

文章编号: 1006-1355(2014)01-0183-05

商用车驾驶室惯性参数辨识

田哲文¹, 司豪杰¹, 于根稳², 宣 赟²

- (1. 武汉理工大学 汽车工程学院, 现代汽车零部件技术湖北省重点实验室,
汽车零部件技术湖北省协同创新中心, 武汉 430070;
2. 东风汽车股份有限公司 商品研发院, 武汉 430056)

摘 要: 惯性参数是进行驾驶室悬置系统设计的重要参数。传统的惯性参数测试方法不仅实际操作复杂, 而且难以保证测试的精度。根据驾驶室的结构特征, 结合模态理论与惯性参数的关系, 提出基于剩余导纳和频响函数的惯性参数辨识方法。分析了影响惯性参数辨识的因素, 并就如何提高辨识精度提出解决方法。最后, 通过模态试验得到驾驶室的频响函数曲线, 并选择合适频段计算其惯性参数。结果表明, 质心位置、主惯性轴方向符合驾驶室结构特点, 转动惯量值数据可靠。

关键词: 振动与波; 模态试验; 频响函数; 剩余导纳法; 惯性参数

中图分类号: TB52

文献标识码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2014.01.041

Identification of Inertia Parameters of a Commercial Vehicle's Cab

TIAN Zhe-wen¹, SI Hao-jie¹, YU Gen-wen², XUAN Yun²

- (1. School of Automobile Engineering, Wuhan University of Technology, Hubei Key Laboratory of Advanced Technology for Automotive Components, Hubei Collaborative Innovation Center for Automotive Components Technology, Wuhan 430070, China;
2. Dong Feng Automobile Co. Ltd., Wuhan 430056, China)

Abstract : Inertia parameters are important for cab suspension system design. The method of traditional inertia parameters measurement is complex and can not ensure the accuracy of the test results. According to the structure characteristics of the cab and using the modal theory and the inertia parameters, an identification method is proposed based on residual admittance and frequency response function. Then, the main influence factors are analyzed, and the method for improvement of the accuracy in the identification of rigid-body inertia parameters is put forward. Finally, through modal test, the frequency response function is obtained, and the inertia parameters are calculated using appropriate frequency band. The results show that the position of the mass center, the directions of principal inertia axes are in accordance with the cab structure characteristics, and the data of the moment of inertia is reliable.

Key words : vibration and wave ; modal test; frequency response function; residual admittance method; inertia parameters

驾驶室刚体惯性参数(质心位置、转动惯量及惯性积)是进行悬置系统设计的主要影响因素, 目前主要的惯性参数辨识方法包括落体识别法、摆振测试法^[1]、CAE 计算法和基于试验模态参数识别法等。其中试验模态参数识别又包括模态模型法^[2]和剩余

导纳法。落体识别法和摆振测试法需要特定的试验设备, 对于大型复杂结构, 辨识精度难以保证^[3]; CAE 计算法的应用也会受到模型复杂程度的限制; 而模态试验法基于的是结构频响特性, 它不受结构本身的限制, 此外, 对于驾驶室这种大型腔体结构来说, 难以满足模态模型法中单次锤击激起6阶刚体模态的要求, 因此, 本文选择剩余导纳法。

剩余导纳法(质量线法)是一套基于频响函数曲线来提取刚体惯性参数的成熟理论^[4], 本文基于大型腔体结构驾驶室总成, 分析了惯性参数辨识时存

收稿日期: 2013-06-28

作者简介: 田哲文(1972-), 男, 湖北省仙桃市人, 副教授, 目前从事汽车测试、汽车试验方面的研究。

E-mail: tzw0290@163.com

在的影响因子,并提出了消除措施,最后通过模态试验得到了刚体惯性参数。

1 惯性参数辨识理论

基于试验模态法进行惯性参数的辨识,首先就要进行模态试验,得到频响函数曲线,然后选取能反映刚体特性参数的频段提取惯性参数。

1.1 试验模态法

假设驾驶室总成成为自由系统,锤击法进行模态试验,则系统的输入信号为力谱 $F(j\omega)$, 输出则为系统表面的加速度信号 $a(j\omega)$, 根据输入与输出就可以确定系统的频响函数。

$$\text{频响函数: } \frac{a(j\omega)}{F(j\omega)} = \frac{-\omega^2}{1 - M\omega^2 + j\omega C} \quad (1)$$

为了提高频响函数的信噪比,一般将瞬态激励的频响函数表示为响应的互谱密度与输入自谱密度之比。因此,式(1)频响函数可以进一步表示为

$$\frac{a(j\omega)}{F(j\omega)} = \frac{S_{af}(j\omega)}{S_{ff}(j\omega)} \quad (2)$$

其中

$$S_{af}(j\omega) = a(j\omega) \cdot F(j\omega),$$

$$S_{ff}(j\omega) = F(j\omega) \cdot F(j\omega)。$$

通过分析系统受力及响应的关系,即可确定系统的模态参数,进而可以探讨响应曲线中是否包含系统的刚体特性。研究发现,自由系统的低频段存在刚体响应,图1低频骨架线是质量线^[5],其质量值就是结构在激励点的有效质量,所以在低频时,自由系统趋于一个等效质量的响应,而且这个响应会一直延伸到第1阶弹性模态。对于加速度响应,其质量线是一条水平直线,即在加速度的低频区域,刚体模态与第1阶弹性模态之间会出现一趋于水平的刚体响应曲线,利用此响应便可实现惯性参数的提取,即所谓的剩余导纳法。

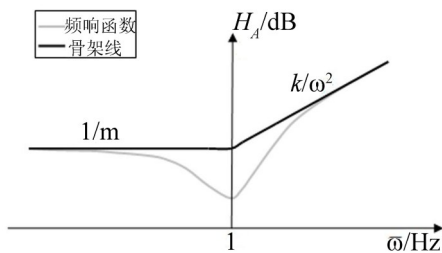


图1 导纳曲线伯德图

1.2 剩余导纳法求惯性参数

频响函数曲线低频段反映的是系统刚体运动特

性,若将驾驶室总成看做刚体自由系统,则系统的运动特性可以表示为

$$\{F\} = [M]\{a\} \quad (3)$$

其中 $\{F\}$ 为力向量, $[M]$ 为质量矩阵, $\{a\}$ 为加速度向量。

式(3)也可以用质心的运动直接表示为

$$\{F_c\} = [M_c]\{a_c\} \quad (4)$$

式(4)中, $\{F_c\}$ 为等效到质心的力分量, $[M_c]$ 为惯性质量矩阵, $\{a_c\}$ 为等效到质心的加速度向量。

(1) 建立参考坐标系

以驾驶室前右上角作为坐标原点 O 建立 O_{xyz} 参考坐标系,方向为: +X 与行驶方向相反, +Y 指向驾驶员的右侧, +Z 垂直地面向上。

(2) 计算质心加速度 a_c

在参考坐标 O_{xyz} 中,系统任意测点的加速度都可与参考原点的加速度互相转换,转换式可以表达为式(5)

$$\begin{Bmatrix} \ddot{x}_{M1} \\ \ddot{y}_{M1} \\ \ddot{z}_{M1} \\ \vdots \\ \ddot{x}_{Mn} \\ \ddot{y}_{Mn} \\ \ddot{z}_{Mn} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_{M1} & -y_{M1} \\ 0 & 1 & 0 & -z_{M1} & 0 & x_{M1} \\ 0 & 0 & 1 & y_{M1} & -x_{M1} & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & 0 & 0 & 0 & z_{Mn} & -y_{Mn} \\ 0 & 1 & 0 & -z_{Mn} & 0 & x_{Mn} \\ 0 & 0 & 1 & y_{Mn} & -x_{Mn} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \ddot{\alpha} \\ \ddot{\beta} \\ \ddot{\gamma} \end{Bmatrix} \quad (5)$$

其中 x_{Mi} 、 y_{Mi} 、 z_{Mi} 为测点 M_i 相对于参考原点 O 的坐标; \ddot{x} 、 \ddot{y} 、 \ddot{z} 、 $\ddot{\alpha}$ 、 $\ddot{\beta}$ 、 $\ddot{\gamma}$ 为点 O 的加速度。式(5)也可简化为

$$a_M = A_M a_O \quad (6)$$

根据式(6),质心加速度可表示为

$$a_c = A_c a_O = A_c (A_M^T A_M)^{-1} A_M^T a_M \quad (7)$$

(3) 计算质心激振力 $F_{(c)}$

在系统的任意点施加激振力都会在原点 O 产生一个反作用力,这一反作用力可以利用刚体动力学的虚功原理表示为

$$\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -z_{N_j} & y_{N_j} \\ z_{N_j} & 0 & -x_{N_j} \\ -y_{N_j} & x_{N_j} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_{N_jx} \\ f_{N_jy} \\ f_{N_jz} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

式中: f_x 、 f_y 、 f_z 、 M_x 、 M_y 、 M_z 为参考点 O 处的力和力矩; x_{N_j} 、 y_{N_j} 、 z_{N_j} 为激励点 N_j 相对参考点 O 的坐标; f_{N_jx} 、 f_{N_jy} 、 f_{N_jz} 为激励点 N_j 处的激振力,式(8)可简化为

$$f_O = A_N^T f_N \quad (9)$$

根据式(9),质心处产生的激振力为

$$f_c = A_c^T f_o = A_c^T A_N^T f_N \quad (10)$$

(4) 计算系统惯性参数

根据式(4)、式(7)及式(10)可将质心处的运动方程表示为

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & mz_c & -my_c \\ 0 & m & 0 & -mz_c & 0 & mx_c \\ 0 & 0 & m & my_c & -mx_c & 0 \\ 0 & m & m & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ m & 0 & m & -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ m & m & 0 & -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \ddot{\alpha} \\ \ddot{\beta} \\ \ddot{\gamma} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{Bmatrix} \quad (11)$$

方程式(11)中已包含了系统的惯性参数,其中 m 为驾驶室总成的质量,为更直观表示所求的各项参数,需要将式(11)进行变换为

$$\begin{bmatrix} 0 & -m\ddot{y} & m\ddot{\beta} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ m\ddot{y} & 0 & -m\ddot{\alpha} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -m\ddot{\beta} & m\ddot{\alpha} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m\ddot{z} & -m\ddot{y} & \ddot{\alpha} & 0 & 0 & -\ddot{\beta} & -\ddot{\gamma} & 0 \\ -m\ddot{z} & 0 & m\ddot{x} & 0 & \ddot{\beta} & 0 & -\ddot{\alpha} & 0 & -\ddot{\gamma} \\ m\ddot{y} & -m\ddot{x} & 0 & 0 & 0 & \ddot{\gamma} & 0 & -\ddot{\alpha} & -\ddot{\beta} \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \\ I_{xx} \\ I_{yy} \\ I_{zz} \\ I_{xy} \\ I_{xz} \\ I_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_x - m\ddot{x} \\ f_y - m\ddot{y} \\ f_z - m\ddot{z} \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{Bmatrix} \quad (12)$$

式(12)中有9个未知数,3个坐标值,6个惯量,另外系数矩阵存在大量0元素,因此可将系数矩阵分块,简化后可分解为两个方程

$$\begin{bmatrix} 0 & -m\ddot{y} & m\ddot{\beta} \\ m\ddot{y} & 0 & -m\ddot{\alpha} \\ -m\ddot{\beta} & m\ddot{\alpha} & 0 \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_x - m\ddot{x} \\ f_y - m\ddot{y} \\ f_z - m\ddot{z} \end{Bmatrix} \quad (13)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{\alpha} & 0 & 0 & -\ddot{\beta} & -\ddot{\gamma} & 0 \\ 0 & \ddot{\beta} & 0 & -\ddot{\alpha} & 0 & -\ddot{\gamma} \\ 0 & 0 & \ddot{\gamma} & 0 & -\ddot{\alpha} & -\ddot{\beta} \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} I_{xx} \\ I_{yy} \\ I_{zz} \\ I_{xy} \\ I_{xz} \\ I_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{Bmatrix} \quad (14)$$

分解后的两个方程,式(13)可以得到在 O_{xyz} 坐标下系统的质心位置,式(14)可以得到系统对于质心的转动惯量及惯性积。

最后,对式(15)求特征值和特征向量,就可以得到系统的主惯性矩及主惯性轴。

$$\begin{bmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (15)$$

2 参数辨识精度影响因素

在进行模态试验时,参数辨识精度主要受如下因素的影响。

(1) 测点的布置

研究表明,转换矩阵 A_M 的条件数会影响系统惯性参数的辨识误差^[6, 7],随着条件数的减少,误差也会相应降低,而矩阵 A_M 的条件数又决定于测点分布,其表达式为

$$\text{COND}^2(A_M) = \frac{\sigma_{\max}^2(A_M)}{\sigma_{\min}^2(A_M)} \propto \frac{\sum_{1 \leq i < j \leq n} |d_{ij}|^2}{\sum_{1 \leq i < j \leq n} \sum_{1 \leq k < l \leq n} |d_{ij} \times d_{kl}|^2} \quad (16)$$

式(16)说明,条件数与测点距离及测点所形成的面积有关,要想使条件数尽可能小,就要使测点所形成的面积尽可能大。故测点尽量布置在驾驶室外轮廓刚度较大的位置。

(2) 激励点布置

为保证可操作性和激振效果,激励点的布置要遵循以下原则:激励点或激励区域要保证足够的刚度;激励点尽可能接近测点;激励点不能布置在附件上。结合驾驶室结构特点,上部选择四角、下部选择纵梁端点作为激励点。

(3) 力锤锤击误差

为了减少噪声污染,试验时要采用多次敲击、取平均的方式进行,因为根据频响函数:

$$H(j\omega) = \frac{\sum_{m=1}^m a(j\omega) \cdot F(j\omega)}{\sum_{m=1}^m F(j\omega) \cdot F(j\omega)} = \frac{S_{af}(j\omega)}{S_{ff}(j\omega)} \quad (17)$$

式(17)中, m 为平均次数,经过多次平均后, $S_{af}(j\omega)$ 可有效抑制噪声,而 $S_{ff}(j\omega)$ 只剩输入端的噪声自谱。

此外,锤击要干脆,锤击力要平均,并且每次锤击要保证良好的频响曲线和相干性。

(4) 支撑方式

合适的边界条件是准确提取惯性参数的前提。本文选择充气内胎作为驾驶室支撑,这种方式不仅比弹性绳悬挂法便于操作,而且其弹性模态远小于驾驶室第1阶弹性模态,完全符合试验的要求。

3 模态试验

3.1 试验准备

(1) 驾驶室

根据第3节的分析,驾驶室的悬置要尽可能柔软,以保证其自由运动。在测点与激励点方面,确定

8个刚度较大的外轮廓点,这8个点的位置如图2所示,并且以2点(驾驶室前右上角)为原点建立驾驶室参考坐标系。



图2 驾驶室测点及支撑方式

(2) 试验设备

模态试验的试验设备包括:三向加速度传感器、LMS Test. Lab 数采系统^[8]、5 000 kg 力锤及分析软件,如图3。

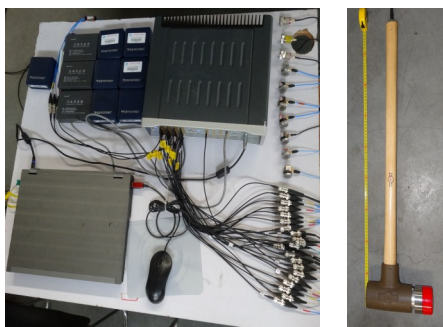


图3 试验设备

(3) 试验模型

根据确定的测点,以2点为参考原点,测量出每个点相对于参考原点的精确坐标,测量的8个点的坐标见表1。然后建立试验模型,如图4,模型上部4个点分别是驾驶室顶部4个角,底下4个点分别是底部两纵梁外端点。其中,2点是驾驶室前右上角(前进方向为前),参考坐标系的方向是:+X与行驶方向相反,+Y指向驾驶员的右侧,+Z垂直向上。

表1 测点坐标

	X(m)	Y(m)	Z(m)
1	-0.565	-0.46	-1.33
2	0	0	0
3	1.025	-0.005	0.02
4	1.045	-0.26	-1.265
5	-0.565	-1.08	-1.33
6	0	-1.57	0
7	1.025	-1.57	0.02
8	1.045	-1.05	-1.265

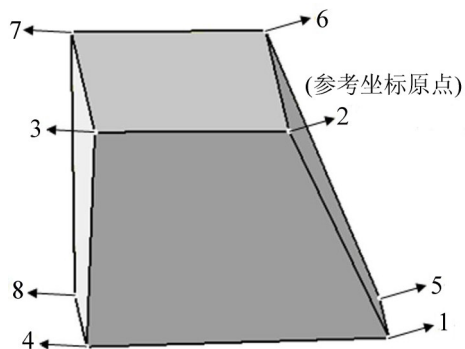


图4 驾驶室试验模型

3.2 试验结果

试验前先用锤击法测试了驾驶室的频响函数曲线,以确定合适的锤头及锤击力。试验时,每个激励点的每个锤击方向作3次平均,并且每次敲击都要保证激振信号和响应信号都具有较高的信噪比,即频响函数曲线具有练好的相干性,且高低频信号间的质量线段明显,图5表示了8个测点测得的传递函数曲线的综合。

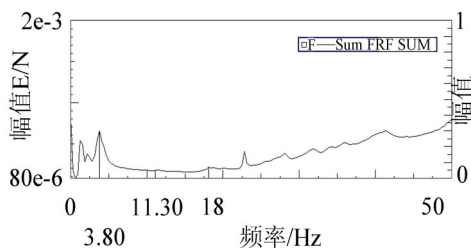


图5 驾驶室频响函数曲线

4 惯性参数的计算

准确提取计算频段是保证试验结果准确性的前提,在提取计算频段时要遵循以下原则:准确识别最高阶刚体模态和第1阶弹性模态;

如果上述两阶模态间出现局部弹性模态,则要将其避开;选择的计算频段曲线要尽量平滑。

从频响函数曲线上可以看出,最高阶刚体模态大约在3.8 Hz左右,第1阶弹性模态大约在18 Hz左右,两者之间有一段明显平缓曲线,即计算所需要的质量线,但在11.3 Hz的位置出现微小的局部弹性模态,因此,为保证能提取到比较接近实际的刚体惯性参数,最后选择6~11 Hz作为计算带宽。此外,通过称量法测得驾驶室总成的质量为430 kg,计算结果见表2。

表2 质心及转动惯量计算结果

	X	Y	Z
COG (m)	0.246	-0.834	-0.571
I_x (kg·m ²)	364.2	14.0	26.1
I_y (kg·m ²)	14.0	88.1	-52.0
I_z (kg·m ²)	26.1	-52.0	569.4

通过计算得到驾驶室总成的主惯性矩及主惯性轴的位置,其值见表3。此外,为了更直观展示在参考坐标下质心及主惯性轴的位置,特将其标注在测试模型上,如图6所示。

表3 主惯性矩及主惯性轴计算结果

	主惯性矩 kg·m ²	$\cos \alpha$	$\cos \beta$	$\cos \gamma$
I_{xx}	583.5	0.234	-0.058	0.971
I_{yy}	352.0	-0.972	0.028	0.235
I_{zz}	86.2	-0.041	-0.998	-0.049

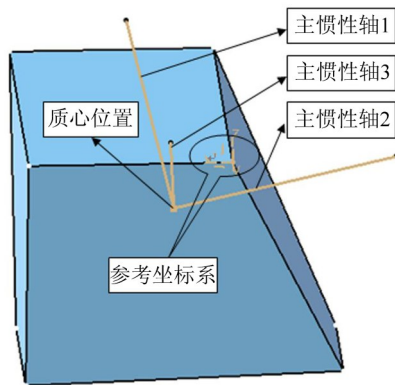


图6 质心位置及主惯性轴

从计算的结果看,质心坐标基本反应了驾驶室实际质量分布状态,相对于质心的转动惯量值也与简化计算的结果比较吻合,此外,主惯性轴的方向也比较合理。

5 结 语

基于剩余导纳法对类似驾驶室的腔体结构进行惯性参数辨识时要注意以下几个方面:

(1) 测点布置要满足转换矩阵 A_w 条件数的要求,并尽量选在刚度较大的外轮廓上;

(2) 激励点选取要参考测点分布,激励区域要保证足够的刚度;

(3) 锤击试验时,要采用多次敲击取平均的方式来保证测试的精度;

(4) 采用内胎进行柔性支撑也能保持良好的自由状态,而且较悬吊法操作简便;

(5) 选择合适频段进行计算时,要选择最高阶刚体模态与第1阶弹性模态间明显平滑的曲线进行,并且确保没有局部弹性模态的存在。

参考文献:

- [1] Lio M D, Doria A, Lot R. A spatial mechanism for the measurement of the inertia tensor: theory and experimental results[J]. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, March 1999.
- [2] Toivola J, Nuutila O. Comparison of three methods for determining rigid body inertia properties from frequency response functions[C]. Proc. of the 11 th International Modal Analysis Co - Conference, IMAC, 1997.
- [3] 龙 岩, 史文库, 兰靛靛, 梁天也. 动力总成刚体惯性参数识别的实验研究[J]. **噪声与振动控制**, 2009, 1: 73-76.
- [4] 朱石坚, 施 引. 利用加速度FRF的质量控制区段求测刚体质量分布特性[J]. **海军工程学院学报** 1994, (3): 49-54.
- [5] 许本文, 焦群英. 机械振动与模态分析基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998: 222-225.
- [6] 俞 斌, 庄德军, 明新国. 汽车动力总成刚体惯性参数的辨识[J]. **传动技术**, 2008, 22(1): 38-44.
- [7] Lee H, Park Y, Lee Y. Response and excitation points selection for accurate rigid body inertia properties identification[J]. **Mechanical Systems and Signal Processing**, 1999, 13 (4): 571-592.
- [8] LMS Test. Lab 12 A. Rigid body modes. Theory Documents, 2013.