

文章编号:1002-7602(2006)01-0001-05

CW—2 系列转向架轴箱定位节点垂向刚度研究

程海涛, 王黎明, 刘兴臣

(中国北车集团四方车辆研究所 减振事业部, 山东 青岛 266031)

摘要:介绍了 CW—2 系列转向架运用中出现的故障, 结合轴箱定位结构分析了定位节点刚度较大带来的问题, 并得出定位节点垂向刚度较大也是导致转向架出现较多运营可靠性问题的初步结论。利用动力学分析软件, 计算了不同节点定位刚度对轮轨垂向力、构架垂向振动、节点处动态垂向力和车辆其他动力学性能的影响趋势, 以 TGV 高速列车的 2 种转向架的试验比较进行了验证。

关键词:轴箱定位节点; 垂向刚度; CW—2 转向架

中图分类号:U270.331⁺.3 **文献标识码:**A

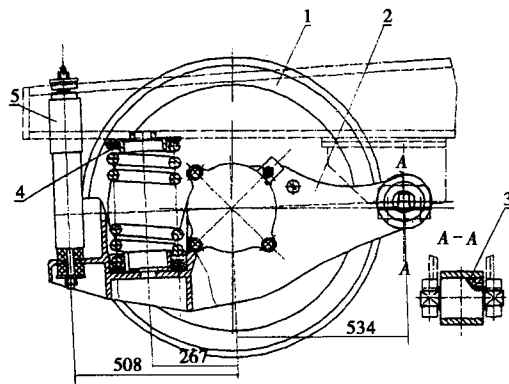
CW—2 系列转向架为我国铁路提速客车的主型转向架之一, 目前全路共有 1 800 多辆份。自 1994 年在广深线提速车上运用至今, 运行性能良好, 说明其设计基本是成功的。但投入运用以来, 也陆续发生了一些问题, 主要有: 踏面清扫器连杆折断、轴箱减振器下端螺母松动丢失、轴箱弹簧折断、轴箱定位节点橡胶套裂损、托梁处安全钢丝绳折断、横向控制杆安全吊折断、转向架构架断裂、定位座断裂、轴箱转臂断裂等, 影响了行车安全。铁道部多次组织专家进行技术探讨, 从改进工艺、优选材料、增加强度等方面进行了全面分析研究, 提出了相应的改进措施并开始执行, 但改进后的效果还需要经过运用考验验证。在上述故障中, 轴箱定位节点损坏的情况比较突出, 大部分坚持不到 80 万 km, 几次构架断裂的事故中, 都发现轴箱定位节点损坏现象。轴箱定位节点设计不当是否是上述部件折断或断裂的一个原因呢? 本文将针对这一问题进行分析, 并研究定位节点的垂向刚度对构架动态载荷的影响趋势。

1 轴箱定位装置及分析

1.1 轴箱定位装置结构介绍

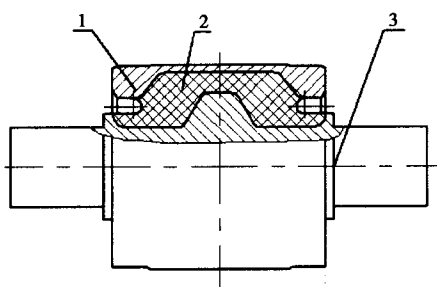
CW—2 系列转向架的轴箱悬挂和定位装置结构见图 1, 其定位节点结构见图 2, 螺旋弹簧不是布置在轴箱体的顶部, 而是与定位节点分设在轴箱中心线的两侧, 螺旋弹簧离中心线的纵向距离为定位节点的二分之一, 二者承担静态垂向载荷的比例为 2:1。静平衡位置时, 螺旋弹簧承担垂向载荷的三分之二, 而轴箱定位节点承担三分之一; 但动态运行时轴箱定位节点

处承担的垂向载荷可能还要大些。



1. 轮对; 2. 轴箱体; 3. 弹性定位座; 4. 轴箱弹簧; 5. 液压减振器。

图 1 轴箱悬挂和定位装置



1. 套筒; 2. 橡胶弹簧; 3. 芯轴。

图 2 轴箱定位节点结构

1.2 一系悬挂垂向刚度分析

螺旋弹簧与定位节点在垂向形成了并联结构, 二者共同传递构架、轮对间的垂向载荷和冲击力。螺旋弹簧的垂向刚度为 0.43 MN/m, 原型定位节点的垂向刚度为 9.79 MN/m, 则合成垂向刚度较大。表 1 为几种提速客车转向架一系垂向刚度和阻尼数值对比^[2]。由表 1 可以看出, CW—2 系列转向架垂向刚度值比

收稿日期: 2005-08-12

作者简介: 程海涛(1968-), 男, 高级工程师。

206KP、206WP、SW—160 和 209HS 型转向架对应数值都要大。需要说明的是,表 1 中的 CW—2 系列转向架垂向刚度值是静态值,动态刚度值可能还要大。因为动态运行时,其定位节点承担垂向载荷,这一点与其他转向架差别较大,大部分客车转向架的轴箱定位节点并不承担垂向载荷,也不会增大运行中的一系动态刚度。

表 1 提速客车转向架一系垂向静态刚度和阻尼值比较

转向架型号	CW—2	206KP	206WP	SW—160	209HS
垂向刚度/(MN·m ⁻¹)	1.7	0.87	1.2	0.8	1.05
垂向阻尼/(kN·s·m ⁻¹)	20	30	30	10	60

铁道科学研究院于 1997 年年初在环行线对装用 CW—2、209HS、206KP 型转向架的不同车辆进行了线路动力学试验测试,线路和测试条件相同。表 2 为 3 种转向架的轮轨力对比^[3]。由表 2 可以看出,CW—2 系列转向架轮轨力比其他形式转向架的对应值要大。

表 2 3 种提速客车转向架轮轨力比较

转向架形式	车号	车辆自重/t	垂向力/kN	横向力/kN	CW—2 相对其他增加量/%	
					垂向	横向
CW—2	RZT 10783	48.92	157.31	36.16		
209HS	SRZ 10742	53.73	124.84	28.26	26.01	27.92
206KP	RZ1 10767	43.10	108.83	31.46	44.56	14.92

表 2 中的数据为把 170 km/h~200 km/h 速度级(160 km/h 之前速度级的测试数据没有计入统计,因为 160 km/h 之前速度级的测试不是在同一段路上,不完全具有可比性)的平均最大值再平均得到的,反映的是几个速度级下的平均最大值,能代表不同转向架的轮轨力情况。

可以看出,CW—2 系列转向架的轮轨垂向力和横向力比其他 2 种类型转向架的对应值要大 14%~44%。根据北京交通大学对该型转向架构架轴箱转臂定位座处动应力测试得出的结论,垂向载荷对此处动应力所起的作用占 60%~70%;如果垂向载荷增大 30%~40%,则定位座处的动应力增大 18%~28%,疲劳寿命降低许多。因此,轮轨垂向力较大也是导致转向架出现较多运营可靠性问题的原因。

事实上,运用过程中横向控制杆安全吊折断、轴箱减振器下端螺母松动丢失、轴箱弹簧折断等故障都与转向架振动密切相关。横向控制杆安全吊折断更能说

明该问题。该安全吊悬挂在构架端部,正常运行时并不承受载荷,最初使用的是用钢丝绳制做的安全吊,但因很快发生折断而改为小型安全吊。小型安全吊也很快发生折断,之后又改为大框式安全吊,但装车后仍在北京铁路局发生 15 起、乌鲁木齐铁路局发生 24 起大框式安全吊断裂故障。北京交大对大框式安全吊进行过有限元计算、模态分析、断口失效分析、结构动态优化设计以及动应力实测等方面的研究,认为造成安全吊发生疲劳破坏的主要原因是安全吊在车辆运行过程中的自振频率与转向架构架的激励频率重合,发生了共振,造成安全吊上体与端梁连接部位微动磨损加剧,导致连接部位下螺栓孔处产生疲劳裂纹。为避开共振频率,制造厂开发了软连接安全吊装置,该装置已试装了 210 辆车,投入运用至今,情况较好。

从降低转向架的垂向振动和保证构架关键部位的疲劳可靠性角度考虑,应该降低轴箱定位节点的垂向刚度值,前提是会影响整车较优的运行平稳性和舒适性。为选取合适的垂向刚度值,本文建立了配装 CW—2 系列转向架客车的动力学分析模型,重点分析了轴箱定位节点刚度值对轮轨垂向力、构架振动和其他动力学性能影响的趋势。

2 动力学计算分析

2.1 计算条件

动力学计算是利用 NUCARS2.3 软件进行的。计算参数取自现车结构,模型尽可能模拟实际情况,尤其是轴箱定位处的模拟与实际结构一致。根据分析的目的,进行了 100 km/h~160 km/h 速度范围内的直道计算,每隔 10 km/h 为 1 个速度级,选用 AAR 5 级线路激励谱,每个速度级的计算距离均为 1 500 m。轴箱定位节点原型垂向刚度为 9.79 MN/m,为进行对比,在保持其他参数不变的情况下,分别计算了垂向刚度为 1.0 MN/m、4.0 MN/m、9.79 MN/m 和 20.0 MN/m 时的动态响应。

2.2 计算结果及分析

计算结果主要包括垂向刚度值对转向架的垂向振动、点头振动,节点处垂向动态载荷,脱轨系数,轮轨横向力,车辆振动加速度和平稳性指标等参数的影响规律。结果中的最大值为全程的最大值,平均最大值为每 6 s 取一最大值,然后把全程每 6 s 的最大值加权平均得到。

2.2.1 轴箱定位节点垂向刚度对轮轨垂向力的影响

图 3、图 4 为定位节点的垂向刚度对轮轨垂向力的影响趋势计算结果。

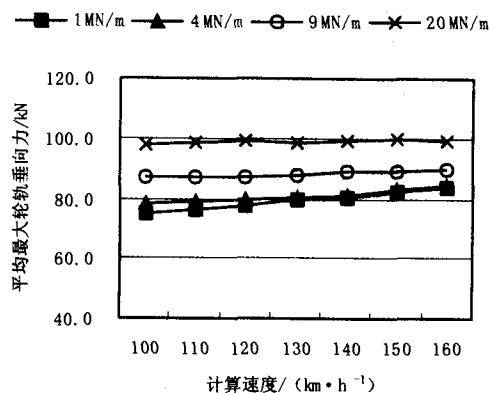


图3 节点垂向刚度对轮轨垂向力平均最大值的影响

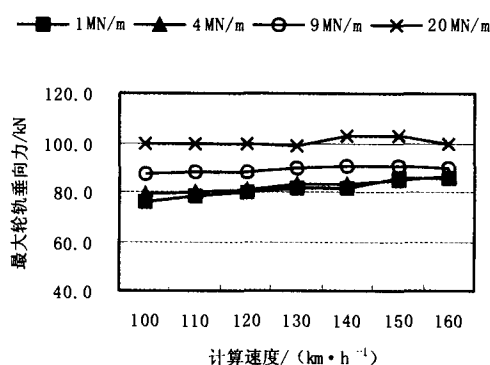


图4 节点垂向刚度对轮轨垂向力最大值的影响

从图3、图4中可以看出:节点处垂向刚度值越小,则轮轨垂向力越小。当刚度值由原型的9.79 MN/m降低到4.0 MN/m时,轮轨垂向力平均最大值、最大值降低量分别为10%、9.4%;当刚度值由原型的9.79 MN/m降低到1.0 MN/m时,轮轨垂向力平均最大值、最大值降低量分别为13.5%、12.9%;而现有的刚度值由9.79 MN/m增加到20.0 MN/m时,轮轨垂向力平均最大值、最大值增加量分别为13.8%、13.9%。从保证构架的疲劳寿命角度考虑,应该降低节点的垂向刚度值,而不应该增加刚度值。

2.2.2 轴箱定位节点垂向刚度对构架垂向振动的影响

图5~图8为定位节点的垂向刚度对构架浮沉振动加速度和点头振动加速度的影响趋势计算结果。

从图5~图8中可以看出:节点处垂向刚度值越小,则构架的浮沉振动越不明显。当刚度值由原型的9.79 MN/m降低到4.0 MN/m时,构架的浮沉振动加速度平均最大值、最大值降低量分别为30.0%~40.0%,点头振动加速度的降低量分别为20.0%~30.0%;当刚度值由原型的9.79 MN/m降低到1.0 MN/m时,构架的浮沉振动加速度平均最大值、最大值降低量分别为60.0%~70.0%,点头振动加速度的

降低量为40.0%~50.0%;而现有的刚度值由9.79 MN/m增加到20.0 MN/m时,构架的浮沉振动加速度平均最大值、最大值有明显增加,增加量为10.0%~30.0%,点头振动加速度的增加量为20.0%~40.0%。

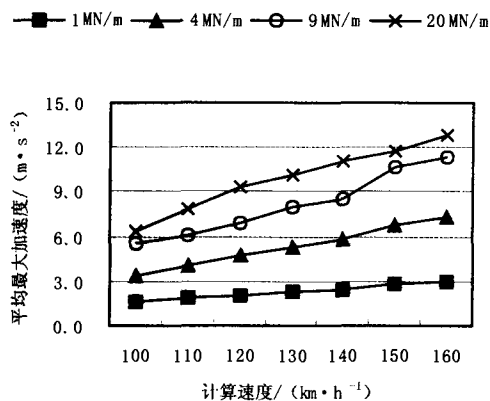


图5 节点垂向刚度对转向架构架浮沉振动加速度平均最大值的影响

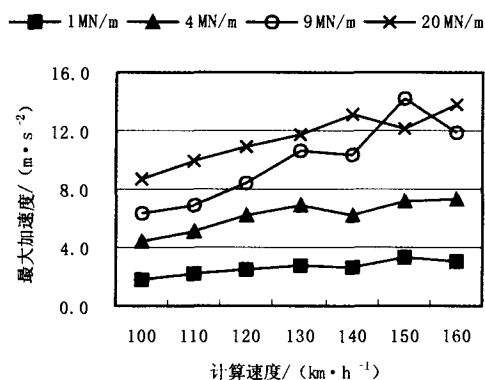


图6 节点垂向刚度对转向架构架浮沉振动加速度最大值的影响

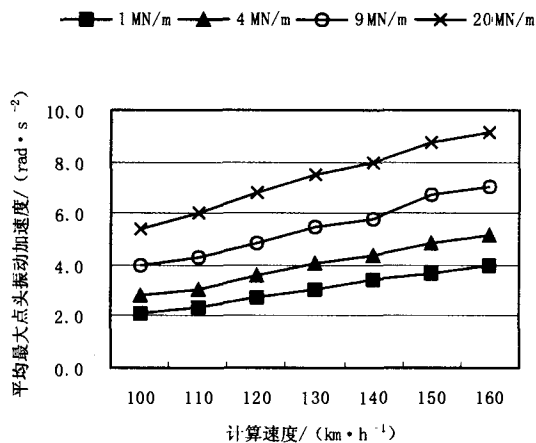


图7 节点垂向刚度对转向架构架点头振动加速度平均最大值的影响

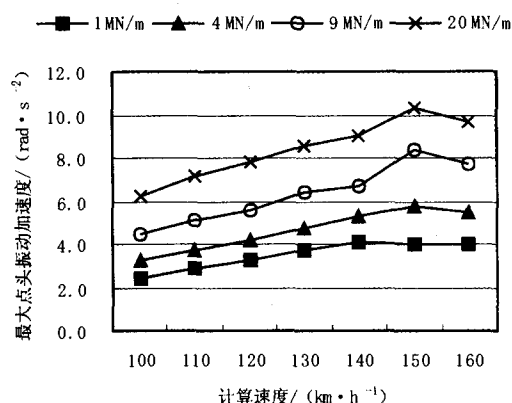


图8 节点垂向刚度对转向架构架点头振动加速度最大值的影响

2.2.3 轴箱定位节点垂向刚度对节点处动态垂向力的影响

根据轴箱定位节点实际运用结果得知,节点处的动态垂向力是导致其破坏的主要原因。因此,对节点处的动态垂向力变化趋势进行了分析。

图9、图10为定位节点的垂向刚度对节点处动态垂向力的影响趋势计算结果。

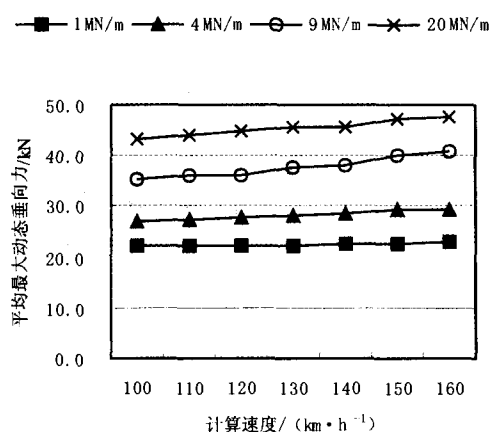


图9 节点垂向刚度对节点处动态垂向力平均最大值的影响

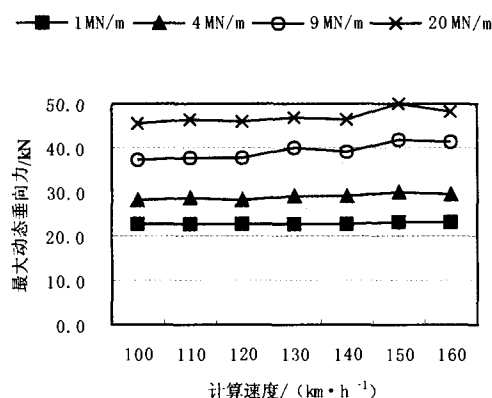


图10 节点垂向刚度对节点处动态垂向力最大值的的影响

从图9、图10中可以看出:节点处垂向刚度值越小,则该处动态垂向力越小。当刚度值由原型的9.79 MN/m降低到4.0 MN/m时,节点处垂向力平均最大值、最大值降低量分别为27.8%、28.8%;当刚度值由原型的9.79 MN/m降低到1.0 MN/m时,节点处垂向力平均最大值、最大值降低量分别为43.5%、45.0%;而现有的刚度值由9.79 MN/m增加到20.0 MN/m时,节点处垂向力平均最大值、最大值增加量分别为23.5%、22.7%。

2.2.4 轴箱定位节点垂向刚度对车辆其他动力学性能的影响

计算表明,定位节点处垂向刚度的变化对牵引销横向1 m处地板上的垂向、横向振动加速度的影响很小,因而对车辆的横向平稳性指标和垂向平稳性指标影响也很小,约在3%以内,可以忽略不计。此外,定位节点垂向刚度的变化对轮轨横向力和脱轨系数等的影响也很小。限于篇幅,本部分只给出定位节点处垂向刚度对横向、垂向平稳性指标的影响结果,见图11、图12。

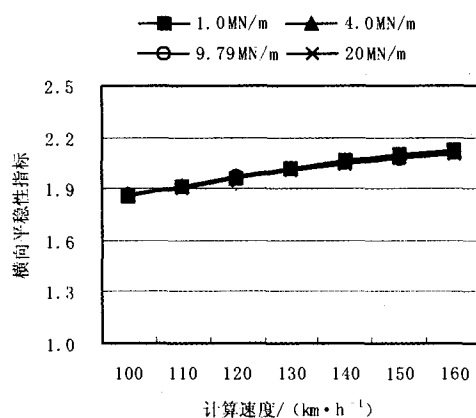


图11 节点垂向刚度对车辆横向平稳性的影响

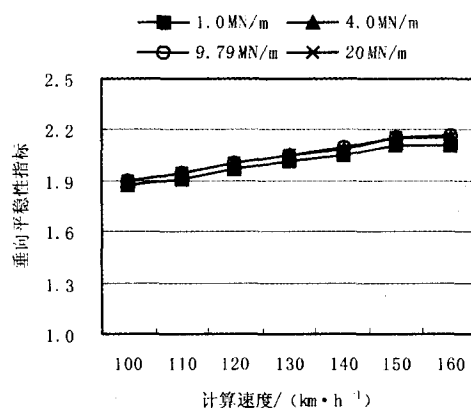


图12 节点垂向刚度对车辆垂向平稳性的影响

目前我国还不具备针对本计算内容的试验验证条件,本文将引用法国 TGV 高速列车的 Y231 型转向架和 Y237 型转向架的试验结果作为验证内容。

Y231 型转向架的一系悬挂和轴箱定位结构中,垂直载荷由轴箱顶部弹簧承受 60%、两侧的筒形夹层橡胶定位弹簧承受 40%,每一轴箱的合并垂向刚度为 813 kN/m(柔度为 12 mm/t),挠度裕量为 35 mm,有 43% 的动载荷储备。但在运行中发现,Y231 型转向架中由于定位橡胶弹簧的参与承载而使一系悬挂刚度过大,且出现小振幅时的卡滞现象,导致振动性能不良,因此需要改进。

Y237 型转向架采用了转臂式轴箱定位结构,其纵向定位刚度、横向定位刚度与 Y231 型转向架相同,但几乎不承受垂向载荷,其轴箱处的垂向刚度值降为 540 kN/m(柔度为 18 mm/t),在每一轴箱处装设了小阻尼的垂向液压减振器,结果大大改善了转向架的动力学性能。

图 13、图 14 为 2 种不同的一系悬挂定位装置性能的比较。图 13 为构架中部垂向加速度的均方谱密度对比,图 14 为均方差的比较。

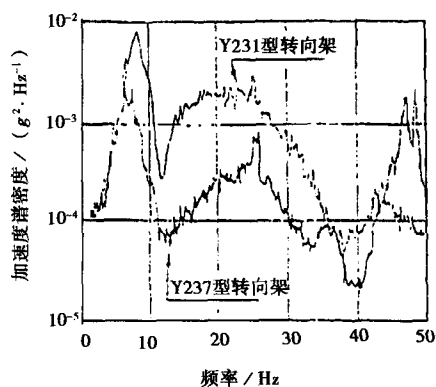


图 13 Y231、Y237 型转向架构架振动加速度均方谱密度对比

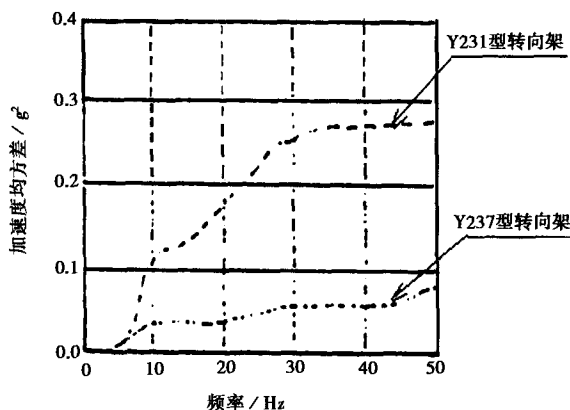


图 14 Y231、Y237 型转向架构架振动加速度均方差对比

从图 13、图 14 中可以看出,Y237 型转向架的一系悬挂定位装置的垂向振动性能明显优于 Y231 型转向架。

Y231 型转向架轴箱部位垂向悬挂结构与 CW—2 系列转向架有相似之处,都是由螺旋弹簧和橡胶弹簧共同承载,所产生的问题也都是转向架垂向振动较明显。

Y237 型转向架对垂向悬挂进行了改进,本文与 Y237 型转向架的改进思路基本一致,只是 CW—2 系列转向架结构已定,做大的改动已不可能,但降低其定位节点的垂向刚度值还是能够做到的。

3 结论

(1) 轴箱定位节点的垂向刚度越小,则轮轨垂向力和转向架构架垂向振动加速度越小。如果能把现有节点的垂向刚度值(9.79 MN/m)降低到 4.0 MN/m 以下,则轮轨垂向力将减少 9.4%~13.5%,转向架构架垂向振动加速度将减少 20.0%~70.0%,这对降低构架和悬挂部件的动应力是有益的,有利于保证转向架的安全运行。

(2) 轴箱定位节点垂向刚度对车辆的运行平稳性、脱轨系数和轮轨横向力等动力学性能指标影响较小,对平稳性指标的影响约在 3% 以内,可以忽略不计。

(3) 建议把现有轴箱定位节点的垂向刚度值降到 1.0 MN/m~4.0 MN/m。

(4) 铁道车辆是较复杂的系统,各部件之间需要匹配协调。为了保证各部件的疲劳可靠性,增加部件强度、改进焊接质量是首先需要考虑的内容。但降低部件的动态作用力和振动加速度也很重要,因为车辆是动态运行的,各部件所承受的动态作用力和振动才是导致其动应力较大的根源,只要降低动态作用力和振动,也就降低了各部件的动应力,这也提高了其疲劳可靠性。

参考文献:

- [1] 金莲珠,杨晨辉. CW—2 型准高速客车转向架[J]. 铁道车辆, 1995,33(12):57—60.
- [2] 上海铁道大学机电工程学院. 国内外准高速和高速客车转向架的发展[R]. 1998.
- [3] 铁道科学研究院. 环行线 200 km/h 以上高速列车综合运行试验研究报告[R]. 1997.

(编辑:田玉坤)