

文章编号: 1000-0887(2003) 03-0323-08

# 柔性头颅模型撞击弹性板的动态响应分析<sup>\*</sup>

赵桂范, 谭惠丰, 杜星文

(哈尔滨工业大学 复合材料研究所, 哈尔滨 150001)

(王彪推荐)

**摘要:** 将柔性接触撞击过程处理为一个振动系统响应, 采用机械网络图和求机械阻抗的方法解决了这一动态响应问题。柔性接触撞击模型考虑了头部的实际结构, 把头部简化成撞击部位的头皮和头骨的质量、头部其它部分的头骨和脑液的质量、头部的刚度、头皮和脑液的阻尼系数组成的振动模型, 弹性板也同样简化成由质量、刚度和阻尼构成的振动模型。采用求激振点速度阻抗的方法, 得到了系统的动态冲击力、头部所受到的撞击加速度值, 以及板的弹性变形、系统的固有频率等动态响应。实验数据与计算数据符合较好, 证明方法是计算撞击作用下系统动态响应的实用方法, 从而为头部撞击保护设计提供参考。

**关键词:** 机械阻抗; 动态响应; 人头颅; 撞击

**中图分类号:** O322      **文献标识码:** A

## 引 言

调查显示: 引起行人交通事故的车辆 70% ~ 80% 是轿车<sup>[1]</sup>, 其中 70% 是与汽车的前面相撞的, 伤害的主要部位是头部和腿, 对头部的伤害主要是汽车发动机罩和前挡风玻璃; 对腿的伤害主要是保险杠和散热器罩。日本和欧州等国根据行人伤害事故, 开展了有关行人保护的研究, 采用了整体试验、局部试验和计算机仿真三种方法进行的。对行人<sup>[1]</sup>保护的提案在 1986 年 12 月召开的 ISO(International Organization for Standardization) 会议上被采纳后, 许多试验法规被提出来讨论, 有限元仿真方法被用于行人保护的研究。目前对行人保护的研究才刚刚起步, 随着人们对汽车性能要求的不断提高, 对行人保护的研究将越来越多起来。

试验研究方面, Susan<sup>[2]</sup>对模拟行人头部损伤的头部撞击试验程序作了总结和介绍, 随后 Thomas<sup>[3]</sup>和 Minoru<sup>[4]</sup>对行人头部和发动机罩中央部位的碰撞试验过程作了具体的介绍, 从美国 12 种样车的试验结果分析中, 得到了发动机罩对头部撞击的 HIC 值。

日本学者 Koji Mizuno<sup>[5~7]</sup>根据交通事故的统计资料, 讨论了头部撞击位置和损伤之间的关系, 并依据行人头部撞击试验的数据, 得到了头部与发动机罩、前挡风玻璃以及它们的边缘碰撞的 HIC 值, 评价了头部伤害的危险程度。数值仿真研究方面, Atsuhiko<sup>[1]</sup>和 Yasuki<sup>[8]</sup>分别作了头部撞击发动机罩的有限元数值仿真, 同时和试验结果进行了对比。而文[9, 10]中介绍了假人的开发以及车结构设计应采取的保护行人的措施。文[11~13]中介绍了有限元方法建立头部的分析模型, 得到了脑的应力和压力分布, 从而得到头部撞击损伤的数据。用数学模型如

\* 收稿日期: 2001\_09\_18; 修订日期: 2002\_10\_10

作者简介: 赵桂范(1962—), 女, 吉林省松源市人, 副教授, 博士(E-mail: zhaogui fan@vip.sina.com)。

何解决头部撞击发动机罩的动态响应过程, 目前尚未发现相关文献。

汽车碰撞安全性能标准中, 头部的伤害指标<sup>[14]</sup>是由发生碰撞时头部质心受到的撞击加速度和它的持续时间决定的物理量 HIC(Head Injury Criterion) 值的大小确定的。法规中的 HIC 值以 1000 为限, 认为超过 1000 值就会对人的头部产生致命的危害。在分析头部撞击某一物体所受到的伤害时, 需要计算出撞击过程中头部质心所受到的冲击加速度值的时间历程。当头部以一定的初始速度撞击发动机罩板时, 属于柔性物体撞击接触分析问题, 可采用接触有限元分析方法或是头部模型撞击试验。Hertz 接触定律不适合这一问题的解。本文把头部简化成两自由度系统的振动模型, 把头部和板的撞击接触系统看成机械振动系统, 采用机械阻抗、机械导纳的方法, 较好地解决了柔性接触撞击问题。

## 1 头部撞击的振动分析

根据头部的结构, 把头部简化成如图 1 所示的两自由度系统的振动模型, 弹性板简化成如图 2 所示的单自由度系统的振动模型, 当头部以初始速度撞击弹性板时, 假设撞击后头颅不脱离弹性板, 随板一起作自由衰减振动, 本文把它们合并为一个振动系统, 其振动模型如图 3 所示, 激振点处的机械网络图如图 4 所示。

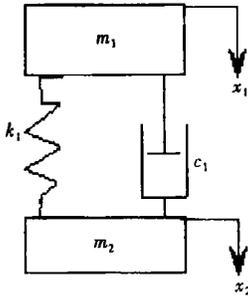


图 1 头部的振动模型

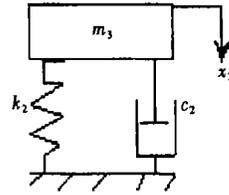


图 2 弹性板的振动模型

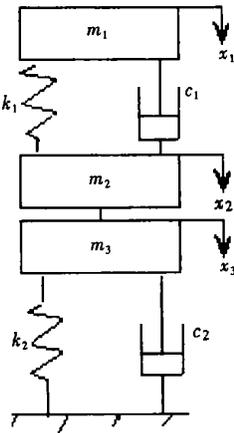


图 3 系统振动模型

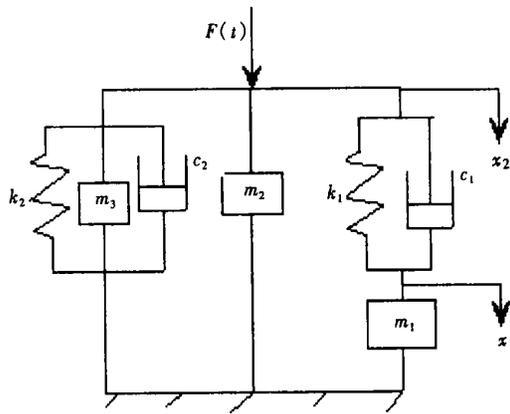


图 4 机械网络图

图中:  $m_1$  为撞击部位的头皮和头骨的质量;  $m_2$  为头部其它部分的头骨和脑液的质量;  $m_3$  为弹性板的质量;  $c_1$  为头皮和脑液的阻尼系数;  $c_2$  为弹性板的阻尼系数;  $k_1$  为头部的刚度;  $k_2$  为弹性板的横向刚度。

头部以初始速度撞击弹性板的中央位置, 根据机械网络图 4, 求出激振点处的速度阻抗, 位移阻抗<sup>[15]</sup>。

1.1 质量  $m_1$  所在串、并系统的速度阻抗  $Z_1$ 、位移阻抗  $K_1$  可表示为:

$$\frac{1}{Z_1} = \frac{1}{(k_1/i\omega) + c_1} + \frac{1}{im_1\omega} \quad (1)$$

$$Z_1 = \frac{i\omega m_1 k_1 - \omega^2 m_1 c_1}{k_1 + i\omega c_1 - m_1 \omega^2}, \quad (2)$$

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{k_1 + i\omega c_1} + \frac{1}{-m_1 \omega^2}, \quad (3)$$

$$K_1 = \frac{-m_1 \omega^2 (k_1 + i\omega c_1)}{k_1 + i\omega c_1 - m_1 \omega^2}, \quad (4)$$

1.2  $m_2$  所在系统的速度阻抗  $Z_2$ 、位移阻抗  $K_2$  可表示为:

$$Z_2 = im_2 \omega \quad (5)$$

$$K_2 = -m_2 \omega^2 \quad (6)$$

1.3  $m_3$  所在并系统的速度阻抗  $Z_3$ 、位移阻抗  $K_3$  可表示为:

$$Z_3 = im_3 \omega + \frac{k_2}{i\omega} + c_2, \quad (7)$$

$$K_3 = -m_3 \omega^2 + k_2 + i\omega c_2. \quad (8)$$

1.4 系统在激振点的速度阻抗  $Z$ 、位移阻抗  $K$  可表示为:

$$Z = \frac{i\omega m_1 k_1 - \omega^2 m_1 c_1}{k_1 + i\omega c_1 - m_1 \omega^2} + im_2 \omega + im_3 \omega + \frac{k_2}{i\omega} + c_2 \quad (9)$$

$$K = \frac{-m_1 \omega^2 (k_1 + i\omega c_1)}{k_1 + i\omega c_1 - m_1 \omega^2} - m_2 \omega^2 - m_3 \omega^2 + k_2 + i\omega c_2 \quad (10)$$

1.5 系统无阻尼振动频率  $\omega_n$

位移导纳:

$$W = \frac{1}{K} = (k_1 + i\omega c_1 - m_1 \omega^2) \cdot [-m_1 \omega^2 (k_1 + i\omega c_1) + (k_1 + i\omega c_1 - m_1 \omega^2)(-m_2 \omega^2 - m_3 \omega^2 + k_2 + i\omega c_2)]^{-1}. \quad (11)$$

位移导纳分母为零的方程解就是系统的无阻尼振动频率

$$-m_1 \omega^2 k_1 + (k_1 - m_1 \omega^2)(-m_2 \omega^2 - m_3 \omega^2 + k_2) = 0. \quad (12)$$

由于  $m_2$  值较小, 可忽略不计得:

$$\omega_n^2 = \frac{(m_1 k_1 + m_3 k_1 + m_1 k_2) \pm \sqrt{(m_1 k_1 + m_3 k_1 + m_1 k_2)^2 - 4m_1 m_3 k_1 k_2}}{4m_1 m_3}. \quad (13)$$

1.6 弹性板的变形  $x_2$

根据能量守恒的原则, 当头颅以初始速度  $v_0$  撞击物体时, 在和物体接触的一瞬间, 头颅具有的能量  $(m_1 + m_2)v_0^2/2$ , 撞击后系统能量  $F_{x_2}$  为

$$F_{x_2} = \frac{1}{2}(m_1 + m_2)v_0^2. \quad (14)$$

根据串联连结点处受力相等的条件, 则有  $f_{ma} = f_{klc1}$ , 引入速度阻抗的定义, 得:

$$Z_{m_1} v_1 = Z_{klc1}(v_1 - v_2), \quad (15)$$

$$v_1 = \frac{k_1 + i\omega c_1}{k_1 + i\omega c_1 - m_1 \omega^2} v_2 \quad (16)$$

又因,  $v_1 = i\omega x_1$ ,  $v_2 = i\omega x_2$ , 代入上式得

$$x_1 = \frac{k_1 + i\omega c_1}{k_1 + i\omega c_1 - m_1 \omega^2} x_2 \quad (17)$$

系统在激振点的力  $F$

$$F = f_1 + f_2 + f_3 = \left[ \frac{im_1 \omega (k_1 + i\omega c_1)}{k_1 + i\omega c_1 - m_1 \omega^2} + im_2 \omega + im_3 \omega + \frac{k_2}{i\omega} + c_2 \right] v_2 = \left[ \frac{im_1 \omega (k_1 + i\omega c_1)}{k_1 + i\omega c_1 - m_1 \omega^2} + im_2 \omega + im_3 \omega + \frac{k_2}{i\omega} + c_2 \right] i\omega x_2, \quad (18)$$

根据公式  $Fx_2 = (m_1 + m_2)v_0^2/2$ , 推出板的变形  $x_2$

$$x_2 = \frac{1}{2}(m_1 + m_2)v_0^2/F, \quad (19)$$

$$x_2 = \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)v_0^2}{2}} \times \frac{1}{\sqrt{\frac{k_1 + i\omega c_1 - m_1 \omega^2}{i\omega(im_1 \omega (k_1 + i\omega c_1) + (im_2 \omega + im_3 \omega + \frac{k_2}{i\omega} + c_2)(k_1 + i\omega c_1 - m_1 \omega^2))}}}$$

1.7 头部的撞击加速度  $a_1$  :

$$a_1 = -\omega^2 x_1 = -\omega^2 \frac{Z_{k_1 c_1}}{Z_{k_1 c_1} + Z_{m_1}} x_2 = -\omega^2 \frac{k_1 + i\omega c_1}{k_1 + i\omega c_1 - m_1 \omega^2} x_2 \quad (20)$$

## 2 模型参数与算例

假设弹性板是长度  $a$ 、宽度  $b$ 、厚度为  $h$  的矩形筒支板<sup>[16]</sup>, 材料的弹性模量  $E$ , 质量密度  $\rho$ , 当头颅分别以初始速度 50 km/h、40 km/h、30 km/h 撞击弹性板中央部位时, 板的固有频率(截取一阶固有振动频率)

$$\omega_{11} = \pi^2 \left( \frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right) \sqrt{\frac{D}{M}} = \sqrt{\frac{k_2}{m_3}} \quad (21)$$

由此求出  $k_2$  的值。

式中:  $M$  为板的单位面积质量;  $D$  为板的弯曲刚度;  $D = Eh^3/(1 - \mu^2)$ ;  $E$  为板材料的弹性模量;  $\mu$  为板材料的泊松比;

对于头颅的刚度, 根据文[17]提供的实验数据, 头部的第三阶振型(在上下方向的振动)的振动频率 6.31 Hz, 质量 4.3 kg, 头颅的直径 0.140m, 由此求出  $k_1$  的值。

算例 1 人头部的参数<sup>[18]</sup>为: 头皮厚度 0.005 m; 质量密度 1 176 kg/m<sup>3</sup>; 弹性模量 34.50 MPa; 撞击接触力在空间的分布角度 18°, 头骨厚度 0.007 m; 质量密度 2 008.4 kg/m<sup>3</sup>; 弹性模量 2 400 MPa; 弹性板的弹性模量 210 GPa; 质量密度 7 800 kg/m<sup>3</sup>; 泊松比 0.25; 板的长 1 m; 宽 1 m; 厚度 0.001 5 m; 撞击速度 40 km/h; 撞击角度是与水平面成 65°。

根据公式(12)计算出二阶固有频率:  $\omega_{n_1} = 69.9 \text{ rad/s}$ ;  $\omega_{n_2} = 193.67 \text{ rad/s}$ 。

根据公式(19)、(20)可知头部质量和撞击速度对板的弹性变形, 头部的撞击加速度有影响。本文讨论当头部质量分别为: 6.8 kg, 6.5 kg, 4.8 kg; 撞击速度分别为 40 km/h, 30 km/h, 25 km/h 各种条件下的头颅撞击加速度值和弹性板的变形值。

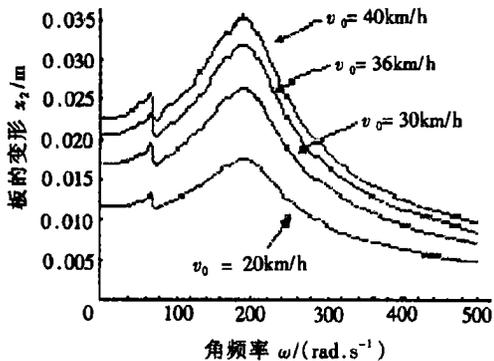


图5 弹性板变形的频率特性曲线

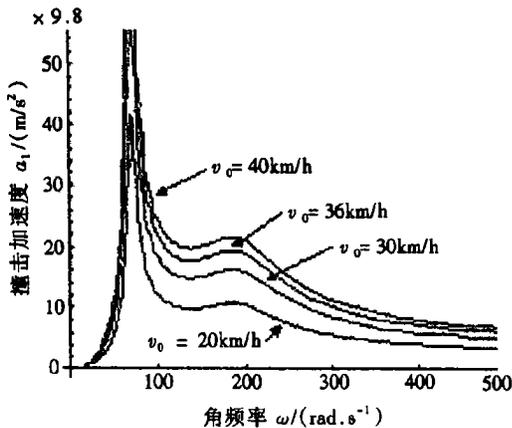


图6 头部撞击速度的频率特性曲线

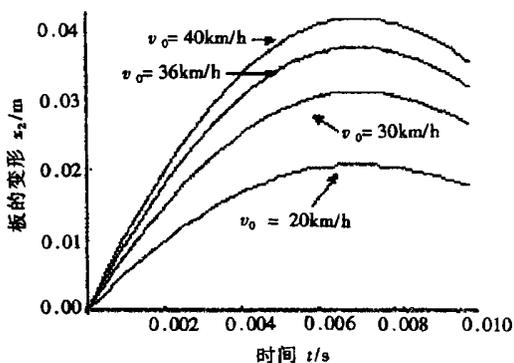


图7 弹性板变形的时间特性曲线

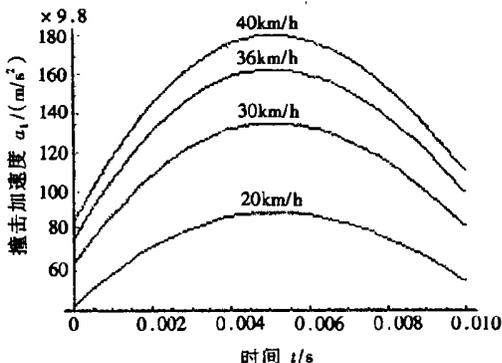


图8 头部撞击加速度的时间特性曲线

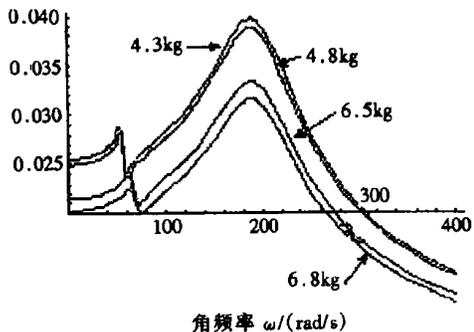


图9 弹性板变形的频率特性曲线

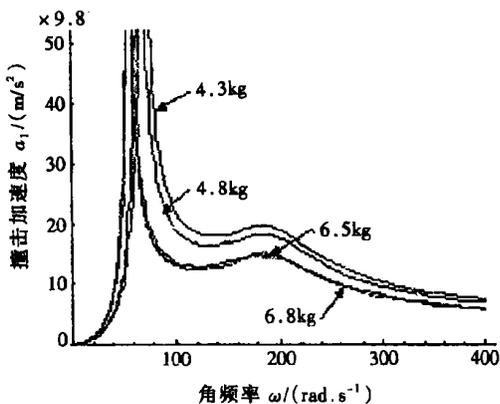


图10 头部撞击加速度的频率特性曲线

图5、图6分别是撞击速度对弹性板变形的频率特性和头部撞击加速度的频率特性的影响。图7、图8分别是撞击速度对弹性板变形的时间特性和头部撞击加速度的时间特性的影响。图9、图10分别是头部质量对弹性变形的频率特性和头部撞击加速度的频率特性的影响。图11、图12分别是对弹性板变形的时间特性和头部撞击加速度的时间特性的影响。

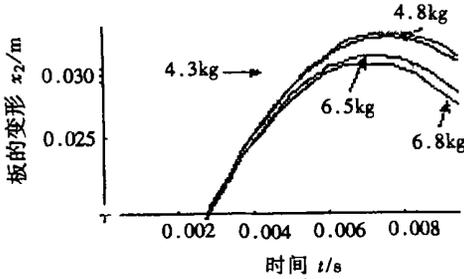


图 11 弹性板变形的时间特性曲线

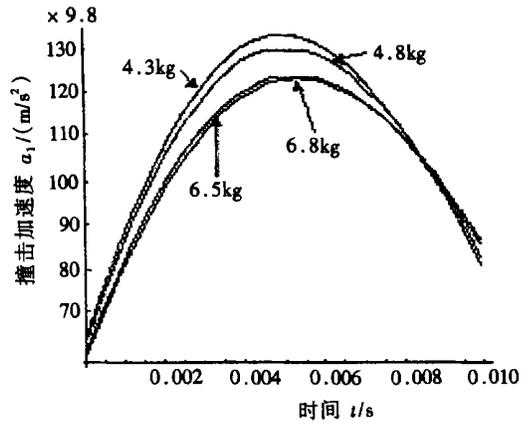


图 12 头部撞击加速度的时间特性曲线

从频率特性曲线图中可以看出在系统的两个固有频率值处,板的变形值和头颅的撞击加速度值有两个极值点,头部的撞击加速度值在第一阶固有频率值处取得最大值,而板的变形值在第二阶固有频率值处取得极大值,对头部的撞击加速度的最大值并不是在板的最大弹性变形点。对于时间特性曲线反映了头部撞击加速度值和弹性板的变形值都在某一时刻取得了极值,而且撞击加速度值取得极值点的时间比板的变形极值点的时间要短,说明板的变形极值滞后于撞击加速度的极值,和频率特性曲线的结论是一致的。图 5~ 8 是撞击初始速度对板的弹性板变形和撞击加速度影响,随着撞击速度的增加,板的变形值和加速度值加大,而且影响值较大。因此,撞击初始速度对头部的撞击损伤是一个重要的因素。图 9~ 12 是头部质量对板的变形值和撞击加速度的影响,随着头部质量的增加,头部撞击加速度值降低,板的变形减少。

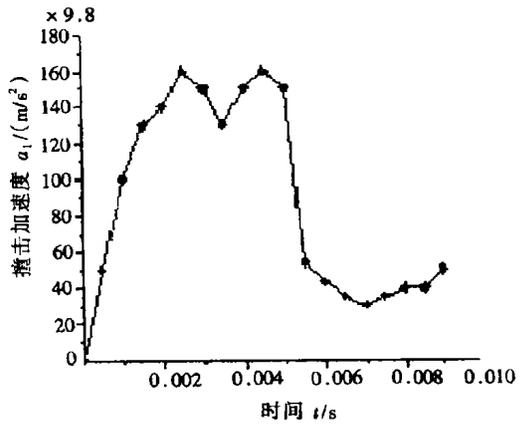


图 13 头颅撞击弹性板的试验曲线

图 13 是头部受到的撞击加速度试验值<sup>[1]</sup>,试验条件为:头部质量为 6.8 kg,直径  $\phi 165$  mm,撞击初始速度 40 km/h,撞击角度与水平面成  $65^\circ$ ,与本文中条件一致的图 12 表示的曲线值相近,但模型中的时间历程在 10 ms 左右,与图 13 中的 8 ms 存在差异。这是由于试验系统是一个连续的系统,而模型是简化的集中质量系统所造成的。

### 3 结 论

在行人头部保护的问题中,本文避开了直接解动态接触撞击问题,而是采用分析结构动态特性的方法—模态分析方法中的机械网络图和机械阻抗的方法,通过简单的代数运算就能得到所求的问题解。

1) 本文主要目的是评价头部撞击某一结构的发动机罩的损伤程度,通过求出头部受到的撞击加速度值,得到头部损伤的 HIC 值来评价损伤程度。板的不同结构参数,不同的约束条件,有不同的刚度和固有振动频率,通过板壳理论可以得到所需结果。

2) 由于头部撞击是低速撞击运动,通过系统的频域特性分析,可以看出在系统的两阶固有频率处都有峰值,加速度最大值在一阶固有频率处,而板的变形最大值在第二个固有频率处,两者之间有时间滞后。

3) 撞击初始速度对板的弹性变形和撞击加速度有较大的影响。随着撞击速度的增加,板的变形值和加速度值加大。因此,撞击初始速度对头部的撞击损伤是一个重要的因素。

4) 随着头部质量的增加,头部撞击加速度值降低,板的变形减少。因此,头部质量对撞击的响应的影响不能忽视,应按照法规中规定的质量值进行试验和仿真计算。

5) 仿真的数据和文献[1]中的实验数据相近,说明本文方法可行。

### [参 考 文 献]

- [1] Astuhiro S, Hirotoishi I, Robert K. Computer simulation of impact test for pedestrian protection[J]. *Vehicle Technology [Japan]*, 1984, **52**(4): 37—42.
- [2] Susan W, Enouen. The development of experimental head impact procedures for simulating pedestrian head injury[J]. *SAE Paper*, 1988, **88**(6): 747—765.
- [3] Thomas F, Macl A, Johu F W. Pedestrian head impact against the central hood of motor vehicles\_test procedure and results[J]. *SAE Paper*, 1990, **2315**(3): 1729—1737.
- [4] Minoru S, Kzushige K, Hirotoishi I. Experimental consideration on head form impact test for pedestrian protection[J]. *SAE Paper*, 1993, **0095**(1): 79—85.
- [5] Koji M, Janusz K, Toshiki A. Influences of vehicle shape on injuries in vehicle pedestrian impact[J]. *JSAE Convention Proceedings*, 1999, **30**(4): 55—60.
- [6] Koji M, Hideli Y, Janusz K. Relation between head and impact location in car pedestrian impacts[A]. In: *JSAE Ed. Conference of Vehicle Technology [C]*. Yokohama: Japan Sven Glade H, 1999, 67—72.
- [7] Koji M, Hideki Y, Janusz K. The study of injury risk to the pedestrian head based on head form impact test[A]. In: *JSAE Ed. Spring Convention Proceedings [C]*. Yokohama: Japan Sven Glade H, 1993, 9—12.
- [8] Yasuki M, Tetsuo M, Toshiyuki A, et al. Development of FEM Models of Imp actors for Pedestrian Impact Test[A]. In: *JSAE Ed. Spring Convention Proceedings [C]*. Yokohama: Japan Sven Glade H, 1999, 9—12.
- [9] Akihiko A. Development of pedestrian dummy and body structure for reducing pedestrian injury[J]. *Vehicle Technology [Japan]*. 1999, **53**(11): 60—64.
- [10] Suguru Y, Norio I, Akio T, et al. Development of a body structure for reducing pedestrian injury[A]. In: *JSAE Ed. Spring Convention Proceedings [C]*. Yokohama: Japan Sven Glade H, 1999, 1—4.
- [11] Ruan J S, Khalil T, King A L. Human head dynamic response to side impact by finite element modeling[J]. *Journal of Biomechanical Engineering*. 1991, **113**(2): 276—283.
- [12] Kazunari U, John W. Melvin. Finite element model study of head impact based on hybrid III head acceleration: the effects of rotational and translational acceleration[J]. *Journal of Biomechanical Engineering*, 1995, **117**(2): 319—328.
- [13] Ruan J S, Khalil T, King A L. Dynamic response of the human head to impact by three\_dimensional finite element analysis[J]. *Journal of Biomechanical Engineering*, 1994, **116**(3): 44—51.
- [14] Tsuyoshi Y. Application of Crash Simulation to Vehicle development[J]. *Vehicle Technology [Japan]*. 1998, **52**(4): 43—48.

- [15] 杨 , 唐恒龄, 廖伯瑜. 机床动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1983.
- [16] 成祥生. 应用板壳理论[M]. 济南: 山东科学技术出版社, 1989.
- [17] 焦大宾, 吴文周, 雷刚, 等. 人头颅力学模型的试验分析[A]. 生物力学进展[C]. 北京: 科技出版社, 1993.
- [18] 焦大宾, 吴文周, 杨桂通. 人头颅受撞击作用的力学分析[J]. 中国生物医学工程学报, 1992, 13(9): 141—149.

## Method of Model Analysis for Flexible Head Impacting With Elastic Plane

ZHAO Gui\_fan, TAN Hui\_feng, DU Xing\_wen

(Research Center for Composite Materials, Harbin Institute of Technology,  
Harbin 150001, P. R. China)

**Abstract:** The process of head impacting with elastic plane was modeled as a response of vibrant system, and the method of mechanical network figure and mechanical impedance was used to resolve this problem. Based on its structure, head was viewed as a vibrant model, which concludes the masses of scalp and bone in the impact area, the masses in the other part of the head and the brain, the stiffness of the head, and the damper of the scalp and brain. Also the elastic plane was simplified as a vibrant model including mass, stiffness and damper. The models were transformed into mechanical girding figure at violent vibration point. When the initial impact speed is known, the impact force of the system, the impact acceleration of the head, the elastic deformation of the plane and the fixed frequency of the system can be worked out by calculating the velocity impedance at the violent vibration point, the results fit the test data well, which proves that this method is available for the analysis of the dynamic response of the system under impact.

**Key words:** mechanical impedance; dynamic response; head; impact