

汽车检测制动力差最大值取值方法探讨

张郁森¹, 吴明²

(1.开平市恒量汽车检测站, 广东 江门 529328; 2.中山市道路运输车辆综合性能小机检测站, 广东 中山 528415)

摘要:通过对现行滚筒制动台按《机动车安全技术检验项目和方法》(简称安检)和《道路运输车辆综合性能要求和检验方法》(简称综检)检测制动力曲线的统计,分析安检和综检制动力差最大值取值方法的优缺点,认为安检在制动力增长全过程中取值,容易取值到电机断电后制动力下降后的检测值,使制动力差最大值偏大,综检可克服安检的不足,但该方法只是在制动力增长部分过程中取值,使制动力差最大值偏小;提出一种全过程的分程取值方法,取两过程的较大制动力差作为检测制动力差最大值,从而提高汽车制动不平衡率检测和评价的准确性。

关键词:汽车;滚筒制动台;制动力差最大值;取值终点;分程计算

中图分类号:U467.5

文献标志码:A

文章编号:1671-2668(2020)04-0009-03

台架试验检测汽车行驶制动不平衡率,依据 GB 7258—2017《机动车运行安全技术条件》,在制动力增长全过程中同时测得左右轮制动力差的最大值,当轴制动率大于等于 60%时,用该最大值除以该轴左右轮最大制动力的较大者;当轴制动率小于 60%时,用该最大值除以该轴轴重。对于同一时刻同轴左右轮制动力差的最大值,按 GB 21861—2014《机动车安全技术检验项目和方法》检测(简称安检)与按 GB 18565—2016《道路运输车辆综合性能要求和检验方法》检测(简称综检)的取值方法不同,试验表明,在反力式粘砂滚筒制动台上,安检和综检两种方法都可能错检制动力差的最大值。该文探讨一种新的取值方法,以提高汽车制动不平衡率检测的准确性、规范性和统一性。

1 安检取值方法分析

安检规定以同轴左右轮均达到最大制动力(或一个车轮达到最大制动力、另一个车轮产生抱死滑移,或两个车轮均产生抱死滑移)时为取值终点。其优点是包含了左右轮最大制动力,在行车制动力增长全过程中检测制动力差的最大值,且取值简便,无需判断车轮是否抱死滑移或电机是否断电。其缺点是当左右轮都能抱死滑移,一个车轮抱死滑移制动台电机断电后检测制动力快速下降,而另一个车轮制动力仍在继续增大,此后同一时刻两车轮的制动力差快速增大,会出现不符合实际情况的错检。

如图 1 所示,左轮重 1 679 kg,左轮最大制动力为 16 070 N;右轮重 1 700 kg,右轮最大制动力为

10 120 N。以左轮达到最大制动力 16 070 N 时为取值终点,该点同一时刻的右轮制动力为零,制动力差的最大值为 16 070 N,显然是错检。

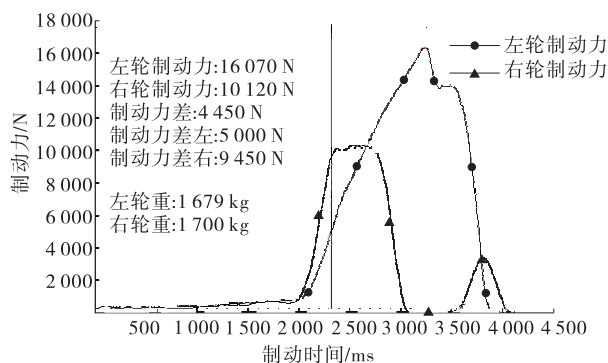


图 1 制动力过程曲线示例一

如图 2 所示,右轮达到制动力 18 470 N 时为取值终点;左轮台架电机已断电,左制动力急剧下降,该点对应左轮制动力为 3 060 N,制动力差的最大值为 $18\,470 - 3\,060 = 15\,410$ N,取值明显错误。

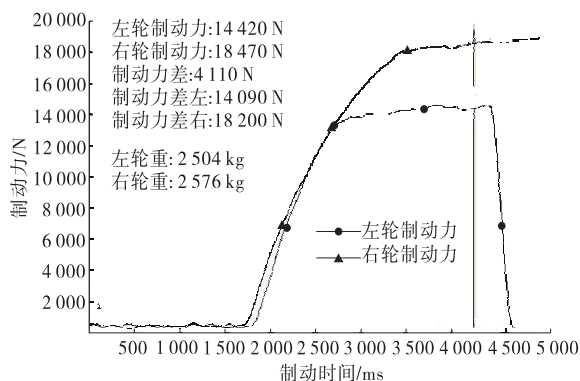


图 2 制动力过程曲线示例二

2 综检取值方法分析

综检规定以同轴左右任一车轮产生抱死滑移时为取值终点,如左右轮无法达到抱死滑移,则以较后出现车轮最大制动力时刻作为取值终点。其优点是避免取值到电机断电后快速下降的检测制动力,克服了安检取值的缺陷。其缺点是当左右轮都能抱死滑移,一边车轮先抱死滑移、电机断电就结束了取值,而另一边较后抱死滑移的车轮制动力仍在继续增大,没有包含其最大制动力因素,只是检测了制动力增长部分过程的制动力差最大值;其取值较复杂,需判断车轮是否抱死滑移或电机是否断电;且试验表明,由于影响因素很多,以抱死滑移来确定取值终点会产生许多综合误差。

以图1来分析,以右轮先抱死滑移最大制动力 10 120 N 为取值终点,左轮制动力差最大值为 5 000 N,右轮为 9 450 N,轴制动率为 $(16\ 070 + 10\ 120) / (1\ 679 \times 9.8 + 1\ 700 \times 9.8) = 79.1\%$,制动不平衡率为 $(9\ 450 - 5\ 000) / 16\ 070 = 27.7\%$,显然只是在制动力增长的部分过程中检测制动不平衡率。

3 全过程的分程取值方法

安检与综检取值方法各自的优点克服了对方的缺点,但不可能同时采用两种取值方法。为提高全过程制动不平衡率的准确性和统一性,探讨一种全过程分程取值方法。

在制动力增长全过程中检测制动力差的最大值必须包含左右轮最大制动力因素,还要根据车轮抱死滑移时反力式滚筒制动台电机断电的检测特点,避免取值到电机断电后快速下降的检测制动力,且取值要简单,与判断车轮是否抱死滑移或电机是否断电无关。

把台试检测行车制动力增长全过程分为两个过程:第一个过程为制动力开始增长时刻 t_0 至左右轮任一车轮达到最大制动力时刻 t_1 的过程,以 t_1 作为该过程的取值终点,无需判断车轮是否抱死滑移;第二个过程为左右轮都达到最大制动力的两个时刻之间的过程,用较后达到车轮最大制动力的时刻 t_2 作为其取值终点。第一个过程 $t_1 - t_0$ 中测取同一时刻同轴左右轮的制动力之差的最大值 ΔF_1 ,第二个过程 $t_2 - t_1$ 中只测取左右轮最大制动力之差 ΔF_2 ,制动力之差都为正数,取 ΔF_1 与 ΔF_2 中的较大值作为该轴车轮制动力差的最大值。

在两个过程中都不判断车轮是否抱死滑移或电机是否断电,可消除抱死滑移率、电机控制、制动器、操作等的影响,也简化了取值;第二个过程中不测取同一时刻同轴左右轮的制动力之差的最大值,只测取左右轮最大制动力之差 ΔF_2 ,可避免取值到电机断电后快速下降的检测制动力。不能抱死滑移车轮的制动力曲线在最大车轮制动力后面通常是近似与 X 轴平行的波动曲线,虽然左右轮最大制动力通常不是出现在同一时刻,但误差很小,可忽略不计,两个过程覆盖了制动力增长全过程。

以图1为例,以右轮达到最大制动力 10 120 N 时作为第一个过程的取值终点,该过程中同一时刻同轴左右轮的制动力之差的最大值 $\Delta F_1 = 9\ 450 - 5\ 000 = 4\ 450$ N;以左轮达到最大制动力 16 070 N 时作为第二个过程的取值终点, $\Delta F_2 = 16\ 070 - 10\ 120 = 5\ 950$ N。 ΔF_2 大于 ΔF_1 ,取 ΔF_2 作为制动力差的最大值,制动力增长全过程的制动不平衡率为 $5\ 950 / 16\ 070 = 37.0\%$ 。综检取值方法计算所得 27.7% 是错检。

以图2为例,以左轮达到最大制动力 14 420 N 时作为第一个过程的取值终点, $\Delta F_1 = 18\ 200 - 14\ 090 = 4\ 110$ N;以右轮达到最大制动力 18 470 N 时作为第二个过程的取值终点, $\Delta F_2 = 18\ 470 - 14\ 420 = 4\ 050$ N $< \Delta F_1$,取 ΔF_1 作为制动力差的最大值。

如图3所示,以右轮制动力达到 5 730 N 时为第一个过程的取值终点, $\Delta F_1 = 9\ 270 - 5\ 730 = 3\ 540$ N;以左轮达到最大制动力 17 980 N 时为第二个过程的取值终点, $\Delta F_2 = 17\ 980 - 5\ 730 = 12\ 250$ N。 ΔF_2 大于 ΔF_1 ,取 ΔF_2 作为制动力差的最大值。复合台左轮重 1 991 kg,右轮重 2 010 kg,轴制动率为 $(5\ 730 + 17\ 980) / (1\ 991 \times 9.8 + 2\ 010 \times 9.8) = 79.1\%$ 。

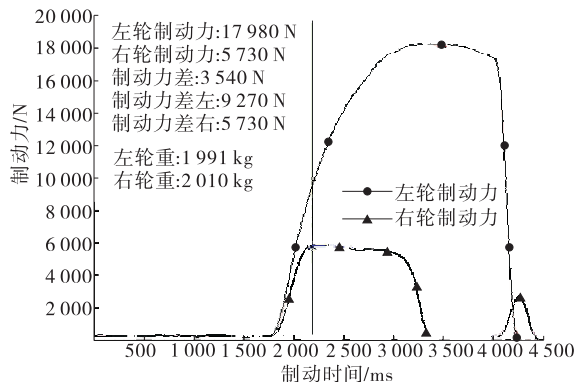


图3 一个车轮能抱死滑移、另一个车轮不能抱死滑移时的制动过程曲线

9.8)=60.5%,制动不平衡率为 $12\,250/17\,980=68.1\%$,不合格。

按安检取值,右轮制动力为零,明显错误。按综检取值,右轮制动力为 $5\,730\text{ N}$,制动力差最大值为 $9\,270-5\,730=3\,540\text{ N}$,制动不平衡率为 $3\,540/17\,980=19.7\%$,把不合格的制动不平衡率错检为合格。

右轮附着系数为 $5\,730/(2\,010\times 9.8)=0.291$,不能抱死滑移,右台架电机断电并非控制程序不正确,而是由于左右轮制动力差异较大。当车轴向后移动时,左轮先脱离前滚筒,安置角更小,右轮随后脱离前滚筒,安置角更大,左轮继续向后移动,右轮却迅速跌落回前滚筒,右轮轮心向前下方的分速度使第三滚筒向相反的方向转动,使其表面线速度减小,检测滑移率增大而使电机断电,之后的小波峰是右轮对前滚筒的重量冲击造成的,证明按滑移率判断受到许多因素的影响,误差很大。许多汽车的一个车轮能抱死滑移而另一个车轮不能,虽然程序和检测车轮制动力都正确,但按安检和综检取值方法都可能错检,而采用分程取值法可避免这种错检。

4 结语

采用安检取值方法容易把合格的制动不平衡率

错检为不合格,增大不合格比率;采用综检取值方法容易把不合格的错检为合格,减小不合格比率。目前大多数检测站采用综检取值方法。

从不同制动系统车辆的检测情况来看,液压系统制动力差的最大值错检现象较少,气压系统的错检现象较多。从量值上比较制动力差最大值与车轮最大制动力之差的大小,采用安检取值方法,前者大于等于后者;采用综检取值方法,前者可能大于等于后者、也可能小于后者;采用分程取值法,前者大于等于后者。全过程分程取值法准确、简便,不会取值到电机断电后快速下降的检测制动力,也无需判断车轮是否抱死滑移或电机是否断电,在制动力增长全过程中检测制动不平衡率,适用于滚筒制动台和平板制动台。

参考文献:

- [1] 公安部交通管理科学研究所.机动车安全技术检验项目和方法:GB 21861—2014[S].
- [2] 交通运输部公路科学研究院.道路运输车辆综合性能要求和检验方法:GB 18565—2016[S].
- [3] 周焕成.在试验台上检测汽车制动性能存在的有关问题思考[J].客车技术与研究,2001(4):26—28+38.

收稿日期:2020-02-04

(上接第8页)

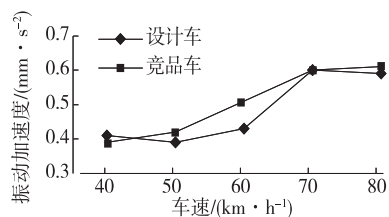


图 24 设计车与竞品车的平顺性对比

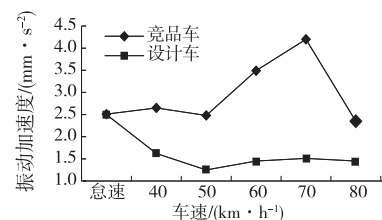


图 25 设计车与竞品车方向盘振动加速度对比

从图 24、图 25 可看出:在牵引车的常用车速范围内,设计车的平顺性及关键点的振动性能均优于市场上同类型竞品车,试制样车试验结果与仿真分析结果基本一致。

6 结论

该文运用有限元方法对某重型卡车的车轮不平衡振动传递函数进行分析,结果表明该车在设计速度内的轮胎不平衡激励响应在合理内。实车试验也证实该车在设计速度内没有明显的抖动,表明运用有限元方法对卡车轮胎不平衡响应进行仿真分析,能准确预测设计方案的 NVH 性能,为卡车的 NVH 性能设计方案提供依据,为新产品 NVH 性能提升提供技术储备。

参考文献:

- [1] 雷龙,张伟.客车悬架与传动系匹配中的 NVH 问题[J].客车技术与研究,2016(2):49—51.
- [2] 叶松奎.传递路径分析法在方向盘振动分析中的应用[J].客车技术与研究,2016(1):43—46+53.
- [3] 黄显利.卡车的噪声与振动及其控制策略[M].北京:北京理工大学出版社,2018.

收稿日期:2020-01-18