Volume 31 Number 3

DOI: 10.11817/j.ysxb.1004.0609.2021-37766



缩比摩擦副与 1:1 摩擦副温度和摩擦因数 偏差的试验研究



李 兵,杨俊英,高 飞

(大连交通大学 连续挤压教育部工程研究中心, 大连 116028)

摘 要:缩比与 1:1 试验的结果是有偏差的,为认识影响偏差的各因素的作用,利用缩比试验台和 1:1 试验台,在制动压力 0.19~0.49 MPa,制动速度 50~220 km/h 条件下,进行对比试验。结果表明:缩比制动盘的盘面峰值温度高于 1:1 制动盘,温差随制动压力的增加略有降低。平均摩擦因数的偏差与制动工况有关,制动压力 0.19 MPa 时,缩比摩擦副的平均摩擦因数大于 1:1 摩擦副的,差值在 0.007~0.035 之间;制动压力增加到 0.49 MPa 时,缩比摩擦副的平均摩擦因数小于 1:1 摩擦副的,差值在 0.003~0.065 之间。两种摩擦副的温度和摩擦性能存在偏差的原因在于冷却条件和摩擦弧长分布的不同,1:1 试验制动盘的通风散热好、摩擦弧分散性大,使盘面温度均匀性好于缩比试验的。在高制动压力条件下,高温加剧了缩比条件下摩擦因数的衰减,导致低于 1:1 摩擦副的平均摩擦因数。

关键词:制动;缩比;平均摩擦因数;温度

文章编号: 1004-0609(2021)-03-0707-08

中图分类号: TH117.1

文献标志码: A

引文格式: 李 兵, 杨俊英, 高 飞. 缩比摩擦副与 1:1 摩擦副温度和摩擦因数偏差的试验研究[J]. 中国有色金属学报, 2021, 31(3): 707-714. DOI: 10.11817/j.ysxb.1004.0609.2021-37766

LI Bing, YANG Jun-ying, GAO Fei. Experimental study on braking temperature and friction coefficient deviation between reduced and 1:1 friction pair[J]. The Chinese Journal of Nonferrous Metals, 2021, 31(3): 707–714. DOI: 10.11817/j.ysxb.1004.0609.2021-37766

高速列车制动摩擦副在强摩擦、高热负荷等复杂工况下工作^[1],因此认识制动摩擦性能一直是国内外学者关注的问题^[2-8]。为认识摩擦性能,通常利用试验的方法进行检测,1:1 试验测试是最能反映实际列车摩擦性能的检测方法,但是其设备昂贵、测试周期长,导致产品研发试验成本高。缩比试验是对照实际制动条件的一种缩小比例的试验方法,具有成本低、试验时间短等优势。然而,两种试验方法测试的结果存在一定的偏差,因此,认识缩比试验与 1:1 试验结果之间的偏差就成为一个要研究的问题。针对这方面的问题,SANDERS等^[9]利用 1:1 试验台与缩比试验台,比较了制动初

速度 100 km/h, 减速度 3.92 m/s²条件下的试验结果,发现缩比试验测得的摩擦因数和盘面峰值温度均低于 1:1 试验。赵小楼^[10]以汽车盘式制动器为原型,在制动初速度 80 km/h,终了速度 30 km/h,减速度 2.94 m/s²条件下进行对比试验,发现缩比试验测试的摩擦因数略高于 1:1 试验。DESPLANQUES 等^[11]以 TGV 列车制动器为原型进行缩比设计,将测试的盘面峰值温度相比较,缩比试验低于 1:1 试验。可见,这些研究由于试验参数和设备条件等差别,得到的结果并不一致,导致这些结果差异的原因仍有待探讨,尤其是这些研究鲜有从盘面温度分布的角度探讨两种测试结果的差异,而温度是影响摩

基金项目: 国家重点研发计划重点专项(2016YFB0301403); 辽宁省教育厅科学研究项目(JDL2020025); 大连市青年科技之星项目 (2017RQ135)

收稿日期: 2020-04-14; 修订日期: 2020-12-04

通信作者: 杨俊英, 副教授, 博士; 电话: 0411-84109397; E-mail: yangjy@djtu.edu.cn

擦性能一个重要因素。因此,利用对比试验,探讨不同工况下两种试验方法的温度分布特点和摩擦性能的差异,对于认识产生差异的原因,改进测试方法是有意义的。

本文基于 UIC 标准的测试条件,利用缩比试验 台和 1:1 轨道车辆制动试验台进行制动试验,借助 红外热像仪采集盘面温度场,对比温度、摩擦因数 等试验结果,探究影响缩比试验和 1:1 试验结果偏差的原因。

1 试验

1:1 制动盘采用带有散热筋的通风盘,尺寸为 d 640 mm×80 mm,缩比制动盘是 d 310 mm×20 mm 的实心盘,制动盘材料均为 4Cr5MoSiV1。选用的制动闸片为铜基粉末冶金材料,主要成分包括铜、石墨、二氧化硅等。1:1 制动闸片由 18 个六边形摩擦块组成,缩比制动闸片是由三个不规则摩擦块组成,两种制动闸片面积分别为 32217 mm²、6292 mm²,两种制动闸片如图 1 所示。试验设备为BD2500/15000 制动动力 1:1 试验台与 TM-I 型缩比制动试验台,1:1 试验的转动惯量为 1206 kg·m²,缩比试验的转动惯量为 46 kg·m²。两种试验主要参数及相似因子如表 1 所列,其中缩比系数 A=5.12。

正式试验前在制动速度 120 km/h,制动压力 0.49 MPa 条件下,对闸片进行预磨,使闸片的接触面积达到 85%以上。在制动压力分别为 0.19、0.36 和 0.49 MPa,制动初速度 50、80、120、160、200 和 220 km/h 条件下进行两种摩擦副的摩擦制动试验。在制动过程中,利用热像仪无法测试到闸片的温度分布,而采用热电偶又仅能得到某点的温度值,因此本文主要以制动盘为研究对象,测试不同





图 1 两种制动闸片图

Fig. 1 Structure diagram of two brake pads: (a) 1:1 brake pad; (b) Reduced brake pad

制动压力、速度条件下,两种摩擦副盘面温度场分布、平均摩擦因数的偏差和两种摩擦副制动时间的关系。两种试验台可以直接测出平均摩擦因数,测试误差为 0.001。采用 PYROVIEW 640L 型红外热像仪记录不同时刻制动盘盘面温度分布情况,发射率设为 0.85,误差为 2%的测量值。

2 结果与讨论

2.1 缩比摩擦副与 1:1 摩擦副的盘面温度场

图 2 所示为制动压力 0.49 MPa, 速度 200 km/h 工况下,1:1 制动盘盘面温度场随时间的变化情况。 可见,制动 2 s 时,摩擦区出现多条环状高温带, 温度在 50~150 ℃之间。制动 11 s 时,演变为三条 高温带,温度在 200~300 ℃之间。制动 20 s 时,摩 擦区温度尤其是中间高温带温度升高显著,达到了

表 1 主要参数及相似因子

Table 1 Main parameters and similar factor

Test	Brake disc size/mm	Brake pad thickness/mm	Friction radius, <i>r</i> /mm	Brake pad area, S/mm ²	Moment of inertia, $J/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-2})$	Angular velocity, $\omega/(\text{rad}\cdot\text{s}^{-1})$
1:1 test	d 640×80	20	247	32217	1206	-
Reduced test	$d310\times20$	20	110	6292	46	_
Similar factor	_	_	$r_1 = A^{1/2} r_2$	$S_1 = AS_2$	$J_1 = A^2 J_2$	$\omega_1 = A^{-1/2\omega_2}$

Note: Subscript 1 means 1:1 test; Subscript 2 means reduced test.

峰值温度 441 ℃,随着制动过程的进行,高温带逐渐融合,盘面温度变得均匀,直至制动结束,制动结束时盘面温度在 200~250 ℃之间。

图 3 所示为同工况下缩比制动盘盘面温度场随时间的变化情况。可见,在制动 2 s 时,盘面出现

两条环状高温带,其中外侧带较宽,内侧带温度较高。制动 11 s 时,演变为一个环状高温带,高温区温度在 300~350 ℃之间,随着制动的进行,环状高温带逐渐宽化,温度升高,在制动的 36 s 达到峰值温度 496 ℃,随后摩擦区温度开始下降,制动结束

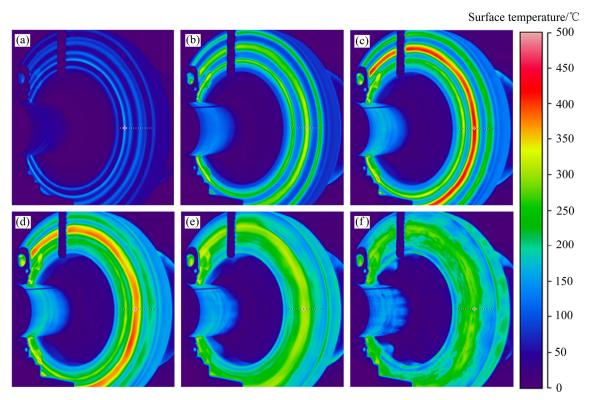


图 2 1:1 制动盘盘面温度场随时间的变化情况

Fig. 2 Surface temperature evolution of 1:1 brake disc with time: (a) 2 s; (b) 11 s; (c) 20 s; (d) 27 s; (e) 36 s; (f) 42.3 s

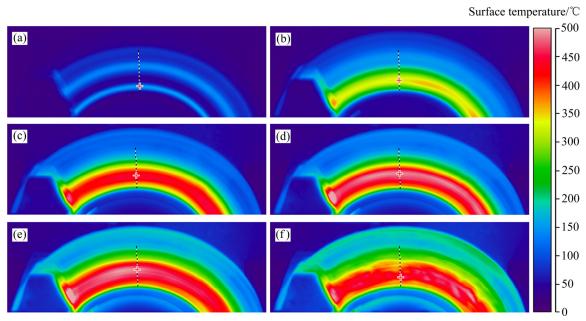


图 3 缩比制动盘盘面温度场随时间的变化情况

Fig. 3 Surface temperature evolution of reduced brake disc with time: (a) 2 s; (b) 11 s; (c) 20 s; (d) 27 s; (e) 36 s; (f) 42.6 s

时摩擦区温度较高,在350~450℃之间。

通过对比发现,由于闸片结构不同,1:1 制动闸片分散性大,摩擦块数量多且沿径向不同位置处的摩擦弧长波动大,1:1 制动盘摩擦区出现的高温带较窄,数量较多。而缩比闸片摩擦块数量少,径向及周向分散程度均小于1:1 制动闸片的,在摩擦区中部达到的峰值温度更高,并形成一条宽的高温带。

图 4 所示为两种制动盘沿径向的温度随时间的变化情况。从图 4(a)可以看出,制动初期,1:1 制动盘径向温度曲线呈现四个小波峰,制动 11 s 时,呈明显的三峰状分布,中间波峰温度最高为 321 ℃,在 20 s 达到最大值 433 ℃,制动进行到 27 s 时,波峰温度开始下降,波谷温度开始上升,径向温度梯度减小。图 4(b)所示为缩比制动盘的径向温度曲线,可见,制动初期,制动盘径向温度曲线呈现两个波峰,内侧波峰峰值较外侧的高 17 ℃,制动 11 s 时,温度分布呈现单峰状,在制动的 36 s 达到了最大温度 490 ℃,随着制动的进行,温度梯度有所减小。

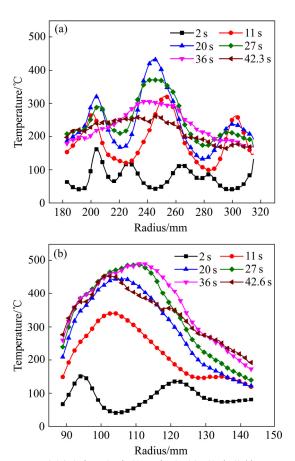


图 4 两种制动盘沿径向的温度随时间的变化情况

Fig. 4 Radial temperature of two brake discs changes with time: (a) 1:1 brake disc; (b) Reduced brake disc

摩擦副在制动盘某一半径处的周向接触长度 称为该半径处的摩擦弧长,两摩擦副闸片结构的不 同造成摩擦弧长分布也有一定的差别,不同半径处 的摩擦弧长分布情况如图 5 所示。可见, 1:1 摩擦 副的摩擦弧长表现为三峰状,缩比摩擦弧长则呈双 峰状分布。由摩擦功率法计算的摩擦面热流密度[12] 可知, 热流密度在制动盘径向的分布与周向摩擦弧 长成正比。通过将温度分布曲线和摩擦弧长分布曲 线对比, 可见, 径向温度分布曲线与摩擦弧长分布 曲线有一定的相似性[13],如果仅从摩擦弧长分布角 度,两个曲线应该存在对应关系,然而,温度峰值 出现的位置与弧长峰值位置并不一致。这说明,温 度不仅由弧长决定的[14],实际上,温度分布还与制 动压力分布和散热条件等相关。对于1:1制动盘, 采用的是中空通风结构,而缩比制动盘则为实心结 构,两者相比,尽管 1:1 制动盘在大盘径处的摩擦 弧最长,理论上而言该位置会形成峰值温度,但良 好的通风冷却能力使这个区域的温度并没有显著 增加。相比而言,实心的缩比盘的冷却能力有限, 中心区域的温度散热不充分,导致了较高的峰值温 度。

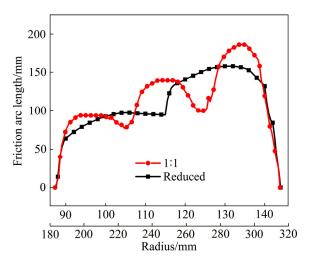


图 5 两种摩擦副的摩擦弧长分布

Fig. 5 Radial arc length distribution of two friction pairs

2.2 缩比摩擦副与1:1 摩擦副的盘面峰值温度关系

图 6 所示为不同工况下两种制动盘的盘面峰值温度变化情况。制动压力为 0.19 MPa 时,两种制动盘的盘面峰值温度差值从 120 km/h 的 40 \mathbb{C} 增加到 200 km/h 的 91 \mathbb{C} ,减小到 220 km/h 的 88 \mathbb{C} ,如图 6(a)所示;制动压力为 0.36 MPa 时,如图 6(b)所示,

峰值温度温差随制动速度增加而增加,50 km/h 时温度差值最小为 $4 \, \mathbb{C}$,制动速度达到 220 km/h 时,温度差值最大为 $56 \, \mathbb{C}$;制动压力为 $0.49 \, \text{MPa}$ 时,制动速度在 $120 \sim 220 \, \text{km/h}$ 之间,二者差值在 $33 \sim 53 \, \mathbb{C}$ 范围内,如图 6(c)所示。可见,在所试验的条件下,缩比盘面的峰值温度均高于 1:1 制动盘

的,随着制动压力的增加,两盘面峰值温度温差略 有降低。

图 7 所示为两种摩擦副的制动时间对比。由图 7 可见,制动压力为 0.19 MPa 时,制动速度从 120 km/h 增加到 220 km/h,1:1 制动时间从 67.3 s 延长到 115.4 s,缩比制动时间则从 56.4 s 变为 91 s,

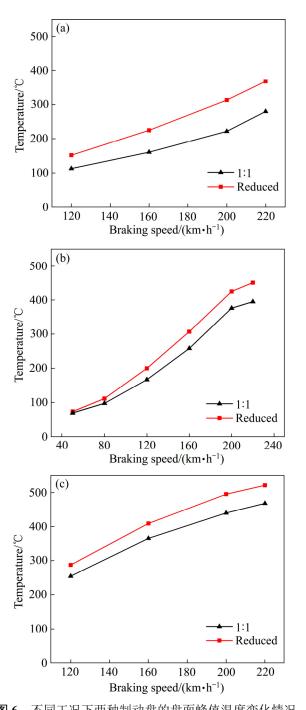


图 6 不同工况下两种制动盘的盘面峰值温度变化情况 Fig. 6 Peak temperature of two brake discs changes with different braking conditions: (a) 0.19 MPa; (b) 0.36 MPa; (c) 0.49 MPa

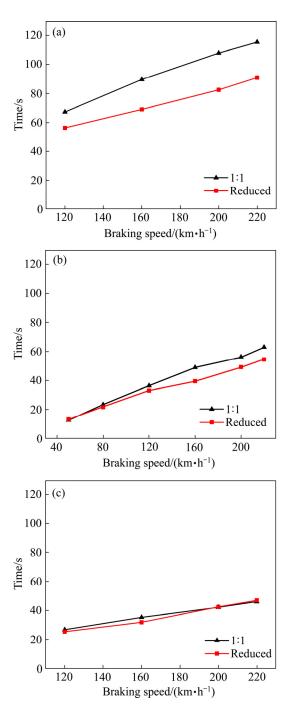


图 7 不同工况下两种摩擦副的制动时间对比

Fig. 7 Comparison of braking time of two friction pairs under different braking conditions: (a) 0.19 MPa; (b) 0.36 MPa; (c) 0.49 MPa

200 km/h条件下两种摩擦副的制动时间差值最大为25.3 s,如图 7(a)所示。制动压力为0.36 MPa 时,如图 7(b)所示,速度 50 km/h 和 80 km/h条件下,制动时间相差很小,速度在120~220 km/h 的范围,制动时间差值在1.7~9.5 s 之间。制动压力增加到0.49 MPa 时,两者的制动时间几乎等同,如图 7(c)所示。这说明,当处于高制动压力条件时,缩比摩擦副与1:1 摩擦副在制动时间上具有较好的一致性。

2.3 缩比摩擦副与1:1摩擦副的平均摩擦因数关系

不同工况下,两种摩擦副的平均摩擦因数对比 情况如图 8 所示。可见,在制动压力为 0.19 MPa, 速度从 120 km/h 到 220 km/h, 缩比摩擦副的平均摩 擦因数由 0.413 增加到 0.464, 1:1 摩擦副的平均摩 擦因数则由 0.402 增加到 0.457, 两种摩擦副的平均 摩擦因数随速度增加均有所增加,其差值在 0.007~0.035 之间,如图 8(a)所示。在制动压力 0.36 MPa,制动初速度为 50 km/h 条件下,缩比与 1:1 的平均摩擦因数分别为 0.38 和 0.415, 在速度 80 km/h 和 120 km/h 条件下,两种试验测试的平均摩 擦因数相同,速度在 160~220 km/h 范围内,缩比平 均摩擦因数在 0.415~0.426 之间, 1:1 平均摩擦因数 在 0.386~0.422 的范围内, 缩比平均摩擦因数略高, 如图 8(b)所示。制动压力为 0.49 MPa 时,在速度 120~220 km/h 范围内,如图 8(c)所示,缩比平均摩 擦因数在 0.354~0.38 之间波动, 1:1 平均摩擦因数 在 0.372~0.419 范围内, 缩比平均摩擦因数随速度 的增加,明显低于1:1试验的平均摩擦因数,差值 在 0.003~0.065 之间。

上述试验结果表明,缩比与 1:1 的平均摩擦因数的关系是复杂的,在低制动压力下,1:1 平均摩擦因数低于缩比平均摩擦因数,在高制动压力时,则高于缩比平均摩擦因数。这可能与盘面温度有关,在低制动压力时,尽管缩比的温度高于 1:1 试验,但峰值温度并没有超过 400 ℃,在这个温度条件下,摩擦材料的力学性能仍处于良好的范围内,而缩比闸片的面积小,实际接触面积的比例大,因此,平均摩擦因数表现出高于 1:1 条件。随着制动压力的增加,缩比盘面温度大都超过了 400 ℃,高于 1:1 的盘面温度,闸片材料的软化倾向增加,同时,摩擦面形成一层"金属膜"加剧了摩擦因数衰

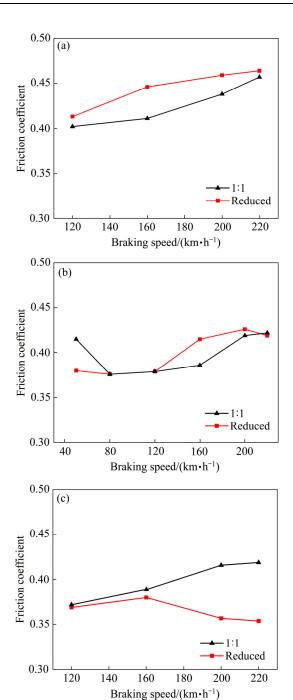


图 8 不同工况下两种摩擦副的平均摩擦因数变化情况 Fig. 8 Average friction coefficients of two friction pairs changes under different braking conditions: (a) 0.19 MPa; (b) 0.36 MPa; (c) 0.49 MPa

减^[15-18]。另一方面,1:1 制动盘是带有散热筋的通风盘,通风散热性好,且闸片摩擦弧长分散性大,导致摩擦的高温区域的面积占整个摩擦区的比例小,使平均摩擦因数仍处于较高值。因此,在高制动压力条件下,高温加剧了缩比条件下的摩擦因数的衰减,导致低于1:1 试验的平均摩擦因数。

3 结论

- 1) 缩比制动盘的盘面峰值温度高于 1:1 制动盘,温差随制动压力的增加略有降低。制动压力 0.19 MPa,速度从 120 km/h 增加到 220 km/h,两种摩擦副的盘面峰值温度差值从 40 ℃升高到 88 ℃,制动压力 0.49 MPa,温度差值在 33~53 ℃的范围。
- 2) 平均摩擦因数的偏差与制动工况有关,制动压力0.19 MPa,缩比摩擦副的平均摩擦因数大于1:1摩擦副,差值在 0.007~0.035 之间;制动压力增加到 0.49 MPa 时,缩比摩擦副的平均摩擦因数小于1:1摩擦副,差值在 0.003~0.065 之间。
- 3) 缩比与1:1摩擦副的温度分布和摩擦性能存在偏差的原因在于冷却条件和摩擦弧长分布的不同,1:1 试验制动盘的通风散热好、摩擦弧分散性大,使盘面温度均匀性好于缩比试验。在高制动压力条件下,高温加剧了缩比条件下的摩擦因数的衰减,导致低于1:1摩擦副的平均摩擦因数。

REFERENCES

- [1] YANG Z Y, HAN J M, LI W, et al. Analyzing the mechanisms of fatigue crack initiation and propagation in CRH EMU brake discs[J]. Engineering Failure Analysis, 2013, 34: 121–128.
- [2] 高 飞, 吴波文, 杨俊英. 闸片材料参数与制动盘温度关系[J]. 中国有色金属学报, 2020, 30(4): 837-846.
 GAO Fei, WU Bo-wen, YANG Jun-ying. Relationship of pad material parameters and brake disc temperature field[J]. The Chinese Journal of Nonferrous Metals, 2020, 30(4): 837-846.
- [3] SU L L, GAO F, HAN X M, et al. Effect of copper powder third body on tribological property of copper-based friction materials[J]. Tribology International, 2015, 90: 420–425.
- [4] 李 乐,李 浩,王立勇,等.湿式摩擦副滑摩过程温度场分析及实验验证[J]. 润滑与密封,2019,44(6):1-9. LI Le, LI Hao, WANG Li-yong, et al. Simulation analysis and experimental verification for temperature field variation of wet friction interface during sliding process[J]. Lubrication Engineering, 2019, 44(6): 1-9.
- [5] 杜嘉俊,朱永梅,谭雪龙,等. 树脂基复合材料摩擦片摩擦学性能研究[J]. 摩擦学学报, 2017, 37(5): 574-580.DU Jia-jun, ZHU Yong-mei, TAN Xue-long, et al.

- Tribological properties of resin matrix composites[J]. Tribology, 2017, 37(5): 574–580.
- [6] NAAMANE B, AMMAR H, BENYEBKA B. A comparative study of the transient thermomechanical behavior of friction of the ceramic brake discs[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2019, 33(1): 233–240.
- [7] SHAHZAMANIAN M M, SAHARI B B, BAYAT M, et al. Transient and thermal contact analysis for the elastic behavior of functionally graded brake disks due to mechanical and thermal loads[J]. Materials & Design, 2010, 31(10): 4655-4665.
- [8] 王 奇, 姚萍屏, 周海滨, 等. 含 Cr 铜基粉末冶金摩擦材料的磨损图研究[J]. 摩擦学学报, 2017, 37(3): 364-371. WANG Qi, YAO Ping-ping, ZHOU Hai-bin, et al. Wear map of Cu-based powder metallurgy friction materials using Cr as a friction component[J]. Tribology, 2017, 37(3): 364-371.
- [9] SANDERS P G, DALKA T M, BASCH R H. A reduced-scale brake dynamometer for friction characterization[J]. Tribology International, 2001, 34(9): 609–615.
- [10] 赵小楼. 摩擦材料缩比试验原理及试验方法和测试设备研究[D]. 吉林: 吉林大学, 2007.

 ZHAO Xiao-lou. Study on the principle and test method of the scaling test of the friction material and its equipment[D].

 Jilin: Jilin University, 2007.
- [11] DESPLANQUES Y, ROUSSETTE O, DEGALLAIX G, et al.

 Analysis of tribological behavior of pad-disc contact in railway braking Part 1.Laboratory test development compromises between actual and simulated tribological triplets[J]. Wear, 2007(262): 582–591.
- [12] 张乐乐,杨 强,谭南林,等.基于摩擦功率法的列车制动盘瞬态温度场分析[J].中国铁道科学,2010,31(1):99-104.
 - ZHANG Le-le, YANG Qiang, TAN Nan-lin, et al. Analysis of the transient temperature field of train brake discs based on friction power method[J]. China Railway Science, 2010, 31(1): 99–104.
- [13] 杨俊英,高 飞,孙 野,等. 闸片摩擦块形状对制动盘 温度及摩擦性能的影响[J]. 中国有色金属学报, 2018, 28(7): 1351-1360.
 - YANG Jun-ying, GAO Fei, SUN Ye, et al. Influence of geometry of brake pad on disc temperature and friction performance[J]. The Chinese Journal of Nonferrous Metals, 2018, 28(7): 1351–1360.
- [14] 高 飞,孙 野,杨俊英,等.摩擦副结构与制动盘温度 关系的试验与模拟研究[J]. 机械工程学报, 2015, 51(19):

182-188.

GAO Fei, SUN Ye, YANG Jun-ying, et al. Experimental and simulation research on relationships of the pattern of a friction pair and temperature[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(19): 182–188.

- [15] 孙洪雨, 马元明, 陈 辉, 等. 高速列车制动材料高温摩擦磨损行为研究[J]. 机械, 2018, 45(10): 11-16. SUN Hong-yu, MA Yuan-ming, CHEN Hui, et al. Friction and wear characteristics of train brake materials at high temperature[J]. Mechanical, 2018, 45(10): 11-16.
- [16] 符 蓉, 高 飞, 宋宝韫, 等. 铜-石墨材料摩擦学行为的研究[J]. 摩擦学报, 2010, 30(5): 479-484.
 FU Rong, GAO Fei, SONG Bao-yun, et al. Tribological

behavior of copper-graphite friction materials[J]. Tribology,

2010, 30(5): 479-484.

- [17] 刘伯威,杨 阳,张逸帆.铜锡合金粉含量对汽车摩擦材料性能的影响[J].中国有色金属学报,2017,27(1):118-127.
 - LIU Bo-wei, YANG Yang, ZHANG Yi-fan. Effect of copper-tin alloy powder content on properties of automotive friction material[J]. The Chinese Journal of Nonferrous Metals, 2017, 27(1): 118–127.
- [18] 符 蓉, 高 飞, 沈洪娟, 等. 不同摩擦条件下铜-铁基粉 末冶金材料的摩擦性能[J]. 有色金属, 2011, 63(2): 32-37. FU Rong, GAO Fei, SHEN Hong-juan, et al. Friction properties of Cu-Fe-based powder metallurgy materials under dry and wet friction conditions[J]. Nonferrous Metals, 2011, 63(2): 32-37.

Experimental study on braking temperature and friction coefficient deviation between reduced and 1:1 friction pair

LI Bing, YANG Jun-ying, GAO Fei

(Continuous Extrusion Engineering Research Center of Ministry of Education, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China)

Abstract: There is a deviation between the results of the reduced and the 1:1 test. To understand the effects of various factors, a reduced dynamometer and 1:1 dynamometer were used to conduct a comparative test under the braking pressure 0.19–0.49 MPa and the braking speed 50–220 km/h. The results show that the peak temperature of the reduced brake disc is higher than that of the 1:1 brake disc, and the temperature difference decreases slightly with the increase of the braking pressure. The deviation of the average friction coefficient is related to the braking conditions. The braking pressure is 0.19 MPa, the average friction coefficient of the reduced friction pair is greater than that of the 1:1 friction pair, and the difference is distributed between 0.007–0.035. When the braking pressure is increased to 0.49 MPa, the average friction coefficient of the reduced friction pair is lower than that of the 1:1 friction pair and the difference is distributed between 0.003–0.065. The reason for the deviation of the temperature and friction performance of the two friction pairs is the difference in cooling conditions and friction arc length distribution. The brake disc of the 1:1 test has good ventilation and heat dissipation, and the friction arc is highly dispersive, making the surface temperature uniformity better than that of the reduced test. Under high braking pressure conditions, the high temperature exacerbates the attenuation of the friction coefficient under reduced test, resulting in the average friction coefficient below the average friction coefficient of 1:1 friction pair.

Key words: braking; reduced; average friction coefficient; temperature

Foundation item: Project(2016YFB0301403) supported by the National Key Research and Development Program of China; Project(JDL2020025) supported by the Scientific Research Program of Liaoning Province Education Department, China; Project(2017RQ135) supported by Dalian Youth Science and Technology Star, China

Received date: 2020-04-14; Accepted date: 2020-12-04

Corresponding author: YANG Jun-ying; Tel: +86-411-84109397; E-mail: yangjy@djtu.edu.cn