

# 汽车前纵梁的拼焊板轻量化设计研究

施欲亮 朱 平 沈利冰 林忠钦

上海交通大学,上海,200240

**摘要:**在已有车型基础上研究了利用拼焊板进行前纵梁改进的轻量化设计方法,达到了在满足强度和刚度条件基础上减轻汽车重量和改善碰撞性能的目的。通过 CAE 解析了汽车在自重工况下的前纵梁应力分布,确定了前纵梁的分块数目及焊缝布置,推导了由拼焊板替换的车身梁结构的强度、弯曲刚度和扭转刚度的约束方程,并以此计算拼焊板前纵梁的厚度。整车碰撞仿真证明,拼焊板设计后的前纵梁具有更好的耐撞性,并且达到了减重 17.7% 的效果。

**关键词:**前纵梁;拼焊板;轻量化设计;有限元法

**中图分类号:**U463.82

**文章编号:**1004—132X(2008)03—0374—04

## Lightweight Design Study of Automotive Front Rail with TWB Structure

Shi Yuliang Zhu Ping Shen Libing Lin Zhongqin

Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240

**Abstract:** A method of redesigning the front rail using tailor-welded blanks was studied, in order to reduce the weight of front rail and enhance its crashworthiness on conditions of satisfying strength and stiffness requirements. By CAE analysis of stress distribution in the rail in the case of self-weight, the number of parent sheets and weld line distribution were determined. By establishing the constraint inequalities of strength, bending stiffness and torsion stiffness, the thickness determination was performed. The full-width frontal impact simulation of the whole car after redesign in the front side rails shows that the front rail of tailor-welded blanks has a better crashworthiness in comparison of original design, while it has a lightweight effect of 17.7%.

**Key words:** front rail; tailor-welded blank; lightweight design; finite element method

## 0 引言

拼焊板是将几块不同强度、不同厚度的钢板焊接成一块整体板,以满足零部件对材料性能的不同要求,其优点主要体现在减轻零件重量、减少零件数量以及提高结构功能等方面<sup>[1-3]</sup>。Shin 等<sup>[4]</sup>利用商业优化软件 GENESIS,对车门内板进行了拼焊板概念上的拓扑优化,以在受到静态载荷下应变能最小,即零件刚度最大和轻量化为目标,对拼焊板零件的焊缝位置、零件材料、零件厚度进行了优化。Song 等<sup>[5]</sup>以刚度、自然频率和侧碰性能为目标,使用多学科优化方法对车门内板进行了拼焊板的优化,设计变量根据不同贡献率进行区域分类,然后利用优化方程对某个区域内的设计变量进行优化而保持其他区域的变量不变,如此轮流反复,直到变量不再改变为止,最终使得车门内板重量减轻了 15%。上述研究对于车门内板的拼焊板设计具有很好的借鉴作用,但是这些方法必须借助于优化算法,过程复杂且非常耗时。

本文以汽车典型零件——前纵梁为对象,提出了利用拼焊板结构进行汽车前纵梁改进的轻量化方法。

## 1 强度和刚度的约束方程

前纵梁是车身的关键零部件,除了在正面碰撞中作为重要的吸能部件外,由于悬挂着庞大的发动机系统,它的强度和刚度性能也非常重要,还直接影响着承载能力以及自身和周围零件的疲劳寿命。因此,前纵梁的拼焊板轻量化设计必须满足强度和刚度的设计要求。原始设计的前纵梁刚度由于其在正面碰撞中的关键作用须局部加强而被过高设计,因此以强度不下降和刚度不小于原始设计的 80% 作为设计要求。

### 1.1 强度约束方程

从薄板内取出一个微小的平行六面体,它的边长分别为  $dx$ 、 $dy$  和  $z$ ,如图 1 所示。在板件的受力过程中,在垂直于  $Ox$  轴的横截面上的作用力主要包括:拉(压)力  $F_x$ 、弯矩  $M_x^b$  和扭矩  $M_{xy}^t$ 。同样,在垂直于  $Oy$  轴的横截面上主要作用有拉(压)力  $F_y$ 、 $M_y^b$  和扭矩  $M_{yx}^t$ 。考虑到剪力平衡,认为这里的扭矩  $M_{xy}^t$  和  $M_{yx}^t$  是相等的。在进行拼焊板材料替换原始材料的时候,这些力可以当作是恒定的。

由于最大等效应力出现在板件外表面,故只分析最外层的微元体,此微元体的应力(这是一个

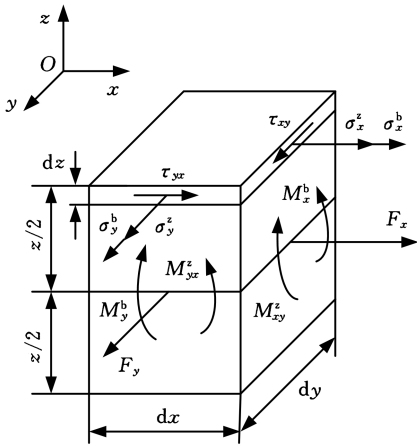


图1 微分体受力状态

平面应力问题)可以分解成拉压应力 $\sigma_x^e$ 和 $\sigma_y^e$ 、弯曲应力 $\sigma_x^b$ 和 $\sigma_y^b$ ,以及扭转应力 $\tau_{xy}$ 和 $\tau_{yx}$ 。这些力可以由下列公式获得:

$$\sigma_x^e = \frac{F_x}{A_x} = C_1 \frac{1}{z} \tag{1}$$

$$\sigma_y^e = \frac{F_y}{A_y} = C_2 \frac{1}{z} \tag{2}$$

$$\sigma_x^b = \frac{M_x^b z}{2J_{zx}} = C_3 \frac{1}{z^2} \tag{3}$$

$$\sigma_y^b = \frac{M_y^b z}{2J_{zy}} = C_4 \frac{1}{z^2} \tag{4}$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \frac{M_{xy} z}{2J_n} = C_5 \frac{1}{z} \tag{5}$$

式中, $A_x$ 、 $A_y$ 为横截面面积; $J_{zx}$ 、 $J_{zy}$ 为惯性矩; $J_n$ 为极惯性矩;; $C_i$ 为未知常量, $i=1,2,\cdots,14$ 。

等效应力可以表达为

$$\begin{aligned} \left(\frac{\sigma_e}{\sigma_s}\right)^2 &= [(C_6 \sigma_x^e + C_7 \sigma_x^b + C_8 \sigma_y^e + C_9 \sigma_y^b)^2 + \\ & (C_{10} \sigma_x^e + C_{11} \sigma_x^b)^2 + (C_{12} \sigma_y^e + C_{13} \sigma_y^b)^2 + C_{14} \tau_{xy}^2] / \sigma_s^2 \end{aligned} \tag{6}$$

式中, $\sigma_e$ 为局部最大等效应力; $\sigma_s$ 为材料极限应力。

将式(1)~式(5)代入式(6)可得等效应力退化方程:

$$\left(\frac{\sigma_e}{\sigma_s}\right)^2 = C_1 \frac{1}{z^2} + C_2 \frac{1}{z^3} + C_3 \frac{1}{z^4} \tag{7}$$

这里的未知常量 $C_r$ ( $r=1,2,3$ )可以通过三次有限元计算解得,考虑到拼焊板替换原始结构后零件强度不降低,必须满足:

$$\left(\frac{\sigma_e}{\sigma_s}\right)^2 \leq \left(\frac{\sigma_{e0}}{\sigma_{s0}}\right)^2 \tag{8}$$

式中, $\sigma_{e0}$ 和 $\sigma_{s0}$ 为原始设计中的最大等效应力和材料极限应力。

### 1.2 弯曲刚度约束方程

前纵梁在受到弯曲力作用时,可以看作一端固定,另一端中心处受到集中力 $F$ 的作用(图2)。假设梁由 $m-1$ 条焊缝分成 $m$ 段,根据叠加原理,A端的挠度可以表达为

$$y_n = y_1 + y_2 + \cdots + y_m =$$

$$\sum_{k=1}^m \left[ \frac{Fl_k^3}{3EJ_{zk}} + \frac{F(l - \sum_{j=1}^k l_j)l_k^2}{2EJ_{zk}} + \theta_k(l - \sum_{j=1}^k l_j) \right] \tag{9}$$

$$\theta_k = \frac{Fl_k^2}{2EJ_{zk}} + \frac{F(l - \sum_{j=1}^k l_j)l_k}{EJ_{zk}}$$

式中, $y_k$ 为第 $k$ 段基础梁对总挠度的贡献; $\theta_k$ 为第 $k$ 个焊缝处的切向角; $l_k$ 为第 $k$ 段基础梁的长度; $J_{zk}$ 为第 $k$ 段基础梁的惯性矩; $E$ 为弹性模量; $l$ 为梁的总长度。

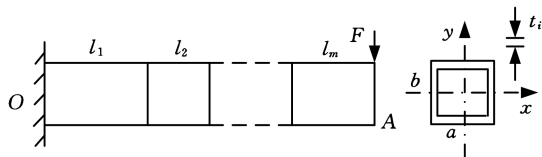


图2 拼焊板前纵梁前端集中力作用示意图

因此可得拼焊板梁的弯曲刚度为

$$K_{TWB}^b = \frac{F}{y_n} = \frac{3E}{\sum_{k=1}^m \frac{l_k^3 + 3(l - \sum_{j=1}^k l_j)l_k^2 + 3(l - \sum_{j=1}^k l_j)^2 l_k}{J_{zk}}} \tag{10}$$

式中,下标 TWB 表示拼焊板。

矩形管截面的惯性矩可以由下式求得:

$$J_z = \int_A y^2 dA = \frac{2}{3}(2z-a)\left(\frac{b}{2}-z\right)^3 + \frac{1}{12}ab^3 \tag{11}$$

原始设计时前纵梁的弯曲刚度为

$$K_0^b = \alpha \frac{3EJ_{z0}}{l^3} \tag{12}$$

式中, $\alpha$ 为在原始设计弯曲刚度计算时未考虑加强筋的作用而加上的安全系数。

根据弯曲刚度设计条件,须满足:

$$K_{TWB}^b \geq 0.8K_0^b \tag{13}$$

将式(10)~式(12)代入式(13)可得弯曲刚度约束方程:

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^m \frac{l_k^3 + 3(l - \sum_{j=1}^k l_j)l_k^2 + 3(l - \sum_{j=1}^k l_j)^2 l_k}{(2z_k - a)(b - 2z_k)^3 + ab^3} &\leq \\ \frac{1.25l^3}{\alpha[(2z_0 - a)(b - 2z_0)^3 + ab^3]} \end{aligned} \tag{14}$$

### 1.3 扭转刚度约束方程

同弯曲刚度计算一样,假设梁由 $m-1$ 条焊缝分成 $m$ 段。前纵梁在受到扭转力的过程中,可以看作是一端固定,一端受到扭距 $M_n$ 作用的情况(图3)。根据叠加原理,A端的相对扭转角可以由下式求得:

$$\varphi_{TWB} = \varphi_1 + \varphi_2 + \cdots + \varphi_m = \sum_{k=1}^m \frac{M_n l_k}{GJ_{nk}} \tag{15}$$

式中, $G$ 为切变模量; $J_{nk}$ 为第 $k$ 段梁的极惯性矩。

矩形管截面的极惯性矩可由下式计算:

$$\begin{aligned} J_n &= \frac{2}{3}(2z-a)\left(\frac{b}{2}-z\right)^3 + \\ & \frac{2}{3}(2z-b)\left(\frac{a}{2}-z\right)^3 + \frac{1}{12}ab^3 + \frac{1}{12}a^3b \end{aligned} \tag{16}$$

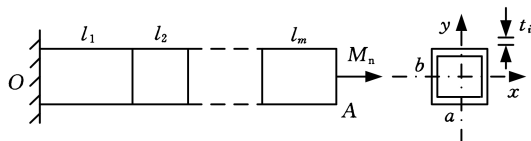


图 3 拼焊板前纵梁受到扭距作用示意图

拼焊板前纵梁的扭转刚度为

$$K_{TWB}^z = \frac{M_n}{\varphi_{TWB}} = \frac{G}{\sum_{k=1}^m \frac{l_k}{J_{nk}}} \quad (17)$$

原始设计时前纵梁的扭转刚度为

$$K_0^z = \beta \frac{GJ_n}{l} \quad (18)$$

式中, \$\beta\$ 为在原始设计扭转刚度计算时未考虑加强筋作用而加上的安全系数。

根据扭转刚度设计条件, 须满足:

$$K_{TWB} \geq 0.8K_0^z \quad (19)$$

将式(16)~式(18)代入式(19)可得扭转刚度约束方程:

$$\sum_{k=1}^m \frac{l_k}{g_k + ab^3 + a^3b} \leq \frac{1.25l}{\beta(g_0 + ab^3 + a^3b)} \quad (20)$$

$$g_k = (2z_k - a)(b - 2z_k)^3 + (2z_k - b)(a - 2z_k)^3$$

## 2 拼焊板前纵梁尺寸设计

### 2.1 拼焊板前纵梁分块

因为在自重工况下前纵梁的受力分布与车辆在行驶过程中它的受力分布形式基本一致, 拼焊板前纵梁的基础板数量及焊缝位置可根据整车在自重工况下前纵梁的应力情况来布置。图 4 是某国产轿车的有限元模型, 模型中除了车身以外加入了发动机系统、悬架系统、保险杠系统、转向系统、燃油系统等重要质量元素, 在汽车与轮胎系统连接的地方以单点来进行约束, 以真实模拟汽车在自重工况下的边界条件。

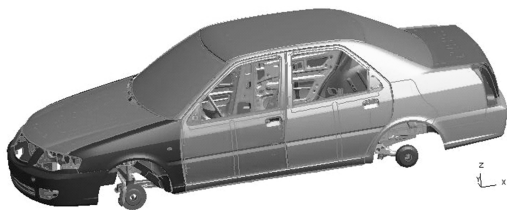


图 4 自重工况静力计算有限元模型

经过计算, 原始设计的前纵梁在自重工况下的应力分布如图 5 所示。从图 5 中可以看出, 应力的分布区域大致可以分成 3 个, 因此拼焊板前纵梁可以分成三部分。图 5 中黑线表示焊缝布置位置, 前纵梁后段、中段和前段母板的水平长度 \$l\_1\$、\$l\_2\$、\$l\_3\$ 分别为 461mm、519mm 和 182mm。

### 2.2 拼焊板前纵梁厚度设计

原始设计中, 前纵梁材料为普通低碳钢, 屈服极限 \$\sigma\_s\$ 为 180MPa, 厚度为 1.5mm。改进设计中, 拼

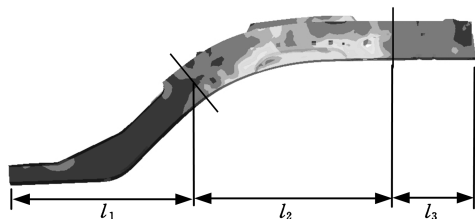


图 5 自重工况下前纵梁应力分布云图

焊板前纵梁的前段和后段仍然沿用原始设计材料。考虑到中间段受力较大, 且在碰撞过程中是主要吸能区域, 因而中间段材料采用高强钢, 屈服极限 \$\sigma\_s\$ 为 356MPa。前纵梁外形尺寸为 58.3mm \$\times\$ 78.4mm。

由于前纵梁前段和后段采用的材料并没有改变而且它们上面的最大等效应力值相对于中段小得多, 因此没有必要对其厚度进行强度约束控制。当对中间段的厚度设计进行强度约束时, 保持前纵梁前端和末端厚度不变, 取中间段厚度分别为 1.0mm、1.5mm 和 2.0mm, 经过自重工况下的静力计算, 获得中间段同一部位的局部最大等效应力依次为 34.83MPa、24.08MPa 和 15.26MPa。将上述数值以及屈服极限 \$\sigma\_s\$ 代入式(7), 通过解方程可得常数 \$(C\_1, C\_2, C\_3) = (0.0018, 0.0062, 0.0098)\$。把 \$C\_r\$ (\$r = 1, 2, 3\$)、\$\sigma\_{e0}\$ 和 \$\sigma\_{s0}\$ 代入式(8)可得

$$\frac{18}{z_2^2} + \frac{62}{z_2^3} + \frac{98}{z_2^4} \leq 179.9 \quad (21)$$

在对厚度设计的弯曲刚度和扭转刚度进行约束时, 因为前纵梁后段基本上与前围挡板及前地板以点焊的形式相连接, 从而构成悬臂梁的固定端, 所以不对后段进行计算。厚度设计时, 安全系数 \$\alpha\$ 和 \$\beta\$ 可以根据设计者的要求进行取值, 数值越大则安全系数越高, 本次研究中两个参数都取为 1.1。将已知参数 \$l\_2 = 519\text{mm}\$、\$l\_3 = 182\text{mm}\$、\$l = 701\text{mm}\$、\$m = 2\$、\$z\_0 = 1.5\text{mm}\$、\$a = 58.3\text{mm}\$ 和 \$b = 78.4\text{mm}\$ 代入式(14)和式(20), 可得下列两个不等式:

$$\begin{aligned} & \frac{3\,794\,900}{-16z_2^4 + 2348z_2^3 - 128\,607z_2^2 + 3\,113\,800z_2} + \\ & \frac{67\,598}{-16z_3^4 + 2348z_3^3 - 128\,607z_3^2 + 3\,113\,800z_3} \leq 1 \quad (22) \\ & \frac{4\,673\,760}{-32z_2^4 + 4374.4z_2^3 - 224\,240z_2^2 + 5\,109\,000z_2} + \\ & \frac{1\,638\,960}{-32z_3^4 + 4374.4z_3^3 - 224\,240z_3^2 + 5\,109\,000z_3} \leq 1 \quad (23) \end{aligned}$$

通过计算不等式(21)~式(23)可以获得中段和前段拼焊板母板的厚度范围。经过计算, 当 \$z\_2 = 1.3\text{mm}\$、\$z\_3 = 1.5\text{mm}\$ 时, 满足强度和刚度设计要求。而前纵梁后段因为只是起到固定前纵梁及在碰撞过程中传递力的作用, 所以 \$z\_1\$ 为 1.2mm 已经足够。前纵梁板件减薄以及加强筋的去除, 可以使

其自身减重 17.7%。

### 3 拼焊板前纵梁耐撞性分析

考虑到前纵梁是汽车正面碰撞最关键的零件,一切改进设计必须以不牺牲其耐撞安全性为前提,因此必须对拼焊板前纵梁进行耐撞性分析,以验证设计的合理性。按照国家碰撞法规 CMVDR294 的要求,模拟车辆以 50km/h 的初速度正面撞击刚性墙。将仿真模拟结果如 B 立柱下端加速度值、关键零件压溃形状、假人伤害值等与试验结果相比较,发现它们是比较吻合的。这证明了所建整车碰撞模型的正确性,为下一步进行该车的轻量化与优化设计奠定了基础。

现根据前纵梁拼焊板轻量化设计所确定的参数,修改前纵梁网格模型和材料模型,并放入整车有限元模型中进行耐撞安全性分析。图 6 是进行拼焊板设计的前纵梁的变形过程。可以看到,碰撞过程中前纵梁的变形从前端往后,逐渐发生压溃,变形模式合理。

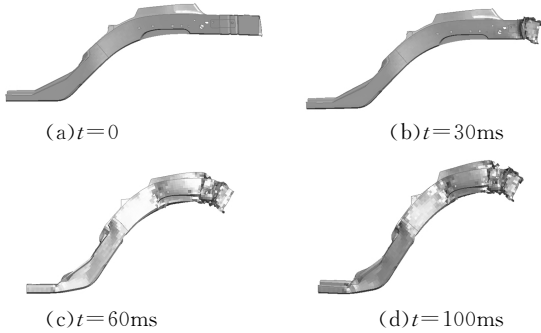


图 6 拼焊板前纵梁的变形过程

图 7 所示为拼焊板前纵梁与原始设计的前纵梁在整车碰撞过程中的吸能。进行拼焊板轻量化后的前纵梁在整车碰撞过程中,吸能不但没有减少,反而增加了 2.25%。图 8 为 B 立柱下端一点加速度时间历程。两条曲线的趋势基本一致,但是用拼焊板对前纵梁进行改进设计后,加速度峰值比初始设计降低了大约 4.5 个  $g$  ( $g$  为重力加速度),说明改进设计对乘员安全更为有利。

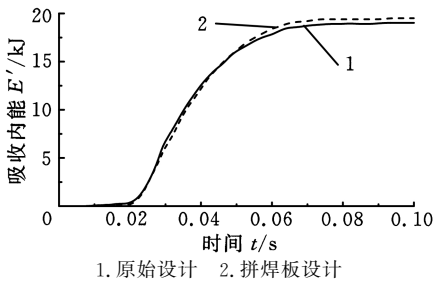


图 7 整车碰撞过程中的前纵梁的吸能时间历程

通过碰撞仿真分析可以发现,利用拼焊板对前纵梁进行改进设计使得前纵梁的耐撞性能加强了,

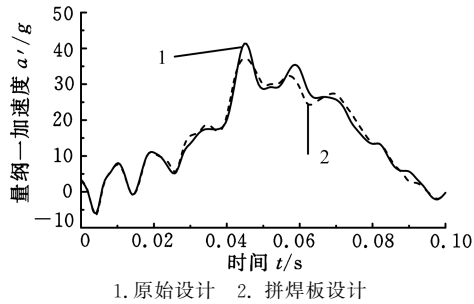


图 8 B 立柱下端加速度时间历程

能够更好保障乘员安全,这说明按照本文所提出的拼焊板前纵梁设计方法进行汽车轻量化设计是可行的。

### 4 结论

研究了采用拼焊板进行前纵梁轻量化改进设计的方法。提出了以汽车自重工况下的前纵梁应力分布来布置焊缝位置的拼焊板前纵梁分块方法,建立了车身梁结构的强度、弯曲刚度和扭转刚度的约束方程,在此基础上进行满足强度和刚度设计要求的拼焊板前纵梁尺寸设计,使得前纵梁的减重达到 17.7%,并进行了前纵梁的耐撞安全性分析。仿真分析表明,采用本文所提出轻量化方法,除了能够满足强度、刚度等设计要求外,同样能够满足前纵梁的耐撞性要求,从而验证了该方法的可行性。

#### 参考文献:

[1] Dodd A. Laser-welded Blanks Gain Ground[J]. Manufacturing Engineering, 1998, 121(11): 76-82.  
[2] Witherall R. The End of the Road for Aluminium Autobodies[J]. Metallurgia, 1998, 65(5): 181-183.  
[3] Pennington N J. Steel Auto Body Prototype Chops Mass 25 Percent[J]. Modern Metals, 1998, 54(4): 34-40.  
[4] Shin J K, Lee K H, Song S I, et al. Automotive Door Design with the ULSAB Concept using Structural Optimization[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2002, 23(4): 320-327.  
[5] Song S I, Park G J. Multidisciplinary Optimization of an Automotive Door with a Tailored Blank[J]. Part D: Journal of Automobile Engineering, 2006, 220(2): 151-163. (编辑 张 洋)

作者简介:施欲亮,男,1980 年生。上海交通大学机械与动力工程学院博士研究生。研究方向为汽车结构 CAE 仿真和轻量化优化设计。朱 平,男,1966 年生。上海交通大学机械与动力工程学院教授、博士研究生导师。沈利冰,男,1971 年生。上海交通大学机械与动力工程学院副教授。林忠钦,男,1957 年生。上海交通大学机械与动力工程学院教授、博士研究生导师。