

文章编号:1006-7329(2000)04-0050-06

# 汽车起重机车架强度分析的新方法

10  
50-55

荣国瑞

(河北建筑工程学院, 河北张家口)

TH213.603

TH213.601

075024

**摘要:**应用薄壁结构理论,导出了计算汽车起重机车架应力的公式,编写了计算机程序,对车架进行了计算,同时应用有限元结构分析程序SAP5对上述计算进行了校核和补充。为汽车起重机车架的设计计算提供了理论和计算依据。

**关键词:**汽车起重机; 车架; 应力; 强度

**中图分类号:**TH213.6

**文献标识码:**A

车架是汽车起重机的骨架。在工作状态下车架通过支腿支承于地面,承受着起重机的自重和吊重。国内外重型汽车式起重机车架,多采用由钢板焊接而成的单室或多室的箱形薄壁结构,其构造比较复杂。目前,国内外对汽车起重机车架进行分析多采用工程计算方法或者有限元方法,而同时采用上述两种方法对车架进行分析的并不多。采用工程计算方法,计算准备和后处理工作量小,参数修改易行,计算费用较低,但是对于构造和受力比较复杂的车架转台所在部分,则很难进行比较精确的计算。采用有限单元法,可以较精确地计算车架转台所在部分的应力和变形。但整体计算的准备工作量大,参数修改繁琐,计算费用较高,不适合初步设计和改进设计。因此本文提出采用工程计算和有限元计算相结合的方法,对车架进行强度分析,以便弥补两种方法彼此的不足,并为今后汽车起重机车架的设计计算提供理论和计算依据。

## 1 计算模型及载荷

汽车起重机车架主要由大梁和支腿两部分组成,而大梁又分为前段和后段。前段为前支腿以外的伸出部分,属于外伸臂,起吊重物时它的作用不大。后段为包括前后支腿在内的部分,其承受着起重机的自重、吊重及其相应的力矩<sup>[1]</sup>。所以车架的计算模型只考虑后段。作用在车架上的载荷,可以转化为作用在车架上的下车自重 $G_s$ 和作用在转台回转中心处的竖向集中力 $P$ 以及沿车架纵轴和垂直车架纵轴两个方向的力矩 $M_x$ 和 $M_z$ ,如图1所示。在这些载荷作用下,车架将产生弯曲、扭转和弯扭变形,其相应的应力是符合叠加原理的,采用工程方法对车架(除转台所在部分)可以进行精确计算。

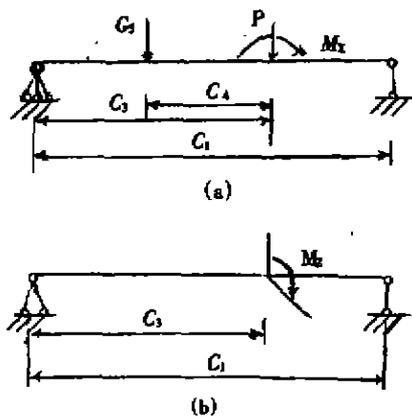


图1. 车架计算模型

对于车架中转台所在部分,构造及受力情况比较复杂<sup>[1]</sup>,根据其特点,作用在其上的载荷 $P$ 、 $M_x$ 、 $M_z$ 可以有效地转换为作用在连接车架与转台的法兰盘并沿其周线分布的各钉点上的竖向集中力 $R_i$ 。为简化计算,把载荷分为弯曲载荷和扭转载荷两种情况,如图2所示。

• 收稿日期:1999-06-09

作者简介:荣国瑞(1959-),男,河北省承德市人,副教授。

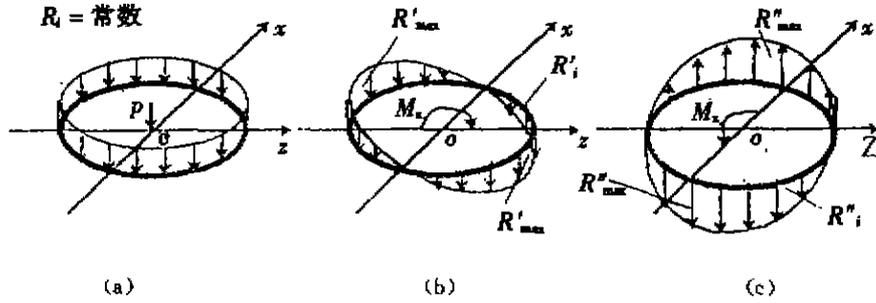


图2 转台部分车架受力图

对于车架的转台所在部分不能采用工程计算,只能应用有限单元法进行分析。

## 2 计算理论的导引

采用工程方法对汽车起重机车架进行计算,应根据薄壁杆件理论进行,该理论遵循如下假设:

- 1) 在薄壁杆件横截面上的剪应力沿壁存是均匀分布的,其方向平行于厚度中心线的切线。
- 2) 在扭矩作用下,整个截面产生整体扭转,截面周线的投影不变形,即车架纵梁各个截面周线的投影如同一刚体绕其弯心转动。

根据上述假设,针对汽车起重机车架特点,利用薄壁杆件理论,可以导出计算车架各种应力的公式<sup>[1]</sup>。

### 2.1 弯曲应力

汽车起重机车架为单轴对称截面,在弯曲状态下,载荷及剪力通过弯心,截面不发生扭转变形,截面上的应力有弯曲正应力和弯曲剪应力。

#### 2.1.1 弯曲正应力

在竖向载荷作用下,杆件任意截面上的弯矩为  $M(x)$ 。利用平衡条件可以得到截面上的弯曲正应力公式如下:

$$\sigma_x = \frac{M(x)y}{I_x} \quad (1)$$

式中  $I_x$  为截面对于过形心且垂直于对称轴  $y$  的  $x$  轴的惯性矩<sup>[1]</sup>。

#### 2.1.2 弯曲剪应力

汽车起重机车架为箱形截面,由弯曲产生的剪应力由两部分组成,即开口截面的剪应力和相应的附加剪应力:

$$\tau_m = \frac{1}{t}(g_0 + g_i) \quad (2)$$

式中  $g_0$  为开口截面的剪力流,  $g_i$  为与  $g_0$  相应的附加剪力流,  $t$  为截面钢板的厚度。

对于开口截面的剪力流  $g_0$  可按式计算:

$$g_0 = \frac{Q_y S_x}{I_x} \quad (3)$$

式中:  $Q_y$  为沿  $y$  轴方向作用的截面剪力,  $S_x$  为截面对于  $x$  轴的静矩。

对于具有  $n$  个闭室的截面的附加剪力流  $g_i$ ,则根据各闭室在切口处两对应面的相对位移等于零的条件,建立关于  $g_i$  的  $n$  个方程,即

$$\oint_i \frac{g_0}{Gt_i} ds + g_i \oint_i \frac{ds}{Gt_i} - \sum_k g_k \int_{i,k} \frac{ds}{Gt_{ik}} = 0 \quad (4)$$

式中  $i=1,2,\dots,n$ ;  $k$  为与  $i$  室相邻的室。

解方程组(4)便可得到  $n$  个附加剪力流  $g_i$ ,最后由式(2)计算截面的弯曲剪应力。

## 2.2 扭转应力

作用在汽车起重机车架上沿垂直纵轴方向上的力矩  $M_x$  为一外扭矩, 在该扭矩作用下, 车架将产生自由扭转和约束扭转。

### 2.2.1 自由扭转应力

在自由扭转状态下, 车架截面上的正应力为零, 而剪应力沿截面壁厚是均匀分布的, 且截面中同一闭室板件中的剪力流  $g_n$  为一常量, 即

$$g_n = \tau_n t \quad (5)$$

根据平衡条件, 具有  $n$  个闭室的截面其各室剪力流产生的扭矩之和, 应等于截面所受到的外扭矩  $M_x$ , 即

$$\sum_{i=1}^n g_n \Omega_i = M_x \quad (6)$$

根据变形协调条件, 具有  $n$  个闭室的截面上各闭室单位长度的扭转角应相等, 则可得到  $n$  个方程:

$$g_n \oint \frac{ds}{t_i} - \sum_r g_r \int \frac{ds}{t_{ir}} = G \Omega_i \phi \quad (7)$$

式中  $\Omega_i$  表示第  $i$  室板件中线所围面积的两倍<sup>[1]</sup>,  $\phi$  表示单位长度截面的扭转角<sup>[1]</sup>,  $G$  为材料的剪切弹性模量;  $r$  为与  $i$  室相邻的室,  $t_{ir}$  为  $i$  室与  $r$  室公共边板的厚度。

解方程式(7)与(6), 可得到各闭室的自由扭转剪力流  $g_n$ , 并由式(5)计算各室板件上的自由扭转剪应力  $\tau_n$ 。

对于单闭室截面杆件, 即  $n=1$ , 式(6)变为  $M_x = g_1 \Omega$ , 所以

$$g_1 = \frac{M_x}{\Omega} \quad (8)$$

相应的自由扭转剪应力则有:

$$\tau_1 = \frac{M_x}{\Omega t} \quad (9)$$

### 2.2.2 约束扭转应力

在约束扭转状态下, 由于截面翘曲受到了限制, 所以车架截面上不但产生剪应力, 而且也产生正应力。根据车架截面及受力特点, 利用几何条件、物理条件及平衡条件, 可以得到上述应力的计算公式<sup>[1]</sup>。

约束扭转正应力公式:

$$\sigma_w = \frac{B_{(s)}}{J_w} \omega_0(s) \quad (10)$$

式中:  $B_{(s)}$  为闭口截面薄壁杆件的广义内力——双力矩<sup>[1]</sup>;

$J_w$  为闭口截面的主扇性惯性矩<sup>[1]</sup>;

$\omega_0(s)$  为闭口截面的广义主扇性坐标<sup>[1]</sup>。

约束扭转剪应力公式:

$$\tau_w = \frac{g_w}{t} = - \frac{M_w}{t J_w} S_w \quad (11)$$

式中:  $M_w$  为约束扭转在闭口截面上产生的弯扭力矩<sup>[1]</sup>;

$S_w$  称为换算扇性静矩<sup>[1]</sup>, 表示截面中翘曲剪应力的分布规律;

$t$  表示截面板件的厚度。

综上所述, 汽车起重机车架的应力应为弯曲状态下的应力  $\sigma_x, \tau_m$ , 自由扭转状态下的应力  $\tau_1$  和约束扭转状态下的应力  $\sigma_w, \tau_w$  之叠加, 即:

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \sigma_x + \sigma_w \\ \tau &= \tau_m + \tau_i + \tau_w \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

车架截面上总的正应力  $\sigma$  和剪应力  $\tau$  求出之后,按照第四强度理论计算出车架的折算应力  $\sigma^*$  为

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (13)$$

进而对车架进行强度分析。

### 2.3 计算程序框图

根据上述薄壁结构计算理论及公式,针对汽车起重机车架常采用的几种箱形截面类型(如图3),本文应用 Fortran 语言,编写了计算车架应力的计算机程序,程序设计框图如图4所示。利用该程序,可以方便地计算汽车起重机车架在各种工况下的应力及最大折算应力。

## 3 应用实例及分析

为了对汽车起重机车架的设计计算提供有用的依据,本文应用上述编写的工程计算程序和现有的有限元结构分析程序 SAP5,对某厂设计的 BQ-H 型汽车起重机车架进行了强度计算。

在该车架进行工程计算时,考虑到截面沿车架轴线方向变化的情况以及车架的构造特点,在车架上选取若干截面,对每个截面上的应力进行计算,截面在车架中的位置如图5所示。

根据汽车起重机的工作特点,在全周工况下共选择了17种工况进行计算,得到了各种工况下车架计算截面的弯曲应力、扭转应力及按第四强度理论计算的最大折算应力。分析17种工况下的计算结果得知<sup>[1]</sup>,车架在45.37度工况下处于最不利状态,为此对该状态下车架的强度进行分析。

已知在45.37度工况下车架设计的载荷组合为:

下车自重  $G_s = 154.223 \text{ kN}$ ,垂直力  $P = 384.679 \text{ kN}$ ,外力矩  $M_x = 588.867 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ,外扭矩  $M_z = 581.424 \text{ kN} \cdot \text{m}$

在上述载荷作用下,车架各计算截面上的最大应力及折算应力值如表1所示。

在对车架进行有限元分析时,本文利用现有的结构分析程序 SAP5 对车架进行了计算,针对车架转台所在部分构造复杂和内隔板较多的特点,在计算中选择了两种单元,即三维梁单元和板单元,同时考虑到车架结构的对称性及计算的简化,取一半车架作为计算模型并在计算模型网格的形成中考虑了以下原则:

1) 车架的上下盖板、侧板及内隔板,均以形状合适的四边形或三角形板单元来模拟,转台附近

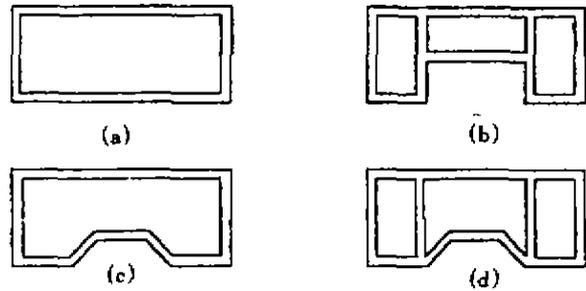


图3 常用截面类型

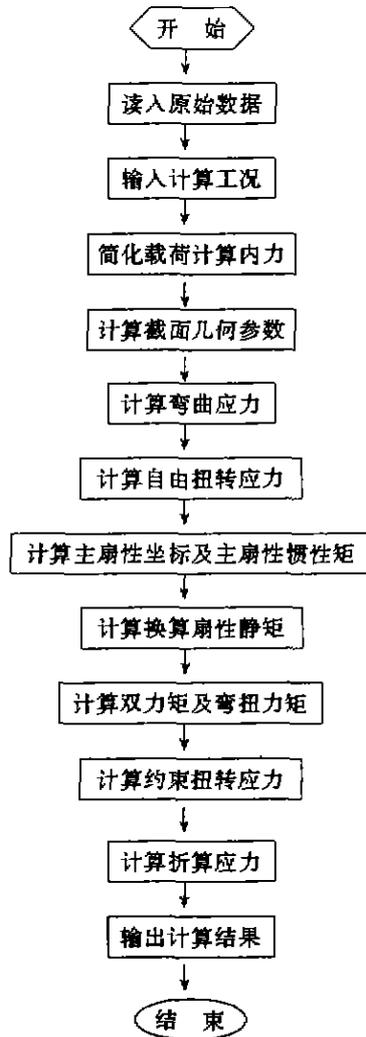


图4 程序设计框图

高应力区的上下盖板分割较细,以求得较精确解。

2) 与回转支承相连接的法兰盘,用梁单元组成的折线来模拟,以反映法兰盘可承受弯矩、剪力和轴力的特点。

3) 对于车架板件不同厚度的分界线、翼缘和腹板的交界线等,均作为单元的分界线。

4) 整个网格图的确定,以回转中心为坐标原点,用  $x, y, z$  空间坐标系作为整体坐标,描述所有单元及节点的位置。

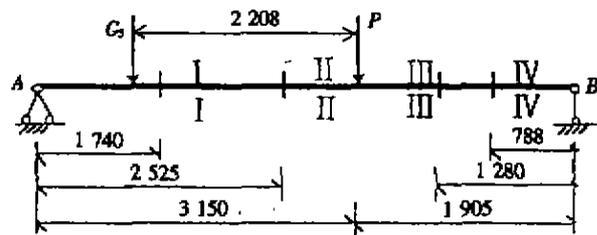


图5 计算截面位置图

表1 车架各截面上的最大应力 单位:MPa

截面序号	正应力	剪应力	折算应力
I	126.99	62.91	167.33
II	217.72	62.77	243.36
III	65.00	62.77	126.67
IV	43.98	62.77	117.28

为了保证计算精度,本文对车架进行了两次有限元计算,计算结果比较吻合。为了分析车架转台所在部分的强度,现将 45.37 度工况下,用有限元计算得到的该部分主要单元的应力值列于表 2。

表2 车架转台所在部分主要单元的应力值 单位:MPa

项目	单元号					
	102	105	132	133	156	158
正应力	113.10	115.50	71.15	58.27	73.37	37.00
剪应力	60.01	97.03	68.17	72.22	75.53	108.90
折算应力	153.61	203.92	137.85	137.99	149.99	192.22

分析上述计算结果可以看出,采用工程方法和有限元方法计算车架前后梁部分的应力,两者计算结果是比较吻合的。在靠近隔板截面的上下翼缘处的应力,工程计算比有限元计算值有所偏大,这是因为在工程计算中忽略了内隔板对车架所起的作用,而把车架看作无隔板的薄壁梁所造成的,这样计算偏于安全,在有限元计算中发现,在靠近转台的隔板上,单元的折算应力值普遍较大,这说明隔板在车架的承载过程中确实起到不可忽视的作用。同时还发现,车架的最大折算应力出现在前后梁靠近转台的截面上,而并不在转台所在部分的截面,相比之下转台所在部分各截面上的折算应力值有所下降。

随着起重机工况的不同,车架中的最大折算应力也不同,比较之下车架在 45.37 度工况的折算应力最大,其值为 243.36 MPa,因此可将该工况视为车架的危险工况,根据车架选用钢材的力学指标  $\sigma_s=441$  MPa,  $\sigma_b=588$  MPa,并取安全系数  $n=1.5$ 。按照许用应力法检验车架的强度,材料的极限应力  $\sigma_{js}$ 和许用应力  $[\sigma]$ 分别为:

$$\sigma_{js} = \frac{\sigma_s + 0.7\sigma_b}{2} = 426.30 \text{ MPa}, [\sigma] = \frac{\sigma_{js}}{n} = 284.20 \text{ MPa}$$

所以  $\sigma_{\max}=243.36 \text{ MPa} < [\sigma]$ ,显然最大折算应力比许用应力值小,因此可以断定车架满足强度要求。

## 4 结 语

综上所述,采用工程计算与有限元计算相结合的方法,对汽车起重机车架进行强度分析是可行

的,计算结果与实际情况是相吻合的。这种方法的优点在于发挥了两种计算方法的优势,弥补了彼此的不足。实践证明,本文提出的分析汽车起重机车架强度的方法,是汽车起重机车架初步设计和改进设计的比较理想的方法。

### 参考文献:

- [1] 荣国瑞. 汽车起重机车架分析[D]. 北京:北京航空航天大学,1994
- [2] 黄剑源. 薄壁结构的扭转分析[M]. 北京:中国铁道出版社,1983
- [3] 朱渝春. 开口薄壁杆理论基础及程序[M]. 重庆:重庆大学出版社,1990
- [4] 哈尔滨建工学院. 工程起重机[M]. 北京:建筑工业出版社,1981

## A New Way for Analyzing the Strength of Frame of Truck Crane

*RONG Guo-rui*

(Hebei Institute of Architectural Engineering, Zhangjiakou, 075024, China)

**Abstract:** In this paper, the formulas calculating the stress of frame of truck crane are deduced according to the thin wall structure theory, the calculation program is compiled and used in calculating the stress of the truck frame. The calculated results are checked and complemented by structural analysis program with finite element SAP5, providing the theoretical and calculation basis for design and calculation of the frame.

**Keywords:** truck crane; truck frame; stress; strength