

钢 / 灰铸铁双金属离心铸造复合 制动鼓试验研究

周立刚, 高超, 崔继德, 陈华伟, 连美丽, 李磊, 张来锋, 谭家俊

(河南恒久制动系统有限公司, 河南驻马店 463200)

摘要: 以钢/灰铸铁双金属离心铸造复合制动鼓为研究对象, 分析了制动鼓主要失效原因, 并开展了系列静刚度试验和台架试验。试验发现制动鼓大口的静刚度、碳含量严重影响制动鼓的使用寿命。采取提高灰铸铁的碳含量至3.65%~3.75%, 增加合金钼0.2%, 增加制动鼓大口处的壁厚等改进措施, 可提高制动鼓的耐磨性及使用寿命。

关键词: 复合制动鼓; 静刚度; 台架试验; 使用寿命; 碳含量; 碳当量

制动鼓是制动系统的核心部件之一, 制动过程中和制动蹄铁紧密摩擦而产生大量热量, 能够将车辆的动能转化为热能, 从而使车辆减速或停车。制动鼓是鼓式制动器的摩擦偶件, 除应具有作为构件所需要的强度和静刚度外, 还应有尽可能高而稳定的摩擦系数, 以及较高的耐磨性、耐热性、散热性和热容量等。鼓式制动器的结构特点决定了其散热性能明显劣于盘式制动器, 在山区行车, 急转弯和长下坡较多, 需要频繁和长时间刹车制动, 为了避免热衰减导致刹车失灵, 几乎所有中、重型卡车主都会安装淋水器, 以在刹车制动时淋水冷却降温, 反复的冷热交替, 制动鼓极易发生热疲劳裂纹, 严重影响了制动鼓的使用寿命。深入分析研究制动鼓的服役工况条件和失效形式、材料和制造工艺, 改进制动鼓材料复合结构和制造工艺, 提高制动鼓综合性能, 显著延长制动鼓的寿命, 确保行车安全, 是十分必要的。

1 商用车制动鼓工况条件及失效形式分析

1.1 商用车制动鼓的服役工况条件

国内商用车具有吨位大、载重多和速度快的特点, 由于鼓式制动器拥有制动力矩大的特点, 为了安全性能, 国内商用车大多采用鼓式制动器。但是鼓式制动器结构决定了制动鼓承受的制动力分布不均匀, 应力、应变交替变化, 交变应力容易引发制动面产生疲劳裂纹。同时鼓式制动器的散热效果相对较差, 热量散发较慢, 制动时产生的摩擦热量会在制动鼓和摩擦片之间聚集, 容易导致温度过高, 进而影响制动性能。一般情况商用车工况较为恶劣, 经常在涉水和泥泞的路段行驶, 尤其是运输建筑材料的车辆, 砂砾、碎石侵入制动鼓内腔或劣质蹄片材料掉块等均可导致制动鼓异常磨损, 这些因素都会影响制动鼓的使用寿命。

1.2 商用车制动鼓的主要失效形式

根据国标GB/T 37336—2019及行业惯例, 制动鼓大口处有贯穿性裂纹、制动面的龟裂纹长度超过制动面总长的2/3、制动鼓表面有任何结构性损伤(如掉顶、螺栓孔开裂等), 即判定为失效。根据商用车钢/灰铸铁双金属离心铸造复合制动鼓在云、贵、川等山区跟踪试验的情况看, 制动鼓主要失效形式有制动面龟裂纹、开

作者简介:

周立刚(1967-), 男, 高级工程师, 研究方向为双金属复合制动鼓、双金属复合制动盘铸造及耐磨性研究、铝合金轮毂的铸造。电话: 13703968625, E-mail: company@hengjiumech.com

中图分类号: U463.51⁺1;
TG249.4

文献标识码: A
文章编号: 1001-4977(2025)
09-1186-07

收稿日期:

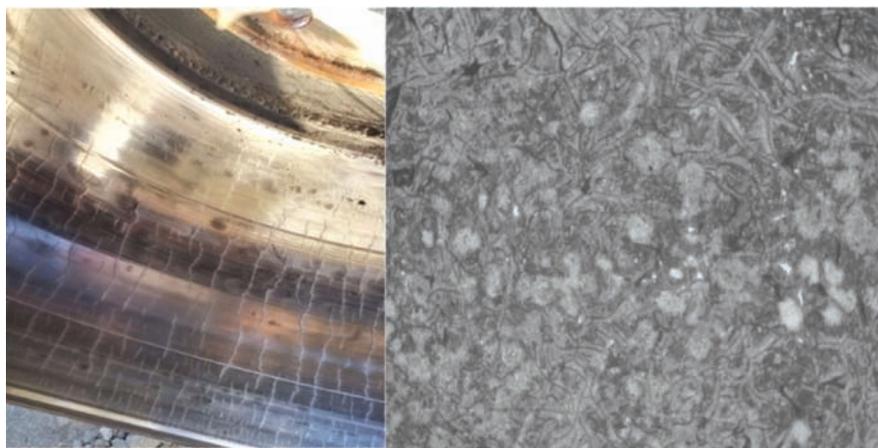
2024-12-05 收到初稿,
2025-01-07 收到修订稿。

裂、制动面拉槽和铆钉拉槽。其中制动面龟裂纹和开裂占比超80%。

1.3 失效原因分析

(1) 制动面龟裂纹是制动鼓表面的一种细微裂纹。图1中的金相图片显示,存在珠光体分解的情况。长距离刹车时制动鼓内表面温度可高达500℃,瞬态升

温可使制动面温度达到900℃^[1]。首先在制动鼓外表面淋水,制动鼓内外表面将产生不小于50℃温度差,不同温度下金属材料的热膨胀系数不同,导致内外表面产生的热应变不同。制动鼓在热应力、相变应力的彼此作用下珠光体中的渗碳体分解,摩擦面上珠光体量减少,铁素体量增加,抗拉强度和硬度显著下降,制动鼓耐磨性变差,产生龟裂纹的倾向增大。



(a) 照片

(b) 金相图

图1 失效复合制动鼓龟裂纹宏观及微观图片

Fig. 1 Macroscopic and microstructure images of failed composite brake drum cracks

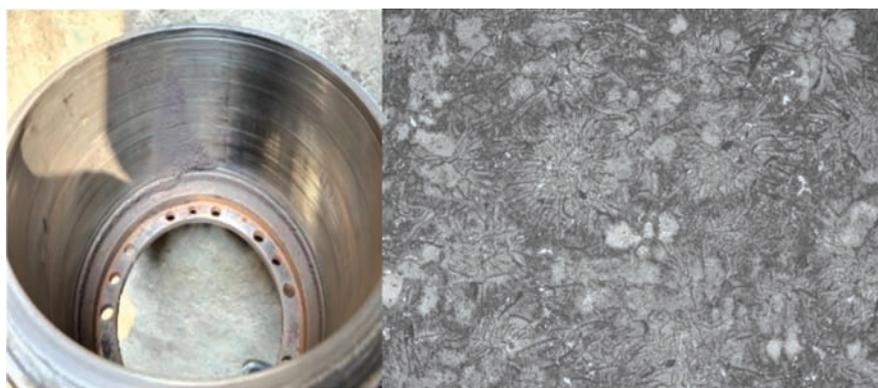
(2) 开裂的本质是裂纹扩展到了制动鼓大口端面,主要是由于制动鼓大口处静刚度差,刹车时变形大,受交变应力作用反复变形,引起龟裂纹延展造成贯穿性裂纹。

(3) 拉槽是指制动鼓制动面上与刹车片铆钉位置相错开的沟槽。图2金相图片显示,该位置存在大量的B型石墨和铁素体,表面HBW硬度仅有176。其形成的原因主要有以下几个方面:①由于砂砾、石子等硬块儿进入制动鼓腔体,在刹车过程中造成沟槽;②制动

鼓硬度不够,不耐磨造成拉槽;③刹车片破碎、剥落以及制动蹄抖动引起的受力不均造成的拉槽。

(4) 铆钉拉槽是制动鼓制动面上出现的与刹车片铆钉位置对应的沟槽。主要由于刹车片磨损或碎裂、铆钉外漏,在制动时铆钉与制动面摩擦产生的沟槽。

双金属复合制动鼓的失效形式主要有以上几种,作者以失效占比最大的开裂和制动面龟裂纹为研究对象探究其影响因素,以便提出改进措施,提高相关性能。



(a) 照片

(b) 金相图

图2 失效复合制动鼓拉槽宏观及微观图片

Fig. 2 Macroscopic and microstructure images of failed composite brake drum pulling groove

2 试验研究

2.1 静态刚度试验

2.1.1 试验方案

设计试验工装，模拟重卡在行车制动时的场景测试制动鼓的静刚度。针对同一型号的制动鼓，生产出3个不同大口直径（安装防尘罩部位）的制动鼓，大口直径分别为： $\Phi 444$ mm、 $\Phi 447$ mm、 $\Phi 450$ mm，直径

从小到大依次编号为1#、2#和3#，制动鼓摩擦面材料化学成分见表1。

(1) 静态刚度试验方法。将公司生产的制动鼓装配在车桥上，将车桥固定在桥支架上。在商用车行车制动的气压下，静态模拟行车制动，用百分表测试制动鼓各点的高程并计算出变形量，变形量越大，则该位置的静刚度越小。

表1 制动鼓摩擦面材料化学成分
Tab. 1 Chemical compositions of friction surface materials of brake drums

编号	C	Si	Mn	P	S	Cr	$w_B/\%$
1#	3.323	1.821	0.751	0.012	0.081	0.031	
2#	3.318	1.802	0.762	0.010	0.078	0.032	
3#	3.320	1.811	0.781	0.011	0.080	0.032	

(2) 试验设备。车桥型号：HDZ485；车桥型：驱动后桥；额定轴荷：13 000 kg；试验气压：10 bar。制动气室型号36"/30"，行车时膜片的有效面积为185 cm²，其最大行程为60 mm。百分表规格：0~10 mm/0.01 mm

2.1.2 试验过程

(a) A、B、C和D四组点在制动鼓外圆周方向均匀分布，其中A点是离凸轮轴最近点，A点处又分A1、A2两点，这两点沿制动鼓轴线方向依次分布在制动鼓大口外侧、制动鼓凸起（加强带）的中间位置，如图3所示。

(b) 模拟制动前将8个点的高程均预置为4.00 mm。在10 bar气压下模拟制动（刹车片撑紧制动鼓），当制动鼓在该监测点的直径变大时，百分表指针顺时针旋转，直径变小时，百分表指针逆时针旋转。

(c) 定义测试位置点的 $\Delta_{\text{高程}}$ ： $\Delta_{\text{高程}}$ =模拟制动后的高程-模拟制动前的高程； $\Delta_{\text{高程}}$ 为正，说明该位置点直径变大； $\Delta_{\text{高程}}$ 为负，则说明直径变小。变形量为 $\Delta_{\text{高程}}$ 的绝对值。

2.1.3 试验结果分析

试验中模拟制动前后各点的高程和变形量如表2

表2 各测试点 $\Delta_{\text{高程}}$ 及变形量
Tab. 2 Elevation and deformation of each detection point

编号	$\Delta_{\text{高程}}$								变形量	
	A1	B1	C1	D1	A2	B2	C2	D2	大口	加强带
1#	-0.87	0.66	-0.71	0.81	-0.83	0.70	-0.65	0.75	0.87	0.83
2#	-0.85	0.57	-0.63	0.80	-0.77	0.59	-0.58	0.63	0.85	0.77
3#	-0.71	0.46	-0.55	0.64	-0.65	0.54	-0.55	0.59	0.71	0.65

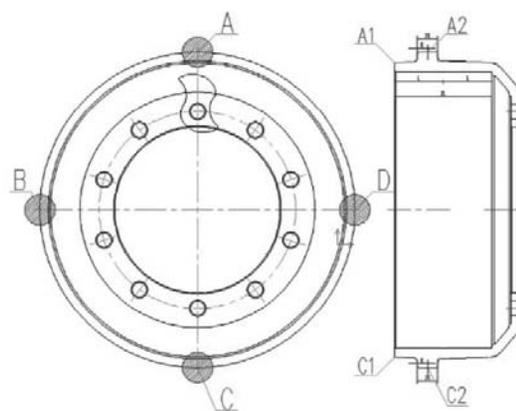


图3 静刚度试验检测位置

Fig. 3 Detection positions of static stiffness experiment

所示。

(a) 在制动力矩的作用下，刹车片向外撑紧制动鼓的制动面，凸轮轴及对向的位置（A、C点）高程为负，与凸轮轴和中心连线垂直的位置（B、D点）高程为正，整个制动鼓呈现椭圆形。

(b) 针对同一个制动鼓，大口处的变形量略大于加强带处的变形量。

(c) 针对不同大口壁厚的制动鼓, 随着大口壁厚的增加, 大口处的变形量和加强带的变形量均呈减小趋势。

(d) 随着去除制动气压, 各点的高程趋于0, 说明试验中各点的变形为弹性变形。

(e) 试验中的3个样件的化学成分基本相同, 试验温度接近, 则材料本身的弹性模量可以认为是相同的。引起各点变形量不同的主要因素为制动鼓大口处

的壁厚。

2.2 台架试验

试验方法: 对静刚度试验的3件制动鼓分别按表3的试验条件做台架试验, 以前100次制动循环为研究对象, 每10次制动循环停机用直尺测量连续裂纹起点和终点之间的长度(可借助于显影剂), 如图4所示, 横向对比, 以探究制动鼓大口静刚度和耐磨性的关系。

表3 台架试验条件
Tab. 3 Bench test conditions

项目	要求
安装热电偶	符合QC/T556要求
磨合	制动次数: 100次; 制动初始速度: 60 km/h; 制动终止速度: 5 km/h; 制动减速度: 1 m/s ² 和2 m/s ² 交替; 制动初始温度: ≤200 °C(从室温开始); 磨合结束后, 若制动鼓与衬片间的接触面积未达到80%以上, 应按上述方法继续磨合
热疲劳试验	制动车速: 120 km/h; 转动惯量: 2 150 kg·m ² ; 制动力矩: 7 000 N·m; 制动初温≤100 °C; 拖磨时间: 40 s; 冷却风速: 10 m/s
失效标准	a) 制动鼓摩擦面的裂纹达到了制动鼓摩擦面2/3; b) 制动鼓摩擦面的裂纹达到了制动鼓摩擦面外缘; c) 制动鼓有贯穿裂纹; d) 在摩擦面外的任何区域有任何类型的结构损伤或裂纹

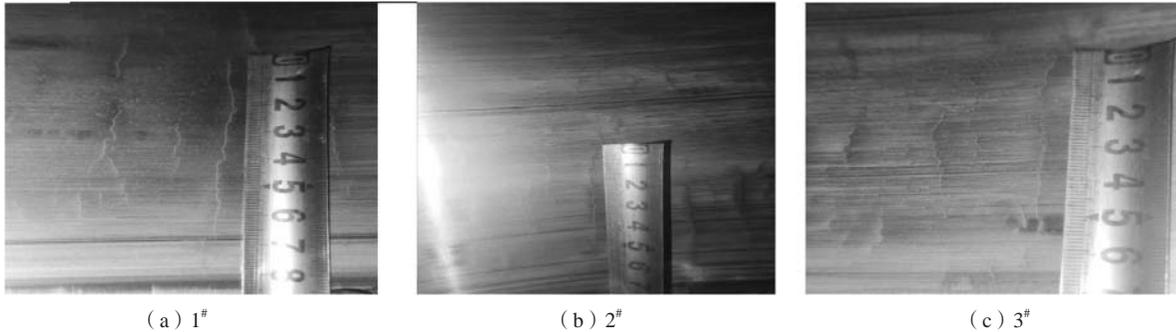


图4 台架试验100次的裂纹长度
Fig. 4 Crack lengths of 100 bench tests

试验设备: 采用8000型制动器试验台, 该试验台能够按照标准QC/T 239—2015、GB/T 37336—2019的要求, 对总重5~55 t的中、重型车的鼓式制动器进行性能试验。

该设备主要技术参数:

试验转速: 0~1 200 r/min; 系统惯量:

89~2 889 kg·m²; 制动压力(气压): 0~1.2 MPa; 制动压力(液压): 0~20 MPa; 制动力矩: 0~35 000 N·m。

台架试验结果如表4所示, 制动鼓的大口变形量(静刚度)对刹车距离和刹车时间影响不大, 但会影响制动鼓裂纹扩展速度和失效时的制动次数。大口变

表4 台架试验结果
Tab. 4 Bench test results

检测项目	平均制动距离/m	平均刹车时间/s	20次裂纹长度/mm	50次裂纹长度/mm	100次裂纹长度/mm	失效时次数
1#	328.6	14.5	12	23	67	120
2#	332.7	14.8	10	21	55	130
3#	326.5	14.4	8	19	49	150

形量越小（静刚度越小），制动鼓的耐磨性越好、使用寿命越长。大口壁厚越厚，制动鼓大口处的变形量越小，故提高制动鼓大口壁厚可以有效地提升制动鼓的耐磨性。

制动鼓依靠法兰和轮毂安装，制动鼓相当于是一个悬臂梁结构，远离支点的大口部位所承受的弯矩较大。在制动蹄的正压力和摩擦力共同作用下，大口部位挠度变形、自身应变更大。随着制动力矩的消失，制动鼓的变形得到一定程度的恢复。制动鼓在制动时引发变形，呈现椭圆状，在凸轮轴（A点）及正对方向（C点）直径变大，在垂直于凸轮轴和中心连线的方向（B点和D点）直径变小。从受力角度分析，在施加制动力矩后，摩擦片所对应的制动鼓外侧承受较大拉应力，内侧承受较大压应力；与两摩擦片连线向垂直的区域，外侧承受较大压应力，内侧承受较大拉应力。

在行车过程中随着轮胎的转动，制动鼓所受应力时刻发生变化。大口部位受到这种交变应力的作用更大，当应力循环达到一定次数之后，会导致制动面的表面甚至内部产生微小龟裂纹，同时加速已有龟裂纹的扩展。大口部位变形大（静刚度差），制动鼓更容易在大口部位形成贯穿性裂纹，导致制动鼓失效。增加制动鼓大口静刚度后可以减少变形，能延缓裂纹的

产生与扩展。与王晓颖、范子杰等人的研究成果^[2]——制动鼓的内表面开裂形式受周向应力影响，在加速疲劳工况下，最危险位置出现在制动鼓开口处，是一致的。

制动鼓大口处的壁厚增加，造成制动鼓的质量增加，制动鼓热容量随之增大。制动鼓热容量越大，制动鼓可以吸收和释放的热量就越多，则制动过程中产生的热量能及时散发出去，能够更好地保持制动鼓温度的稳定。制动温升越小，制动鼓的制动性能就越好，耐磨性和使用寿命越好。同时可以有效减少因制动温升过高而导致的行车事故的风险。

2.3 摩擦面化学成分对制动鼓性能影响的试验

在相同的工艺条件下，采用相同的冷却条件生产不同化学成分的制动鼓。选取8件分别编号，然后按照表3的试验条件做台架试验，每10次制动循环停机用直尺测量连续裂纹起点和终点之间的长度（可借助于显影剂），以探究化学成分对制动鼓耐磨性的影响。试验件化学成分见表5，力学性能和金相组织见表6，1#、5#和8#试验件微观金相图片见图5。

表7台架试验结果表明：

（1）对比1#-4#制动鼓：当碳在3.27%~3.43%时，

表5 试验件的化学成分
Tab. 5 Chemical compositions of test specimens

编号	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	$w_B / \%$
1#	3.272	1.832	0.788	0.021	0.082	0.301		
2#	3.311	1.822	0.792	0.022	0.079	0.305		
3#	3.434	1.833	0.785	0.025	0.079	0.295		
4#	3.662	1.837	0.792	0.022	0.082	0.311		
5#	3.703	1.832	0.781	0.026	0.081	0.296	0.195	
6#	3.754	1.823	0.796	0.024	0.083	0.310	0.192	
7#	3.816	1.822	0.787	0.022	0.082	0.312	0.188	
8#	3.894	1.833	0.792	0.023	0.081	0.301	0.201	

表6 制动面力学性能和金相组织
Tab. 6 Mechanical properties and metallographic structures of braking surfaces

编号	抗拉强度/MPa	HBW硬度	珠光体含量/%	碳化物+磷共晶/%
1#	273	212	98	2
2#	265	206	95	2~3
3#	251	194	90	2~3
4#	240	188	85~90	3
5#	264	205	95	2~3
6#	257	197	90~95	2~3
7#	248	192	90	2~3
8#	237	186	85	3

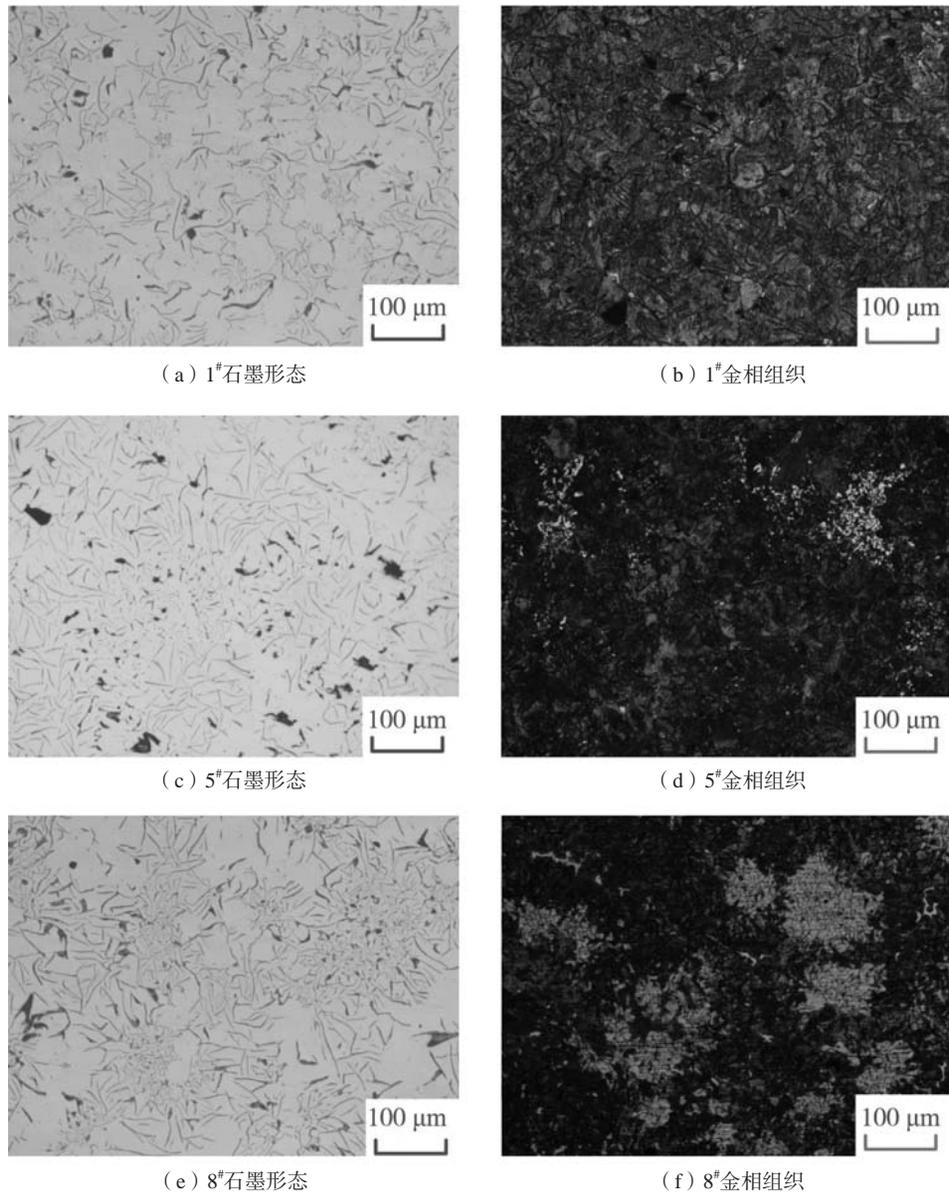


图5 试验件的石墨形态及金相组织

Fig. 5 Graphite morphologies and metallographic structures of the test pieces

表7 台架试验结果
Tab. 7 Bench test results

编号	制动距离/m	制动时间/s	裂纹长度/mm			失效次数
			20次	50次	100次	
1#	335.2	14.5	9	32	68	120
2#	334.5	14.3	10	28	72	130
3#	342.1	15.1	8	21	62	140
4#	330.6	14.2	11	40	90	150
5#	326.6	14.1	0	5	35	160
6#	324.5	13.8	0	8	48	150
7#	338.4	15.1	0	22	78	120
8#	334.8	14.4	0	25	84	110

硅含量基本相同。在刹车距离和刹车时间基本相同的情况下,其裂纹长度变化不大,当碳当量提高时可以提高材料的导热性能,这是由于碳当量的提高使得灰铸铁中石墨含量变多,石墨变粗,进而导致了材料导热性能的提高^[3],减轻了制动鼓高温下的性能衰退速度,并提高了制动鼓的耐磨性;当碳继续增加,特别是达到3.66%时,由于石墨数量增多和尺寸增大,石墨的割裂和缩减作用显著增强,制动鼓摩擦面强度和硬度降低,强度为240 MPa, HBW硬度为188,和较低碳含量制动鼓在刹车距离和刹车时间基本相同的情况下,裂纹扩展速度显著增加,制动鼓制动性能降低。

(2)对比5[#]、6[#]、7[#]和8[#]试验件可以看出,在较高碳含量的情况下,适量加入合金元素钼,通过降低石墨的含量和强力细化石墨和珠光体的方式,提高灰铸铁强度和稳定导热性能^[4]。钼增大了共析转变过冷度,使共析转变在更低的温度下进行,从而使珠光体的层间距减小;同时钼的碳化物属于硬质相, HV硬度高达2 200,能够显著地提高灰铸铁的高温强度、热疲劳抗力和抗高温蠕变能力,减少热裂纹倾向,改善灰铸铁

的强度和耐磨性^[5]。

(3)对比5[#]、6[#]、7[#]和8[#]试验件,当碳含量超过3.8%时,即便在加入合金元素钼的情况下,摩擦面灰铸铁材料中石墨数量增多,尺寸增多,珠光体比例下降,其强度、硬度和耐磨性均明显降低,过多的石墨使其切割和缩减作用表现更加充分,制动鼓摩擦面材料性能劣化。

3 结论

(1)在不影响制动鼓装配的前提下,尽量增大制动鼓的大口处壁厚,可以提高制动鼓的静刚度,降低摩擦面大口处的龟裂纹产生及扩展速度。

(2)碳含量范围在3.65%~3.75%,钼的含量控制在0.2%左右,制动鼓有较高的散热性能、抗热疲劳性能和力学性能,且生产成本较为合理。制动鼓裂纹扩展速度较慢,耐磨性最好。

(3)通过调整合金元素提高摩擦面的硬度,可以减少拉槽现象的产生。

参考文献:

- [1] 李传斌. 铸铁的组织和几种合金元素的影响 [J]. 铸造纵横, 2004 (12): 10-17.
- [2] 王晓颖, 范子杰, 边疆, 等. 鼓式制动器疲劳寿命预测 [J]. 清华大学学报(自然科学版), 2021, 61(1): 131-132.
- [3] 张宏, 杨忠, 陶栋, 等. 低碳当量对灰铸铁组织和性能的影响 [J]. 热加工工艺, 2023, 52(1): 52-57.
- [4] 裴慧雯, 李莉娟, 李仁兴, 等. 钼、钒复合强化灰铸铁组织和性能研究 [J]. 铸造, 2022, 71(7): 845-850.
- [5] 郝石坚. 现代铸铁学 [M]. 2版. 北京: 冶金工业出版社, 2009: 131-133.

Experimental Study on Steel/Gray Cast Iron Bimetallic Centrifugal Casting Composite Brake Drum

ZHOU Li-gang, GAO Chao, CUI Ji-de, CHEN Hua-wei, LIAN Mei-li, LI Lei, ZHANG Lai-feng, TAN Jia-jun
(Henan Valiant Braking System Co., Ltd., Zhumadian 463200, Henan, China)

Abstract:

Taking steel/gray cast iron bimetal centrifugal casting composite brake drum as the research object, the main failure causes of the brake drum are analyzed, and a series of static stiffness tests and bench tests are carried out. It is found that the static stiffness and carbon content of the big lip of the brake drum seriously affect the service life of the brake drum. The wear resistance and service life of the brake drum can be improved by increasing the carbon content of gray cast iron to 3.65%-3.75%, increasing the alloy molybdenum 0.2% and increasing the wall thickness of the big lip of the brake drum.

Key words:

composite brake drum; static stiffness; bench test; service life; carbon content; carbon equivalent