

文章编号:1000-582X(2003)09-0064-05

## 微型客车正面碰撞仿真技术\*

胡玉梅<sup>1</sup>, 李晓红<sup>1</sup>, 邓兆祥<sup>1</sup>, 王欣<sup>1</sup>, 刘波<sup>2</sup>, 江万里<sup>2</sup>, 刘惊涛<sup>2</sup>

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044; 2. 重庆长安汽车股份有限公司技术中心, 重庆 400000)

**摘要:**面向实际工程应用, 聚焦于微型客车计算机正面碰撞仿真分析所面临的关键技术难点, 探讨了单元尺寸大小、网格分布状况、时间步长等主要因素对模拟计算时间和精度的影响。并对汽车各部件在正面碰撞计算机仿真计算中的建模策略和处理方式进行了深入研究, 实现了在微机上用单 CPU 分析软件以 8 h 完成对某微型客车汽车的正面碰撞历程的度仿真分析, 整车及主要吸能部件的变形过程及模式、典型测点的加速度时间历程等均与实车碰撞实验结果吻合良好, 达到了工程精度要求, 满足了汽车生产企业对提高汽车被动安全性的急需。

**关键词:**正面碰撞; 动态显式非线性有限元技术; 计算机模拟

**中图分类号:**U461.91

**文献标识码:**A

虽然汽车正面碰撞的计算机仿真分析与结构耐撞性优化设计, 在国内外都早已得到关注和研究, 尤其是国外有很多研究文献发表, 但由于汽车碰撞模拟分析理论较复杂, 为非线性显式动力学, 导致仿真分析难度较高。为了达到足够的模拟精度和详细的分析结果, 国外在这方面的研究(如法国的 MECALOG 公司)大多是基于多 CPU 的工作站和多 CPU 的并行分析软件, 其仿真模型的规模往往相当大, 少则几十万元, 多则上百万万元, 对硬件设备的要求较高, 求解时间较长, 加之国外在 4 个以上 CPU 软件方面对我国的技术封锁, 我国在汽车耐撞性模拟技术上与国外还有相当大的差距。本文结合国内计算机仿真分析的软硬件资源情况, 面向实际工程应用, 着重研究了汽车正面碰撞仿真分析所面临的关键技术难点, 以满足汽车生产企业对提高汽车被动安全性的急需。

### 1 影响仿真模拟效果的因素

基于动态显式非线性有限元分析的计算机仿真, 与隐式算法不同, 其算法并非无条件稳定, 包括由简化单元计算使用的单点高斯积分引起的沙漏模态与应力波传递带来的数值震荡均需进行有效控制, 同时, 显式积分的稳定性还受临界时间步长的控制。为了确保仿真模拟的有

效性, 有必要探讨网格单元尺寸大小、分布状况、时间步长和摩擦等因素对仿真模拟效果的影响规律。

#### 1.1 单元尺寸的影响

单元尺寸主要影响压塌模式和极限时间步长。越小的单元尺寸对压塌变形的表达越真实, 过粗的网格则会导致失真的结果。但越小的单元尺寸要求的时间步长越小, 因而导致计算时间的增加。因此, 在汽车碰撞仿真计算中, 应在确保正确表达压塌变形的前提下, 尽可能选择大的单元尺寸。

已有文献对车身用薄壁直梁件的研究表明, 沿轴向碰撞的直梁结构在局部失稳后将产生压塌失效过程, 在该过程中, 直梁的边会沿着半径为  $r$  的圆弧形曲线逐渐折叠, 根据 Werzbicki<sup>[1]</sup> 对薄壁直梁件的研究, 平均的折叠半径近似为:

$$r = 0.72C^{1/3}t^{2/3} \quad (1)$$

$C$  是截面的宽度,  $t$  是壁厚。为了充分描述出结构在碰撞过程中的折叠变形, 单元的尺寸应该小于折叠圆弧长的一半, 即单元边长:

$$l < 0.5\pi r \quad (2)$$

本文参考“长安之星”客车纵梁吸能段的结构, 模拟了某刚性墙(200 mm × 200 mm, 质量 300 kg)与长度为 240 mm, 板厚为 2.0 mm, 截面宽度为 100 mm × 80 mm

\* 收稿日期:2003-06-01

作者简介:胡玉梅(1964-), 女, 副教授, 博士, 主要研究方向为:车辆现代结构强度分析与设计、多物理场仿真模拟, 汽车碰撞仿真模拟与结构耐撞性设计。

的薄壁直梁件的碰撞。在对薄壁直梁件进行单元划分时,根据以上计算公式(1)和(2),单元的边长应小于 7.74 mm,此值应是对薄壁直梁件进行单元划分时单元边长的限定值。仿真模拟中单元边长的分别取为 13 mm ×

16.67 mm(见图 1)、8 mm × 10 mm(见图 2)、6.6 mm × 8.33 mm(见图 3)和 5 mm × 6.25 mm(见图 4),四种不同单元尺寸划分的薄壁直梁件在碰撞发生 10 ms、20 ms、30 ms 时的仿真结果如图 1 - 4 所示。

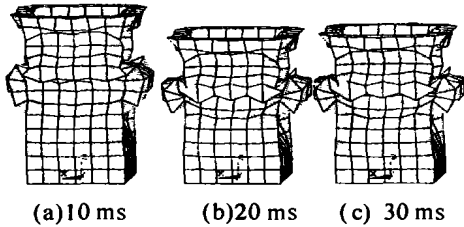


图 1 薄壁直梁 13 × 16.67 网格碰撞示意图

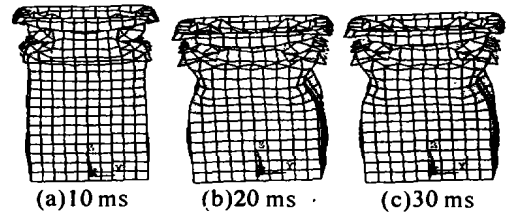


图 2 薄壁直梁 8 × 10 网格碰撞示意图

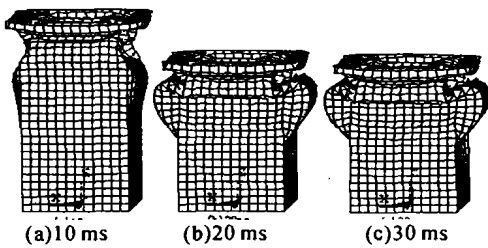


图 3 薄壁直梁 6.6 × 8.33 网格碰撞示意图

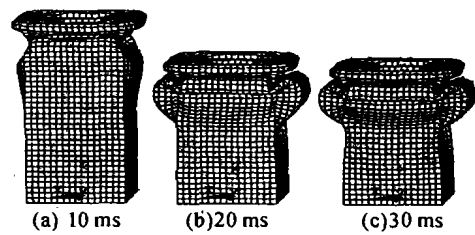


图 4 薄壁直梁 5 × 6.25 网格碰撞示意图

分析和比较图 1 - 4 的仿真结果可以看出:

图 1 中的单元由于其边长远远大于其限定值,没有很好地描述出结构在碰撞过程中的折叠变形;图 2 中的单元由于有一边的边长接近其限定值,它所描述的结构在碰撞过程中的折叠变形与真实情况有所靠近;图 3 中的单元由于有一边的边长接近其限定值,而另一边的边长小于其限定值,它所描述的结构在碰撞过程中的折叠变形已接近真实情况;图 4 中的单元由于两边的边长均小于其限定值,它所描述的结构在碰撞过程中的折叠变形已相当接近真实情况。同时还可以看出,图 3 和图 4 中单元的边长由于均接近或小于其限定值,都比较好地描述了结构在碰撞过程中的折叠变形。

以上分析说明:小的单元比较容易捕捉到结构碰撞中产生的小“皱褶”,模拟的结构也越精细,而粗网格单元刚性较强,模拟变形量相对较小。因此,在对汽车正面碰撞进行模拟仿真时,其主要吸能段——纵梁的单元边长的限定值应根据纵梁的截面宽度公式(1)和(2)来确定。

单元边长的大小除影响对真实变形的模拟程度外,还对显式积分的稳定性和整个计算的时间长短有影响。ANSYS/LS - DYNA3D 中每一时刻的积分时间步长由当前构形的稳定性条件控制,其算法是:

先计算每一个单元的极限时间步长  $\nabla t_{i_n}, i = 1, 2, \dots$  (显式中心差分法稳定性条件允许的最大时间步长),则下一步时间步长  $\nabla t$  取其极小值,即:

$$\nabla t = \min(\nabla t_{e_1}, \nabla t_{e_2}, \dots, \nabla t_{e_m}) \quad (3)$$

各种单元的极限时间步长采用不同的算法,但它们与材料中的声速和单元的特征长度关系密切,而在碰撞模拟过程中由于变形、皱褶,单元的特征长度是不断变化的,所以时间步长就随着相应变化,从表 1 中可看出碰撞过程中极限时间步长的变化情况。单元尺寸越小,随着计算的进行,极限时间步长明显减小,最后一步约是第一步的 2/3。而极限时间步长越小,计算同样规模所需的单元总数就越多,计算所耗费的时间就越多。表 2 表明在 HPC200 型小型工作站上,不同的网格密度中的计算机资源消耗情况,可以看出,随着单元数的增加,计算时间大大增加。

表 1 计算过程时间步长变化统计表

网格方案 /(mm × mm)	起始步长 /s	终了步长 /s	计算时步数
20 × 25	3.33E - 06	2.11E - 06	12 427
13 × 17	2.22E - 06	1.45E - 06	22 284
8 × 10	1.67E - 06	9.95E - 07	33 127
7 × 8	1.11E - 06	6.48E - 07	51 422
5 × 6	8.34E - 07	4.40E - 07	76 121

表2 不同网格划分时 CPU 资源统计表

网格方案 (mm × mm)	节点数	模型 单元数	CPU 时间消耗 /s			
			单元 计算	接触 时间	其它	总计
20 × 25	238	217	40	13	2	55
13 × 17	446	417	114	28	6	148
8 × 10	904	865	329	95	10	434
7 × 8	1498	1891	1124	287	16	1427
5 × 6	3532	3457	3067	759	32	3858

在进行碰撞计算时,特别是对于汽车碰撞这样一个结构复杂、规模庞大的仿真过程,不可能为了追求计算精度而过分地细化单元,由此导致的对计算时间的需求可能是成百上千小时,这是不现实的。因此,在对汽车碰撞过程进行仿真模拟时,很关键的一步是要对汽车复杂的结构进行合理的简化处理,它直接关系到仿真过程能否继续下去。

然而,还不能简单地以模型中单元最小的极限时间步长作为整体步长,这是因为在碰撞变形扭曲后,某些单元会发生畸形变形,使其特征长度及相应时间步长急剧减小,导致计算时间急剧增加,使仿真分析几乎不可进行,一般必须由人工设定初始计算时间步长。初始时间步长的设定应以模型网格划分情况为依据,以最小单元极限时间步长为参考,一般取在  $10^{-8} \sim 10^{-6}$ s 之间。如果模型计算的时间步长过小,就有必要使用质量缩放。当使用质量缩放时,单元的密度就被调整以达到用户所规定的时间步长。例如,由壳单元的极限时间步长计算公式

$$\Delta t_c = \frac{L_s}{c} = \frac{L_s}{\sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}} \quad (4)$$

可知,当指定最小时间步长  $\Delta t_c$  时,相应单元的材料密度应调整为

$$\rho = \frac{(\Delta t_c)^2 E}{L_s^2(1-\nu^2)} \quad (5)$$

式中  $C$  为材料中的声速,  $E$  为材料的弹性模量,  $L_s$  为单元的特征长度,  $\nu$  为材料泊松比。

质量缩放修改了材料密度,必然会改变(通常是增加)模型的质量,质心位置也会变化。但如果使用恰当,少量质量误差相对于它所节省的 CPU 时间也是值得的。同时应注意,不能对模型增加过多的质量,它将对整车惯性发生显著的影响。为此,在进行单元网格划分和人为设置极限时间步长时,应两者皆顾,既要使计算时间切实可行,又不至于增加太多的模型质量(一般应小于 5%)。

## 2.2 网格密度分布对吸能结构变形模式的影响

在对汽车碰撞进行模拟仿真时,为了有效控制模型规模和求解所需的 CPU 时间并保证一定的计算精度,对汽车各部件应根据它们对碰撞过程的贡献大小而采用不同的网格密度进行划分。这就存在一个单元粗细网格的过度问题,特别是作为汽车主要吸能结构的前纵梁,网格密度分布对其变形模式有重要影响。

如图 5 所示为研究前纵梁网格密度分布对其变形模式影响而采用的一方形梁的碰撞模拟结果。其中的单元网格划分为:(a) 上部精细,下部粗糙;(b) 上部粗糙,下部精细;(c) 用足够细的网格统一划分。由图可见,在同样的边界条件和初始条件下,不同密度分布产生了不同变形情况,其中(c) 由于用了足够细的网格其分析结果是可信的,而(a) 和(b) 都试图用比较小的单元规模获得方形梁在碰撞过程中的变形模式。计算结果表明(a) 比较成功,但(b) 却失败了。其原因在于不同的网格密度对能量的吸收情况不同,细网格计算内能偏小,刚性较弱,在相同的受力条件下,将比粗网格区先进入屈服压塌状态。因此,在对汽车进行碰撞模拟分析时,要对模型中单元网格疏密进行仔细安排,尤其是前纵梁的网格密度要谨慎,必须充分考虑碰撞中的受力分布情况,以免由于人为的单元划分影响模拟结果的真实性。

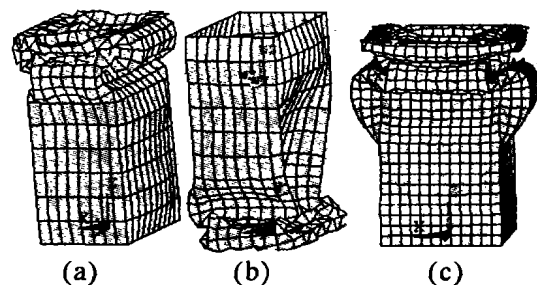


图5 网格密度分布对仿真结果的影响

## 3 “长安之星”客车有限元模型的建立

汽车结构部件大部分都是由薄壳板冲压而成,在汽车耐撞性分析中最常用的单元是三维薄壳单元,仅用到少量的梁单元和体单元。其中 Belyschko - Lin - Tsay 是一种经典的薄壳单元沙漏控制算法,而且单元计算所需时间少,由于整车模型复杂,单元数多,使用此单元可减少计算时间,同时保证足够的精度。但 Belyschko - Lin - Tsay 单元在处理单元过度翘曲时计算精度下降,因此对纵梁前段发生急剧折叠的部分采用计算所需时间稍长,用处理单元翘曲能力强的 Hughes - Liu 薄壳单元,可实现对变形及吸能的真实模拟。车身则可全部采用 Belyschko - Lin - Tsay 薄壳

单元来划分。发动机和变速器作为大质量物体在碰撞中变形很小,这些部件对整车碰撞的性能的影响体现在其所提供的惯性上,在建模时,采用实体单元进行划分,通过其密度参数表示出质量分布;前轮由于参与了变形吸能,以壳单元模拟前轮外形,以充气轮胎静刚度为参考赋予相应弹性模量和单元厚度。汽车的后部由于在碰撞过程中,变形较小,其网格尺寸可较大,以减小求解规模。为了反映碰撞所产生的应力波在结构部件内的传递,汽车后部考虑为弹性材料。其它部件如座椅、内饰件、水箱、油箱等则处理成质量单元来模拟它们的质量和位置对整个碰撞过程的影响。各部件间的连接采用适当强度与刚度的 Hughes - Liu 梁单元进行模拟。由于质量块的惯性对整车碰撞性能有着直接的影响,因此连接件参数的选取应保证其能模拟实际中连接件的弹性变形的状态。整个有限元模型如图 6 所示,模型中单元总数和节点总数均为 2 万左右,基本上满足工程实际要求以最快的速度且满足一定精度的条件下给出结果的需要。

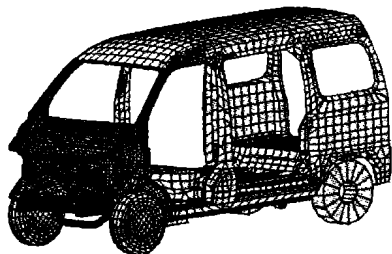


图 6 SC6350 正面碰撞仿真有限元模型

#### 4 动态仿真结果与实验结果的对比

模拟中整车与刚性墙碰撞时刻的速度为 48 km/h (13.33 m/s),碰撞接触算法采用自动单面滑移接触算法,计算中采用了质量缩放,经反复试算认为将时间步长取为  $3.6 \times 10^{-7}$  s 比较恰当,此时在 P4 微机上模拟整车碰撞 80 ms 时间历程所需的时间约为 8 h,质量增加不足 2.354%,满足 LS - DYNA 程序关于质量缩放的要求。整车在仿真終了 70 ms 时的变形如图 7 所示,其实车碰撞结果如图 8 所示。

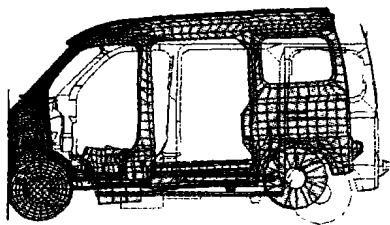


图 7 动态仿真结果

从图中可看出,整车前纵梁及前围发生较大的塑性变形,而整个驾驶室门框仅发生轻微的塑性变形,说明驾驶室门框在碰撞事故中有足够的强度和刚度,确

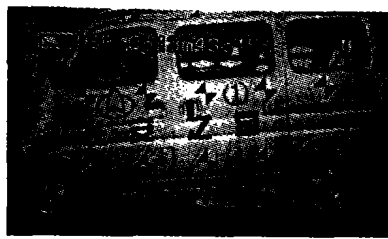


图 8 实验结果的对比

保车门在碰撞事故后顺利打开;车身顶部有少量弹性变形。由于碰撞时汽车与刚性墙的作用力的合力并未经过整车的质心,而是低于质心,因此整车在碰撞快结束时车身后部向上倾斜。

##### 4.1 变形分析

图 9 表示出了纵梁碰撞终了的变形和左右纵梁上某对应的一点时间历程曲线,从图上可以看出纵梁大约有 310 mm 参加了大变形,在约 30 ms 左右变形已达到最大值,其变形量是 215 mm,此后略有回弹,到 56 ms 时已基本稳定,此时碰撞后纵梁的塑性变形约为 205 mm,此值与试验碰撞后纵梁的塑性变形量 209 mm 很接近。同时从图上可以看出,左右纵梁相对应点的时间历程曲线略有差别,这主要是因为该车的结构并非完全对称所致。

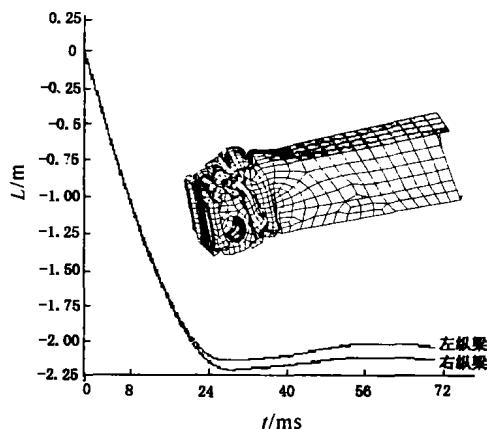


图 9 纵梁压缩变形位移图

##### 4.2 加速度分析

在交通事故中,加速度的大小直接影响乘员在碰撞过程中所受的载荷大小,是衡量汽车碰撞性能的受伤程度,是模拟分析的一个重点内容。

在实车碰撞试验中,记录了车身右防火墙、身左 B 柱下端及后地板中部等三个位置的加速度曲线,在进行有限元模拟时也相应记录了该三个位置的加速度曲线,并且把模拟曲线和试验曲线一起表示在图 10 到 12 中。由图中各曲线的对比可以看出,计算机仿真曲线与试验记录曲线的峰值与波形变化趋势能够很好地吻合,说明仿真结果是有效和可靠的。

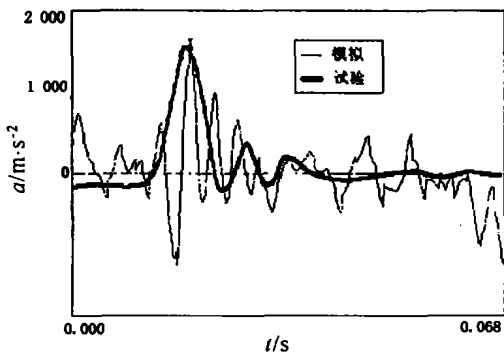


图10 汽车右防火墙加速度时间历程对比线曲线

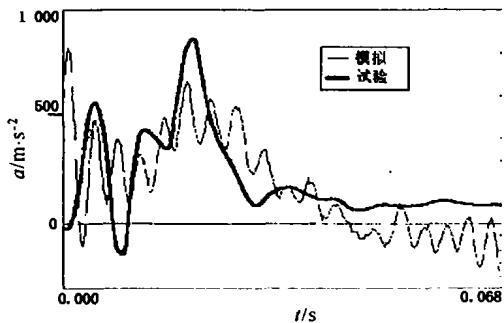


图11 汽车左B柱加速度时间历程对比曲线

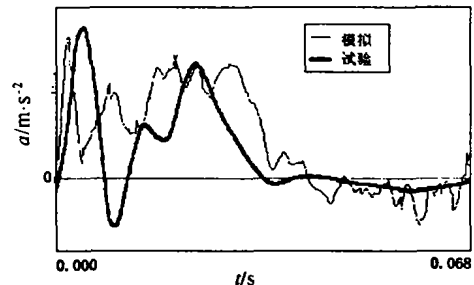


图12 汽车后地板加速度时间历程对比曲线

## 5 结论

通过以上对 SC6350 汽车正面碰撞的有限元模拟,并通过与实验结果对比,本文有以下结论:

a) “长安之星”客车正面碰撞历程的仿真结果与实验结果吻合良好,说明本文的建模方式、控制参数选择是正确的,较好地解决了在硬件条件有限的情况下计算精度与计算时间的矛盾。

b) 本文在模拟过程中所作的简化是恰当、可行的,所建立的有限元模型是正确的,其单元类型的选择、单元大小的确定是合理的,对其中的边界条件、约束条件的处理是正确的,在分析计算的过程中所取沙漏控制系数、时间步长等参数是恰当的。

c) 将客车车身处理为柔体并适当划分有限元网格,其它不变形构件处理为刚体或质量单元并适当考虑与车体的连接刚度,可以把客车碰撞仿真的解算规模控制在较小范围并有足够的精度。

## 参考文献:

- [1] WIERZBICKI T, ABRAMOWICZ W. On the crashing mechanics of thin-walled structures [J]. Journal of Applied Mechanics, 1983, 50: 727-734.
- [2] 中华人民共和国机械局. CMVDR294 关于正面碰撞乘员保护的设计规则[M]. 北京:机械工业出版社, 1999.
- [3] TOSHIKI SAKURAI. Application of Finite Element Analysis of Structural Crashworthiness for Body Design Stage [J]. 1989. SAE891225.
- [4] PICKETT A K. Optimization of the Crashworthiness of a Passenger Car Using Iterative Simulations [J]. 1993: SAE 931977.
- [5] 贾宏波, 黄金陵. 汽车车身碰撞建模影响因素的研究 [J]. 汽车技术, 1998, (1): 12-15.
- [6] 钟志华, 郭正康. 汽车抗碰撞分析中的摩擦力计算 [J]. 汽车工程, 1993, (6): 329-334.
- [7] 马永春, 陈思忠. 非承载式车身正面碰撞的数值分析 [J]. 汽车工程, 2000, 22(2): 82-84.
- [8] The Crash Analysis of a Passenger Vehicle Under Differing Frontal Crash Conditions [J]. 1993: SAE932910.
- [9] 蒋友谅. 非线性有限元法 [M]. 北京:北京工业大学出版社, 1988.
- [10] 乔纳斯 A. 朱卡斯. 碰撞动力学 [M]. 张志云, 丁世用, 魏传忠 译. 北京:兵器工业出版社, 1989.

## Numerical Analysis Techniques Research for Minicar Front Crash

HU Yu-mei<sup>1</sup>, LI Xiao-hong<sup>1</sup>, DENG Zhao-xiang<sup>1</sup>, WANG Xin<sup>1</sup>,  
LIU Bo<sup>2</sup>, JIANG Wan-li<sup>2</sup>, LIU Jing-tao<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China;  
2. Chang'an Automotive Stock Company Technology Center, Chongqing 400000, China)

**Abstract:** To satisfy the engineering requirement, this paper focuses on the key technique problems of mini-car front crash simulation. The main factors affecting the efficiency and precision in car crash worthiness simulation including the dimension of elements, grid density and its distribution, limit time step, interface friction and also car parts modeling strategies are discussed. By basing these investigation, we simulate a car impact into a rigid wall at the cost of seven hours CPU time on an ordinary computer and the distortion modes of the overall car. The main energy absorb parts and the typical test point acceleration time course are coincide with the real car crash test. The engineering precision request, efficiency are achieved and the contradiction of simulation precision is overcome.

**Key words:** frontal impact; explicit FEM; crash worthiness

(编辑 张小强)