

汽车惯性参数测量试验台运动学分析与计算方法*

郭孔辉¹ 丁金全¹ 许男¹ 姚麒麟¹ 袁显举²

(1. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025; 2. 华南理工大学机械与汽车工程学院, 广州 510641)

摘要: 提出一种汽车惯性参数测量试验台,通过模拟汽车的侧倾、俯仰和横摆运动测量汽车的惯性参数。在对试验台的结构、控制方案和解算原理研究的基础上,采用多体动力学方法对试验台的运动学特性进行了分析,推导了定轴转动的惯性参数解算公式,并根据试验测量数据进行惯性参数的计算;在试验过程中,由于在主模态运动过程中会产生一定的副模态运动,为了验证定轴转动解算公式的精确性,建立了考虑试验台耦合运动的定点转动惯性参数解算公式,根据试验测量数据利用非线性最小二乘法对惯性参数进行辨识,辨识结果与利用定轴转动解算公式求解值和理论值进行了对比。结果表明:汽车惯性参数测量试验台的解算精度满足设计要求。

关键词: 汽车 惯性参数 测量试验台 运动学分析 计算方法 参数辨识

中图分类号: U461; U467.5⁺24 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)06-0001-06

引言

汽车的惯性参数是决定汽车系统动力学特性的关键因素,对汽车系统动力学产生重要的影响^[1-6]。汽车的惯性参数主要有质量、质心位置坐标、转动惯量和惯性积。但精确测量汽车的惯性参数是非常困难的。由于 Segel 利用经典力学研究汽车在转向控制输入下的侧向动力学特性,需要汽车惯性参数的精确数值,促使了汽车惯性参数测量技术和设备的开发来支撑汽车系统动力学的研究分析^[7]。汽车惯性参数的测量,不应该把汽车简单看作刚体而不考虑汽车各部分的惯性特性和对整车惯性特性的影响。汽车各部分的位置分布、结构特性和质量分布都对整车惯性特性产生影响^[8]。对于汽车惯性参数的测量方法,国内外做了大量的研究工作,从传统的单参数测量发展到了多参数测量;参数辨识^[9-11](间接法测量)和汽车惯性参数测量试验台^[12-22](直接法测量)一直是惯性参数测量的重要手段,为不同领域的应用提供精确的数据。汽车惯性参数测量试验台主要分为采用三线摆或复摆原理的试验台和采用电动缸驱动模拟汽车的侧倾/俯仰/横摆运动进行测量的试验台。

试验台测量的惯性参数数据的准确性直接影响汽车动力学模型的计算精度。研究发现采用复摆原理设计的汽车惯性参数测量试验台,结构庞大、占用空间比较大,测试周期长,误差较大。本文提出一种

汽车惯性参数测量试验台,俯仰运动通过独特的双交叉机构来驱动;通过模拟汽车的侧倾、俯仰和横摆运动来测量汽车的惯性参数,在对试验台结构、控制方案和解算原理进行研究的基础上,采用多体动力学的方法对试验台动态特性进行分析;研究中发现,通过控制电动缸的长度可以实现模拟试验台不同的运动工况;由于在主模态运动过程中会产生一定的副模态运动,为了验证定轴转动解算公式的精确性,建立考虑试验台耦合运动的定点转动惯性参数解算公式,根据试验测量数据利用非线性最小二乘法对惯性参数进行辨识,辨识结果与利用定轴转动解算公式求解的结果和理论值进行对比分析。

1 试验台测量原理

该汽车惯性参数测量试验台如图 1 所示,1 号电动缸垂直安装在底座和运动平台系统之间,其下端通过万向节或球轴承与底座进行球铰连接,前端推杆通过球轴承与运动平台系统进行球铰连接;2 号电动缸与 3 号电动缸的下端分别与电动缸横向支座的上部通过万向节或球铰进行球铰连接,2 个前端的推杆通过独特的双交叉机构与运动平台系统连接。

其中侧倾角度传感器、俯仰角度传感器和横摆角度传感器分别安装在各自的旋转轴上,输出试验台的侧倾角 α 、俯仰角 β 和横摆角 θ ;侧倾力传

收稿日期: 2013-11-26 修回日期: 2013-12-27

* 国家重点基础研究发展计划(973 计划)资助项目(2011CB711200)

作者简介: 郭孔辉,教授,中国工程院院士,主要从事汽车动态仿真与控制研究, E-mail: guokonghui@gmail.com

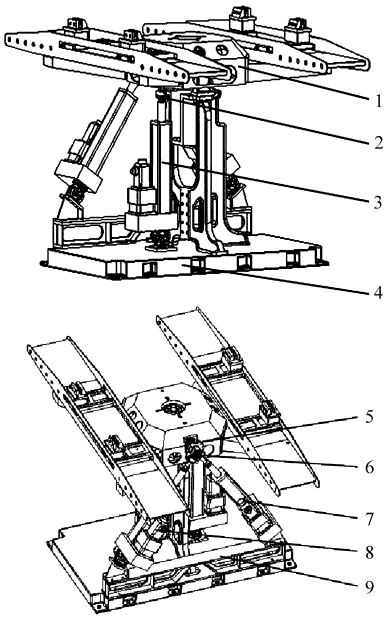


图 1 汽车惯性参数测量试验台

Fig. 1 Automobile inertial parameters measuring device

1. 运动平台系统 2. 侧倾力传感器 3. 1 号电动缸 4. 底部基准平台 5. 二分力传感器 6. 双铰叉机构 7. 2 号电动缸 8. 3 号电动缸 9. 电动缸横向支座

传感器安装在 1 号电动缸的前端推杆上,输出侧倾运动工况时的驱动力向量 F_1 ;二分力传感器安装在双铰交叉机构与运动平台系统之间,输出水平力向量 F_2 和垂直力向量 F_3 。4 个悬臂梁传感器安装在旋转平台系统下部回转中心上,测量的力向量分别为 F_{01} 、 F_{02} 、 F_{03} 和 F_{04} ,输出一个总的垂向力向量为

$$F_0 = F_{01} + F_{02} + F_{03} + F_{04} \tag{1}$$

在试验台进行静态水平测量时,根据力平衡原理可以计算出测试汽车的质量。

试验台的控制结构如图 2 所示。控制器 1 控制侧倾电动缸 1 的运动,控制器 2 和 3 控制电动缸 2 和 3 的运动;根据期望的试验台运动姿态角度 α_d 、 β_d 和 θ_d 计算电动缸的位移,控制器通过驱动器控制电动缸的伸长量,使试验台转动来实现模拟汽车的侧倾/俯仰/横摆运动,传感器测量电动缸实际运动

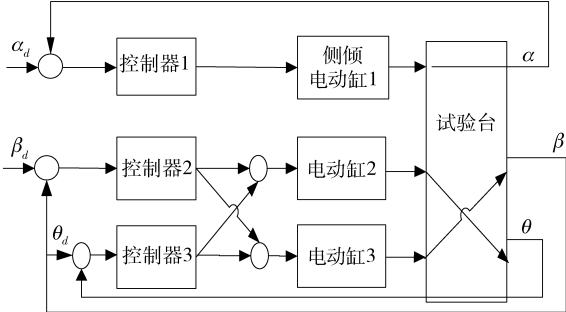


图 2 试验台控制结构

Fig. 2 Control strategy of measuring device

位移,试验台实际运动姿态角 α 、 β 和 θ ,并反馈给控制器,实现对试验台的控制。

汽车惯性参数测量试验台测量的惯性参数包括:整车质量、质心位置坐标、转动惯量和惯性积。图 3 为试验台的测量流程,通过模拟汽车的水平静止状态和倾斜静止状态测量计算出质量 m 和质心坐标 x 、 y 、 z ;通过模拟汽车的侧倾、俯仰和横摆动态正弦运动测量计算出转动惯量 I_{ox} 、 I_{oy} 、 I_{oz} 和惯性积 I_{oxy} 、 I_{oxz} 、 I_{oyz} 。在试验台的设计过程中,电动缸功率、传感器量程、轴承摩擦特性和运动平台刚度特性是决定试验台测量能力的关键因素,试验台测量范围如表 1 所示。

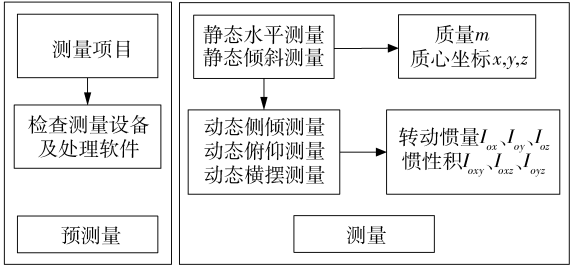


图 3 试验台测量流程

Fig. 3 Measurement procedure of measuring device

表 1 试验台测量范围

Tab. 1 Measurement range of measuring device

参数	数值
试验车辆轮距/mm	1 300 ~ 1 800
试验车辆轴距/mm	2 300 ~ 3 250
试验车辆最大载荷/kg	3 000
试验车辆最大质心高度/mm	800
最大动态侧倾角/(°)	± 8
最大动态俯仰角/(°)	± 7
最大动态横摆角/(°)	± 7

2 惯性参数的计算

2.1 解算方程

把试验台的各个部件简化为刚体,电动缸的编号如图 1 所示;试验台的旋转中心定义坐标原点 $O'(0,0,0)$,旋转平台上定义动坐标系 $b(x,y,z)$,试验台支撑系统上定义固定坐标系 $r(X,Y,Z)$ 。3 个电动缸的下安装点为: $fix(1)$ 、 $fix(2)$ 、 $fix(3)$;电动缸的上安装点初始坐标为: $varo(1)$ 、 $varo(23)$ 。可以把试验台的运动看成电动缸上的动点随着刚体的转动,只要求解出动点随着运动平台系统转动到空间新位置对应的坐标,就可以确定 3 个电动缸对应的状态,来进行汽车惯性参数的解算。

试验台侧倾/俯仰/横摆正弦运动期望的运动规律分别为

$$\begin{bmatrix} \alpha_d \\ \beta_d \\ \theta_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & 0 & 0 \\ 0 & A_2 & 0 \\ 0 & 0 & A_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sin\omega_1 t \\ \sin\omega_2 t \\ \sin\omega_3 t \end{bmatrix} \quad (2)$$

其中,幅值的范围 $|A_1| \leq 8\pi/180$, $|A_2| \leq 7\pi/180$, $|A_3| \leq 7\pi/180$ 。

试验台进行侧倾、俯仰和横摆运动过程中,坐标变换的方向余弦矩阵为

$$\mathbf{A} = \mathbf{R}_\alpha^\top \mathbf{R}_\beta^\top \mathbf{R}_\theta^\top \quad (3)$$

$$\text{其中 } \mathbf{R}_\alpha = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha & -\sin\alpha \\ 0 & \sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{R}_\beta = \begin{bmatrix} \cos\beta & 0 & \sin\beta \\ 0 & 1 & -\sin\beta \\ -\sin\beta & 0 & \cos\beta \end{bmatrix} \quad \mathbf{R}_\theta = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

转动后电动缸上安装点的空间坐标为 $var(i)$, $i=1,2,3$ 。

$$var(i) = var_0(i) \mathbf{A} \quad (4)$$

其中1号电动缸的上安装点,只参与侧倾运动,在计算时 $\beta = \theta = 0$;2号电动缸和3号电动缸的同一上安装点 $var_0(23)$ 参与3个方向的转动。

电动缸的空间向量 $\mathbf{I}(j)$ (其中 $j=1,2,3$) 为

$$\begin{cases} \mathbf{I}(1) = var(1) - fix(1) \\ \mathbf{I}(2) = var(23) - fix(2) \\ \mathbf{I}(3) = var(23) - fix(3) \end{cases} \quad (5)$$

电动缸长度 $\mathbf{L}(j)$ 为

$$\mathbf{L}(j) = \sqrt{\mathbf{I}(j) \mathbf{I}(j)^\top} \quad (6)$$

电动缸上安装点处的力向量 $\mathbf{F}(i)$ 为

$$\mathbf{F}(i) = \mathbf{F}_i \mathbf{A} \quad (7)$$

电动缸动点到回转中心的力臂向量为

$$\boldsymbol{\rho}(i) = var(i) \quad (8)$$

力臂向量、电动缸驱动力向量和重力向量向运动坐标系转换为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{R}\boldsymbol{\rho}(i) \\ \mathbf{R}\mathbf{F}(i) \\ \mathbf{R}\mathbf{G} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\rho}(i) \\ \mathbf{F}(i) \\ \mathbf{G} \end{bmatrix} \mathbf{R}_\alpha \mathbf{R}_\beta \mathbf{R}_\theta \quad (9)$$

电动缸上安装点处的力向量产生的转矩为

$$\mathbf{M}(i) = \{\mathbf{R}\mathbf{F}(i)\}^\top \{\mathbf{R}\boldsymbol{\rho}(i)\} \quad (10)$$

重力产生的力矩为

$$\mathbf{M}\mathbf{G} = \{\mathbf{R}\mathbf{G}\}^\top \mathbf{O} \quad (11)$$

式中 $\mathbf{O}$ ——质心位置坐标 (x, y, z) 到回转中心的力臂向量

根据 $\mathbf{M}(i)$ 和 $\mathbf{M}\mathbf{G}$ 可求出驱动转矩为

$$\sum \{\mathbf{R}\mathbf{M}\mathbf{M}\} = \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (12)$$

质量的求解方程为

$$m = \mathbf{F}_0/g - m_0 \quad (13)$$

式中 m ——待测车辆的质量

m_0 ——运动平台系统的质量

质心位置坐标的求解方程为

$$\begin{bmatrix} -mg & 0 & 0 \\ 0 & mg\cos\alpha_1 & -mg\sin\alpha_1 \\ 0 & mg\cos\alpha_2 & -mg\sin\alpha_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ h \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -M_{oy} \\ -M_{ox1} \\ -M_{ox2} \end{bmatrix} \quad (14)$$

式中 M_{oy} ——在试验台水平状态时俯仰运动方向的平衡力矩

M_{ox1} 、 M_{ox2} ——试验台侧倾 α_1 和 α_2 时侧倾运动方向的平衡力矩

转动惯量和惯性积的解算公式中,侧倾运动时的求解矩阵为

$$\frac{d\mathbf{L}_x}{dt} = \begin{bmatrix} -\dot{\omega}_x I_{xy} + \omega_x^2 I_{xz} \\ -\dot{\omega}_x I_{xz} - \omega_x^2 I_{xy} \\ \dot{\omega}_x I_{xx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{xy} \\ M_{xz} \\ M_{xx} \end{bmatrix} \quad (15)$$

式中 M_{xx} 、 M_{xy} 、 M_{xz} ——运动过程中侧倾主模态转矩和俯仰、横摆副模态转矩

俯仰运动时的求解矩阵为

$$\frac{d\mathbf{L}_y}{dt} = \begin{bmatrix} -\dot{\omega}_y I_{yz} + \omega_y^2 I_{yx} \\ -\dot{\omega}_y I_{yx} - \omega_y^2 I_{yz} \\ \dot{\omega}_y I_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{yz} \\ M_{yx} \\ M_{yy} \end{bmatrix} \quad (16)$$

式中 M_{yy} 、 M_{yx} 、 M_{yz} ——运动过程中俯仰主模态转矩和侧倾、横摆副模态转矩

横摆运动时的求解矩阵为

$$\frac{d\mathbf{L}_z}{dt} = \begin{bmatrix} -\dot{\omega}_z I_{xz} + \omega_z^2 I_{yz} \\ -\dot{\omega}_z I_{yz} - \omega_z^2 I_{xz} \\ \dot{\omega}_z I_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{zx} \\ M_{zy} \\ M_{zz} \end{bmatrix} \quad (17)$$

式中 M_{zz} 、 M_{zx} 、 M_{zy} ——运动过程中横摆主模态转矩和侧倾、俯仰副模态转矩

主副模态转矩为根据式(10)~(12)计算的电动缸力矩和重力产生的力矩的合驱功力矩绕3个旋转轴的分量。根据平行轴定理,由绕旋转中心的转动惯量和惯性积求解绕质心的转动惯量和惯性积的方程为

$$\begin{bmatrix} I_{ox} \\ I_{oy} \\ I_{oz} \\ I_{oxy} \\ I_{oxz} \\ I_{oyz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{xx} - m(y^2 + z^2) \\ I_{yy} - m(x^2 + z^2) \\ I_{zz} - m(x^2 + y^2) \\ I_{xy} - mxy \\ I_{xz} - mxz \\ I_{yz} - myz \end{bmatrix} \quad (18)$$

式中 $I_{ox} \setminus I_{oy} \setminus I_{oz}$ ——绕质心的转动惯量
 $I_{oxy} \setminus I_{oxz} \setminus I_{oyz}$ ——绕质心的惯性积

2.2 试验结果

在汽车惯性参数测量试验台上进行标定块惯性参数测量试验，标定块的一端带有偏置块以增加惯性积,如图 4 所示。



图 4 标定块惯性参数测量试验

Fig.4 Inertial parameters measurement of calibrator

测量过程中进行水平静止状态和倾斜静止状态测量;侧倾、俯仰和横摆动态正弦运动测量。进行动态正弦运动测量时试验台转动角度曲线如图 5 所示,侧倾运动的周期为 2π ,幅值为 $8\pi/180$,俯仰和横摆运动的周期为 2π ,幅值为 $7\pi/180$ 。

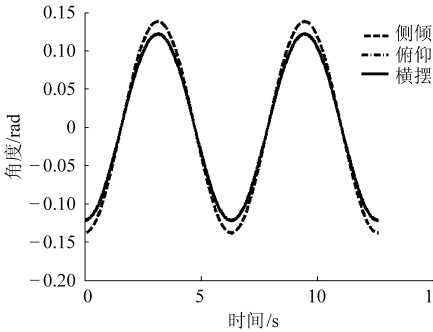


图 5 试验台转动角度曲线

Fig.5 Rotation angle curve of measuring device

试验时侧倾/俯仰/横摆运动过程中主模态转矩和副模态转矩与角加速度的曲线如图 6 所示。

根据式(13)和(14)计算标定块质量和相对于定义坐标原点质心位置坐标,试验结果如表 2 所示。

根据式(15)~(18)和试验数据计算出标定块绕质心的侧倾/俯仰/横摆转动惯量和侧倾/俯仰、侧倾/横摆、俯仰/横摆惯性积,试验结果如表 3 所示。

3 惯性参数的辨识

由于在试验台主模态运动过程中会产生副模态的运动,考虑试验台耦合运动的绕定点转动的动力学方程为

$$I_p \dot{\omega}_p + \omega_p \times (I_p \omega_p) = \sum \{RMM\} \quad (19)$$

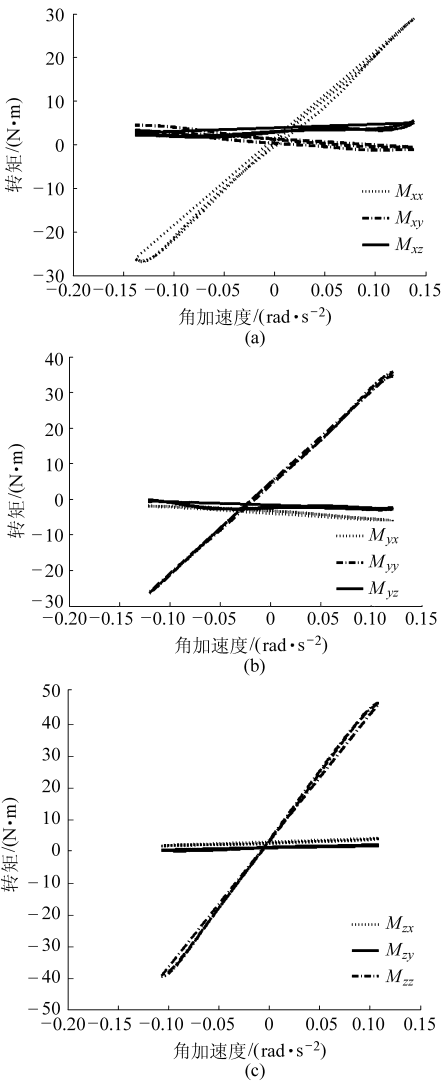


图 6 转矩与角加速度曲线

Fig.6 Torque and angular acceleration curve
(a) 侧倾运动 (b) 俯仰运动 (c) 横摆运动

表 2 质量和质心坐标

Tab.2 Mass and coordinate of center-of-gravity

参数	标称值	理论值	测量值	相对误差/%
质量 m/kg	2 300	351.9	353.1	0.05
质心坐标 x/mm	1 450	-56.7	-52.7	0.28
质心坐标 y/mm	800	-63.3	-65.5	-0.28
质心坐标 z/mm	800	387.86	386.6	0.16

表 3 转动惯量和惯性积

Tab.3 Moment of inertia and product of inertia

参数	标称值	理论值	测量值	相对误差/%
转动惯量 $I_{ox}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	5 000	161.59	151.53	-0.20
转动惯量 $I_{oy}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	3 500	203.09	213.74	0.30
转动惯量 $I_{oz}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	3 500	364.12	361.58	-0.07
惯性积 $I_{oxy}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	250	14.80	15.72	0.37
惯性积 $I_{oxz}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	250	1.65	-1.73	-1.35
惯性积 $I_{oyz}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	250	1.85	4.93	1.23

$$\underline{I}_p = \begin{bmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{yx} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -I_{zx} & -I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad \underline{\omega}_p = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix}$$
$$\underline{\dot{\omega}}_p = \begin{bmatrix} \dot{\omega}_x \\ \dot{\omega}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} \quad \underline{\widetilde{\omega}}_p = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_z & \omega_y \\ \omega_z & 0 & -\omega_x \\ -\omega_y & \omega_x & 0 \end{bmatrix}$$

式中 $\underline{I}_p$ ——惯性张量 $\underline{\omega}_p$ ——角速度
 $\underline{\dot{\omega}}_p$ ——角加速度
 $\underline{I}_p$ 、 $\underline{\omega}_p$ 、 $\underline{\dot{\omega}}_p$ ——惯性张量、角速度、角加速度的坐标阵

$\underline{\widetilde{\omega}}_p$ ——角速度的坐标方阵
方程(19)转换为

$$\begin{bmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{yx} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -I_{zx} & -I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\omega}_x \\ \dot{\omega}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -\omega_z & \omega_y \\ \omega_z & 0 & -\omega_x \\ -\omega_y & \omega_x & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (20)$$

辨识模型为

$$\boldsymbol{\varphi}^T \boldsymbol{\beta}^* + \boldsymbol{\varepsilon} = \hat{\boldsymbol{y}} \quad (21)$$

其中 $\boldsymbol{\varphi}^T = \left\{ \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \omega_x & 0 & 0 & -\omega_y & -\omega_z & 0 \\ 0 & \omega_y & 0 & -\omega_x & 0 & -\omega_z \\ 0 & 0 & \omega_z & 0 & -\omega_x & -\omega_y \end{bmatrix} - \right.$

$$\left. \begin{bmatrix} 0 & \omega_y \omega_z & -\omega_y \omega_z & -\omega_x \omega_z & \omega_x \omega_y & \omega_y^2 - \omega_x^2 \\ -\omega_x \omega_z & 0 & \omega_x \omega_z & \omega_y \omega_z & \omega_z^2 - \omega_x^2 & -\omega_x \omega_y \\ \omega_x \omega_y & -\omega_x \omega_y & 0 & \omega_x^2 - \omega_y^2 & -\omega_y \omega_z & \omega_x \omega_z \end{bmatrix} \right\}$$

$$\boldsymbol{\beta}^* = [I_{xx} \quad I_{yy} \quad I_{zz} \quad I_{xy} \quad I_{xz} \quad I_{yz}]^T$$

$$J = \min_{i=1}^n (\hat{\boldsymbol{y}}(i) - \boldsymbol{\varphi}^T(i) \boldsymbol{\beta}^*)^2 \quad (22)$$

辨识出的结果转换为绕质心的转动惯量和惯性积如表 4 所示。从表 4 可以看出,根据标定块试验数据进行参数辨识得到的结果与表 3 所示的结果相

比,相差很小;两种方法的测量结果与理论值的相对误差均满足设计要求,说明试验台的耦合运动对测量结果影响很小,试验台的测量精度达到了设计要求。

表 4 辨识得到的转动惯量和惯性积
Tab. 4 Moment of inertia and product of inertia obtained by using estimation

参数	标称值	理论值	测量值	相对误差/%
转动惯量 $I_{ox}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	5 000	161.59	152.80	-0.18
转动惯量 $I_{oy}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	3 500	203.09	213.54	0.30
转动惯量 $I_{oz}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	3 500	364.12	359.29	-0.14
惯性积 $I_{oxy}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	250	14.80	15.77	0.39
惯性积 $I_{oxz}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	250	1.65	-2.02	-1.47
惯性积 $I_{oyz}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	250	1.85	4.38	1.01

4 结论

(1) 提出一种汽车惯性参数测量试验台,通过模拟汽车的侧倾、俯仰和横摆运动来测量汽车的惯性参数,对试验台的结构、控制策略与解算原理进行了研究。

(2) 采用多体动力学的方法对试验台的运动学特性进行了分析,推导出了绕定轴转动的计算公式,并根据试验结果进行了惯性参数的计算;为了验证绕定轴转动求解公式的精确度,建立了考虑试验台耦合运动的定点转动运动方程,根据试验数据利用非线性最小二乘法对惯性参数进行了辨识,并与利用定轴转动计算公式的计算结果和理论值进行了对比,试验台的耦合运动对测量结果影响很小,验证了试验台解算公式的正确性。

(3) 结果表明,该汽车惯性参数测量试验台,具有控制简单,测量周期短、重复性好和测量结果精确度高的优点。研究的汽车惯性参数测量试验台及求解方法,为汽车动力学仿真与控制提供精确的惯性参数测量数据,在汽车多参数惯性测量技术领域进行了一定的理论和实践探索。

参 考 文 献

1 郭孔辉. 汽车操纵动力学原理[M]. 南京:江苏科学技术出版社,2012: 158-196.
2 Gonçalves J P C, Ambrósio J A C. Road vehicle modeling requirements for optimization of ride and handling[J]. Multibody System Dynamics, 2005, 13(1): 3-23.
3 Navarro A, Canale A C. Influences of the load centre of gravity on heavy vehicle acceleration [J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2001, 8(1): 17-47.
4 Curzon A M, Cooperrider N K, Limbert D A. Light truck inertial properties[J]. SAE Transactions, 1991, 100(6): 204-215.
5 Travis W E, Whitehead R J, Bevely D M, et al. Using scaled vehicles to investigate the influence of various properties on rollover propensity[C]//Proceedings of the 2004 American Control Conference, 2004, 4: 3381-3386.
6 Vahidi A, Stefanopoulou A, Peng H. Experiments for online estimation of heavy vehicle's mass and time-varying road grade [J]. ASME 2003 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2003: 451-458.

- 7 Segel L. Theoretical prediction and experimental substantiation of the response of the automobile to steering control [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Automobile Division, 1956, 10(1): 310 – 330.
- 8 Chrstos J P. Simulation evaluation using the side pull test [D]. Columbus, Ohio; The Ohio State University, 1992.
- 9 Bae H, Gerdes J. Parameter estimation and command modification for longitudinal control of heavy vehicles[R]. Californian PATH Research Report, 2003.
- 10 Russo M, Russo R, Volpe A. Car parameters identification by handling manoeuvres[J]. Vehicle System Dynamics, 2000, 34(6): 423 – 436.
- 11 Rozyń M, Zhang N. A method for estimation of vehicle inertial parameters[J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(5): 547 – 565.
- 12 Eills J R, Sharp R S. Measurement of vehicle characteristics for ride and handling [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings, 1967, 182(2): 71 – 81.
- 13 Winkler C B. Inertial properties of commercial vehicles-descriptive parameters used in analyzing the braking and handling of heavy trucks[R]. Volume 2. Final report. 1983.
- 14 Garrett W R, Monk M W, Chrstos J. A vehicle inertial parameters-measured values and approximations[C]. SAE Paper 881767, 1988.
- 15 Heydinger G J, Durisek N J, Coovert D A, et al. The design of a vehicle inertia measurement facility[C]. SAE Paper 950309, 1995.
- 16 Dale A Andreatta, Gary J Heydinger, Ronald A Bixel, et al. Inertia measurements of large military vehicles [C]. SAE Paper 010792, 2001.
- 17 Every J L. Mechanical design and dynamic analysis of a large vehicle inertial measurement system [D]. Columbus, Ohio; Ohio State University, 2012.
- 18 Tunçer O, Başlamışlı S Ç. A procedure for the online measurement of a vehicle's inertia tensor on a stewart platform[C]. OTEKON'08 Otomotiv Teknolojileri Kongresi Bursa, 2008.
- 19 吴斌, 杨全洁. 用扭摆法测量导弹惯性积的误差分析[J]. 弹箭与制导学报, 2005, 25(4): 153 – 155.
- 20 夏燕兰. 弹箭力学参数综合测试系统的设计[D]. 南京: 南京理工大学, 2006.
- 21 曾平, 程光明, 张军, 等. 回转机械转动惯量和动摩擦力矩测试方法[J]. 农业机械学报, 1999, 30(5): 68 – 71.
Zeng Ping, Cheng Guangming, Zhang Jun, et al. Measuring methods of rotary mechanical moment of inertia and dynamic friction torque[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1999, 30(5): 68 – 71. (in Chinese)
- 22 张代胜, 胡玺良, 袁玲. 三线摆法测量复杂构件转动惯量的误差分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(3): 37 – 40.
Zhang Daisheng, Hu Xiliang, Yuan Ling. Error analysis of complex components inertia measurement by using trilinear pendulum [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(3): 37 – 40. (in Chinese)

Kinematic Analysis and Calculation of Automobile Inertial Parameters Measuring Device

Guo Konghui¹ Ding Jinquan¹ Xu Nan¹ Yao Qilin¹ Yuan Xianju²

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China

2. School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510641, China)

Abstract: A new automobile inertial parameters measuring device was designed to measure inertial parameters by using motions simulation of automobile roll, pitch, and yaw dynamics. Based on examining the structure, control strategy, and solution principle of the measuring device, the kinematic characteristics of the test device were analyzed by using multi-body dynamics method. The solution formulas based on rigid body rotation about a fixed axis were induced and the inertial parameters were calculated according to the experimental data. Since the dominating modal motion could cause vice modal motion, the solution formulas based on fixed-point rotation of rigid body considering coupled motions of the test device were established to verify the induced formulas. According to the experimental data, the inertial parameters were estimated by using nonlinear squares method. The estimated inertial parameters were compared with the calculated values and theoretical values. The analyzed results indicated that the calculation accuracy of automobile inertial parameters measuring device met the design needs.

Key words: Automobile Inertial parameters Measuring device Kinematic analysis Calculation methods Parameters estimation