

自卸汽车车厢纵梁强度校核分析

郑莉, 周琼

(江西交通职业技术学院 汽车工程系, 江西 南昌 330013)

摘要: 以某公司自卸汽车为例, 根据整车总体布置确定的举升机构方式及安装点, 在载重 2 000 kg(不含车厢自重 200 kg)举升时对车厢纵梁强度进行校核计算, 结果表明 10# 槽钢和(80×60×5) mm 矩形钢管能满足使用要求, 从材料成本及备料方面考虑, 该车型车厢纵梁最终采用 10# 槽钢制作, 试装验证及可靠性试验结果显示车厢强度能满足整车承载要求。

关键词: 汽车; 自卸汽车; 车厢; 纵梁; 强度校核

中图分类号: U469.4

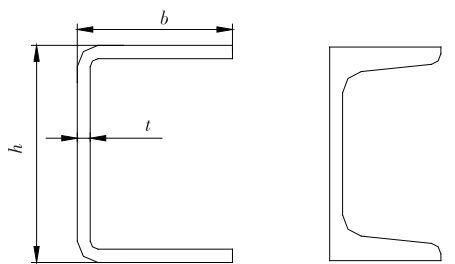
文献标志码: A

文章编号: 1671-2668(2020)01-0011-03

自卸汽车车厢纵梁不仅承载着车厢自重和载质量, 在车厢倾卸时, 还受到来自举升机构的举升力作用, 此时车厢纵梁的负荷较大。因此, 在车厢设计前, 需根据整车布置对车厢纵梁强度进行校核计算, 据此选择合适的车厢纵梁截面和材料。

1 自卸汽车车厢纵梁的结构和材料

自卸汽车车厢纵梁多为平直且截面形状不变, 截面形状一般有 C 形(见图 1)和口形(见图 2)两种。C 形截面可由普通钢板机械加工而成, 也可以是槽钢; 口形截面为矩形钢管或方形钢管, 也可由槽钢对接焊接而成。纵梁截面的形状和尺寸决定其截面系数, 而纵梁材料决定其许用应力。抗弯截面系数越大, 纵梁的抗弯性能越好; 许用应力越大, 则纵梁的安全性越高。因此, 纵梁的结构和材料极为重要。



普通钢板机械加工而成的 C 形截面 槽钢的 C 形截面

h 为高度; b 为腿宽度; t 为腰厚度。

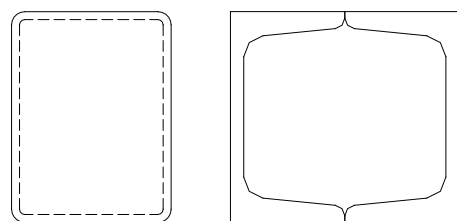
图 1 自卸汽车车厢纵梁的截面形状(C 形截面)

2 自卸汽车车厢纵梁强度的校核计算

以某公司自卸汽车为例, 对车厢强度进行校核计算。

2.1 自卸车概况

该车型设计载质量为 855 kg, 考虑到实际使用中



矩形钢管的口形截面 槽钢对接焊接而成的口形截面

图 2 自卸汽车车厢纵梁的截面形状(口形截面)

存在的超载现象, 以 2 000 kg 的载质量进行校核。车厢未进行举升时, 等同于非自卸车厢, 车厢不受垂直方向的弯曲应力, 车厢纵梁强度能满足使用要求。车厢举升过程中, 车厢受到载荷 G 、举升机构举升力 F 和后翻转处的力 N 的作用。随着举升角度的增大, 载荷 G 相对于后翻转点的力臂逐渐减小, 而举升力 F 相对于后翻转点的力臂逐渐增大。根据力矩平衡原理, 举升力 F 将随着举升角度的增大而减小。因此, 车厢刚举升时, 举升力 F 最大, 车厢纵梁负荷最大, 故只需对这种情况下的车厢进行强度校核计算。下面根据整车总体布置确定的举升机构方式及安装点, 在载重 2 000 kg(不含车厢自重 200 kg)举升时对车厢纵梁强度进行分析。

车厢纵梁受力见图 3。假设车厢受货物及自身重力 G 作用, 且均匀分布, O 点为载荷质心; 车厢纵梁长度 $L=2\ 510\text{ mm}$, 点 A 、 B 为纵梁两端点; 点 C 为举升杆与车厢铰接点, 点 D 为车厢后翻转点; 举升杆产生举升力 F , D 点处对车厢形成压力 N ; 点 E 为重力 G 与举升力 F 的延长线交点, ED 为力 N 的作用方向; 车厢为均匀举升。

以 D 点为旋转点, 根据力矩平衡, 有:

$$G \times 1\ 134.669 = F \times 740.216$$

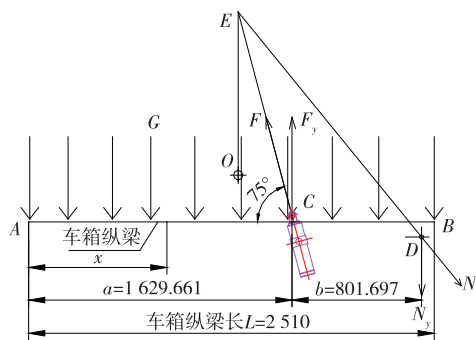


图3 车厢纵梁受力示意图(单位:mm)

$$F = G \times 1\,134.669 / 740.216 \approx 1.533G$$

以C点为旋转点,根据力矩平衡,有:

$$G \times 332.972 = N \times 534.254$$

$$N = G \times 332.972 / 534.254 \approx 0.623G$$

力F在Y方向的分力为:

$$FY = F \sin 75^\circ \approx 1.481G$$

力N在Y方向的分力为:

$$NY = FY - G = 0.481G$$

2.2 车厢纵梁所受内力及弯矩

按 $G = (2\,000\text{ kg} + 200\text{ kg}) \times 9.8\text{ N/kg} = 21\,560\text{ N}$ 计算。AC段长度 $a = 1\,629.661\text{ mm}$, CD段长度 $b = 801.697\text{ mm}$ 。现以截面法求距离A点x距离的纵梁截面的内力Q和弯矩M,并分为AC、CD和DB段来计算。车厢纵梁数量为2。

在AC段,以截面左端计算,合力为零,力矩平衡,则内力为:

$$Q = xG/L/2 = 4.294\,8x \quad (0 < x < a)$$

弯矩为:

$$M = xG/L/2 \times x/2 = 2.147\,4x^2 \quad (0 < x < a)$$

在CD段,以截面左端计算,合力为零,力矩平衡,则内力为:

$$Q = -(FY - Gx/L)/2 = 4.294\,8x - 15\,961.484 \quad (a < x < a+b)$$

弯矩为:

$$M = -[FY(x-a) - Gxx/2L]/2 = 2.147\,4x^2 - 15\,961.484x + 26\,011\,807.976\,9 \quad (a < x < a+b)$$

在DB段,以截面右端计算,合力为零,力矩平衡,则内力为:

$$Q = -0.5G(L-x)/L = 4.298\,4x - 10\,780 \quad (a+b < x < L)$$

弯矩为:

$$M = -0.5G(L-x)(L-x)/2L = -2.147\,4x^2 +$$

$$10\,780x - 13\,528\,900 \quad (a+b < x < L)$$

根据以上计算结果,车厢纵梁所受内力及弯矩分别见图4、图5。

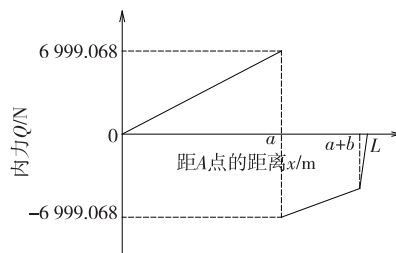


图4 车厢纵梁所受内力

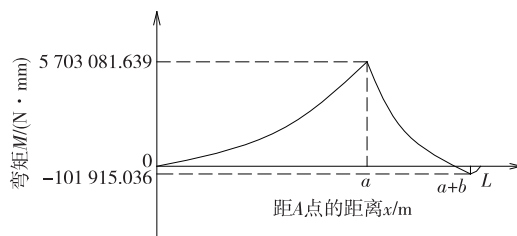


图5 车厢纵梁所受弯矩

由图4、图5可知:在C点处,车厢纵梁所受内力及弯矩均最大。

2.3 车厢纵梁强度校核

纵梁所受最大弯曲应力 $\delta_{\max} = M_{\max}/WZ$ (WZ 为车厢纵梁的抗弯截面系数)。对于由普通钢板机械加工而成的工形截面, WZ 为:

$$WZ = (h + 6b)th/6$$

以2400 mm轴距平板车厢纵梁尺寸计算:

$$WZ = (h + 6b)th/6 = (50 + 6 \times 55) \times 2 \times 50/6 = 38\,000/6\text{ mm}^3$$

$$M_{\max} = 5\,703\,081.639\,35\text{ N} \cdot \text{mm}, \text{ 则:}$$

$$\delta_{\max} = M_{\max}/WZ = 900.486\,6\text{ N/mm}^2$$

该纵梁材料为Q235薄钢板,屈服强度 $\delta_s = 235\text{ MPa} < \delta_{\max}$,该纵梁用于自卸汽车车厢,在举升时会断裂。若仍使用该结构,在h和b不变的情况下,厚度t至少需增至 $t = 2\delta_{\max}/\delta_s = 900.486\,6 \times 2/235 \approx 7.7\text{ mm}$,从成本上考虑该结构不适用。

如果纵梁材料换为Q235的8#槽钢,根据GB/T 707-1988《热轧槽钢尺寸、外形、重量及允许偏差》,其截面模量 $W_x = 25\,300\text{ mm}^3$,则:

$$\delta_{\max} = M_{\max}/W_x = 5\,703\,081.639\,35/25\,300 = 225.418\text{ N/mm}^2 < \delta_s = 235\text{ MPa}$$

8#槽钢能满足使用要求。但考虑到 δ_{\max} 较接近 δ_s ,且实际举升过程并非均匀举升, δ_{\max} 的实际值

比计算值大,出于安全考虑,不宜采用 8# 槽钢制作该自卸汽车车厢纵梁。

如果纵梁材料换为 Q235 的 10# 槽钢,根据 GB/T 707—1988, $W_x = 39\ 700\ \text{mm}^3$, 则:

$$\delta_{\max} = M_{\max} / W_x = 5\ 703\ 081.639\ 35 / 39\ 700 = 143.654\ 4\ \text{N/mm}^2 < \delta_s = 235\ \text{MPa}$$

10# 槽钢能满足使用要求,可用作该自卸汽车车厢纵梁。

若纵梁材料换为 Q235 的 (80×60×4) mm 矩形钢管,根据 GB/T 3094—2000《冷拔异型钢管》,其截面模量 $W_y = 23\ 190\ \text{mm}^3$, 则:

$$\delta_{\max} = M_{\max} / W_y = 5\ 703\ 081.639\ 35 / 23\ 190 = 245.928\ 5\ \text{N/mm}^2 > \delta_s = 235\ \text{MPa}$$

(80×60×4) mm 矩形钢管不能满足使用要求,在车厢举升时纵梁会断裂。

若纵梁材料换为 Q235 的 (80×60×5) mm 矩形钢管,查 GB/T 3094—2000, $W_y = 27\ 680\ \text{mm}^3$, 则:

$$\delta_{\max} = M_{\max} / W_y = 5\ 703\ 081.639\ 35 / 27\ 680 = 206.036\ \text{N/mm}^2 < \delta_s = 235\ \text{MPa}$$

(80×60×4) mm 矩形钢管能满足使用要求,可用作该自卸汽车车厢纵梁。

根据以上计算分析结果,10# 槽钢和 (80×60×5) mm 矩形钢管都能满足使用要求。在实际生产制造过程中,从材料成本及备料方面考虑,该车型车厢纵梁最终采用 10# 槽钢来制作。

3 结语

上述车厢纵梁校核计算方法是最基本的一种,其他不同结构、材料的自卸汽车车厢纵梁可参照该

方法进行校核计算。该车型已通过两轮试装验证及可靠性试验,结果表明,车厢的强度能满足整车承载要求,与校核计算结论吻合。

参考文献:

- [1] 王望予. 汽车设计[M]. 第四版. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [2] 王守新. 材料力学[M]. 第三版. 大连: 大连理工大学出版社, 2005.
- [3] 刘刚, 赵强, 毛洪海, 等. 商用车车架横梁的应力分析[J]. 机械设计与制造工程, 2017, 46(4).
- [4] 蔡兴旺. 汽车构造与原理[M]. 第三版. 北京: 机械工业出版社, 2017.
- [5] 陈家瑞. 汽车构造[M]. 第三版. 北京: 人民交通出版社, 2009.
- [6] 吴长风. 大客车车身骨架结构强度分析[J]. 客车技术与研究, 2010(5).
- [7] 冯勇, 阳林, 彭仁杰, 等. FSC 赛车后桥复合支撑板轻量化设计及校核[J]. 公路与汽运, 2014(2).
- [8] 郝明刚, 王铁, 陈峙, 等. 重型自卸车车架结构强度分析与改进研究[J]. 机电工程, 2014, 31(5).
- [9] 王录山, 王国权, 张红松, 等. 重载自卸车车架强度的有限元分析[J]. 北京信息科技大学学报: 自然科学版, 2010, 25(2).
- [10] 贡博. 重卡车架高强度纵梁工艺研究[J]. 汽车实用技术, 2013(10).
- [11] 徐乃铿. 关于矿用自卸汽车车架设计[J]. 矿用汽车, 2011(1).

收稿日期: 2019—07—05

《公路与汽运》杂志 2020 年征订启事

《公路与汽运》杂志由长沙理工大学主办,是一份介绍汽车、道路、桥梁等公路交通领域科技信息的面向国内外公开发行的技术类科技期刊。国际标准刊号:ISSN1671—2668,国内统一刊号:CN43—1362/U。为首届(2006年)中国高校特色科技期刊、湖南省一级期刊、中国学术期刊综合评价数据库统计源期刊、中国核心期刊(遴选)数据库收录期刊,被中国期刊全文数据库及中文科技期刊数据库全文收录、万方数据—数字化期刊群全文上网,并荣获首届《CAJ—CD 规范》执行优秀期刊奖。

本刊立足公路交通系统,报道国内外汽车与公路交通领域的最新研究成果,荟萃汽车运用与维修技术,传播公路交通安全知识,介绍公路运输行业的新技术与管理经验,刊登公路交通工程的新工艺、新技术、新材料。2020年拟设主要栏目:汽车工程;交通规划与管理;运输与物流;道路工程;桥隧工程;工程经济与管理。

本刊为双月刊,逢单月 25 日出版。发行代号:国内 42—95,国外 DK43002。每期定价 15 元,全年 90 元。读者可在当地邮局订阅,也可直接向本刊编辑部索取订单订阅,订阅款请汇至本刊编辑部或银行账号。

通信地址:长沙理工大学金盆岭校区 8 号信箱

邮编:410076

联系电话:0731—83528400

开户行:长沙市农行高云支行

户名:长沙理工大学

账号:18—051401040000158