

■重庆大江工业有限责任公司/任开华 吴 江 吴 超 李夏清 陈高学

制动器制动力矩的改善措施

汽车制动力矩不足会出现滑坡现象，还会降低行车制动效能，直接影响车辆行驶的安全性。所以对于制动力矩不足的问题必须采取有效的改进措施。

某越野车辆在路面良好的规定坡度坡道上停驻时，由于制动力矩不足出现车辆滑坡（向下方滑移）现象。根据驻车坡度和整车参数计算，要求单个后轮驻车制动力矩不小于10 034.5N·m，而实测后轮最大驻车制动力矩为5400N·m，与要求相差甚远。

本文通过对某越野车辆后轮制动器驻车制动力矩不足的原因分析得出，除了制动器的主要结构参数选择不合理是制动力矩不足的主要原因之外，制动蹄强度不足也是制动力矩达不达标的主要原因之一。采取增加制动气室输出推杆的推力和制动调整臂长度、减小渐开线凸轮基圆半径、增加制动蹄强度等改进措施后，能使制动力矩达到要求值。

制动器结构

该越野车的后轮制动器见图1，是定心渐开线凸轮促动领从蹄鼓式制动器，气压驱动，制动气室是行车制动与驻车制动兼用的复合式储能弹簧制动气室。制动器制动时，凸轮机构保证了两蹄的位移相等，因此，作用于两蹄上的法向反力和由此产生的制动力矩也分别相等，领从蹄的张开力与其效能因

数成反比。

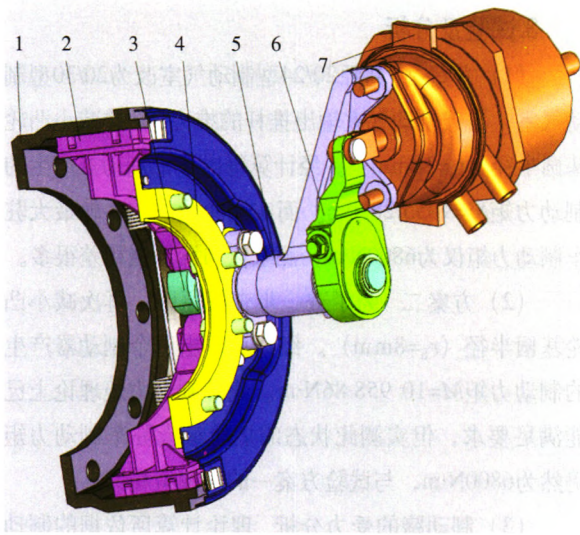


图1 后轮制动器结构

1.制动鼓 2.制动蹄及滚轮 3.凸轮轴 4.制动底板 5.凸轮轴支座
6.制动调整臂 7.制动气室

原因分析

1.实物复检

将此制动器拆开，对各零部件进行复检，结果发现各零部件均满足资料要求，由此可排除制造缺陷因素。

2.制动力矩的计算

单个制动器产生的制动力矩 M 计算如下:

$$M = \frac{QL\eta}{r_b + f'm} \times \frac{2RK_1K_2}{K_1 + K_2}$$

式中 Q ——弹簧制动气室输出推杆的推力, N;
 L ——制动调整臂长度, mm;
 η ——凸轮支承的传动效率;
 r_b ——渐开线凸轮基圆半径, mm;
 f' ——凸轮与滚轮接触点处的摩擦系数;
 m ——切向力(摩擦力)的力臂, mm;
 K_1 、 K_2 ——领蹄、从蹄的效能因数;
 R ——制动鼓半径, mm。

此制动器的主要结构参数为: $Q=7500\text{N}$,
 $L=132\text{mm}$, $\eta=0.6\sim 0.8$, 计算时取 $\eta=0.7$;
 $r_b=13\text{mm}$, $f'=0.15$, $m=13.62\text{mm}$, $R=190\text{mm}$,
 $K_1=1.01$, $K_2=0.45$ 。经计算得出单个制动器产生的制动力矩 $M=5449.58\text{N}\cdot\text{m}$, 与实测值($5400\text{N}\cdot\text{m}$)相符。因此确定制动力矩不足的主要原因是设计不合理, 应进行改进。

3.试验及分析

(1) 方案一 将原20/24型制动气室改为20/30型制动气室, 增大制动气室输出推杆的推力 Q , 并减小凸轮基圆半径($r_b=10\text{mm}$)。经计算得出单个制动器产生的制动力矩 $M=9055.28\text{N}\cdot\text{m}$ 。而实测此状态的后轮最大驻车制动力矩仅为 $6800\text{N}\cdot\text{m}$, 测量值与计算值相差很多。

(2) 方案二 为了进一步查找原因, 再次减小凸轮基圆半径($r_b=8\text{mm}$)。经计算得出单个制动器产生的制动力矩 $M=10\,958.86\text{N}\cdot\text{m}$ 。此时制动力矩理论上已能满足要求, 但实测此状态的后轮最大驻车制动力矩仍然为 $6800\text{N}\cdot\text{m}$, 与试验方案一的实测值相同。

(3) 制动蹄的受力分析 理论计算所依据的制动蹄摩擦面上的压力分布规律是在制动蹄为绝对刚性的假设上得出的。分析认为: 此时制动蹄局部应力已达到屈服极限, 产生塑性变形, 制动力矩不再按理论对应关系相应增大, 导致实测值与计算值不相符。制动蹄用Q345钢板焊接而成, 其结构如图2所示。

以领蹄作为分离体进行受力分析, 它受到等效法向合力 N_1 与等效切向合力 fN_1 的合力 F_1 、张开力 P_1 和支反力 S_1 , 按三力平衡汇交定理计算后: 张开力 $P_1=27\,465.82\text{N}$, 支反力 $S_1=62\,210.30\text{N}$ 。



图2 制动蹄结构

1.支承座 2.腹板 3.翼缘 4.连接板 5.筋 6.加强板

由计算得出的 P_1 和 S_1 , 使用有限元法对领蹄进行强度分析, 得到详细的应力分布(见图3)和塑性变形区域(见图4)。

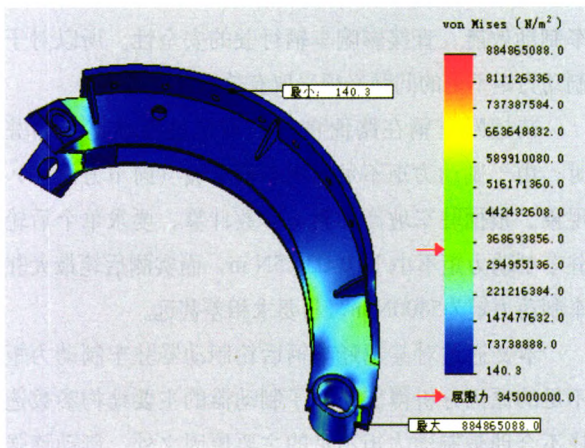


图3 领蹄的应力分布

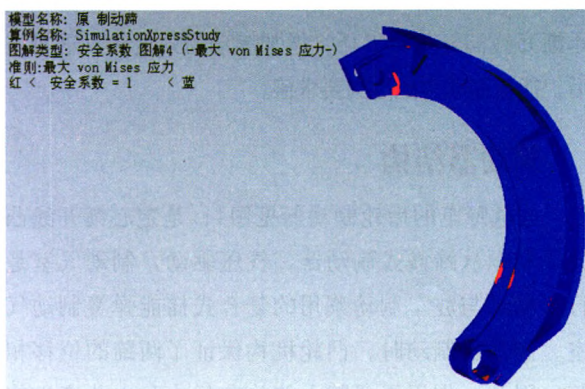


图4 领蹄的塑性变形区域

有部分区域的应力已超过Q345钢的屈服极限(345MPa),理论最大应力为884.9MPa。当局部发生屈服时,应力不再增加,屈服区域向外延伸而扩大,实际上的塑性变形区域比图4所示范围更大。所以制动蹄的强度不足是制动力矩实测值与计算值不符的原因。

(4) 制动力矩不足的主要原因 直接原因是制动器的主要结构参数(如制动气室输出推杆的推力、制动调整臂长度和凸轮基圆半径等)选择不合理;间接原因是制动蹄的强度不足。

改进措施

通过上述试验分析,针对制动力矩不足,得出如下改进措施:将20/24型制动气室改为20/30型制动气室,增大弹簧制动气室输出推杆的推力;减小凸轮基圆半径($r_0=8\text{mm}$);增大制动调整臂长度($L=165\text{mm}$);制动蹄用Q345钢板焊接而成,并针对图3所示的薄弱部位进行加强:增加了制动蹄腹板和翼缘的厚度,增加支座壁厚,增加外加强板的长度,增加筋和连接板的数量,新增内加强板和两种弧形板,腹板和内、外加强板间增加塞焊缝,腹板和翼缘间采用连续角焊缝,提高制动蹄的强度和刚度,改进的制动蹄如图5所示。

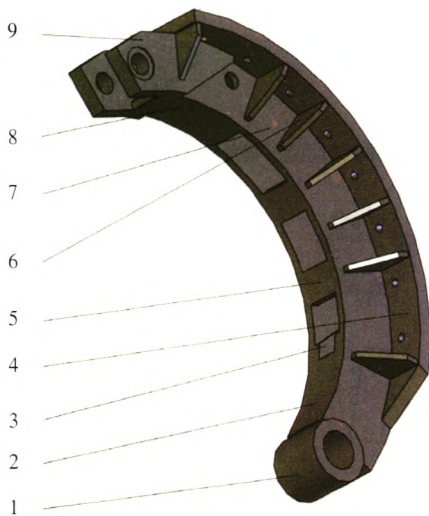


图5 改进的制动蹄结构

1.支承座 2、8.弧形板 I、II 3.内加强板 4.翼缘 5.连接板
6.筋 7.腹板 9.外加强板

1.改进的制动蹄受力分析

经计算:领蹄的张开力 $P_1=34\ 332.27\text{N}$,支反力 $S_1=77\ 762.86\text{N}$ 。由求出的 P_1 和 S_1 ,利用有限元法对领

蹄进行强度分析,应力分布情况如图6所示。改进制动蹄的最大应力为277.1MPa,安全系数为1.25,强度满足要求。

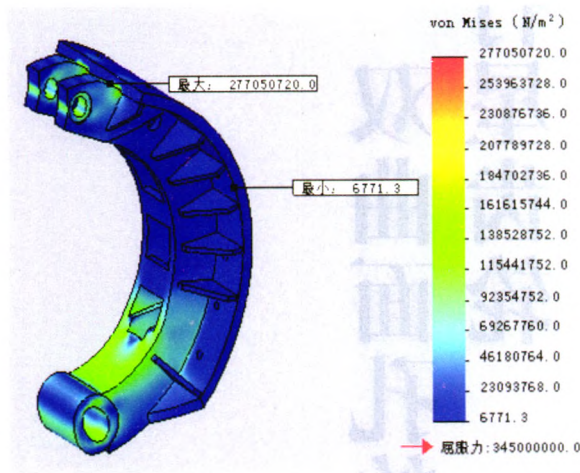


图6 改进领蹄的应力分布

2.改进后制动力矩计算

单个制动器产生的制动力矩 $M=13\ 698.58\text{N}\cdot\text{m}$,其理论值是要求值 $10\ 034.5\text{N}\cdot\text{m}$ 的1.37倍,满足要求。

3.驻车制动力矩实测值

实测改进的后轮最大驻车制动力矩为 $14\ 500\text{N}\cdot\text{m}$,与计算值基本相符。

4.驻车试验

将改进的制动器安装在该越野车辆上,在路面良好的规定坡度的坡道上停驻时,能可靠平稳地驻车,制动器的制动力矩完全能满足驻车能力的要求。

结语

增大渐开线凸轮促动鼓式制动器制动力矩的措施,除了可以增加制动气室输出推杆的推力和制动调整臂长度以外,还可以减小渐开线凸轮基圆半径,增加制动蹄强度等措施。制动蹄强度或刚度不足会使制动力矩减小,在实际设计工作中容易忽视此因素。进行结构设计时,制动蹄的结构尺寸和断面形状应保证其有足够的强度和刚度。

关键词:

制动器 制动力矩 制动蹄强度

(收稿日期20121220)