

# 多轴车制动的动力学模型及制动性能分析

万 振<sup>1</sup> 高 峰<sup>1</sup> 丁 靖<sup>1</sup> 吴学雷<sup>2</sup>

1. 北京航空航天大学, 北京, 100083      2. 北京航天发射技术研究所, 北京, 100076

**摘要:**通过分析经典车辆制动动力学模型应用于多轴车制动计算时存在的问题,提出了引进悬架变形协调方程的通用化多轴车直线制动动力学模型,推导了多轴车直线制动时地面法向反作用力的通用计算公式,并提出了一种便于计算机语言实现的直接计算多轴车抱死顺序的算法。基于该算法,推导了地面制动力、制动减速度和制动距离的通用计算公式。

**关键词:**多轴车;制动;动力学模型;抱死顺序;制动性能

**中图分类号:**U461.3      **文章编号:**1004—132X(2008)03—0365—05

## Dynamics Model and Braking Performance Analysis of Multi-axle Vehicle

Wan Zhen<sup>1</sup> Gao Feng<sup>1</sup> Ding Jing<sup>1</sup> Wu Xuelei<sup>2</sup>

1. Beihang University, Beijing, 100083

2. Beijing Institute of Astronautic Launch Technology, Beijing, 100076

**Abstract:** Through discussing the problems of calculation for the braking of multi-axle vehicle, which was based on the classical model and described the general dynamics models for the line braking of multi-axle vehicle. The models reserved the constrain of the suspension and introduced the suspension distortion harmonizing equations. Based on the models, it deduced the general formulas for calculating the vertical counterforce from road. Then it put forward a method for getting the lock sequence of multi-axle vehicle, which is easy to be implemented with computer language, and deduced the general calculation formulas for the brake power, braking acceleration and braking distance of the line braking.

**Key words:** multi-axle vehicle; braking; dynamics model; lock sequence; braking performance

## 0 引言

目前国内外公开发表的文献中,很少有专门针对多轴车制动动力学模型和整车制动性能的研究。我国对高性能多轴车的设计制造仍然停留在经验设计阶段。对于多轴车高性能化带来的问题,尤其是机动性和制动的安全性问题,借用两轴车的理论和方法无法解决。虽然针对两轴车经典车辆制动动力学模型提出了各种等效计算的方法对多轴车进行分析,但结果都不理想。

## 1 多轴车直线制动动力学计算

### 1.1 基于地面法向反作用力的计算

$n$ 轴车( $n \geq 3$ )在水平路面上制动时,基于经典车辆制动动力学模型(图1)可得独立的力平衡方程:

$$\sum_{i=1}^n F_{z_i} = mg \tag{1}$$

式中, $F_{z_i}$ 为各轴地面法向反作用力; $m$ 为整车质量; $g$ 为重力加速度。

对1轴(前轴)中心线取矩得独立的力矩平衡

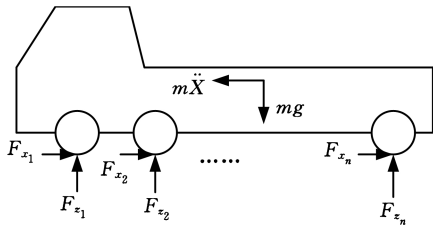


图1 经典车辆制动动力学模型

方程:

$$\sum_{i=1}^n F_{z_i} l_i = mgl_c - m\ddot{X}h_g \tag{2}$$

式中, $l_i$ 为*i*轴中心线到1轴中心线的距离, $l_1 = 0$ ;  $l_c$ 为整车质心到1轴中心线的水平距离; $h_g$ 为整车质心到地面的高; $\ddot{X}$ 为制动减速度。

因 $n \geq 3$ ,即 $F_{z_i}$ 个数大于等于3,而式(1)、式(2)只含2个独立方程,无法求出 $F_{z_i}$ ,而求解地面法向反作用力是研究制动的基础,否则将使得制动过程的分析无法进行。

### 1.2 多轴车直线制动动力学模型的提出

经典模型在计算多轴车受力时,模型呈现静不定,原因是经典模型对多轴车过度简化,使得模型的约束不足,即独立方程数不足。因此,在对多轴车进行力学简化时,应保留一些必要的约束,以使模

型静定,从而有效对多轴车受力进行计算分析。引进悬架变形协调的多轴车直线制动动力学模型(图 2),保留了悬架结构的约束特征。将悬架简化为弹簧,刚度为悬架和轮胎的等效刚度;车身和车轮均简化为刚体;因为车架的变形相对于悬架的变形可以忽略不计,故可视车架为刚体,同时悬架的变形受到车架的约束(图 3),认为各悬架与车架的连接点始终保持在一条直线上。

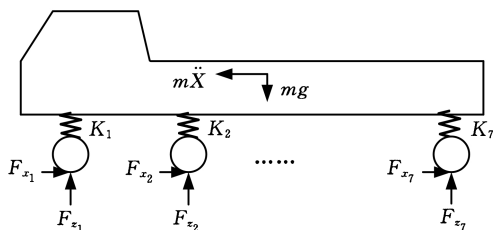


图 2 引进悬架变形协调的动力学模型

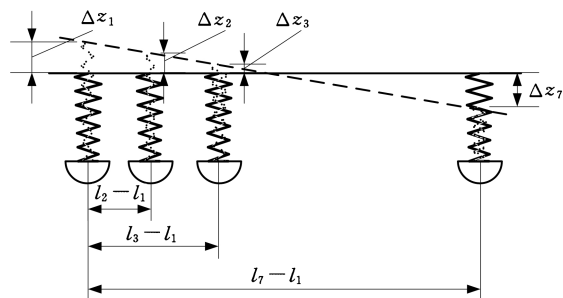


图 3 直线约束示意图

### 1.3 直线制动动力学模型对地面法向反作用力的计算

对于 \$n\$ 轴车,基于新模型(图 2),式(1)、式(2)仍旧成立,同时可得到 \$n\$ 个独立的悬架受力方程:

$$F_{z_i} = k_i \Delta z_i \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3)$$

式中, \$k\_i\$ 为各轴悬架的等效刚度; \$\Delta z\_i\$ 为各轴悬架的变形量。

由直线约束(图 3)得 \$n-2\$ 个独立悬架的变形协调方程:

$$(l_2 - l_1)(\Delta z_j - \Delta z_1) = (l_j - l_1)(\Delta z_2 - \Delta z_1) \quad (4)$$

$$\Delta z_j = \Delta z_1$$

$$l_j = l_i \quad j = 3, 4, \dots, n$$

式(1)~式(4)共包括 \$2n\$ 个未知量和 \$2n\$ 个独立方程,可以成功求解任意制动减速度下的地面法向反作用力。

由式(1)、式(2)得

$$\begin{aligned} \mathbf{A} \mathbf{F}_z &= \mathbf{D} \\ \mathbf{F}_z &= [F_{z_1} \quad F_{z_2} \quad \dots \quad F_{z_n}]^T \\ \mathbf{D} &= \begin{bmatrix} mg \\ mgl_c - m\ddot{X}h_g \end{bmatrix} \\ \mathbf{A} &= [\mathbf{e}_n \quad \mathbf{L}]^T \\ \mathbf{e}_n &= [1 \quad 1 \quad \dots \quad 1]_{1 \times n} \\ \mathbf{L} &= [l_1 \quad l_2 \quad \dots \quad l_n] \end{aligned} \quad (5)$$

由式(3)得

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_z &= \mathbf{K} \Delta \mathbf{Z} \\ \Delta \mathbf{Z} &= [\Delta z_1 \quad \Delta z_2 \quad \dots \quad \Delta z_n]^T \\ \mathbf{K} &= \text{diag}(k_1, k_2, \dots, k_n) \end{aligned} \quad (6)$$

由式(4)得

$$\begin{aligned} \mathbf{B} \Delta \mathbf{Z} &= [\mathbf{b}_{pq}]_{(n-2) \times n} \Delta \mathbf{Z} = \mathbf{0} \\ \mathbf{b}_{pq} &= \begin{cases} \frac{l_{p+2}}{l_2} - 1 & q = 1 \\ -\frac{l_{p+2}}{l_2} & q = 2 \\ 1 & q = p + 2 \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \\ p &= 1, 2, \dots, n-2; q = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \quad (7)$$

由式(6)、式(7)得:

$$\mathbf{B} \mathbf{K}^{-1} \mathbf{F}_z = \mathbf{0} \quad (8)$$

由式(5)、式(8)得地面法向力矩阵:

$$\mathbf{F}_z = \begin{bmatrix} \mathbf{A} \\ \mathbf{B} \mathbf{K}^{-1} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \mathbf{D} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (9)$$

令 \$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} \\ \mathbf{B} \mathbf{K}^{-1} \end{bmatrix}^{-1}\$, 则式(9)可写为

$$\mathbf{F}_z = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & \dots & H_{1n} \\ H_{21} & H_{22} & \dots & H_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{n1} & H_{n2} & \dots & H_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} mg \\ mgl_c - m\ddot{X}h_g \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}$$

由

$$F_{z_i} = H_{i1} mg + H_{i2} mgl_c - H_{i2} m\ddot{X}h_g$$

$$\begin{aligned} H_{i1} &= \frac{k_i \sum_{j=1}^n l_j k_j (l_j - l_i)}{\sum_{j=1}^n \sum_{m=1}^n k_j k_m (l_2 - l_j) (l_m - l_j)} \\ H_{i2} &= \frac{k_i \sum_{j=1}^n k_j (l_i - l_j)}{\sum_{j=1}^n \sum_{m=1}^n k_j k_m (l_2 - l_j) (l_m - l_j)} \end{aligned}$$

可得

$$\begin{aligned} F_{z_i} &= \kappa_i \ddot{X} + C_i \\ \kappa_i &= \frac{mh_g k_i \sum_{j=1}^n k_j (l_j - l_i)}{\sum_{j=1}^n \sum_{m=1}^n k_j k_m (l_2 - l_j) (l_m - l_j)} \\ C_i &= \frac{mg k_i \sum_{j=1}^n k_j (l_j - l_i) (l_j - l_c)}{\sum_{j=1}^n \sum_{m=1}^n k_j k_m (l_2 - l_j) (l_m - l_j)} \end{aligned} \quad (10)$$

通过式(10)还可以得到以下几个结论:

(1) \$C\_i\$ 表示第 \$i\$ 轴的静态载荷,用数学归纳法可证

$$\sum_{j=1}^n \sum_{m=1}^n k_j k_m (l_2 - l_j)(l_m - l_j) > 0$$
$$\sum_{j=1}^n (l_j - l_i)(l_j - l_c) > 0$$

即在平坦路面上各轴静载恒大于 0。

(2) $\kappa_i$  表示各轴地面法向反作用力对制动强度的变率, $\kappa_i$  的正负只与  $l_i$  和  $k_i$  两类参数有关,即多轴车各轴地面法向反作用力随制动强度的变化趋势只与各轴相对位置和悬架刚度有关,而与质心的位置无关。通常认为的在制动过程中轴荷转移的性质取决于各轴与质心的相对位置的观点是错误的。

(3) 因  $l_1 < l_2 < \cdots < l_n$ , 由上述  $\kappa_i$  的表达式可知,  $\kappa_1$  恒大于 0,  $\kappa_n$  恒小于 0, 即恒有最前轴地面法向反作用力随制动强度增大而增大, 而最后轴地面法向反作用力随制动强度增大而减小。

1.4 计算结果与比较

根据上面理论公式用 MATLAB 编程计算 HTF 系列七轴特种汽车底盘在不同制动减速度下的地面法向反作用力, 结果见表 1。

表 1 理论计算结果

$\ddot{X}(\text{m/s}^2)$	0	1.08	2.05	3.11	4.11	5.06
$F_{z_1}(\text{kN})$	130.66	141.35	151.08	161.69	171.67	181.11
$F_{z_2}(\text{kN})$	128.07	135.00	141.30	148.18	154.66	1.6078
$F_{z_3}(\text{kN})$	125.41	128.50	131.31	134.37	137.26	139.98
$F_{z_4}(\text{kN})$	122.94	122.44	121.98	121.49	121.02	120.58
$F_{z_5}(\text{kN})$	120.99	117.67	114.65	111.36	108.26	105.33
$F_{z_6}(\text{kN})$	118.46	111.47	105.10	98.16	91.63	85.46
$F_{z_7}(\text{kN})$	116.45	106.56	97.55	87.73	78.49	69.75

在 ADAMS/View12.0 软件平台上建立 HTF 系列七轴特种汽车底盘直线行驶制动模型, 仿真结果见表 2。

表 2 仿真计算结果

$\ddot{X}(\text{m/s}^2)$	0	1.08	2.05	3.11	4.11	5.06
$F_{z_1}(\text{kN})$	129.01	140.12	149.19	158.19	168.10	177.58
$F_{z_2}(\text{kN})$	126.70	134.30	140.14	146.11	152.04	158.09
$F_{z_3}(\text{kN})$	124.34	128.37	130.91	133.28	135.79	139.57
$F_{z_4}(\text{kN})$	122.14	122.85	122.34	121.36	120.72	120.48
$F_{z_5}(\text{kN})$	120.42	118.52	115.62	112.05	108.97	106.41
$F_{z_6}(\text{kN})$	118.17	112.90	106.92	100.02	93.85	88.37
$F_{z_7}(\text{kN})$	116.40	108.47	100.08	90.61	82.09	74.48

对比表 1 和表 2 中的对应数据可知, 理论计算结果与 ADAMS/View12.0 软件平台上所得仿真结果很接近。

2 固定制动器制动力分配系数下制动过程的分析

引进悬架变形协调的力学模型, 可求解制动过程中各轴的地面制动力, 但须确定各轴是否抱死, 因为各轴地面制动力在轴抱死前后的计算方法不同。抱死之前, 各轴的地面制动力等于各轴制动器制动力; 抱死之后, 各轴的地面制动力等于各轴地面法向反作用力与地面附着系数的乘积。所以必须先确定制动过程中各轴的抱死顺序, 当抱死顺序确定后, 各轴的地面制动力便不难求得。

由图 1 得

$$\sum_{i=1}^n F_{x_i} = m\ddot{X} \tag{11}$$

式中,  $F_{x_i}$  为各轴地面制动力。

记  $\boldsymbol{\beta} = [\beta_1 \ \beta_2 \ \cdots \ \beta_n]^T$ ,  $\beta_i$  为各轴的制动器制动力分配系数, 等于各轴制动器制动力  $F_{\mu i}$  与总的制动器制动力  $F_{\mu}$  之比, 即  $\beta_i = F_{\mu i} / F_{\mu}$ 。

2.1 制动过程中各轴抱死顺序的确定

确定两轴车抱死顺序的传统方法属于二维平面问题, 但对三轴和三轴以上的车辆, 若仍用传统方法, 确定抱死顺序将变为高维空间问题。同时多轴车推导的解析式十分复杂, 并且在一些情况下, 可能会出现多个轴抱死点比较接近的情况, 所以分析抱死顺序的传统方法很难完成对多轴制动过程的分析。针对这种情况, 我们推导了一种便于利用计算机语言实现的“递推假设比较”算法, 利用该算法可以直接得出多轴车的抱死顺序。

算法基本思路: 在抱死顺序中排在  $s$  号位( $s$  为各车轴按时序进入抱死状态的序号) 的轴定义为第  $s$  个抱死轴。如制动过程中, 第 1 至第  $s-1$  轴已抱死, 为求下一抱死轴, 即第  $s$  个抱死轴, 依次假设其余未抱死车轴为第  $s$  个抱死的车轴, 引进其抱死条件方程解出该  $n-s+1$  个车轴抱死时所对应的总制动器的制动力, 然后比较这些总制动器的制动力, 其最小值所对应的车轴即为第  $s$  个抱死轴。当第 1 个抱死轴确定后, 依次递推即可确定各轴的抱死顺序。图 4 为程序流程图。

算法中确定第  $s$  个抱死轴的过程: 确定第  $s$  个抱死的轴时, 已确定的  $s-1$  个抱死轴的地面制动力中, 第  $i$  ( $i$  为按空间顺序排列的各轴的轴号) 个轴的地面制动力为

$$F_{x_i} = \varphi F_{z_i} \tag{12}$$

式中,  $\varphi$  为地面附着系数。

将式(11)、式(12) 代入式(2), 重新整理后置  $A_{2i} = l_i + \varphi h_g$ , 置  $\boldsymbol{\beta}$  中第 1 个至第  $s-1$  个抱死车

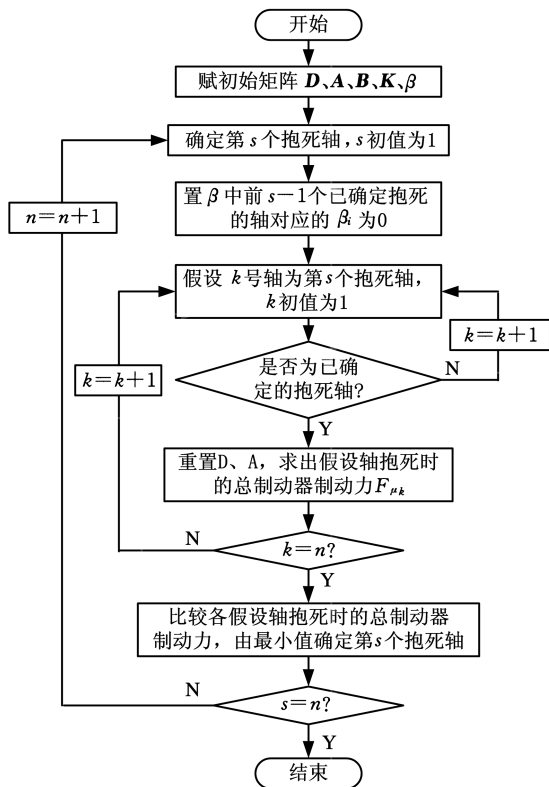


图 4 算法流程图

轴对应的  $\beta_i$  为 0。假设  $k$  号轴为即将抱死的下一车轴,  $k = 1, 2, \dots, n$ , 且不等于前  $s-1$  个已抱死车轴的轴号。当  $k$  号轴刚好抱死时, 有

$$F_{x_k} = \varphi F_{z_k} = \beta_k F_{\mu} \quad (13)$$

将式(12)、式(13)代入式(2), 重新整理后, 置

$$D = [mg \quad mgl_c]^T$$

$$A_{2k} = l_k + \frac{e_n \beta_k \varphi h_g}{\beta_k}$$

代入式(9)即求得  $k$  轴抱死时的地面法向反作用力, 从而得总制动器制动力:

$$F_{\mu k} = F_{z_k} \varphi / \beta_k$$

分别计算出各假设轴抱死时的总制动器制动力  $F_{\mu k}$  并比较它们的大小, 最小值所对应的轴确定为第  $s$  抱死轴, 此最小值即为第  $s$  抱死轴抱死时的总制动器制动力  $F_{\mu}$ 。

## 2.2 制动过程中各轴地面制动力的计算

各轴抱死顺序的确定过程中, 在第  $s$  个到第  $s+1$  个抱死点之间, 未抱死的轴的地面制动力为

$$F_{x_i} = \beta_i F_{\mu}$$

已抱死轴的地面制动力为

$$F_{x_i} = \varphi F_{z_i}$$

将这两类关系式代入式(11)式, 再代入式(2), 重新整理置

$$D = [mg \quad mgl_c - I_n \beta F_{\mu} h_g]^T$$

$$A_{2i} = l_i + \varphi h_g$$

由式(9)得第  $s$  到第  $s+1$  个抱死点之间的各轴地面法向反作用力:

$$F_z = \begin{bmatrix} A \\ BK^{-1} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} D \\ 0 \end{bmatrix} =$$

$$[g_1(F_{\mu}) \quad g_2(F_{\mu}) \quad \dots \quad g_n(F_{\mu})]^T$$

从而可以确定第  $s$  到第  $s+1$  个抱死点之间, 已抱死的轴的地面制动力:

$$F_{x_i} = \varphi g_i(F_{\mu})$$

## 3 制动距离的分析

制动距离与汽车的行驶安全直接相关, 在计算多轴车制动距离之前, 须得到制动减速度和制动器制动力与时间的关系。通常情况下, 制动器制动力从零增至最大值时, 制动力可简化成时间的线性函数, 如图 5 所示, 即有

$$F_{\mu} = \begin{cases} 0 & t < t_1 \\ k(t - t_1) & t_1 \leq t \leq t_2 \\ F_{\mu \max} & t > t_2 \end{cases}$$

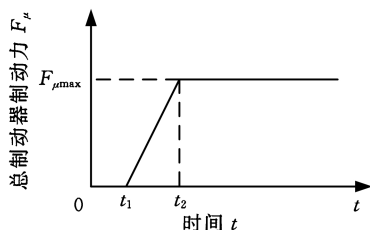


图 5 简化后的制动器制动力与时间的关系曲线

### 3.1 制动减速度的计算

在第  $s$  个到第  $s+1$  个抱死点之间, 将未抱死的轴的地面制动力和已抱死轴的地面制动力代入式(11)有

$$e_n \beta_s F_{\mu} + e_m F_{z_s} \varphi = m \ddot{X} \quad (14)$$

式中,  $\beta_s$  为将  $\beta$  中前  $s$  个已抱死的轴对应的  $\beta_i$  置为 0 得到  $n$  维行向量;  $e_m$  为将  $0 = [0 \quad 0 \quad \dots \quad 0]_{1 \times n}$  中前  $s$  个已抱死的轴对应的元素置为 1 得到的  $n$  维行向量。

由式(10)、式(14)可得

$$\ddot{X} = \frac{e_n \beta_s F_{\mu} + \varphi e_m C}{m - \varphi e_m K} \quad (15)$$

$$K = [\kappa_1 \quad \kappa_2 \quad \dots \quad \kappa_n]^T$$

$$C = [C_1 \quad C_2 \quad \dots \quad C_n]^T$$

### 3.2 制动距离的分析

由前面的分析计算, 可得到多轴车的制动过程, 如图 6 所示。其中,  $\tau_0$  为驾驶员从接受紧急制动信号到制动力作用汽车开始产生减速度所需的时间;  $\tau_s$  时刻为第  $s$  个轴抱死所对应的时间;  $\tau_{\max}$  为达到最大制动减速度的时间;  $\tau_{\text{stop}}$  为停车时间。

在  $\tau_s$  至  $\tau_{s+1}$  之间的制动减速度是时间的线性函数, 即

$$\frac{d^2 S}{dt^2} = \frac{dv}{dt} = -\ddot{X} = -(a_s t + b_s) \quad \tau_s \leq t \leq \tau_{s+1}$$

由式(15), 有

$$a_s = \frac{e_n \beta_s k}{M - \varphi e_m K}$$

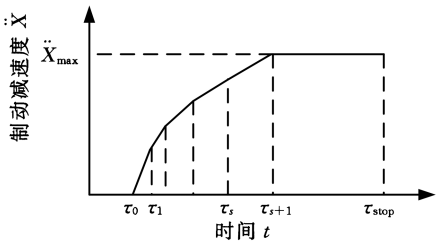


图 6 简化后的制动减速度与时间的关系曲线

$$b_s = \frac{\varphi e_m C - e_n \beta_s k \tau_0}{M - \varphi e_m \kappa}$$

则  $\tau_s$  到  $\tau_{s+1}$  之间的车速和制动距离分别为

$$v = c_s - \frac{1}{2} a_s t^2 - b_s t$$

$$S = d_s + c_s t - \frac{1}{6} a_s t^3 - \frac{1}{2} b_s t^2$$

且由  $\tau_s$  时刻车速和制动距离得

$$c_s = \frac{1}{2} \tau_s^2 (a_s - a_{s-1}) + \tau_s (b_s - b_{s-1}) + c_{s-1}$$

$$d_s = \frac{1}{3} \tau_s^3 (a_{s-1} - a_2) + \frac{1}{2} \tau_s^2 (b_{s-1} - b_s) + d_{s-1}$$

而  $t = \tau_0$  时,有  $v = v_0, s = v_0 \tau_0$ ,得

$$c_0 = v_0 + \frac{1}{2} \tau_0^2 a_0 + \tau_0 b_0$$

$$d_0 = -\frac{1}{3} \tau_0^3 a_0 - \frac{1}{2} \tau_0^2 b_0$$

$$c_s = \sum_{k=1}^s [\frac{1}{2} a_{k-1} (\tau_{k-1}^2 - \tau_k^2) + b_{k-1} (\tau_{k-1} - \tau_k)] + \frac{1}{2} \tau_s^2 a_2 + \tau_s b_s + v_0$$

$$d_s = \sum_{k=1}^s [\frac{1}{3} a_{k-1} (\tau_k^3 - \tau_{k-1}^3) + \frac{1}{2} b_{k-1} (\tau_k^2 - \tau_{k-1}^2)] - \frac{1}{3} a_s \tau_s^3 - \frac{1}{2} b_s \tau_s^2$$

$$1 \leqslant s \leqslant n$$

设在达到最大制动减速度前有  $m-1$  个轴抱死 ( $1 \leqslant m \leqslant n$ ),则停车的时间和距离分别为

$$\tau_{stop} = \frac{2c_{m-1} - a_{m-1} \tau_m^2 - 2b_{m-1} \tau_m}{2\ddot{x}_{max}} + \tau_m$$
$$S_{stop} = \frac{(2c_{m-1} - a_{m-1} \tau_m^2 - 2b_{m-1} \tau_m)^2}{8\ddot{x}_{max}} + d_{m-1} + c_{m-1} \tau_m - \frac{1}{6} a_{m-1} \tau_m^3 - \frac{1}{2} b_{m-1} \tau_m^2$$

3.3 计算结果与比较

根据上面算法,利用 MATLAB 编写程序计算 HTF 系列七轴特种汽车底盘在各轴等制动器制动力分配系数下的抱死顺序,及在给定制动初速度 30km/h 下的制动时间和制动距离。它们与 ADAMS/View12.0 软件平台上所得相应仿真结果列于表 3。

对比表 3 中两种计算的结果可知,抱死顺序一致,各轴抱死时的总制动器制动力相近,制动时间和制动距离也很接近。

表 3 制动时间和制动距离

编程计算结果		仿真计算结果	
抱死顺序	$F_{\mu s}$ (kN)	抱死顺序	$F_{\mu s}$ (kN)
7	39.43	7	39.59
6	45.09	6	45.26
5	54.33	5	54.54
4	63.04	4	63.41
3	75.95	3	76.60
2	91.42	2	92.20
1	107.12	1	108.29
制动时间(s)	制动距离(m)	制动时间(s)	制动距离(m)
2.89	17.03	2.83	16.76

4 总结

本文提出了多轴车制动动力学模型,完成了多轴车直线行驶制动过程中地面法向力的计算和公式推导。提出了多轴车抱死顺序算法,完成了多轴车直线行驶制动时的地面制动力、制动减速度和制动距离的计算和公式推导,便于用计算机语言实现。

参考文献:

[1] 余志生. 汽车理论[M]. 2 版. 北京:机械工业出版社,2000.

[2] 鲁道夫 L. 汽车制动系统的分析与设计[M]. 张蔚林,陈名智,译. 北京:机械工业出版社,1985.

[3] 王兴东. 提高多轴重型越野车制动性能的理论 and 试验研究[D]. 武汉:华中科技大学,2005.

[4] 张海岑. 汽车列车操纵稳定性和制动性模拟计算研究[D]. 北京:清华大学,1992.

[5] El Gindy M, Tong X. Stability and Braking Performance Analysis of Bus/pony-trailer Combination Vehicles[J]. Heavy Vehicle Systems,2001,8 (3):285-300.

[6] 刘志强,沈国贤,杨小卫,等. 大型全地面汽车起重机制动系统仿真计算[J]. 东南大学学报,1998 ,19 (4):66-77.

(编辑 张 洋)

作者简介:万 振,男,1983 年生.北京航空航天大学交通科学与工程学院硕士研究生.主要研究方向为多轴车动力学.发表论文 3 篇.高峰,男,1955 年生.北京航空航天大学交通科学与工程学院教授、博士研究生导师.丁 靖,男,1978 年生.北京航空航天大学交通科学与工程学院博士研究生.吴学雷,男,1964 年生.北京航天发射技术研究所高级工程师。