

汽车衡承载器结构设计分析与理论计算

□山东金钟科技集团股份有限公司 韩志刚 胡晓曼 张强 于海霞

【摘要】本文以目前使用广泛的U型梁钢结构汽车衡承载器为例，介绍了承载器的一种受力分析以及设计计算方法，并分别分析了面板、U型梁等因素对承载器相关力学性能指标的影响，从而为U型梁钢结构汽车衡承载器的设计提供了一种理论设计依据。

【关键词】汽车衡；承载器；力学性能

文献标识码：A 文章编号：1003-1870(2024)09-0018-04

引言

随着电子汽车衡器的设计制造技术不断发展，其承载器结构也不断地推陈出新。在经历了工槽钢、L型钢、U型梁等几代变革之后，U型梁汽车衡因其合理的结构和良好的力学性能，已经成为市场的主流产品^[1]。然而，国内很多企业在承载器的结构设计方面，不注重承载器设计的理论计算，直接进行产品仿制，导致汽车衡承载器质量良莠不齐，形成市场不良竞争。这对企业的发展和消费者的利益，都将会带来不利因素。

汽车衡承载器的作用，是把载重车辆的实际载荷准确有效无误地传递到称重传感器上，承载器结构的合理与否，直接影响电子汽车衡计量性能的稳定和准确性。参考大部分技术资料后，发现各企业对汽车衡电子系统这一块研究的较多，但对于汽

车衡承载器结构，只是在使用和维护上有所关注，对结构设计则是仅凭经验，或者参考一下国外的技术，在行业内并未形成一个统一的标准和规范。

1 承载器模型建立与设定

为了便于示例和分析计算，本文中以我公司常规产品120t3418的U型汽车衡承载器为研究对象。该产品由3节3.4m(宽)×6m(长)的模块承载器相互搭接而成，单节承载器的主要组成部分是面板、U型梁和端部组件(如图1所示)。

承载器中采用全钢结构，选取普通碳素结构钢Q235材料。承载器台面的参数示例：面板厚度为12mm，U型折弯主梁钢板厚6mm，上口宽298mm，下部宽175mm，U型梁高350mm；在3.4m宽秤体横截面上布设7根U型钢梁。

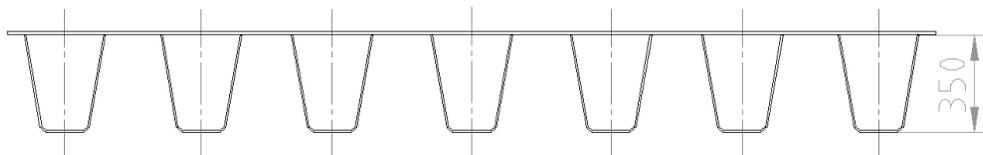


图1 120t汽车衡承载器截面图

2 U型梁承载器的理论设计计算

承载器在进行弯曲应力计算时，需要找出组合截面对中性轴的惯性矩。根据材料力学理论求惯性矩的方法，可以分别求出面板和U型梁对中性轴的惯性矩。假设承载器的中性轴是X轴，各截面对X轴

的惯性矩则为 $I_{x_{面}}$ 、 I_{xU} 总惯性矩即为：

$$I_{承载器} = I_{x_{面}} + I_{xU} \quad (1)$$

对于组合截面来说，要求的是各截面对组合截面形心轴的惯性矩，那么就要应用平行移轴定理。如图2所示，设在图形平面内通过形心O的一对轴为

X 和 Y ，在该图形平面内还有一截面，设通过该截面形心的轴为 x_c 和 y_c ，在截面上取微元面积 dA ，根据截面二次轴矩(惯性矩)的定义可得：

$$x = x_c + b$$

$$y = y_c + a$$

$$\begin{aligned} I_x &= \int_A y^2 dA = \int_A (y_c + a)^2 dA \\ &= \int_A y_c^2 dA + 2a \int_A y_c dA + a^2 \int_A dA \\ &= I_{x_c} + 0 + a^2 A \end{aligned}$$

$$\text{即 } I_x = I_{x_c} + a^2 A \quad (2)$$

$$\text{同理 } I_y = I_{y_c} + b^2 A \quad (3)$$

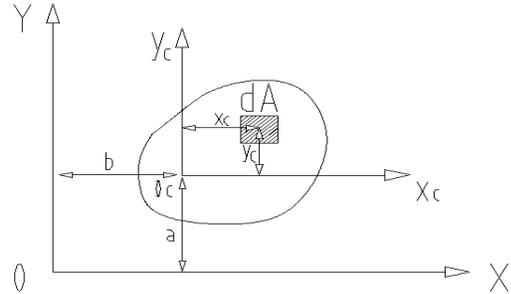


图2 平行移轴定理推导辅助图

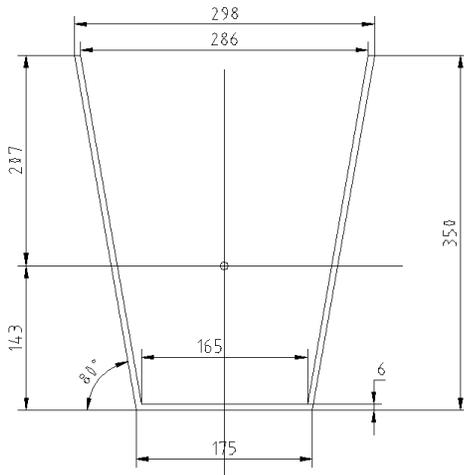
以上推导结果表明，任意截面对某形心轴的截面二次轴矩等于截面自身形心截面二次轴矩加上截面的面积与两轴间的距离的平方和，这就是截面二次轴矩平行移轴的公式。

为得到承载力截面惯性矩，首先需得到面板、U型梁、组合截面的形心位置和惯性矩。面板截面为标准矩形，形心即为中心位置。下面详细介绍承载

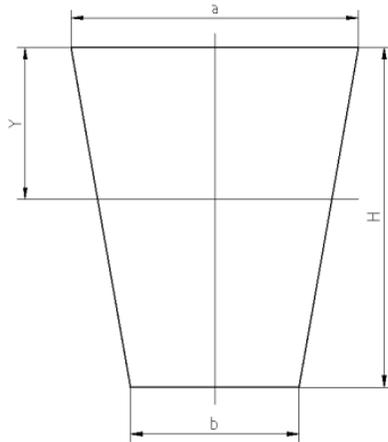
器强度、刚度的计算方法与中间相关截面参数的计算过程。

(1) U型梁形心位置、截面惯性矩的计算

对于U型梁截面，由于折弯圆角半径较小，可以忽略不计，简化为两个梯形的组合，计算得面积， $A_{U外}=82850\text{mm}^2$ ， $A_{U内}=77602\text{mm}^2$ （如图3所示）。



(a) U型梁截面



(b) 梯形截面参数

图3 U型截面示意图

已知梯形截面形心到边缘距离为 $Y = \frac{h(a+2b)}{3(a+b)}$ ，由此计算如下：

$$Y_{U内} = \frac{344 \times (286 + 2 \times 165)}{3 \times (286 + 165)} = 156.6\text{mm} \quad (4)$$

$$Y_{U外} = \frac{350 \times (298 + 2 \times 175)}{3 \times (298 + 175)} = 159.8\text{mm} \quad (5)$$

用正负面积组合法求解：

$$Y_U = \frac{A_{U外} Y_{U外} - A_{U内} Y_{U内}}{A_{U外} - A_{U内}} = 207\text{mm} \quad (6)$$

截面惯性矩计算公式为 $I = \frac{(a^2 + 4ab + b^2)}{36(a+b)} H^3$ ，由此计算如下：

$$I_{U内} = \frac{(286^2 + 4 \times 286 \times 165 + 165^2)}{36 \times (286 + 165)} \times 344^3 = 746609083\text{mm}^4 \quad (7)$$

$$I_{U外} = \frac{(298^2 + 4 \times 298 \times 175 + 175^2)}{36 \times (298 + 175)} \times 350^3 = 825948048\text{mm}^4 \quad (8)$$

根据平行移轴定理，U型梁截面对形心所在轴求惯性矩：

$$I_U = (I_{U_{外}} + 47.2^2 A_{U_{外}}) - (I_{U_{内}} + 50.4^2 A_{U_{内}}) = 66794013 \text{mm}^4 \quad (9)$$

(2) 承载器组合截面惯性矩的计算：

组合截面的形心位置计算为（如图4所示）：

$$Y_{截面} = \frac{7A_U Y_U + A_{面} Y_{面}}{7A_U + A_{面}} = \frac{7 \times 5248 \times (-207) + 40800 \times 6}{7 \times 5248 + 40800} = -94 \text{mm} \quad (10)$$

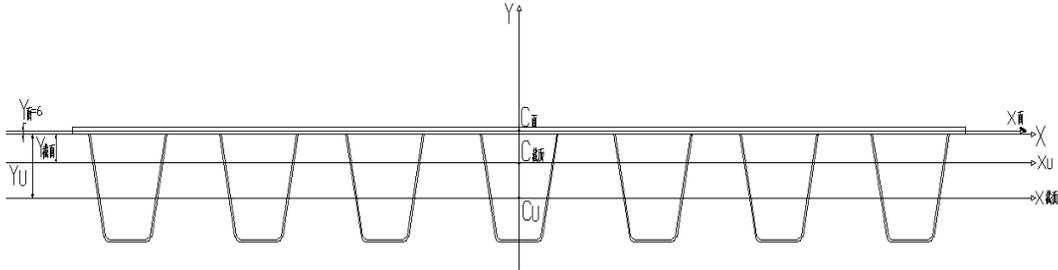


图4 承载器组合截面形心坐标轴示意图

承载器面板对 $X_{截面}$ 轴的惯性矩：

$$\begin{aligned} I_1 &= I_{面} + (Y_{面} - Y_{截面})^2 A_{面} \quad (11) \\ &= \frac{3400 \times 12^3}{12} \\ &\quad + 100^2 \\ &\quad \times 40800 \\ &= 408489600 \text{mm}^4 \end{aligned}$$

单U型梁对 $X_{截面}$ 轴的惯性矩：

$$\begin{aligned} I_2 &= I_U + (Y_U + Y_{截面})^2 A_{面} \quad (12) \\ &= 66794013 + 113^2 \times 5248 = 133805725 \text{mm}^4 \end{aligned}$$

组合截面对 $X_{截面}$ 轴的惯性矩：

$$\begin{aligned} I_{组合} &= I_1 + 7I_2 \quad (13) \\ &= 408489600 + 7 \times 133805725 = 1345129675 \text{mm}^4 \end{aligned}$$

3 承载器抗弯模量的计算方法

承载器中性层以上受压，高度 h_1 为106mm，抗弯截面模量计算得：

$$W_{压} = \frac{I_{组合}}{h_1} = \frac{1345129675}{106} = 12689902 \text{mm}^3 \quad (14)$$

承载器中性层以下受拉，高度 h_2 为256mm，抗弯截面模量计算得：

$$W_{拉} = \frac{I_{组合}}{h_2} = \frac{1345129675}{256} = 5254412 \text{mm}^3 \quad (15)$$

4 承载器强度、挠度、刚度的计算

根据GB/T 7723-2017《固定式电子衡器》^[2]中关于承载器相对变形量规定：最大秤量为120t的承载器，在中间3m区域内加载50t均布载荷，最大相对变形量小于1/800（如图5所示）。

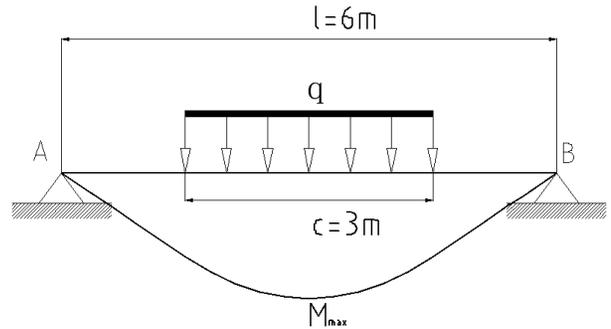


图5 承载器国标要求加载示意图

承载器最大弯矩计算如下，其中 $q = 500/3 \text{kN} \cdot \text{m}$ ：

$$M_{max} = \frac{qcl}{8} \left(2 - \frac{c}{l}\right) = 562.5 \text{kN} \cdot \text{m} \quad (16)$$

承载器最大压应力计算：

$$\sigma_{压} = \frac{M_{max}}{W_{压}} = \frac{562.5 \text{kN} \cdot \text{m}}{12689902 \text{mm}^3} = 44.36 \text{MPa} < [\sigma] \quad (17)$$

承载器最大拉应力计算：

$$\sigma_{压拉} = \frac{M_{max}}{W_{拉}} = \frac{562.5 \text{kN} \cdot \text{m}}{5254412 \text{mm}^3} = 107.1 \text{MPa} < [\sigma] \quad (18)$$

承载器最大挠度计算如下，取弹性模量 $E = 210 \text{GPa}$ ：

$$f_{max} = \frac{qcl^3}{384EI_{组合}} \left[8 - 4\left(\frac{c}{l}\right)^2 + \left(\frac{c}{l}\right)^3\right] = 7.05 \text{mm} \quad (19)$$

承载器的刚度计算：

$$\frac{f_{max}}{l} = \frac{7.02}{6000} = \frac{1}{854} < \frac{1}{800} \quad (20)$$

5 结语

(1) 面板厚度变化对中性轴和刚性的影响

由式(10)中截面的中性轴计算公式可以得出，面板的厚度变化引起自身面积以及中性轴高度的变化自然会改变整体截面的中性轴高度。总体来说，

如果面板朝上，其他条件不变，面板厚度增加，承载器截面中性轴高度上移。面板厚度减小，中性轴高度下移。

由式（11、12、13）承载器组合截面的惯性矩计算公式得出，面板厚度增加，组合截面惯性矩增大，由式（19、20）得出刚性增强。中性轴上移导致受压区高度 h_1 减小，受拉区 h_2 增大，根据式（14、15）计算公式得到结果，受压区抗弯截面模量增大，受拉区抗弯模量较小。根据式（16、17），承载器的最大压应力值减小，最大拉应力值增大。

我们知道，在梁横截面上距中性轴最远的各点处分别是最大拉应力和最大压应力。为充分发挥材料的潜力，应使两者同时达到材料的许用应力。本次的承载器模型计算结果来看，最大压应力已经远远小于最大拉应力，U型梁底部承受了比较大的拉应力考验。如果一味地增加面板厚度，虽然刚性有所提升，但是改变了中性轴位置，U型梁底部最大拉应力反而增大，在危险工况下，增加了撕裂的可能性。因此，从节约材料、结构的合理性来讲，为提升承载器刚性一味增加面板厚度的做法不可取，需要技术人员来进行合理的设计计算配比，而不是根据客户要求随意配置厚度。

（2）U型梁高度、厚度、夹角对刚性的影响

U型梁的高度、厚度、夹角影响其尺寸和形状，由式（4、5、6、7、8、9）中U型梁截面惯性矩的计算过程来看，必然会影响截面的惯性矩和形心位置。从节约材料、加工难易程度等方面综合考虑，这几个设计因素往往在一定设计范围内有一个最优值，而不是单一考虑其影响规律。

我们一般在初步确定结构设计方案和安全性校核后，需进一步优化结构，以得到所需的支出（如重量、面积、体积、应力、费用等）最小，即最有效率的方案。例如针对公司的设计要求和标准，将U型梁部分设计变量约束条件列入下表：

表 电子汽车衡秤台结构设计变量参数的约束条件示例

设计要素	约束条件（设计变量）
U型梁底部宽度	$150 \leq a \leq 175$
U型梁开口角度	$75^\circ \leq \alpha \leq 100^\circ$
U型梁高度	$300 \leq h \leq 350$
U型梁厚度	$5 \leq h_2 \leq 8$
U型梁间距	$220 \leq 320$

状态变量是根据 GB/T7723-2017 规定以形变量为迭代准则，即以承载器的纵向长度的 1/800 ~ 1/1000 为基准。目标函数是以承载器的总重量为最终目标，根据CAE有限元分析^[3-4]技术，可在上述设计因素的变量范围内得到一个最优值，这里不再详细描述。

（3）U型梁材料、尺寸与受力大小的关系

从前面所述的计算过程中可以看出，评价承载器的主要力学性能指标有强度和挠度两个。改变材料对于强度来说，承载器强度值不变，改变的只是校核时的许用应力大小和承载器的安全系数。对于刚度来说，改变材料弹性模量E有所变化，弹性模量越大，挠度越小，刚性越好；弹性模量越小，挠度越大，刚性越差。

参考文献

- [1] 马克贤. 从电子汽车衡的发展谈优化产品结构[J]. 衡器, 2004, 33(2): 4-5.
- [2] GB/T 7723-2017 固定式电子衡器[S].
- [3] 李兵, 何正嘉, 陈雪峰. ANSYS Workbench 设计、仿真与优化[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.
- [4] 刘梅, 钟佩思, 孙兆洋等. SCS 系列多台面模块化汽车衡秤台的有限元分析[J]. 微计算机信息, 2004, 20(9): 80 - 81.

作者简介

韩志刚（1979—），男，工程师。从事衡器设计工作10余年，现任职于山东金钟科技集团股份有限公司，一直从事电子汽车衡产品的设计研究工作。