

Lightweight Design of Automobile Bumper System and Crashworthiness analysis Based on Dent-Resistance

Yan Zhang, Xinming Lai, Ping Zhu, Xinhua Liang

Shanghai Jiao Tong University

Abstract: Automobile body lightweighting and crashworthiness are two important objectives of car body design. In this paper, based on the shallow shell theory, the expression of indentation stiffness of double curved shallow shell is drawn under the concentrated load condition. The critical loads resulting in the local trivial dent in the center of the shallow shell is regarded as the important index for the lightweight of the automobile parts. This rule is applied to the lightweight design of bumper system by using high strength steel instead of mild strength steel. The crashworthiness simulation of the lightweight part proves the validity of the light weighting process.

Keywords: shallow shell, indentation stiffness, lightweight, crashworthiness, bumper.

基于抗凹性准则的轿车保险杠轻量化设计 及耐撞性分析

张彦 来新民 朱平 梁新华

(上海交通大学机械与动力工程学院, 上海 200030)

摘要: 本文基于扁壳理论推导了在集中载荷作用下, 双曲扁壳的抗凹刚度的表达形式。根据扁壳中心局部产生微凹痕的临界外载荷作为汽车零件在轻量化过程中的一项重要指标。按照该项指标, 对保险杠横杠原先使用的低碳钢材料通过高强度钢材料进行替代, 实现了轻量化目标。并通过仿真分析, 验证了轻量化零件的耐撞性。

关键词: 扁壳理论, 抗凹刚度, 轻量化, 耐撞性, 保险杠。

1. 引言

近年来, 世界汽车保有量与日俱增, 正以越来越大的影响力改变着人们的工作和生活, 但随之而来世界汽车工业面临着能源短缺、环境污染等一系列问题也日益突出。我国明确提出要大力发展汽车工业, 随着我国汽车工业的大力发展, 也将面临着上述问题。世界铝业协会提出的报告指出, 轿车每减重 10%, 油耗可以降低 6%--8%。因此, 减轻汽车自身重量是节约能源和提高燃料经济性的基本途径之一。

汽车轻量化有两大途径, 一是汽车结构的轻量化设计, 通过改进汽车结构, 使部件薄壁化、中空化, 小型化及复合化达到轻量化目的; 二是使用轻量化材料, 通过采用轻量化的金属和非金属材料, 主要是采用高强度钢材、铝镁合金, 工程塑料和各种复合材料进行汽车轻量化设计。汽车轻量化应保证汽车整体性能不受影响为前提。随着公众和法规对汽车安全性要求的日益提高, 在汽车的轻量化设计与制造中, 汽车结构的耐撞性和安全性是先决条件。

高强度钢板用于汽车车身代替传统低碳钢钢板, 可以减薄零件, 减少车辆自重, 提高零件的疲劳强度, 提高汽车表面件的抗凹陷性和能量吸收能力, 改善汽车的变形特性。与铝、镁、复合材料等相比, 高强度钢板的原料与制造价格较低, 经济性较好, 可以利用现有的汽车生产

线，其成形、焊接、装配、油漆等系统的改变不大，可以节省设备投资。

在汽车工业中，汽车外壳是由若干块覆盖件组合而成，把覆盖件受外部载荷作用时抵抗凹陷挠曲及局部凹痕变形而保持形状的能力，称为抗凹性。覆盖件的抗凹性是汽车覆盖件的一项非常重要的质量指标，深受用户关注。因此，在设计制造阶段必须对覆盖件的抗凹刚度进行检验评估，常用以下几种方法：

1. 一定外载荷 P 作用时产生的凹陷挠曲位移 f_p 的大小。
2. 产生一定凹陷挠曲位移 f 时的外载荷 P_f 的大小。
3. 外载荷作用时载荷—位移曲线的斜率。

本文将通过第二种方法，基于扁壳理论推导出在集中载荷作用下，双曲扁壳的抗凹刚度，并根据扁壳中心局部产生微凹痕的临界外载荷作为汽车零件抗凹性的评估指标。并将该指标用于汽车零件的轻量化设计，将原用低碳钢材料替换为高强度钢材料。并对轻量化后的零件的耐撞性进行了分析。

1. 抗凹性准则的建立

中面为曲面的薄壳结构一般可以定义为三个几何特征量，即厚度 h 、中面尺寸 L 和曲率半径 r 。如果 $h/r \ll 1$ 时称之为壳体；如尚有 $h/L \ll 1$ ，则称之为薄壳；再附加 $L/r \ll 1$ 则称之为扁薄壳，简称为扁壳。

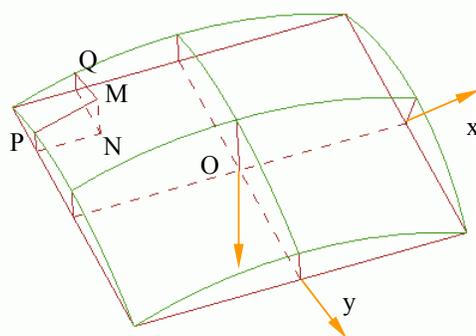


图 1 双曲扁壳

如图 1 所示，扁壳底面为 xy 平面， M 为扁壳中面的任意一点，过此点做平行于坐标面的两平面 PMN 和 QMN ， PM 和 QM 就是这两个平面与中面相交所得的曲线。一般而言 PM 和 QM 并不互相垂直，但是考虑到壳体中面的扁平性，可以近似地认为它们互相垂直，同时，垂直于 xy 平面的直线 MN 就是壳体中面的法线。可以将 PM 和 QM 视为相应的 α 坐标和 β 坐标线。这意味着可以忽略扁壳的正交曲线坐标 $\alpha\beta\gamma$ 与直角坐标 xyz 的差别。扁壳中面上任意一点 M 的高为 z ，中面方程可以表示为

$$z = F(x, y) \quad (1)$$

由于此曲面和中面相差不大，因此假定

$$\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)^2 \ll 1 \quad \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)^2 \ll 1 \quad \left|\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)\left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)\right| \ll 1 \quad (2)$$

中面曲率和扭率可以近似为：

$$k_x = -\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \quad k_y = -\frac{\partial^2 z}{\partial y^2} \quad k_{xy} = -\frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y} \quad (3)$$

中面沿 α 和 β 方向的 Lamé 系数化为:

$$A = \frac{ds_1}{d\alpha} = \frac{dx}{dx} = 1 \quad B = \frac{ds_2}{d\beta} = \frac{dy}{dy} = 1 \quad (4)$$

考虑受 z 向集中载荷力 P 作用下的扁壳的平衡微分方程为 (不考虑横向剪力对纵向平衡的影响):

$$\begin{aligned} \frac{\partial N_1}{\partial x} + \frac{\partial S}{\partial y} &= 0 \quad \frac{\partial N_2}{\partial y} + \frac{\partial S}{\partial x} = 0 \\ -(k_x N_1 + k_y N_2) + \frac{\partial Q_1}{\partial x} + \frac{\partial Q_2}{\partial y} + P\delta(0,0) &= 0 \\ Q_1 &= \frac{\partial M_{12}}{\partial y} + \frac{\partial M_1}{\partial x} \quad Q_2 = \frac{\partial M_{12}}{\partial x} + \frac{\partial M_2}{\partial y} \end{aligned} \quad (5)$$

其中 $\delta(0,0)$ 为 Dirac- δ 函数。

薄壳的变形协调方程为:

$$\nabla^2(N_1 + N_2) - Et\nabla_k^2 w = 0 \quad (6)$$

其中

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$$

$$\nabla_k^2 = k_x \frac{\partial^2}{\partial x^2} + k_y \frac{\partial^2}{\partial y^2}$$

并且将弯矩 M_1, M_2 和扭矩 M_{12} 以横向位移 w 表示, 最后得到扁壳在横向集中力作用下的基本方程为:

$$\begin{aligned} D\nabla^2\nabla^2 w + (k_x N_1 + k_y N_2) &= P\delta(0,0) \\ \nabla^2(N_1 + N_2) - Et\nabla_k^2 w &= 0 \\ \frac{\partial^2 N_1}{\partial x^2} &= \frac{\partial^2 N_2}{\partial y^2} \end{aligned} \quad (7)$$

上式中 N_1, N_2 分别为扁壳在 x, y 截面上的薄膜力, D 是扁壳的弯曲刚度。求解上述扁壳方程非常困难。根据实际情况, 对于一般的汽车覆盖件, 在受到集中载荷力 P 作用时, 凹陷只集中在载荷 P 周围不大的区域。因此本文采用文献[5]提出的假设为无限大扁壳问题来处理。由于 w, N_1 和 N_2 以 x 和 y 轴对称, 在无穷远处 w, N_1 和 N_2 的各阶导数趋于零。对方程式 (7) 进行傅立叶积分变换, 得到:

$$\begin{aligned} D(\xi^2 + \eta^2)\hat{w} + (k_x \hat{N}_1 + k_y \hat{N}_2) &= P \\ (\xi^2 + \eta^2)(\hat{N}_1 + \hat{N}_2) - Et(k_y \xi^2 + k_x \eta^2)\hat{w} &= 0 \\ \xi^2 \hat{N}_1 &= \eta^2 \hat{N}_2 \end{aligned} \quad (8)$$

其中:

$$\begin{aligned}
& \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} P \delta(0,0) e^{-i\xi x} e^{-i\eta y} dx dy = P \\
& \hat{w} = 4 \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} w \cos(\xi x) \cos(\eta y) dx dy \\
& \hat{N}_1 = 4 \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} N_1 \cos(\xi x) \cos(\eta y) dx dy \\
& \hat{N}_2 = 4 \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} N_2 \cos(\xi x) \cos(\eta y) dx dy
\end{aligned} \tag{9}$$

由方程式 (8) 求解得到 \hat{w} ，然后再进行积分反变换，并将 ξ, η 换成极坐标形式，可以得到 w 的极坐标积分表达式为：

$$w = \frac{P}{\pi^2 D} \int_0^{\pi/2} \int_0^{\infty} \frac{\rho \cos(\rho x \cos \theta) \cos(\rho y \sin \theta)}{\rho^4 + \frac{12}{t^2} (k_x \cos^2 \theta + k_y \sin^2 \theta)^2} d\rho d\theta \tag{10}$$

在方程式 (9) 中令 $x=0, y=0$ ，可以得到矩形双曲扁壳在中心处集中载荷 P 和挠度 f_p 的关系为：

$$P = \frac{4Et^2 \sqrt{k_x k_y}}{(1-\mu^2)\sqrt{3}} f_p \tag{11}$$

最后得到扁壳的抗凹性刚度 K 为：

$$K = \frac{P}{f_p} = \frac{4Et^2 \sqrt{k_x k_y}}{(1-\mu^2)\sqrt{3}} \tag{12}$$

方程式 (12) 综合反映了双曲扁壳覆盖件抗凹性刚度与各影响因素（包括材料特性方面与覆盖件的几何参数方面）之间的关系，可以用于指导设计、选材和制造。

长期以来，人们一直试图建立覆盖件局部凹痕抗力定量评估指标，在试验基础上提出了许多实验公式。其中 J. A. Dicellello 等学者根据双曲扁壳覆盖件的大量局部凹陷抗力试验结果，给出了反映厚度 t 、屈服应力 σ_s 及基本抗凹刚度 K 与产生可见凹痕的最小能量（外力功） W 之间的定量关系^[8]：

$$W = C \frac{\sigma_s^2 t^4}{K} \tag{13}$$

式中 C 是比例常数。定义中心产生局部凹痕的临界载荷 P_{cr} 为评估指标，通过方程式 (12) 和 (13) 可以得到：

$$P_{cr} = C \sigma_s t^2 \tag{14}$$

从方程式 (14) 可以看出，临界载荷 P_{cr} 与屈服应力和零件的厚度有着密切的关系。

2. 实例与耐撞性分析

3.1 整车有限元模型的建立与碰撞仿真分析

本文以由轿车改型的某款乘用车为原型，建立了详细的多用途汽车碰撞有限元模型，图 2 为该车的整车有限元模型。为了确保有限元建模的正确性与仿真计算的效率，采用了以下措施：

1. 由于进行正面碰撞仿真分析，采用车身前部单元划分较密集，中后部较稀疏布置单元网格密度。
2. 对四边形壳单元和六面体固体单元采用带有沙漏控制的缩减积分方案，提高仿真效率。
3. 通过网格划分技术和质量缩放技术保证最小单元的特征长度以提高显式有限元的时间步长，提高仿真效率。
4. 对于使用钢材料的零件，分析中采用含 Cowper—Symonds 应变率项的材料本构模型。
5. 针对汽车碰撞过程中接触的复杂性，采用自动单面接触的接触算法。
6. 使用具有失效约束（考虑了拉伸与剪切耦合）的点焊单元来模拟汽车零部件之间的点焊连接。

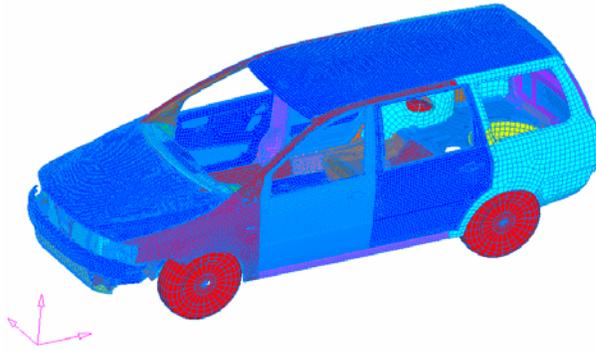


图 2 汽车整车有限元模型

仿真分析所用的软件为著名的显式动力有限元软件 LS-DYNA950。按照国家碰撞法规 CMVDR294 的要求，模拟该车以 50km/s 的初速度正面撞击刚性墙。该车在清华大学汽车碰撞实验室进行了实车碰撞试验。通过对 0.1 秒内左侧 A 柱下端的加速度历程的比较，仿真结果与试验结果是比较吻合的。总体看来，实车试验的结果验证了仿真模型的正确性，为下一步进行该车的轻量化与优化设计奠定了基础。

3.2 保险杠轻量化设计与耐撞性分析

20 世纪 90 年代以来，为了使汽车用材达到高效、节能、减重、防腐、减振的目的，研究人员开发了一系列特殊性能的钢材。高强度钢板的应用是减小车辆自身质量的有效措施之一。但在减薄的同时，必须保证零件的各种性能。在汽车碰撞过程中，汽车前部零件是主要的吸能零件，设计时要保证汽车前部零件在碰撞过程中能够把汽车碰撞前的动能基本吸收掉而不影响到乘员的安全。

为了减轻该车的车身重量，可以将某些车身零件的材料由普通低碳钢代替为高强度钢，同时改变钢板的厚度。为了保证在材料更换后整个车身的强度和耐撞性能不会降低，需要保证更换材料后的车身零件的强度和吸能不会降低。本文以该小客车的前保险杠为例，根据零件在改变不同材料时，但保持零件的抗凹性为准则进行轻量化分析。保险杠原用低碳钢材料和拟替换的某种高强度钢材料的特性见表一。

表 1 高强度钢板与普通低碳钢主要材料性能比较

材质	密度 (g/cm ³)	弹性模量 (Gpa)	泊松比	屈服极限 (MPa)
低碳钢	7.8	210	0.3	166
高强钢	7.8	210	0.3	220

保险杠在原用低碳钢材料时的抗凹性指标为：

$$P_{cr1} = C_1 \sigma_{s1} t_1^2 \quad (15)$$

使用高强度后，不考虑改变保险杠的形状，并保持原有的抗凹性能，仅改变其厚度则可以得到替换材料后的厚度 t_2 为：

$$t_2 = \sqrt{\frac{C_1 \sigma_{s1}}{C_2 \sigma_{s2}}} t_1 \quad (16)$$

原先保险杠横杠的厚度是 1.8mm，通过方程式 (16) 的计算，得到了使用高强度钢后的保险杠的厚度为 1.54mm，使保险杠横杠的重量减轻了约 15%。并放入整车有限元模型中重新进行耐撞性仿真分析。图 3 是使用高强度钢材料的保险杠的变形过程图。

通过仿真分析，两种情况下保险杠的变形情况很相像，都是在保险杠横杠中部出现了塑性铰和拉伸塑性变形。图 4 所示为两种情况下保险杠横杠在碰撞过程中的吸能随时间的变化，图 5 所示为两种情况下保险杠托架在碰撞过程中的吸能随时间的变化。可以看出，两种情况下保险杠横杠吸能差别很小，在整个碰撞过程结束时二者仅相差 4.1%。而两种情况下保险杠托架吸能差别也很小，在碰撞过程结束时二者仅相差 4.4%。这说明按照基于本文提出的抗凹性指标进行推断钢板减薄量是可行的。

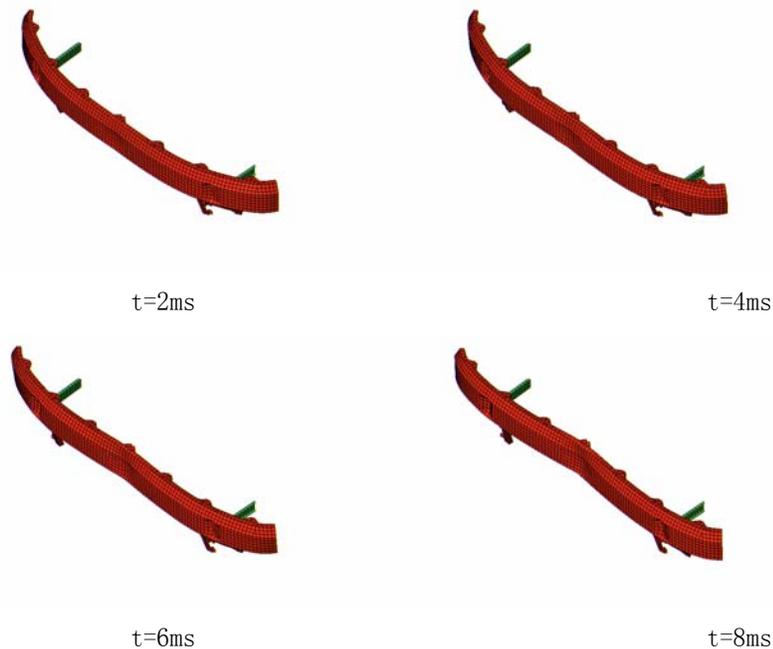


图 3 保险杠的变形过程（材料为高强钢）

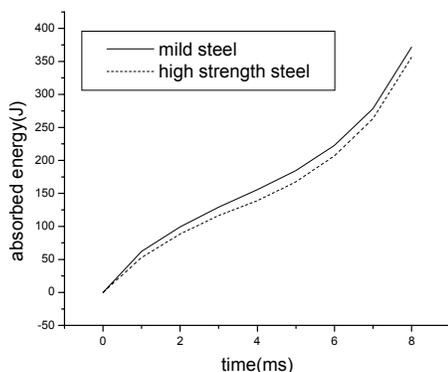


图 4 保险杠横杠的碰撞吸能时间历程

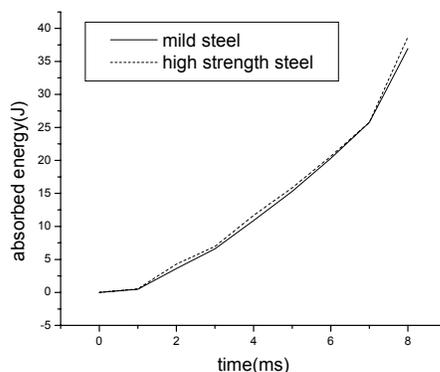


图 5 保险杠托架的碰撞吸能时间历程

3. 结论

本文针对汽车上小曲率的扁平薄板类零件的抗凹性能，提出了该类零件在集中载荷作用下的抗凹刚度。并将扁壳中心局部产生微凹痕的临界外载荷作为汽车扁平薄板类零件在轻量化过程中的一项重要指标。在使用高强度钢材材料替换原先使用低碳钢材料的保险杠设计中，把它作为重要指标进行了轻量化设计，并对轻量化后的零件进行了耐撞性仿真，验证了该方法的可行性。

参考文献

1. Yuxuan Li, Zhongqin Lin, Aiqin Jiang, Guanlong Chen. Use of high strength steel sheet for lightweight and crashworthy car body. *Materials and Design*, Vol 24 (2003): 177—182.
2. M. A. McCormic. 钢的强化机理对汽车面板抗凹陷性能的影响. *世界钢铁*, 2003 Vol 2: 31—38.
3. 李玉璇. 基于耐撞性数值仿真的汽车车身轻量化研究. [博士论文]. 上海: 上海交通大学, 2003.
4. 朱士风, 宋起峰. CA1092 车身轻量化的研究. *汽车工艺与材料*, 2002 Vol 8/9: 58—62.
5. 李东升, 周贤宾. 双曲覆盖件大位移抗凹刚度分析. *应用力学学报*, 1998 Vol 15 n2: 115—118.
6. Nader Asnafi. On strength, stiffness and dent resistance of car body panels. *Journal of Material Processing Technology*, 49 (1995): 13—31.
7. Dicellello J. A., et al. Design criteria for the dent resistance of auto-body panels. *SAE*, 1974: 389—397.
8. 韩强, 黄小清, 宁建国. 高等板壳理论. 科学出版社, 2002.