
h=1.788.*m+0.051;% 全齿高
fprintf(1,'差速器齿轮工作高 h = % 3.4 f mm\n',h)
h2=(0.430+0.370./(z2/z1).^2);% 齿顶高
fprintf(1,'半轴齿轮齿顶高 h2 = % 3.4 f mm\n',h2)
h1=hg-h2;% 齿顶高
fprintf(1,'行星齿轮齿顶高 h1 = % 3.4 f mm\n',h1)
h11=1.788.*m-h1;% 齿根高;

```



```

fprintf(1,'行星齿轮齿根高 h11 = % 3.4f mm\n',h11)
h22 = 1.788 * m * h2;
fprintf(1,'半轴齿轮齿根高 h22 = % 3.4f mm\n',h22)
c = h - hg; % 顶隙
fprintf(1,'顶隙 c = % 3.4f mm\n',c)
delta1 = atan(h11 / A0); % 齿根角
fprintf(1,'行星齿轮齿根角 delta1 = % 3.4f 度\n',delta1)
delta2 = atan(h22 / A0);
fprintf(1,'半轴齿轮齿根角 delta2 = % 3.4f 度\n',delta2)
gama01 = gama1 + delta1; % 面锥角
fprintf(1,'行星齿轮面锥角 gama01 = % 3.4f 度\n',gama01)
gama02 = gama2 + delta2;
fprintf(1,'半轴齿轮面锥角 gama02 = % 3.4f 度\n',gama02)
gamar1 = gama1 - delta1; % 根锥角
fprintf(1,'行星齿轮根锥角 gamar1 = % 3.4f 度\n',gamar1)
gamar2 = gama2 - delta2;
fprintf(1,'半轴齿轮根锥角 gamar2 = % 3.4f 度\n',gamar2)
d01 = d1 + 2 * h1 * cos(gama1); % 外圆直径
fprintf(1,'行星齿轮外圆直径 d01 = % 3.4f mm\n',d01)
d02 = d2 + 2 * h2 * cos(gama2);
fprintf(1,'半轴齿轮外圆直径 d02 = % 3.4f mm\n',d02)
x01 = d2 / 2 - h1 * sin(gama1); % 节锥顶点至齿轮外缘距离
fprintf(1,'行星齿轮节锥顶点至齿轮外缘距离 x01 = % 3.4f mm\n',x01)
x02 = d2 / 2 - h2 * sin(gama2);
fprintf(1,'半轴齿轮节锥顶点至齿轮外缘距离 x02 = % 3.4f mm\n',x02)
fprintf(1,'差速器齿轮模数 m = % 3.1f\n',m)
% % % % % % % % % %
另外再编制求模数的函数文件 adm.m。函数输入参数为 z1、z2、Td。输出参数为 m、gam、gama2。
function[m,gama1,gama2] = adm(z1,z2,Td)
i = z1 / z2;
gama1 = atan(i);
gama2 = atan(1 / i);
Kb = 2.8;
Rb = Kb * Td .^(1 / 3);
A0 = 0.985 * Rb;
m = 2 * A0 * sin(gama1) . / z1;

```

运行第一个主程序：输入  $z_1 = 10$ ， $z_2 = 16$  得到下面的计算结果。

请输入行星齿轮齿数  $z_1 = 10$   
请输入半轴齿轮齿数  $z_2 = 16$   
差速器计算转矩  $T_d = 359.346 \text{ N} \cdot \text{m}$   
—差速器齿轮设计计算结果—  
差速器齿轮工作高  $hg = 3.2000 \text{ mm}$   
差速器齿轮工作高  $h = 3.6270 \text{ mm}$

半轴齿轮齿顶高  $h_2 = 0.5745\text{mm}$

行星齿轮齿顶高  $h_1 = 2.6255\text{mm}$

行星齿轮齿根高  $h_{11} = 0.9505\text{mm}$

半轴齿轮齿根高  $h_{22} = 3.0015\text{mm}$

顶隙  $c = 0.4270\text{mm}$

行星齿轮齿根角  $\text{delta}_1 = 0.0484$  度

半轴齿轮齿根角  $\text{delta}_2 = 0.1519$  度

行星齿轮面锥角  $\text{gama}_1 = 0.6070$  度

半轴齿轮面锥角  $\text{gama}_2 = 1.1641$  度

行星齿轮根锥角  $\text{gamar}_1 = 0.5102$  度

半轴齿轮根锥角  $\text{gamar}_2 = 0.8603$  度

行星齿轮外圆直径  $d_{01} = 24.4528\text{mm}$

半轴齿轮外圆直径  $d_{02} = 32.6090\text{mm}$

行星齿轮节锥顶点至齿轮外缘距离  $x_{01} = 14.6085\text{mm}$

半轴齿轮节锥顶点至齿轮外缘距离  $x_{02} = 15.5128\text{mm}$

差速器齿轮模数  $m = 2.0$

## 实例2 汽车整车动力性仿真计算

### 2.1 动力性数学模型的建立

汽车动力性是汽车最基本、最重要的性能之一。汽车动力性主要有最高车速、加速时间  $t$  及最大爬坡度。其中汽车加速时间表示汽车的加速能力，它对平均行驶车速有着很大影响，而最高车速与最大爬坡度表征汽车的极限行驶能力。根据汽车的驱动力与行驶阻力的平衡关系建立汽车行驶方程，从而可计算汽车的最高车速、加速时间和最大爬坡度。其中行驶阻力( $f_i$ )包括滚动阻力 $f_r$ 、空气阻力( $F_w$ )、坡度阻力( $F_i$ )和加速阻力( $F_j$ )。汽车行驶方程为

$$F_i = F_r + F_w + F_i + F_j \quad (2-1)$$

将行驶方程具体化为

$$\frac{T_{iq} i_g i_0 \eta_T}{r} = Gf + \frac{C_D A}{21.15} u_a^2 + Gi + \delta m \frac{du}{dt} \quad (2-2)$$

式中， $T_{iq}$ 为发动机输出转矩； $i_g$ 、 $i_0$ 为变速器传动比、主减速器传动比； $\eta_T$ 为传动系机械效率； $r$ 为车轮滚动半径； $G$ 为汽车重量； $f$ 为滚动阻力系数； $i$ 为道路坡度； $C_D$ 为空气阻力系数； $A$ 为迎风面积； $u_a$ 为车速； $\delta$ 为汽车旋转质量换算系数； $m$ 为汽车质量； $\frac{du}{dt}$ 为加速度。

### 2.2 最高车速的理论计算

汽车的最高车速是指在水平良好路面上汽车能达到的最高行驶车速。此时汽车的加速度  $\frac{du}{dt}$ 及道路坡度都为0，故汽车行驶方程变为

$$\frac{T_{iq} i_g i_0 \eta_T}{r} = Gf + \frac{C_D A}{21.15} u_a^2 \quad (2-3)$$

另外，发动机转速  $n$  与汽车车速  $u_a$  之间存在以下关系

$$u_a = 0.377 \frac{rn}{i_g i_0} \quad (2-4)$$

发动机转矩  $T_{iq}$  与转速  $n$  的关系常采用多项式描述

$$T_{iq} = a_0 + a_1 n + a_2 n^2 + \cdots + a_k n^k \quad (2-5)$$

式中，系数  $a_0$ 、 $a_1$ 、 $a_2$ …… $a_k$  由最小二乘法确定；拟合阶数  $k$  随特性曲线而异，一般取3、4、5。把式(2-4)、式(2-5)代入式(2-2)，可将行驶方程变为以车速  $u_a$  为变量的一元高次函数

$$\frac{\left[ a_0 + a_1 \left( \frac{i_g i_0 u_a}{0.377 r} \right) + \cdots + a_k \left( \frac{i_g i_0 u_a}{0.377 r} \right)^k \right] i_g i_0 \eta_T}{r} = Gf + \frac{C_D A}{21.15} u_a^2 \quad (2-6)$$

$$\text{或} \quad \frac{\left[ a_0 + a_1 \left( \frac{i_g i_0 u_a}{0.377r} \right) + \cdots + a_k \left( \frac{i_g i_0 u_a}{0.377r} \right)^k \right] i_g i_0 \eta_T}{r} - Gf - \frac{C_D A}{21.15} u_a^2 = 0 \quad (2-7)$$

当发动机转速在怠速与最高转速之间变化且变速器处于最高档位时，对式(2-7)求导即可解出此函数的极值。其中极大值即为汽车的最高车速。显然，阶数  $k$  越高，计算越繁琐。为了直观地表达汽车各档位行驶时的受力情况及其平衡关系，可将汽车行驶方程用图解法表示，即将不同档位的驱动力连同由滚动阻力与空气阻力叠加形成的行驶阻力绘制在同一坐标系中。这样，汽车的最高车速便可以在图中直接档驱动力曲线与行驶阻力曲线的交点处得到。

## 2.3 仿真计算实例

取国产某小型轿车进行仿真计算，发动机输出转矩特性可由台架试验获得，其发动机外特性具体参数如表 2-1 所示。

表 2-1 发动机外特性具体参数

转速/(r/min)	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
输出转矩/N·m	78.6	83.0	85.0	86.6	87.1	85.9	84.7	82.5	80.5

汽车基本参数如下：发动机排量为 1096mL，最大转矩为 87N·m(3000 ~ 3500r/min)，转速范围为 800 ~ 5500r/min，满载总质量约为 970kg，车轮滚动半径为 0.272m，传动系机械效率为 0.9，空气阻力系数为 0.3，迎风面积为 2.3 m<sup>2</sup>，滚动阻力系数为 0.012，旋转质量换算系数  $\delta = 1.03 + 0.04i_g^2$ ，变速器速比  $i_g = (3.416, 1.894, 1.280, 0.914, 0.757)$ ，主减速比为 4.388。

根据上述理论公式编写 M 文件，具体程序如下：

```
clear all
clc
n=[1500:500:5500];
T=[78.59 83.04 85.01 86.63 87.09 85.87 84.67 82.50 80.54];
dt=polyfit(n,T,4);%对发动机输出转矩特性进行多项式拟合,阶数取4
n1=1000:100:5400;
t=polyval(dt,n1);
figure(1)
title('发动机外特性')
plot(n1,t,n,T,'o'),grid on%图示发动机输出转矩特性
%汽车驱动力计算
G=input('整车重力 N,G=');%输入 970*9.8;
ig=[3.416 1.894 1.28 0.914 0.757];
k=1:5;%5个前进档
r=0.272;i0=4.388;eta=0.9;
ngk=[800 800 800 800 800 800];
ngm=[5400 5400 5400 5400 5400];
```

```

ugk=0.377.*r.*ngk(k)./(ig(k).*i0);% 计算每一档发动机 800rpm 时的最低行驶速度
ukm=0.377.*r.*ngm(k)./(ig(k).*i0);% % 计算每一档发动机 5400rpm 最高行驶速度
for k=1:5% 依次计算 5 个档的驱动力
u=ugk(k);ukm(k);
n=ig(k).*i0.*u./r/0.377;
t=54.8179+2.2441.*(n./100)-4.8003.*(n./1000).^2+2.815e-10.*n.^3;
Ft=t.*ig(k).*i0.*eta/r;
figure(2)
plot(u,Ft)
hold on,grid on % 保证 K 的每次循环的图形都保留显示
end

% 行驶阻力计算
f0=0.009;
f1=0.002;
f4=0.0003;% 三者都是轿车滚动阻力系数
% disp '空气阻力系数 Cd=0.3--0.41,迎风面积 A=1.7--2.1'
Cd=input('空气阻力系数 Cd =');% 输入 0.3
A=input('迎风面积 /m2 ,A =');% 输入 2.3
u=0:10:160;
f=f0+f1.*(u./100)+f4.*(u./100).^4;
Ff=G*f;% 计算滚动阻力
Fw=Cd*A.*u.^2./21.15;% 计算空气阻力
F=Ff+Fw;% 滚动阻力、空气阻力之和
title('驱动力-阻力图(五档速比为 3.416 1.894 1.28 0.914 0.757)')
plot(u,F,'mo-');
grid on
hold on

% 图解法求解最高车速'
for u=50:160;k=5;
n=ig(k).*i0.*u./r/0.377;
t=54.8179+2.2441.*(n./100)-4.8003.*(n./1000).^2+2.815e-10.*n.^3;
Ft=t.*ig(k).*i0.*eta/r;
f=f0+f1.*(u./100)+f4.*(u./100).^4;
Ff=G*f;
Fw=Cd*A.*u.^2./21.15;
F=Ff+Fw;
if abs(Ft-F)<1;% 当驱动力与行驶阻力差值小于 1N 时,近似认为相等,即到达理论最高车速
umax=u;break
end
end
disp '== == =汽车动力性能仿真计算结果 == == ='
disp '驱动力-行驶阻力平衡图及最高车速'
fprintf('汽车理论最高车速(驱动力与行驶阻力曲线交点) Vmax =% 3.3f km/h \n',umax)

```

## 2.4 仿真计算结果分析

运行程序可以得到以下结果：

整车重力  $N, G = 970 * 9.8$

空气阻力系数  $Cd = 0.4$

迎风面积  $m^2, A = 2.31$

== == 汽车动力性能仿真计算结果 == ==

驱动力-行驶阻力平衡图及最高车速

汽车理论最高车速(驱动力与行驶阻力曲线交点)  $V_{max} = 136.000 km/h$

图 2-1 所示为发动机输出转矩特性，图 2-2 所示为汽车驱动力-阻力平衡图，可以清楚地得到汽车各档位的驱动力和行驶阻力，非常直观。

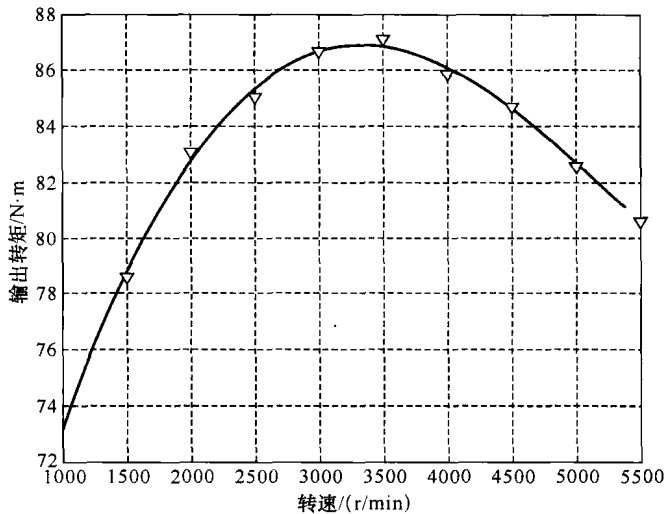


图 2-1 发动机输出转矩特性

五档速比为 3.416、1.894、1.28、0.914、0.757

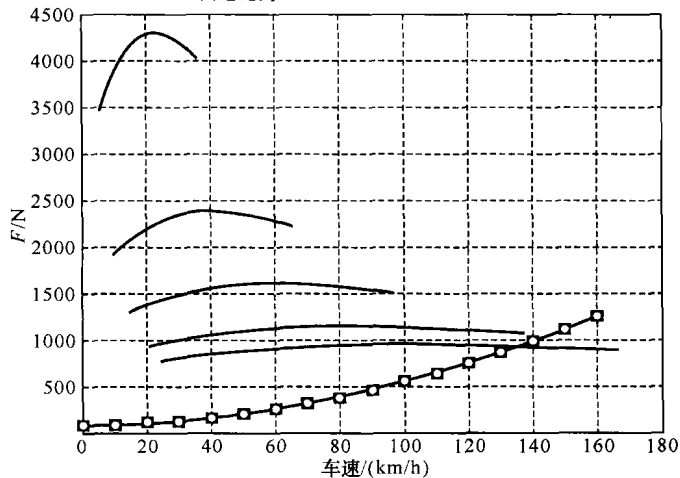


图 2-2 汽车驱动力-阻力平衡图

汽车行驶时，其驱动力和行驶阻力是相互平衡的，发动机输出功率与汽车行驶的阻力功率也总是平衡的。在汽车行驶的每一时刻，发动机发出的功率始终等于机械机械传动损失与全部运动所消耗的功率。

汽车发动机输出功率可以由发动机台架试验获得。进行功率需求计算时，一般先只考虑滚动阻力功率与空气阻力功率。它们分别为

$$P_e = \frac{Gfu}{3600} \quad (2-8)$$

$$P_w = \frac{C_D Au^3}{76140} \quad (2-9)$$

$$P_z = \frac{(P_e + P_w)}{\eta} \quad (2-10)$$

可以看出，两部分阻力功率分别为车速  $u$  的一元函数，在 MATLAB 中可以容易地对它们进行计算与图示。

仍然对先前国产某小排量轿车进行仿真计算，整车综合性能参数如前所述。发动机输出功率特性可由发动机台架试验获得，如表 2-2 所示。

表 2-2 发动机输出功率特性

转速/(r/min)	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500
输出功率/kW	10.6	13.4	17.6	21.8	25.2	27.5	31.3	35.4	31.6

与输出转矩一样，功率与发动机转速的关系也可以用 MATLAB 提供的多项式进行曲线拟合，非常实用、简便，可以满足工程设计需要。

根据上述理论公式编写 M 文件如下，具体程序如下：

```
clear
n=[1500:500:5500];
P=[10.6 13.5 17.6 21.8 25.2 27.5 31.3 35.4 31.6];
dp=polyfit(n,P,4);%拟合发动机输出功率曲线,取4阶
n1=1000:500:5500;
pp=polyval(dp,n1);
figure(1)
title('发动机外特性')
plot(n1,pp,'-o')

ig=[3.416 1.894 1.28 0.914 0.757];%变速器传动比
r=0.272;i0=4.388;eta=0.9;
G=input('请输入汽车的重力/N,G=');%输入970*9.8
k=1:5;
ngk=[800 800 800 800 800];%每档发动机转速初值
ngm=[5400 5400 5400 5400 5400];%每档发动机转速末值
ugk=0.377.*r.*ngk(k)./(ig(k).*i0);%每档速度初值
ukm=0.377.*r.*ngm(k)./(ig(k).*i0);%每档速度末值,以上4个变量都是以数组形式储存,运算时注意点乘符号
```

```

f0 = 0.009;
f1 = 0.002;
f4 = 0.0003; % 都是轿车轮胎滚动阻力系数经验值
Cd = 0.3; % input('空气阻力系数 Cd =')
A = 2.3; % input('迎风面积/m2, A =')
% 发动机输出功率
for k = 1:5
    u = ugk(k); ukm(k);
    n = ig(k) * i0. * u. / r / 0.377;
    pe = polyval(dp, n); % 利用发动机多项式拟合公式计算输出功率计算
    plot(u, pe) % 对输出功率进行 5 次计算, 每档计算一次并绘制一次图
    hold on; % 每一档的输出功率图形都保持
    grid on
end
% 阻力功率
u = 10:10:150; delta = 1.5;
f = f0 + f1. * (u. / 100) + f4. * (u. / 100).^4;
pf = G * f. * u. / 3600; % 滚动阻力功率
pw = Cd * A. * u.^3. / 76140; % 空气阻力功率
pp = (pf + pw) / eta; % 总的阻力功率
title('功率平衡图(五档速比为 3.416 1.894 1.28 0.914 0.757)')
plot(u, pp)
grid on
hold on
% 最高车速的求解
for u = 50:150; k = 5;
    n = ig(k) * i0. * u. / r / 0.377;
    pe = polyval(dp, n);
    f = f0 + f1. * (u. / 100) + f4. * (u. / 100).^4;
    pf = G * f. * u. / 3600;
    pw = Cd * A. * u.^3. / 76140;
    p = (pf + pw) / eta
    if abs(p - pe) < 0.5 % 以 u = 50 开始以计算驱动功率与阻力功率之差, 当差值小于 0.5kW 时, 可认为
        达到最高车速, 差值取更小时, 车速步长需细分。
            umax = u; break % 求得最高车速
        end
    end
end

```

end

disp' ===== 汽车功率平衡计算 ====='

disp'                    功率平衡图及最高车速'

fprintf('由功率平衡图得到的最高车速(图中交点) Vmax = % 3.1f km/h \n', umax)

运行程序可以得到如下结果:

=== 功率平衡计算 =====



## 功率平衡图及最高车速

由功率平衡图得到的最高车速(图中交点) $v_{\max} = 138.0 \text{ km/h}$

对自动弹出的仿真结果图中进行一些显示色彩的设置,可得到图 2-3 和图 2-4。

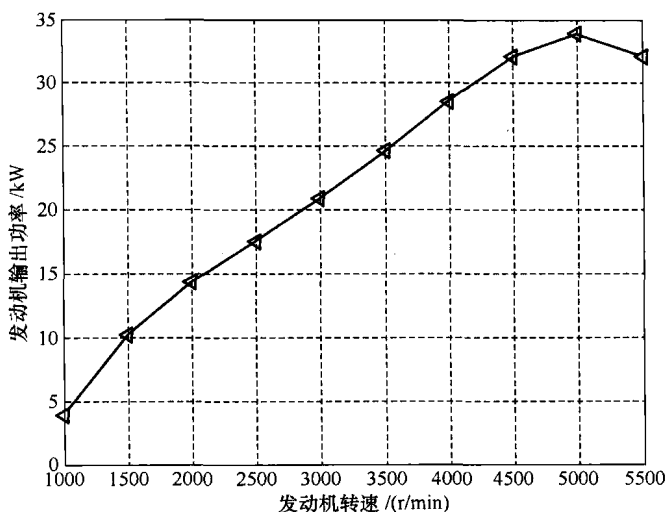


图 2-3 发动机输出功率特性

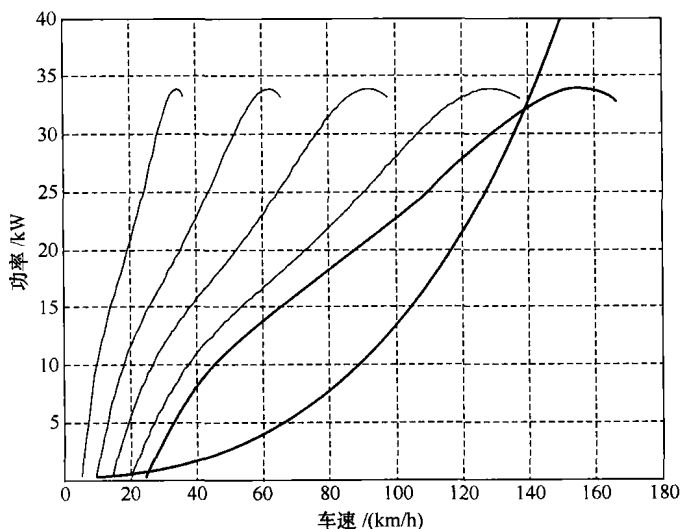


图 2-4 汽车功率平衡图

由图 2-4 可以清楚地看出,当 5 档驱动功率与阻力功率曲线相交时,汽车即达到最高车速,汽车的阻力功率曲线是一条斜率越来越大的曲线。所以,汽车在高速行驶时其中空气阻力成分会变得很大。由功率平衡计算得到的最高车速  $138 \text{ km/h}$  与前面由驱动力阻力平衡图计算所得的  $136 \text{ km/h}$  有  $1.47\%$  的相对误差。这主要是由发动机转矩与功率台架试验误差及发动机外特性多项式拟合等误差引起的,但该精度可以满足工程仿真计算,注意在实际开发时必须由道路或模拟试验加以验证。