

中国与外国双钢轮振动压路机的主要差距

李立民,冯忠绪,张艺莎,张志友,姚运仕,张志峰

(长安大学 道路施工技术与装备教育部重点实验室,陕西 西安 710064)

摘要:对国内外双钢轮振动压路机进行了对比试验和性能检测。结果表明:中国产双钢轮振动压路机与国外同类产品相比的主要差距是振幅沿振动轮横向分布均匀性超过 5%、起步和停车时的瞬时功率超过额定值,减振与降噪指标不能完全达到国标要求,并导致两者工作可靠性和作业质量的差异。指出双钢轮振动压路机为大惯量循环作业式机械,起步和停车时间短,应错开起步和起振时功率峰值的发生时间;振幅和压实均匀性是对振动压路机作业质量的基本要求,应使振动轮的激振力通过其质心,减振和噪声必须符合环保要求。

关键词:机械工程;双钢轮振动;压路机;振幅均匀性;起步;停车;减振

中图分类号:U415.521

文献标志码:A

Main performance difference of double-drum vibration roller made in China compared with that made in other countries

LI Li-min, FENG Zhong-xu, ZHANG Yi-sha, ZHANG Zhi-you,
YAO Yun-shi, ZHANG Zhi-feng

(Key Laboratory for Highway Construction Technology and Equipment of Ministry of Education, Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China)

Abstract: Through carrying on the contrast experiment and the performance tests on the double-drum vibration rollers made in China and other countries, their main differences are discovered. The uniformity of amplitude along the transversal of vibratory wheel made in China is over 5%, the instantaneous power in starting and stopping step exceeds the ratings, the vibration attenuation as well as noise reduction can't reach GB requirements, that result in the difference in operational reliability and working quality. It is pointed out that the double-drum vibratory roller is a kind of large inertia looping machinery with a short time in starting and stopping steps, the peak power's starting time of drive and vibrating system must be staggered, the exciting force of vibration rollers should exert the centroid because the uniform of amplitude and compaction is the essential requirement for working quality, furthermore, the vibration reduction and noise must be met with the environmental protection requirements. 12 tabs, 4 figs, 10 refs.

Key words: mechanical engineering; double-drum vibration; road roller; uniform amplitude; starting step; braking; damping

0 引 言

混凝土拌和设备、摊铺设备和压实设备是公路建设养护的 3 类主要设备,其性能好坏直接关系到道路的施工质量。改革开放以来,随着中国高速公路建设的迅速发展,通过引进、吸收和再研发,中国路面机械有了很大的发展^[1-3]。目前,中国工程机械正处在从制造大国向制造强国转型的关键阶段,正视中国工程机械的现状,针对国内外设备主要技术差距的再研发,将有助于实现赶超国外产品的目标^[4]。针对中国压实机械目前仍不能上高速公路面层的普遍现象,本文以双钢轮压路机为对象,在对国内外双钢轮振动压路机性能全面检测的基础上,探讨中国振动压路机与国外同类产品间存在的主要差距,对现场使用中反映较多的振幅沿振动轮横向分布的均匀性、起步和停车时的动态性能和降噪这 3 个方面进行了测试,并与国外同类机器进行了对比分析,找出了造成这些差距的原因,给出了改进的建议。

1 振动轮振幅的均匀性

双钢轮振动压路机主要用于路面面层沥青混合料的压实,为确保压实的均匀性,沿轮宽方向振幅均匀是对该设备的最基本要求。当振动轮左右两边振幅偏差较大时,将会影响到压路机的直线行驶性能。从结构上来说,振幅均匀性主要取决于振动轮中质心与激振力作用中心是否重合,同时还与振动轮两侧的减振系统、减振后机架的附加质量大小等因素有关。从设计生产过程来看,振幅均匀性不仅与振动轮的结构设计有关,还与振动轮的制造和安装精度有关。图 1 为中国某压路机激振力作用中心面的检测结果;表 1 为该机激振力作用中心与振动体质心偏移量;图 2 为该机前轮振动参数试验的加速度传感器安装位置;表 2 为该机前轮振动加速度、振动频率和振幅试验的一组数据,其振幅偏差约为 7.6%;表 3 为国外同类型机的激振力作用中心与振动体质心偏移量;下页表 4 为国外某机前轮振动加速度、振动频率及振幅试验结果。

表 1 中国某机激振力作用中心与振动体质心偏移量			
项目	挡位	偏移量/mm	激振力偏移方向
前轮	高幅	30.72	偏移振动体质心右向
	低幅	27.15	偏移振动体质心右向
后轮	高幅	25.29	偏移振动体质心右向
	低幅	24.44	偏移振动体质心右向

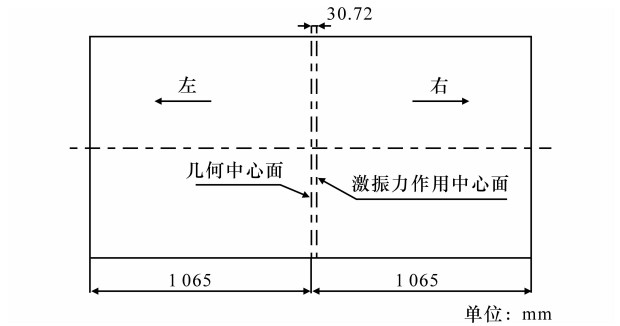


图 1 中国某压路机前轮高幅挡激振力作用中心面检测结果

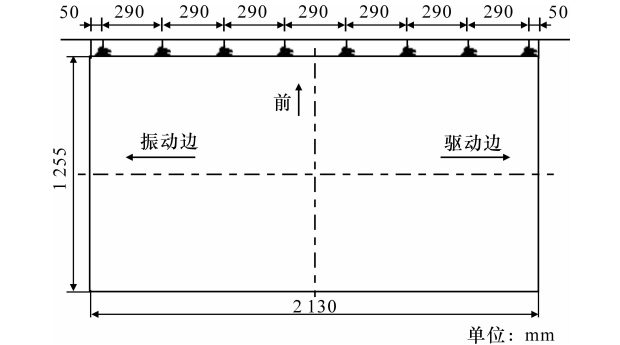


图 2 振动参数试验加速度传感器安装位置

表 2 中国某机前轮振动加速度、振动频率及振动振幅试验结果

工况	测点位置	振动频率/Hz	加速度有效值/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	加速度峰值/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	振幅有效值/mm	振幅峰值/mm
高幅挡	1	46.39	36.5	42.2	0.61	0.50
	2	46.39	37.3	43.2	0.63	0.51
	3	46.39	38.0	43.9	0.64	0.52
	4	46.39	38.8	44.9	0.65	0.53
	5	46.39	40.4	46.8	0.68	0.56
	6	46.39	40.0	46.3	0.67	0.55
	7	46.39	41.4	47.9	0.70	0.57
	8	46.39	42.0	48.6	0.71	0.58
	均值	46.39	39.3	45.5	0.66	0.54
低幅挡	1	45.41	18.0	25.5	0.31	0.31
	2	45.41	18.4	25.9	0.32	0.32
	3	45.41	18.6	26.3	0.32	0.32
	4	45.41	19.0	26.9	0.33	0.33
	5	45.41	19.8	27.9	0.34	0.34
	6	45.41	19.5	27.5	0.34	0.34
	7	45.41	20.1	28.5	0.35	0.35
	8	45.41	20.4	28.8	0.35	0.35
	均值	45.41	19.2	27.2	0.33	0.33

表 3 国外某机激振力作用中心面检测结果			
项目	挡位	偏移量/mm	激振力偏移方向
前轮	高幅	12.65	偏移振动体质心左向
	低幅	15.52	偏移振动体质心左向
后轮	高幅	8.20	偏移振动体质心右向
	低幅	2.05	偏移振动体质心右向

表 4 国外某机前轮振动加速度、振动频率及振动振幅试验结果

工况	测点位置	振动频率/Hz	加速度有效值/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	加速度峰值/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	振幅有效值/ mm	振幅峰值/ mm
高幅挡	1	50.3	47.6	60.7	0.67	0.61
	2	50.3	48.0	61.4	0.68	0.62
	3	50.3	48.4	61.9	0.69	0.62
	4	50.3	48.7	62.1	0.69	0.62
	5	50.3	50.5	64.6	0.72	0.65
	6	50.3	49.0	62.6	0.69	0.63
	7	50.3	50.6	64.8	0.72	0.65
	8	50.3	50.7	64.9	0.72	0.65
	均值	50.3	49.2	62.9	0.70	0.63
低幅挡	1	49.8	24.4	34.5	0.35	0.35
	2	49.8	24.7	34.9	0.36	0.36
	3	49.8	25.0	35.2	0.36	0.36
	4	49.8	25.1	35.5	0.36	0.36
	5	49.8	26.2	37.0	0.38	0.38
	6	49.8	25.4	35.9	0.37	0.37
	7	49.8	26.3	37.2	0.38	0.38
	8	49.8	26.4	37.3	0.38	0.38
	均值	49.8	25.4	35.9	0.37	0.37

对比检测结果可知,压路机振动轮激振力作用中心面与振动体质心的重合程度是影响振动轮振幅均匀性的关键因素,是压路机设计和制造时必须严格控制的要素。从使用要求来看,一方面要求前后振动轮的振动参数应该相同,同时,也要求这些振动参数沿振动轮横向的值也应该基本相同,其最大偏差不应超过 5%。

2 起步和停车的加、减速性能

双钢轮振动压路机主要用于压实路面材料,属于循环作业式机械。一般来说,每个循环单程时间为 30 s 左右。针对材料性状,每个循环的单程距离为 30~50 m,而起步和停车时间均为 3 s 左右,要占单程压实时间的 20%左右,剩余的有效压实时间只有 80%^[5]。起步时,整车从静止过渡到恒速前进,需克服机器的平动惯性力;钢轮从静止到匀速转动,需克服钢轮的惯性力矩;钢轮内的激振器从静止到起振,然后高速旋转振动,也需克服它的惯性力矩。压路机及其钢轮均为大惯量系统,因此不管平动或转动的过渡过程,外负载变化都很大,也较剧烈。一方面会造成行走驱动和振动液压系统中的冲击载荷,降低液压元件的使用性能和使用寿命;另一方面,作用于地面的力、力矩或功变化大,会造成起步地段压实度的极不均匀,甚至形成材料的推移现象。

但是,该起步过程的过渡时间又不能太长,否则将会降低有效压实时间。同时,过长的起步时间,将会使振动轮起振越过共振点时产生共振现象,这对机器和被压材料都是十分有害的^[6]。机器停运时,上述类似的现象也是存在的,同时,起步和停运时外载荷的急剧变化会引起发动机转速和功率的随之波动,特别是停运时机器的巨大惯性会引起发动机的反拖制动,这不仅会影响发动机的使用性能,而且会降低发动机的可靠性和使用寿命。图 3 为前进起步加速过程发动机转速和行走驱动系统功率曲线;图 4 为后退停车减速过程发动机和电机转速波动曲线。

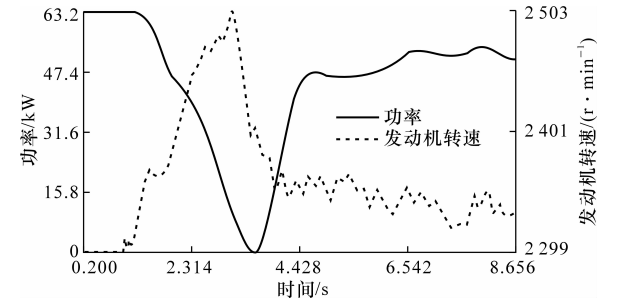


图 3 前进起步加速过程发动机转速及行走系统功率曲线

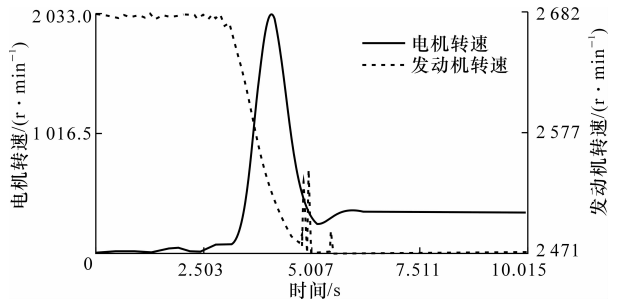


图 4 后退减速过程发动机和驱动电机转速波动曲线

起步和停车时的另一个问题是,由于负载的急剧变化,液压系统的压力急剧上升。当系统配置和调整不合适时,常常导致安全阀的溢流和液压系统的发热,造成功率率的极大浪费。中国某 12 t 双钢轮振动压路机的液压油箱为 140 L,而同类型的国外某产品的油箱为 38 L,2 种压路机的液压系统配置基本相同,连续正常工作中液压系统的油温也相近,可见由于发热造成了能量的极大浪费。在实际使用中,用户反映这 2 种压路机的单位生产量的油耗竟相差 50%。

由于振动压路机正常工作时,所需功率较小,转向所需功率也不大,因此,起步和停车过程的功率消耗也决定着振动压路机的动力大小的选配。下页表 5 为中国某振动压路机起步加速工况行走系统功率消耗试验结果;下页表 6 为国外同类型振动压路机起步加速工况行走系统功率消耗试验结果;下页表

7 为中国某振动压路机起振过程振动系统功率消耗试验结果;表 8 为国外同类型振动压路机起振过程振动系统功率消耗试验结果。对比 2 种压路机的试验结果,在起振过程中两者的功率相差并不大,而起步加速工况竟相差 58%~68%。

表 5 中国某机起步加速工况行走系统功率消耗试验结果

试验项目		测试值			
		1 组	2 组	3 组	平均值
前进	起步加速前发动机转速/(r·min ⁻¹)	2 503	2 503	2 503	2 503
	起步时发动机最低转速/(r·min ⁻¹)	2 230	2 314	2 308	2 284
	起步加速终了发动机转速/(r·min ⁻¹)	2 460	2 474	2 469	2 467
	起步加速终了驱动电机转速/(r·min ⁻¹)	2 002	1 998	1 996	1 998
	起步加速时行走系统最高压力/MPa	34.4	34.2	33.6	34.1
	起步加速时行走系统最大功率/kW	63.2	61.1	58.7	61.0
	起步加速终了行驶速度/(m·s ⁻¹)	2.90	2.86	2.90	2.89
后退	起步加速前发动机转速/(r·min ⁻¹)	2 503	2 503	2 502	2 503
	起步时发动机最低转速/(r·min ⁻¹)	2 324	2 323	2 320	2 322
	起步加速终了发动机转速/(r·min ⁻¹)	2 470	2 469	2 465	2 468
	起步加速终了驱动电机转速/(r·min ⁻¹)	1 989	1 998	1 989	1 992
	起步加速时行走系统最高压力/MPa	33.7	34.2	34.1	34.0
	起步加速时行走系统最大功率/kW	60.7	59.5	59.9	60.0
	起步加速终了行驶速度/(m·s ⁻¹)	2.91	2.89	2.88	2.89

表 6 国外某机起步加速工况行走系统功率消耗试验结果

试验项目		测试值			
		1 组	2 组	3 组	平均值
前进	起步加速前发动机转速/(r·min ⁻¹)	2 254	2 250	2 249	2 251
	起步时发动机最低转速/(r·min ⁻¹)	2 027	2 032	2 025	2 028
	起步加速终了发动机转速/(r·min ⁻¹)	2 214	2 214	2 217	2 215
	起步加速终了驱动电机转速/(r·min ⁻¹)	45.90	45.77	46.10	45.92
	起步加速时行走系统最高压力/MPa	36.9	37.2	36.1	36.7
	起步加速时行走系统最大功率/kW	38.6	38.3	39	38.6
	起步加速终了行驶速度/(m·s ⁻¹)	3.37	3.36	3.38	3.37
后退	起步加速前发动机转速/(r·min ⁻¹)	2 255	2 250	2 255	2 253
	起步时发动机最低转速/(r·min ⁻¹)	2 032	2 032	2 048	2 037
	起步加速终了发动机转速/(r·min ⁻¹)	2 233	2 209	2 221	2 221
	起步加速终了驱动电机转速/(r·min ⁻¹)	46.42	45.50	46.48	46.13
	起步加速时行走系统最高压力/MPa	35.3	34.4	34.3	34.7
	起步加速时行走系统最大功率/kW	36.2	35.8	35.2	35.7
	起步加速终了行驶速度/(m·s ⁻¹)	3.40	3.35	3.38	3.38

表 7 中国某机起振过程振动系统功率消耗试验结果

试验项目		测试值			
		1 组	2 组	3 组	平均值
高幅	起振前发动机转速/(r·min ⁻¹)	2 507	2 508	2 507	2 507
	起振时发动机最低转速/(r·min ⁻¹)	2 413.6	2 412.8	2 413.6	2 413.0
	起振终了发动机转速/(r·min ⁻¹)	2 469	2 470	2 472	2 470
	起振终了振动频率/Hz	46.3	46.3	46.3	46.3
	起振时振动系统最高压力/MPa	33.4	33.1	33.3	33.3
	最大起振功率/kW	40.89	41.04	40.10	40.68

表 8 国外某机起振过程振动系统功率消耗试验结果

试验项目		测试值			
		1 组	2 组	3 组	平均值
高幅	起振前发动机转速/(r·min ⁻¹)	2 256	2 254	2 255	2 255
	起振时发动机最低转速/(r·min ⁻¹)	2 006	2 006	2 005	2 006
	起振终了发动机转速/(r·min ⁻¹)	2 186	2 197	2 196	2 193
	起振终了振动频率/Hz	49.8	49.8	49.9	49.8
	起振时振动系统最高压力/MPa	37.1	37.1	37.0	37.1
	最大起振功率/kW	48.0	47.9	47.8	47.9

3 减振和降噪方面

振动压路机利用振动来工作,一方面要充分利用振动作用来增强压实效果,另一方面要减少振动对机器、操作人员和环境的危害^[7-8]。表 9 为中国某振动压路机的噪声测试结果。由表 9 可以看出,该机在各种试验状况,只有操作人员耳部噪声符合国家标准要求,而环境噪声全部超标。表 10 为该机驾驶室减振效果(振动烈度)测试结果,也有多项超标。下页表 11 为国外同类型振动压路机的噪声测试结果;下页表 12 为国外该机驾驶室减振效果(振动烈度)测试结果,全部符合国家标准。

减振效果除与减振系统的设置有关外,还与整机的结构、机架的刚性等因素有关^[9]。对双钢轮振动压路机,还要注意防止两钢轮同时振动时产生谐振^[10]。振动要产生噪声,减振不好也是噪声较高的

表 9 中国某机噪声测试结果

样机状态	声级计位置	噪声测试结果/dB(A)				国标规定	评价
		1 组	2 组	3 组	平均值		
不行驶且不振动	驾驶人耳朵位置	82.3	81.8	81.6	81.9	96	合格
	左侧 7.5 m	93.3	93.6	92.9	93.3	90	超差
	右侧 7.5 m	92.4	92.2	91.8	92.1	90	超差
水泥路面行驶且不振动	驾驶人耳朵位置	83.9	84.5	84.2	84.2	96	合格
	左侧 7.5 m	93.3	93.1	92.8	93.1	90	超差
	右侧 7.5 m	92.9	91.8	92.8	92.5	90	超差
沥青路面行驶且不振动	驾驶人耳朵位置	81.4	81.3	80.9	81.2	96	合格
	左侧 7.5 m	93.7	93.6	93.0	93.4	90	超差
	右侧 7.5 m	92.6	93.0	92.4	92.7	90	超差

表 10 中国某机驾驶室减振效果试验结果(振动烈度)

测点位置		检测值/(mm·s ⁻¹)				评定
		1 组	2 组	3 组	平均值	
高幅	座椅背后	57.79	3.01	3.55	21.45	不可容忍级
	座椅底板	9.33	3.52	2.55	5.13	许可级
	座椅右侧	15.31	9.23	6.40	10.31	可容忍级
	驾驶室地板 X 方向	54.89	5.36	4.15	21.47	不可容忍级
	驾驶室地板 Y 方向	4.32	7.67	6.02	6.00	许可级
	驾驶室地板 Z 方向	16.57	0.70	2.08	6.45	许可级
	仪表盘	67.85	21.07	18.30	35.74	不可容忍级

表 11 国外某机噪声测试结果

样机 状态	声级计位置	噪声测试结果/dB(A)				国标 规定	评价
		1 组	2 组	3 组	平均值		
不行驶 且不振动	驾驶人耳朵位置	95.4	95.4	95.7	95.50	96	合格
	左侧 7.5 m	87.4	87.8	87.9	87.70	90	合格
	右侧 7.5 m	79.6	79.6	79.5	79.57	90	合格
水泥路面 行驶且 不振动	驾驶人耳朵位置	93.7	94.1	94.0	93.93	96	合格
	左侧 7.5 m	81.5	81.6	81.4	81.50	90	合格
	右侧 7.5 m	81.4	81.1	81.2	81.23	90	合格
沥青路面 行驶且 不振动	驾驶人耳朵位置	95.2	95.7	95.6	95.50	96	合格
	左侧 7.5 m	88.0	87.9	87.8	87.90	90	合格
	右侧 7.5 m	83.2	83.6	84.0	83.60	90	合格

表 12 国外某机驾驶室减振效果试验结果(振动烈度)

测点位置		检测值/(mm·s ⁻¹)				评定
		1 组	2 组	3 组	平均值	
高 幅	座椅背后	12.52	30.77	10.10	17.80	可容忍级
	座椅底板	7.86	9.22	9.17	8.75	可容忍级
	座椅右侧	6.14	11.43	8.42	8.66	可容忍级
	驾驶室地板 X 方向	2.96	13.89	6.97	7.94	可容忍级
	驾驶室地板 Y 方向	4.97	9.03	7.94	7.31	可容忍级
	驾驶室地板 Z 方向	10.69	13.32	13.77	12.59	可容忍级
	仪表盘	10.59	16.67	7.94	11.73	可容忍级

一个因素。

4 结 语

- (1)中国振动压路机与国外的主要差距是工作可靠性和作业质量的差异;双钢轮振动压路机的循环作业方式和大惯量,决定了起步和停车的动态性能是造成这些差异的首要原因。
- (2)压实作业质量是衡量振动压路机性能的首要指标,振幅和压实均匀性是对振动压路机的最基本要求,它与设计和制造中多种环节有关。
- (3)振动和噪声必须符合环保要求,振动压路机的减振效果除与减振系统的设置有关外,还与整机的结构布置、机架的刚性等因素有关。

参考文献:
References:

[1] 冯忠绪,姚运仕,冯建生. 热沥青混合料碾压过程的离析现象[J]. 长安大学学报:自然科学版,2006,26(3): 96-99.
FENG Zhong-xu, YAO Yun-shi, FENG Jian-sheng. Rolling segregation of hot asphalt mixture[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition,

2006,26(3):96-99.
[2] 郝 飞,张志峰,何成建,等. 振动压实引起环境振动的试验研究[J]. 筑路机械与施工机械化,2006,23(10):57-59.
HAO Fei, ZHANG Zhi-feng, HE Cheng-jian, et al. Study of environmental vibration from vibrating compaction[J]. Road Machinery & Construction Mechanization,2006,23(10):57-59.
[3] 姚运仕,肖 刚,董秀辉,等. 双频合成振动压实试验研究[J]. 中国公路学报,2006,19(1):122-126.
YAO Yun-shi, XIAO Gang, DONG Xiu-hui, et al. Experimental study of double-frequency composed vibrating compaction[J]. China Journal of Highway and Transport,2006,19(1):122-126.
[4] 孙祖望,卫雪莉,王 鹊. 振动压实的动力学过程及其响应特性的研究[J]. 中国公路学报,1998,11(2): 117-126.
SUN Zu-wang, WEI Xue-li, WANG Que. The dynamic process of oscillatory compaction and its response characteristic [J]. China Journal of Highway and Transport,1998,11(2):117-126.
[5] 秦四成,程悦荪,李 忠,等. 土壤振动压实下动态性能试验研究[J]. 农业工程学报,2001,17(14):26-29.
QIN Si-cheng, CHENG Yue-sun, LI Zhong, et al. Dynamic study on the soil compaction by vibratory roller [J]. Transactions of the CSAE,2001,17(14):26-29.
[6] 杨东来. 振荡轮与热沥青混合料相互作用动力学过程的研究[D]. 西安:长安大学,2005.
[7] 卢宏现,朱伟敏,姚琳宁. 双频合成振动压实对多种材料的适应性研究[J]. 筑路机械与施工机械化,2007,24(6):56-58.
LU Hong-xian, ZHU Wei-min, YAO Lin-ning. Adaptability for different materials of double-frequency vibrating compaction[J]. Road Machinery & Construction Mechanization,2007,24(6):56-58.
[8] 王 戈,王贵慎,张世英. 压实机械[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1992.
[9] 姚运仕,冯忠绪,朱伟敏,等. 振动压路机的噪声浅析[J]. 筑路机械与施工机械化,2007,24(7):47-49.
YAO Yun-shi, FENG Zhong-xu, ZHU Wei-min, et al. Noise analysis of vibratory roller[J]. Road Machinery & Construction Mechanization,2007,24(7):47-49.
[10] Muro T, Hosshika Y. Performance and compaction effect of a road roller running on a weak sandy soil [J]. Journal of Terramechanics, 1995, 32 (5): 245-261.