

文章编号:1005-0523(2018)01-0075-07

# 汽车前保险杠碰撞过程动力学仿真与分析

涂文兵,何海斌,刘乐平,罗 丫

(华东交通大学机电与车辆工程学院,江西 南昌 330013)

**摘要:**前保险杠是汽车正碰主要吸能部件,在很大程度上决定了汽车的耐撞性与安全性。针对汽车碰撞过程中前保险杠的大变形和非线性接触问题,建立了某款国产轿车前保险杠(包括:保险杠、吸能盒和纵梁)与刚性墙碰撞有限元模型。采用分段线性塑性材料本构模型和显式动力学有限元法对其碰撞过程进行动态仿真,获得了保险杠、吸能盒和纵梁的变形情况、能量变化情况以及碰撞力曲线。仿真结果与实验结果吻合良好,从而验证了有限元模型正确性。结果表明,槽型诱导结构比盒型诱导结构更容易诱导纵梁产生褶皱变形,且碰撞力曲线随纵梁的褶皱变形产生波动。

**关键词:**前保险杠;有限元模型;耐撞性;显示动力学

**中图分类号:**U463.55

**文献标志码:**A

正碰是汽车碰撞的主要形式,所占比例高达 66.9%<sup>[1]</sup>。前保险杠作为正面碰撞的主要吸能部件,其耐撞性决定了汽车的被动安全性,受到学者们的广泛关注。

20 世纪 30 年代,国外开始采用整车碰撞法进行汽车碰撞研究,该方法虽可模拟出实车碰撞的真实状况,但可重复性低、试验时间长和成本高等缺点制约了它的使用范围。20 世纪 70 年代,计算机仿真法凭借试验周期短、成本低、重复性好等优点而作为作为一种有效的研究方法,开始被运用于汽车碰撞研究。20 世纪 80 年代,Benson 和 Hallquist<sup>[2]</sup>初次运用显式有限元方法进行了整车碰撞仿真模拟。高彬<sup>[3]</sup>对某款轿车某些部件进行简化和离散后,模拟了其于刚性墙的碰撞过程,分析和评价了该车的碰撞性能。金信焯和葛如海<sup>[4]</sup>利用 Hypermesh 分别建立了重型汽车保险杠系统与刚性低速正碰与摆锤偏碰 2 种工况,再通过 LS-DYNA 进行求解,获得了保险杠的变形、加速度等参数,分析了某重型汽车保险杠的低速碰撞性能。杨艳庆和田晋跃<sup>[5]</sup>基于 LS-DYNA 分析了前纵梁部分薄壁梁表面开矩形吸能孔的状况,对薄壁梁有限元模型进行优化和分析了优化后保险杠模型碰撞的力学性能。Hosseinipour 等<sup>[6]</sup>研究了不同间距诱导槽对薄壁金属管碰撞过程中的载荷-位移曲线、能量吸收及构件变形的影响,并发现理论结果与实验结果吻合良好。Zhang 等<sup>[7]</sup>研究了不同截面加固策略在碰撞中的影响。Pakizehkar 等<sup>[8]</sup>利用 ANSYS 建立了沟槽管的有限元模型并借助 LS-DYNA 求解器进行求解,研究和分析了周向槽的间距与数量对载荷-位移曲线和能量吸收-位移曲线以及初始屈曲载荷的影响,并发现有限元结果与实验结果吻合良好。Elmarakbi 等<sup>[9-10]</sup>对钢材和铝材薄壁 S 形纵梁和薄壁管前端结构的碰撞形式和能量吸收特性进行了有限元仿真模拟,并优化吸能构件的设计。Emami 等<sup>[11]</sup>利用显示有限元软件 LS-DYNA 模拟了带环形凹槽的圆柱形金属构件碰撞过程中的能量吸收状况及其变形形式,还以比吸能和载荷比的最佳值为目标函数进行优化设计。Zhang 等<sup>[12]</sup>指出在同样的轴向压力下,多元薄壁梁比单元薄壁梁吸收更多的能量。周伶俐等<sup>[13]</sup>将反转螺旋型薄壁结构引入汽车前纵梁的结构设计,以截面形状参数、旋角和分段数为设计变量,并以吸能最大化为目标函数进行优化计算。苏建等<sup>[14]</sup>对前纵梁碰撞过程进行了模拟仿真,通过添加诱导槽及添加加强板的方式对前纵梁结构进行了优化。程海根和邹江娜<sup>[15]</sup>运用 LS-

收稿日期:2017-06-24

基金项目:江西省自然科学基金项目(20151BAB216017,20161BAB206151)

作者简介:涂文兵(1983—),男,讲师,博士,主要研究方向为结构有限元仿真,机械动力学。

DYNA 对车-桥墩碰撞进行仿真模拟, 探讨碰撞角度与撞击力的二次函数关系用于车-桥墩碰撞的可行性, 研究结果说明碰撞角度与撞击力成三次函数关系, 并证实角度与桥梁的位移成一次线性关系。综上, 大多数学者对前保险杠的研究主要集中在前纵梁的截面、厚度、材料及其诱导结构等方面, 但少有学者对实车前保险杠系统进行分析。

本文基于某国产轿车的实际保险杠结构, 利用 ANSA 建立前保险杠系统与刚性墙碰撞的有限元模型, 运用显式有限元软件 LS-DYNA 进行求解, 分析了该实车前保险杠的碰撞性能, 为前保险杠的结构优化设计提供了一定的理论依据。

## 1 显式动力学基本理论

前保险杠的碰撞过程是非线性动力学接触问题, 则选用显式积分算法较为合适。

动力学的基本方程为<sup>[16]</sup>

1) 平衡方程:

$$\sigma_{ij,j} + f_i = \rho u_{i,t} + \mu u_{i,t} \quad (\text{在 } V \text{ 域内}) \quad (1)$$

2) 几何方程:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} (u_{i,j} + u_{j,i}) \quad (\text{在 } V \text{ 域内}) \quad (2)$$

3) 物理方程:

$$\sigma_{ij} = D_{ijkl} \varepsilon_{kl} \quad (\text{在 } V \text{ 域内}) \quad (3)$$

4) 初始条件:

$$u_i = \bar{u}_i \quad (\text{在 } S_u \text{ 边界上}) \quad (4)$$

$$\sigma_{ij} n_j = \bar{T}_i \quad (\text{在 } S_\sigma \text{ 边界上}) \quad (5)$$

5) 边界条件:

$$\left. \begin{aligned} u_i(x, y, z, 0) &= u_i(x, y, z) \\ u_{i,t}(x, y, z, 0) &= u_{i,t}(x, y, z) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中:  $\rho$  为质量密度;  $\mu$  为阻尼系数;  $u_{i,t}$  为  $i$  方向的加速度;  $u_{i,t}$  为  $i$  方向的速度;  $D_{ijkl}$  为应力-应变的转化关系;  $S_u$  为位移边界;  $S_\sigma$  为力边界;  $f_i$  为体力;  $T_i$  为面力。

对空间域进行离散, 单元内位移  $u, v, w$  的插值为

$$\left. \begin{aligned} u(x, y, z, t) &= \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z) u_i(t) \\ v(x, y, z, t) &= \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z) v_i(t) \\ w(x, y, z, t) &= \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z) w_i(t) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$\int_V (\delta \varepsilon_{ij} D_{ijkl} \varepsilon_{kl} + \delta u_i \rho u_{i,t} + \delta u_i \mu u_{i,t}) dV = \int_V \delta u_i f_i dV + \int_{S_\sigma} \delta u_i \bar{T}_i ds \quad (8)$$

式(8)求解化简后, 系统的运动方程(求解方程)为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{a}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{a}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{a}(t) = \mathbf{Q}(t) \quad (9)$$

式中:  $\ddot{\mathbf{a}}(t)$  为系统节点加速度向量;  $\dot{\mathbf{a}}(t)$  为系统节点速度向量;  $\mathbf{M}$  为系统质量矩阵;  $\mathbf{C}$  为系统阻尼矩阵;  $\mathbf{K}$  为系统刚度矩阵;  $\mathbf{Q}(t)$  为系统结点载荷向量, 分别由各自的单元矩阵和向量集成。

在 ANSYS/LS-DYNA 中, 采用直接积分法中的中心差分法对运动方程式(9)进行积分。在中间差分法中, 加速度和速度用位移表示为

$$\ddot{a}_i = \frac{1}{\Delta t^2} (a_{i-\Delta t} - 2a_i + a_{i+\Delta t}) \quad (10)$$

$$\dot{a}_i = \frac{1}{2\Delta t} (-a_{i-\Delta t} + a_{i+\Delta t}) \quad (11)$$

将式(9)和式(10)代入式(8)得:

$$\left( \frac{1}{\Delta t^2} M + \frac{1}{2\Delta t} C \right) a_{i+\Delta t} = Q_i - \left( K - \frac{2}{\Delta t^2} M \right) a_i - \left( \frac{1}{\Delta t^2} M - \frac{1}{2\Delta t} C \right) a_{i-\Delta t} \quad (12)$$

因为中心差分法是条件稳定算法,所以当使用该方法时,时间步长  $\Delta t$  必须小于该状况所决定的某个临界值  $\Delta t_{cr}$ , 否则算法是不稳定的。中心差分法解的稳定性条件为

$$\Delta t \leq \Delta t_{cr} = \frac{T_n}{\pi} = \frac{l_{\min}}{\sqrt{E\rho/(1-\gamma^2)}} \quad (13)$$

式中:  $T_n$  为有限元系统最小固有周期;  $l_{\min}$  为最小单元长度;  $\rho$  为密度;  $\gamma$  为泊松比;  $E$  为弹性模量。

在显式时间积分算法中,最小时间步长由材料的纵波速和最小单元尺寸决定,而纵波速是材料的密度、弹性模量和泊松比的函数。本文采用质量缩放来调整最小时间步长,在保证计算精度的前提下大大节省 CPU 时间,并采用增大模型体积粘性和增大全局弹性刚度两种方法将沙漏能控制在 5% 以内,以确保结果的正确性。

## 2 有限元模型的建立

以某国产轿车前保险杠系统作为研究对象,在汽车与墙面的撞击模拟中,墙可以作为刚体来处理。采用 1 000 kg 刚性墙(参照该轿车整备质量约为 1 t)以 5 m/s 初速度撞击前纵梁后端全约束的前保险杠系统来模拟其碰撞过程。

### 2.1 网格划分

由于四边形单元比三角形单元精度高,且前保险杠变形大,则分别采用 8 mm×8 mm、6 mm×6 mm、4 mm×4 mm 四边形单元划分保险杠、吸能盒、纵梁的网格;纵梁内侧采用 3 条槽型诱导结构,其外侧采用 2 个盒型和 1 条槽型诱导结构,所有诱导结构部分均进行网格细化。

本文基于焊点和螺栓连接不失效的状况,采用刚性杆连接法中的“刚杆”对实际模型中的点焊和螺栓连接进行模拟。对于点焊连接模拟,焊点间距取 40 mm;对于螺栓连接模拟,将螺栓孔上所有节点定义成节点刚体并耦合 6 个自由度,前保险杠碰撞有限元模型如图 1 所示。

### 2.2 单元类型与材料选择

由于汽车碰撞产生的变形是大位移非线性的,则保险杠、吸能盒和纵梁均采用可捕获塑性变形的三点积分显式薄壳单元 SHELL 163 中的 BT(Belytschko-Tsay)形式,其计算速度远快于 HL 单元算法。因刚性墙不产生变形,则刚性墙采用单点积分的 SHELL 163 薄壳单元。

定义刚性墙为刚性材料模型 MAT 20,定义保险杠、吸能盒和纵梁为分段线性塑性材料模型 MAT 24,分段线性塑性材料模型中应变率、屈服应力满足如下关系:

$$\sigma_y(\varepsilon_{\text{eff}}^P, \dot{\varepsilon}_{\text{eff}}^P) = \sigma_y(\varepsilon_{\text{eff}}^P) \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}_{\text{eff}}^P}{C} \right) \right] \quad (14)$$

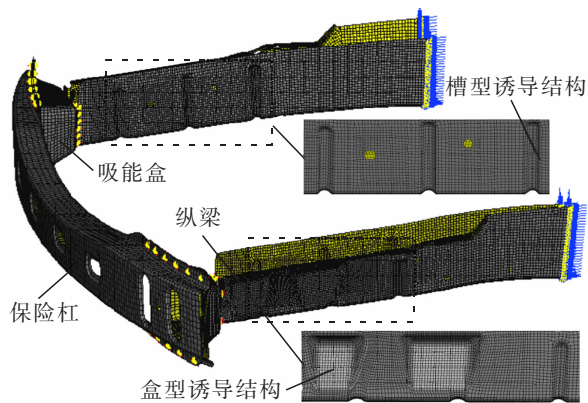


图 1 前保险杠的有限元模型

Fig.1 FEM model of front bumper

式中： $\sigma_y$  是屈服极限， $\sigma_y=182$  MPa； $\varepsilon'$  是有效应变率； $C, P$  是应变率参数， $C=40, P=5$ ； $\varepsilon_{\text{eff}}^p$  是等效塑性应变； $\sigma_y(\varepsilon_{\text{eff}}^p)$  为未考虑应变率时的屈服应力；密度  $\rho=7\ 830$  kg/m<sup>3</sup>；弹性模量  $E=210$  GPa；泊松比  $\gamma=0.3$ ；保险杠、吸能盒厚度均为 1.2 mm，纵梁厚度为 1.5 mm；钢材的应力-应变曲线如图 2 所示。

### 2.3 边界条件的设置

纵梁后端施加固定约束，刚性墙仅保留前纵梁轴向平动。刚性墙的初速度大小为 5 m/s，方向为纵梁轴向。刚性墙与保险杠、保险杠与吸能盒、吸能盒与纵梁的接触均选择自动面面接触 ASTS，保险杠、吸能盒和纵梁 3 个构件自身的接触均选择自动单面接触 ASSC，取静摩擦系数为 0.15，动摩擦系数为 0.15。

## 3 计算结果与分析

### 3.1 变形分析

该国产轿车前保险杠变形图如图 3 所示，其吸能盒和纵梁变形图如图 4 所示。从图 3 和图 4 可知：保险杠主要是中间部位产生了弯曲变形。吸能盒压溃后无褶皱变形。前纵梁产生褶皱变形且变形主要出现在诱导结构附近，后端基本不变形；前纵梁内侧的褶皱变形大于外侧，说明外侧盒型诱导结构不如内侧槽型诱导结构理想。在前保险杠的 3 个组成构件中，纵梁压缩量最大。图 3 中保险杠变形图与试验结果（如图 5 所示）吻合良好，从而验证了所建立模型的有效性。

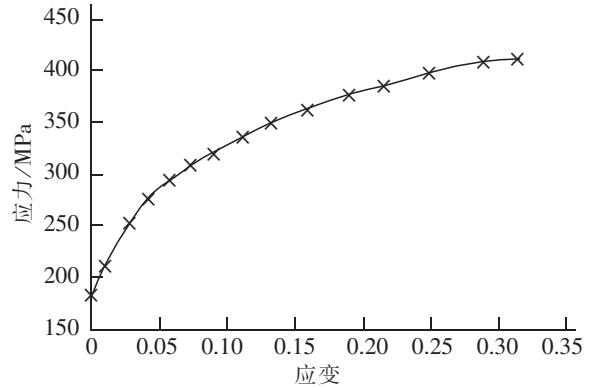


图 2 钢材应力-应变曲线

Fig.2 Stress-strain curve for steel

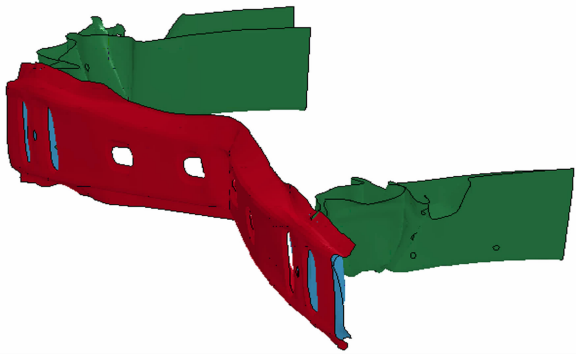


图 3 前保险杠变形图

Fig.3 Deformation of front bumper

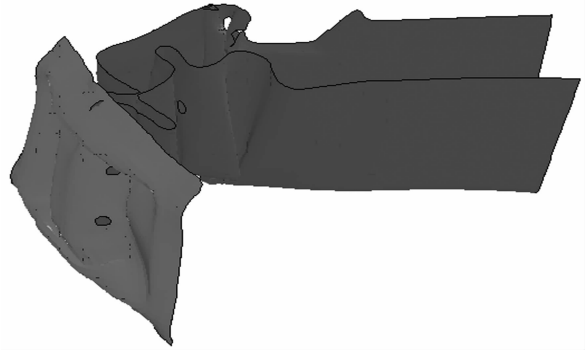


图 4 吸能盒和纵梁变形图

Fig.4 Deformation of energy-absorbing box and longitudinal beam

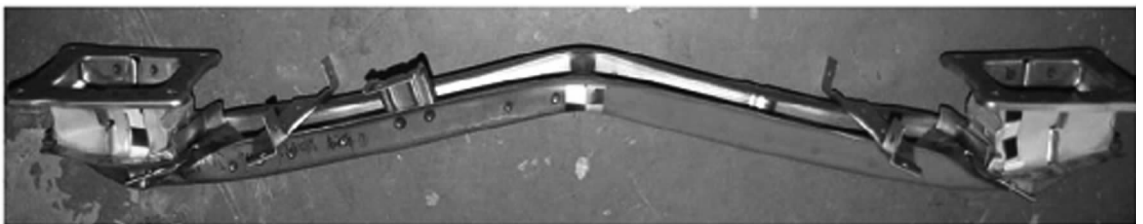


图 5 保险杠正碰实验变形图<sup>[17]</sup>

Fig.5 Deformation of bumper in frontal impact experiment

刚性墙的位移和速度随时间变化曲线如图 6 所示。由图 6 可知:刚性墙位移先随时间增大至最大值 393.61 mm, 则对应的前保险杠压缩量最大, 其值为 343.61 mm(碰撞前间距为 50 mm), 且此时刚性墙具有约为 0.36 m/s 的反弹速度;之后位移开始减小, 这是由于刚性墙反弹造成的, 也说明前保险杠后期产生了弹性变形。

### 3.2 能量分析

前保险杠能量随时间变化曲线和能量数值分别如图 7 和表 1 所示。从图 7 和表 1 可知: $t=150\text{ ms}$  时, 沙漏能/总能量、滑移能/总能量分别为 0.68%, 2.70%, 二者的比值均远小于 5%, 说明本次计算结果可靠。在碰撞过程中, 满足能量守恒定律, 刚性墙的动能(逐渐减小)转化成前保险杠的内能(逐渐增大), 沙漏能与滑移能的变化较小。动能、内能、沙漏能和滑移能大约在 9 ms 时开始发生变化, 说明此时刚性墙开始与前保险杠发生碰撞接触。大约在 132 ms 之后, 各能量值基本不变, 说明碰撞过程已基本完成。

前保险杠内能随时间变化曲线及其内能数值分别如图 8 和表 2 所示。从图 8 和表 2 可知:保险杠、吸能盒和纵梁的内能-时间曲线均是先增大后趋于稳定, 增大表示在吸收刚性墙的动能, 趋于稳定表示碰撞基本完成。吸能盒与纵梁的吸能速率开始较低一段时间后陆续迅速增大。保险杠与吸能盒的吸能时间大约为

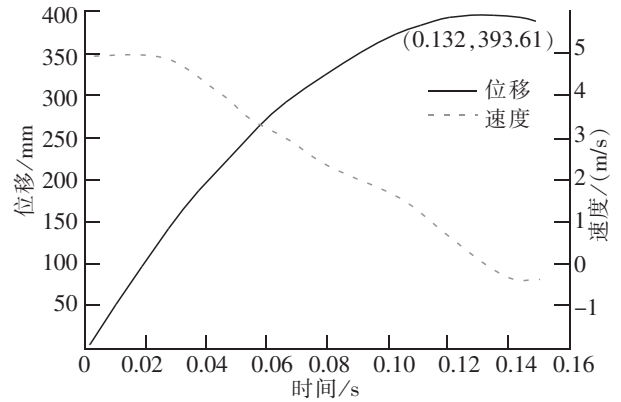


图 6 刚性墙位移和速度随时间变化曲线  
Fig.6 Displacement and velocity curve with time change for the rigid wall

表 1 能量数值  
Tab.1 Energy value

能量类型	时间/s	
	$t=0$	$t=0.15$
动能/kJ	12.487	0.066
内能/kJ	0	11.976
总能量/kJ	12.487	12.463
沙漏能/kJ	0	0.085
滑移能/kJ	0	0.336

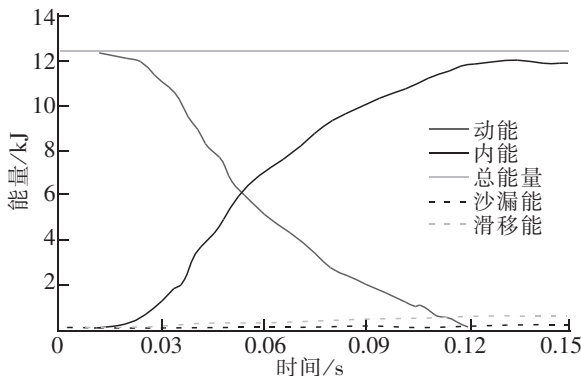


图 7 前保险杠能量随时间变化曲线  
Fig.7 Curve of energy vs. time for front bumper

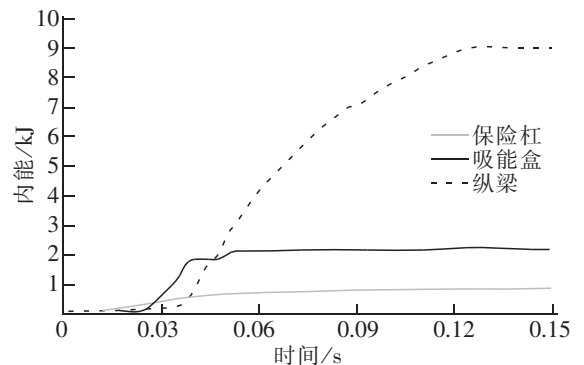


图 8 前保险杠内能随时间变化曲线  
Fig.8 Curve of internal energy vs. time for front bumper

表2 前保险杠内能数值  
Tab.2 Internal energy value of front bumper

部件名称	内能/kJ	百分比/%
保险杠	0.814	6.80
吸能盒	2.202	18.39
纵梁	8.960	74.81

39 ms,纵梁的吸能时间大约为 132 ms。在 39 ms 以后,纵梁的内能迅速增大,说明纵梁的主要吸能过程开始于保险杠与吸能盒吸能结束之后。碰撞结束后,保险杠、吸能盒和纵梁的内能占系统总内能百分比分别为 6.80%,18.39%和 74.81%,表明纵梁是前保险杠组成部件中的主要吸能构件。

### 3.3 碰撞力分析

前保险杠碰撞力随时间变化曲线如图 9 所示。由图 9 可知:大约在 9 ms 时,碰撞力开始由 0 增大至  $F_{\max}=75.722$  kN(约 39 ms 时),之后碰撞力以波动的形式减小至 0;在 150 ms 左右,碰撞力接近于 0,说明这时刚性墙开始与前保险杠分离。

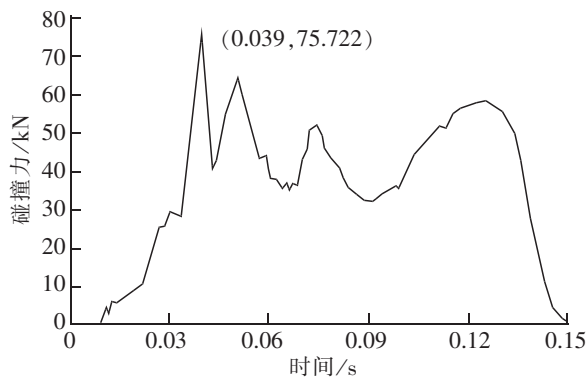


图9 前保险杠碰撞力随时间变化曲线  
Fig.9 Curve of collision force vs. time for front bumper

## 4 结论

本文建立了一款国产轿车前保险杠碰撞有限元模型,从保险杠、吸能盒、纵梁的变形情况、能量吸收和碰撞力三方面分析了该轿车前保险杠的碰撞性能,主要结论如下:

- 1) 该轿车前保险杠碰撞完成后,保险杠主要是中间产生弯曲变形,吸能盒产生压溃变形,纵梁诱导结构附近产生褶皱变形,且槽型诱导结构比盒型诱导结构更容易诱导纵梁产生褶皱变形。
- 2) 在前保险杠碰撞过程中,纵梁吸能过程主要开始于保险杠与吸能盒吸能结束之后,且纵梁是其组成部件中的主要吸能构件。
- 3) 前保险杠的碰撞力-时间曲线先从 0 增大至峰值后以波动的形式减小至 0,曲线波动是因前保险杠产生褶皱变形引起的。

### 参考文献:

- [1] 张海峰. 汽车保险杠系统抗撞性研究[D]. 北京:北京交通大学,2009.
- [2] BENSON D J, HALLQUIST J O, IGARASHI M, et al. Application of DYNA3D in large scale crashworthiness calculations[J]. Proceedings of ASME International Computers in Engineering Conf, 1985: 8-12.
- [3] 高彬. 汽车正面撞击的结构耐撞性研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2006.
- [4] 金信焜,葛如海. 重型汽车保险杠低速碰撞性能分析[J]. 交通信息与安全,2008,26(6): 143-146.
- [5] 杨艳庆,田晋跃. 汽车追尾碰撞保险杠结构的力学特性[J]. 现代交通技术,2009,6(5): 74-76.
- [6] HOSSEINIPOUR S J, DANESHI G H. Energy absorbtion and mean crushing load of thin-walled grooved tubes under axial compression[J]. Thin Walled Structures, 2003, 41(1): 31-46.
- [7] ZHANG C, SAIGAL A. Crash behavior of a 3D S-shape space frame structure[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2007, 191: 256-259.
- [8] ARSHIA PAKIZEHKAR, MIRHAMED SARKARFARSHI, ABOLFAZL MASOMI. Experimental and numerical investigation of

- grooved thin walled steel cylinders under axial compression[C]//ASME 2010, Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, 2010: 385–391.
- [9] ELMARAKBI A, FIELDING N, HADAVINIA H. Finite element simulation of the axial crush of thin-walled tubes with different cross-sections; vehicle/pole impact application[J]. International Journal of Vehicle Structures and Systems, 2011, 3(3): 154–160.
- [10] AHMED ELMARAKBI, YEE XIN LONG, JOHN MAC INTYRE. Crash analysis and energy absorption characteristics of S shaped longitudinal members[J]. Thin Walled Structures, 2013, 68(10): 65–74.
- [11] EMAMI R, MOGHADAM E S A, SOHRABI M. Crashworthiness optimization of thin walled cylindrical tubes with annular grooves under axial compression[J]. Advanced Materials Research, 2011, 463–464: 30–35.
- [12] ZHANG XIONG, ZHANG HUI. Energy absorption of multi-cell stub columns under axial compression[J]. Thin Walled Structure, 2013, 68(7): 156–163.
- [13] 周伶俐, 赵希禄. 反转螺旋型薄壁结构碰撞吸能特性的优化设计[J]. 机械工程学报, 2013, 49(11): 193–198.
- [14] 苏建, 王秋成. 汽车前纵梁薄壁结构碰撞仿真及优化设计研究[J]. 机电工程, 2014, 31(4): 470–500.
- [15] 程海根, 邹江娜. 用 LS-DYNA 仿真车-桥墩碰撞时角度对桥梁的影响[J]. 华东交通大学学报, 2013, 30(6): 19–24.
- [16] 王勖成. 有限单元法基本原理和数值方法[M]. 北京: 清华大学出版社, 1997: 443–461.
- [17] 魏显坤. 轿车保险杠吸能特性分析与试验研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2012.

## Dynamic Simulation and Analysis of Vehicle Bumper Collision

Tu Wenbing, He Haibin, Liu Leping, Luo Ya

(School of Mechatronics and Vehicle Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

**Abstract:** The front bumper is the main energy-absorbing component in the frontal impact, which, to a large extent, determines the crashworthiness and safety of a vehicle. Based on the large deformation and nonlinear contact of front bumper in the process of vehicle collision, the finite element model of front bumper (including bumper, energy-absorbing box and longitudinal beam) colliding with the rigid wall were established. The piecewise linear plastic material constitutive model and explicit dynamic finite element method were adopted to dynamically simulate the process of collision and the deformation, energy changes and impact force curve of bumper, energy-absorbing box and longitudinal beam were obtained. The simulation results are in good agreement with the experimental results, which verifies the correctness of the finite element model. The research results show that the inducing structure of slot type is easier to induce the fold deformation of longitudinal beam than that of the inducing structure of box type, and the impact force curve fluctuates with the fold deformation of longitudinal beam.

**Key words:** front bumper; finite element model; crashworthiness; explicit dynamics