

使用维修

某船用大功率柴油机拉缸故障分析

熊 刚, 彭 军, 毕 坤

(上海船用柴油机研究所, 上海 200090)

摘 要: 针对某船用大功率柴油机运行过程中的拉缸故障进行拆检分析和有限元仿真研究。分析与研究结果表明: 润滑油喷嘴堵塞影响了活塞热量散发和气缸套有效润滑, 在高负荷下加速了零件磨损, 进而导致拉缸故障。不同负荷下, 活塞、气缸套和活塞环均向外部膨胀, 活塞与气缸套间存在足够的热膨胀余量; 而活塞环与气缸套间将出现过盈配合, 在高负荷和润滑失效的情况下将导致拉缸故障。

关键词: 船用柴油机; 拉缸; 活塞组件; 配合尺寸

中图分类号: TK423.2; TK428 **文献标识码:** B **文章编号:** 1001-4357(2021)05-0044-06

Analysis on the Scuffing Failure of a Large Power Marine Diesel Engine

Xiong Gang, Peng Jun, Bi Kun

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 200090)

Abstract: To deal with the scuffing failure during the operation of a large power marine diesel engine, the engine was disassembled and inspected, and finite element simulation study were carried out. The analysis and research results showed that the blockage of lubricating oil nozzle affected the heat dissipation of piston and the effective lubrication of cylinder liner, accelerated the wear of parts under high load, and finally led to scuffing fault. Under different loads, the piston, cylinder liner and piston ring expanded outward, and there is sufficient thermal expansion allowance between the piston and cylinder liner. Interference fit will occur between piston ring and cylinder liner, which will lead to scuffing failure under the condition of high load and lubrication failure.

Key words: marine diesel engine; scuffing; piston component; fit size

0 引言

拉缸是柴油机运行过程中的主要故障之一, 因其具有一定隐蔽性, 在故障初期难以发现, 而在后期会快速发展, 对柴油机造成重大破坏。柴油机结构十分复杂且主要运动零部件长期工作在高温、高压和变载荷的工况下, 因此引发拉缸故障的因素较多, 如润滑油压力过低或供给不足, 造成活塞-缸套润滑失效; 气缸套冷却水流量不足; 混入杂质和超负荷运行等, 其中尤以润滑失效最为典型。

随着船用柴油机不断向大功率、高功率密度方向发展, 活塞、气缸盖和气缸套等关键受热零部件所承受的热负荷和机械负荷不断增大, 而拉缸故障也呈现出高频次、时间短、隐蔽性强和损害大的特点。因此, 柴油机结构设计、冷却和润滑须满足更为严格的要求, 以确保其安全、稳定运行。

本文基于某船用大功率柴油机出现的拉缸故障开展研究, 分析造成拉缸故障的主要原因, 并提出后续改进措施, 防止拉缸故障再次出现。

1 故障描述与拆检分析

该船用柴油机在某次运行过程中,自启动到运行稳定(转速1 800 r/min),按照10%→25%→50%→75%→100%的规律提升负荷,当负荷增加至75%时,操作人员发现某缸气门室罩盖有黑烟冒出,同时伴有较大异响声。

紧急停机,检查膨胀水箱和油底壳液位,发现:膨胀水箱水位标尺无显示,而油底壳油位上升至油尺最高点。采用内窥镜对发生异常现象的气缸进行探查,发现:气缸套内表面存在多处刮擦痕迹,并有一条显著、严重的划痕,如图1所示。据此可判定该气缸发生拉缸故障。



图1 柴油机气缸套内表面划痕

为进一步探查故障原因,依据工程经验对柴油机的排气管路、燃油系统(管路和喷油器)、启动系统(管路)以及该气缸内运动件进行拆检,结果如下。

(1) 活塞本体未发现明显的破坏和磨损;活塞环存在较大程度的变形和损坏。

(2) 启动空气管路和排气管路未发现异常。

(3) 燃油系统管路、喷油器和燃油滤芯,未发现异常;燃油化验,结果正常。

(4) 润滑油滤芯,未发现异常;润滑油喷嘴管路内发现一个尺寸约3~5 mm的硅胶块,如图2所示。润滑油化验结果正常。



图2 柴油机润滑油喷嘴内硅胶块

由此可初步判定,杂物堵塞润滑油喷嘴致使柴油机运行过程中活塞顶部无法有效散热(润滑油振荡冷却无法进行)^[1-2],活塞组件与气缸套润滑不良^[3-6],造成二者局部刮擦;特别是在高负荷下,活塞环与气缸套内表面刮擦加剧,最终导致严重的拉缸故障。

为证实上述判断,对该柴油机进行清理和复装,并开展磨合和负荷试验,具体步骤如下:

(1) 清理润滑油喷嘴管路内的硅胶块,更换润滑油和滤芯;

(2) 更换燃油滤芯,调整喷油器间隙;

(3) 清洗燃烧室内的积炭,更换气缸套和活塞环;

(4) 复装柴油机并补充淡水,无泄漏后添加淡水添加剂、润滑油和柴油;

(5) 手动盘车,检查是否存在卡滞现象,确定无卡滞现象后开展空载、低速磨合试验,逐步提高转速至1 800 r/min,稳定运行一段时间;

(6) 完成磨合试验后,按照10%→25%→50%→75%→100%的规律不断提升负荷,检测柴油机各项性能参数和指标是否正常。

上述过程中均未发现异常,据此可基本证实此次拉缸故障是由润滑油喷嘴堵塞所致,而活塞环在润滑失效下的膨胀变形是造成气缸套损坏的主要因素^[5-6]。

2 拉缸故障仿真分析及相关零部件配合状态分析

为进一步论证上述分析,基于有限元分析法对该船用柴油机活塞、活塞环和气缸套在不同负荷下的变形分布进行研究,并获得活塞与气缸套、活塞环与气缸套各部位间的配合尺寸。

2.1 不同负荷下活塞、活塞环和气缸套变形量分析

基于ANSYS软件,在不同负荷下对该机的活塞、气缸套和活塞环(三道)热-机耦合作用下的变形量分布规律开展研究。结果如图3~图5^[1,6-7]所示。由于三道活塞环在各负荷下的变形分布云图变化不大,因此仅以25%负荷下的变形量进行示意,如图5所示。

由图3~5可得出:各负荷下活塞/气缸套/活塞环的变形量分布规律基本保持一致,随着负荷提升,均呈逐渐增大趋势^[7-8]。对于活塞,其变形量基本呈现自上而下逐渐减小的趋势,在活塞顶部、火力岸、第一道活塞环槽和第一道火力岸

处均存在较大的变形。对于气缸套,顶部平肩以下部位的变形量呈现自上而下逐渐增大的趋势,内、外壁的变形量分布差异性较小。第一和第二道活塞环在运行过程中受到高温和高压(燃气压力)的共同作用,第三道活塞环主要受高温影响,三道活塞环变形分布规律基本一致,即在断口处存在较小的变形,其余部位内外表面均存在较大变形。在各负荷下,活塞、活塞环(三道)和气缸套均向外部膨胀^[7-8]。

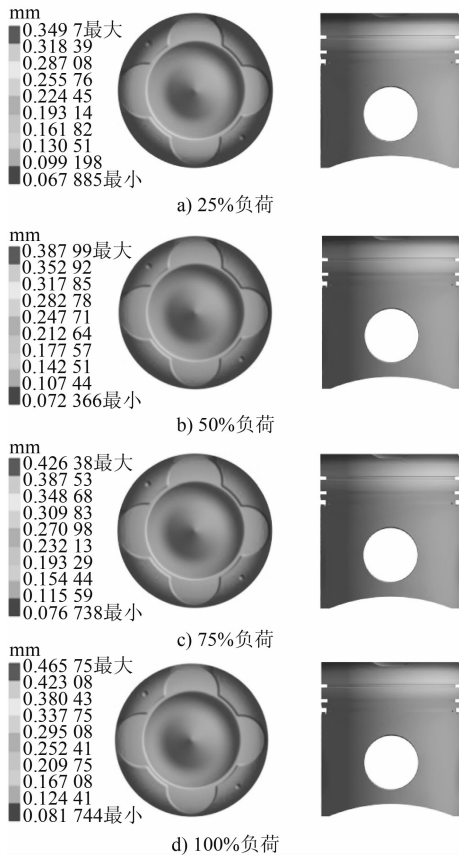


图3 不同负荷下活塞变形量分布云图

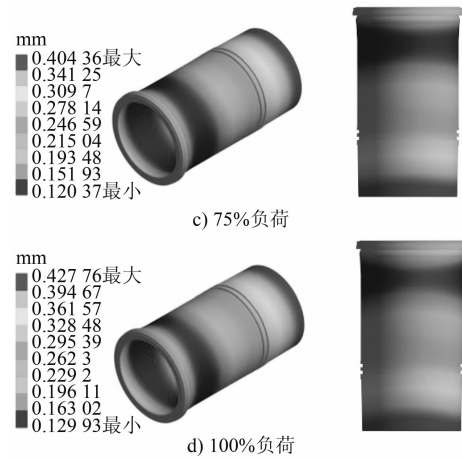
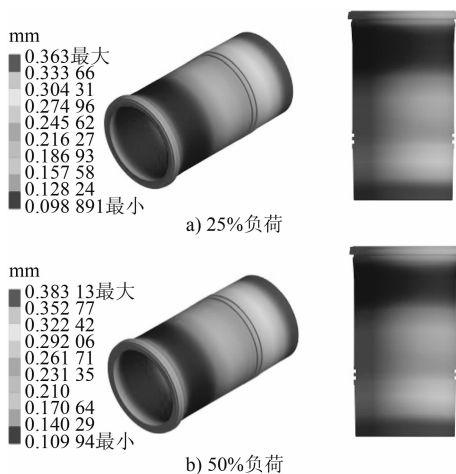


图4 不同负荷下气缸套变形量分布云图

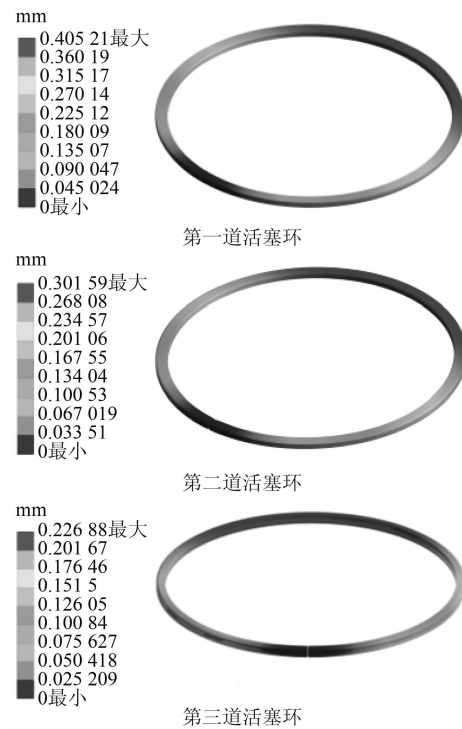


图5 25%负荷下三道活塞环变形量分布云图

2.2 不同负荷下活塞、活塞环和气缸套间配合状态分析

活塞和气缸套在冷态下的装配结构如图6所示,图中1~6处的装配尺寸列于表1中,可见,在冷态装配下活塞与气缸套、活塞环与气缸套间均为间隙配合。而在实际运行过程中,装配间隙内将填充足量的润滑油,既保证了密封性,又使各运动件在受热膨胀后不至于磨损和破坏。

依据变形分布云图,获得不同负荷下活塞、活塞环(三道)和气缸套不同部位处的变形量,如表2和表3所示。绘制不同负荷下活塞与气缸套、活塞环与气缸套各部位的配合尺寸图,如图7和图8所示。

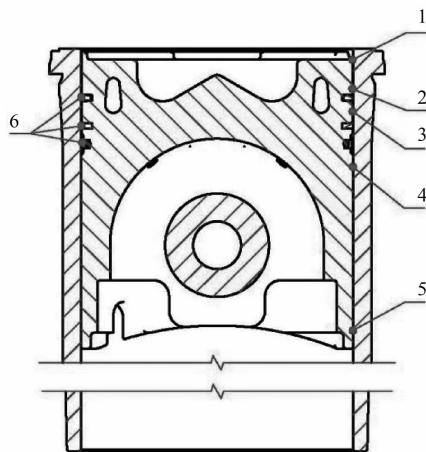


图 6 冷态装配下活塞、活塞环和气缸套间隙配合分布图

表 1 活塞、活塞环和气缸套间隙配合值(冷态装配)

序号	名称	基本尺寸/mm	偏差/mm		间隙配合/mm	
			下	上	最小	最大
1	气缸套内径	170.00	0.014	0.032	0.724	0.782
	活塞外径	169.27	-0.020	0.020		
2	气缸套内径	170.00	0.014	0.032	0.614	0.672
	活塞外径	169.38	-0.020	0.020		
3	气缸套内径	170.00	0.014	0.032	0.494	0.552
	活塞外径	169.50	-0.020	0.020		
4	气缸套内径	170.00	0.014	0.032	0.334	0.372
	活塞外径	169.67	-0.010	0.010		
5	气缸套内径	170.00	0.014	0.032	0.193	0.233
	活塞外径	169.81	-0.011	0.011		
6	气缸套内径	170.00	0.014	0.032	0.004	0.042
	活塞环外径	170.00	-0.010	0.010		

表 2 不同负荷下活塞和气缸套变形量

部位	负荷/%	气缸套(向外膨胀)/mm		活塞(向外膨胀)/mm		变形差值(气缸套-活塞)/mm	
		最小	最大	最小	最大	最小	最大
火力岸	25	0.115 0	0.156 8	0.270 1	0.349 7	-0.234 7	-0.113 3
	50	0.129 4	0.183 2	0.295 1	0.388 0	-0.258 6	-0.111 9
	75	0.145 4	0.215 1	0.320 1	0.426 4	-0.281 0	-0.105 0
	100	0.161 3	0.250 8	0.344 7	0.465 8	-0.304 5	-0.093 9
第一环岸	25	0.101 8	0.113 9	0.223 3	0.263 2	-0.161 4	-0.109 4
	50	0.113 6	0.131 3	0.241 0	0.285 5	-0.171 9	-0.109 7
	75	0.125 5	0.152 3	0.258 9	0.307 6	-0.182 1	-0.106 6
	100	0.136 8	0.176 6	0.277 8	0.330 1	-0.193 3	-0.101 2
第二环岸至下止点	25	0.098 9	0.194 4	0.135 7	0.229 6	-0.130 7	0.058 7
	50	0.109 9	0.214 4	0.142 4	0.247 3	-0.137 4	0.072 0
	75	0.120 4	0.235 6	0.151 5	0.265 4	-0.145 0	0.084 1
	100	0.129 9	0.258 8	0.163 1	0.284 3	-0.154 4	0.095 7

注：“火力岸”对应图 6 中“2”；“第一环岸”对应图 6 中“3”；“第二环岸至下止点”对应图 6 中“4”。变形差值为气缸套变形量减去活塞变形量，“+”为间隙配合，“-”为过盈配合，中间状态为“过渡配合”。

表 3 不同负荷下气缸套和活塞环变形量

部位	负荷/%	气缸套(向外膨胀)		活塞环(向外膨胀)		变形差值(气缸套-活塞环)	
		最小	最大	最小	最大	最小	最大
第一道活塞环	25	0.111 6	0.117 2	0	0.405 2	-0.293 6	0.117 2
	50	0.125 3	0.135 2	0	0.423 3	-0.298 0	0.135 2
	75	0.140 3	0.157 1	0	0.452 9	-0.312 6	0.157 1
	100	0.155 1	0.182 3	0	0.487 7	-0.332 6	0.182 3
第二道活塞环	25	0.100 4	0.104 1	0	0.301 6	-0.201 2	0.104 1
	50	0.111 8	0.119 6	0	0.307 1	-0.195 3	0.119 6
	75	0.123 2	0.137 7	0	0.316 2	-0.193 0	0.137 7
	100	0.137 8	0.158 6	0	0.327 0	-0.189 2	0.158 6
第三道活塞环	25	0.100 0	0.100 4	0	0.226 9	-0.126 9	0.100 4
	50	0.110 2	0.111 8	0	0.226 9	-0.116 7	0.111 8
	75	0.126 7	0.127 5	0	0.226 9	-0.100 2	0.127 5
	100	0.130 2	0.132 4	0	0.226 9	-0.096 7	0.132 4

注：三道活塞环对应对应图 6 中“6”。

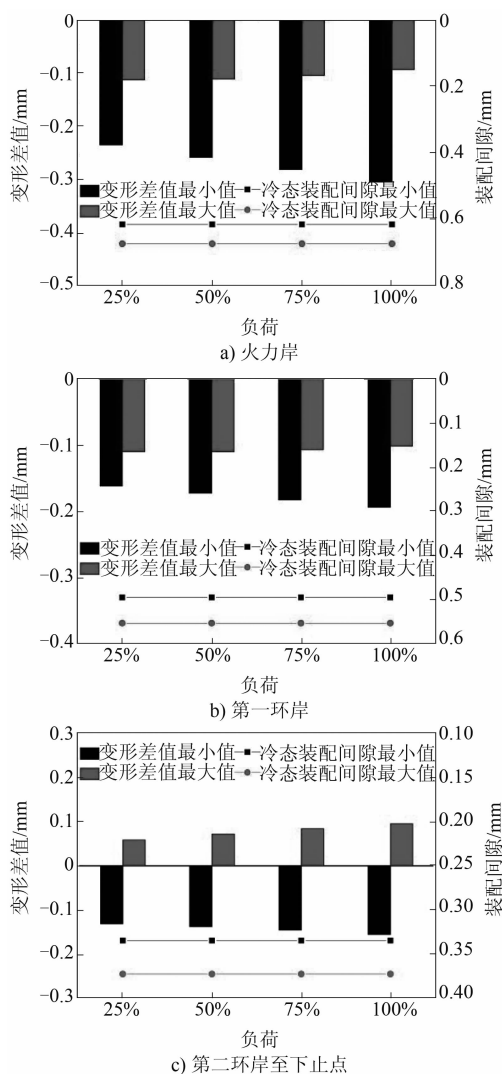


图7 不同负荷下活塞和气缸套各部位配合尺寸图

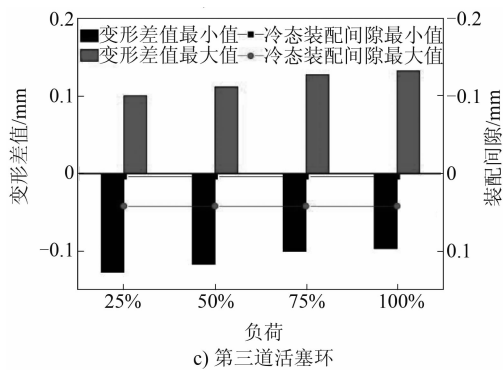
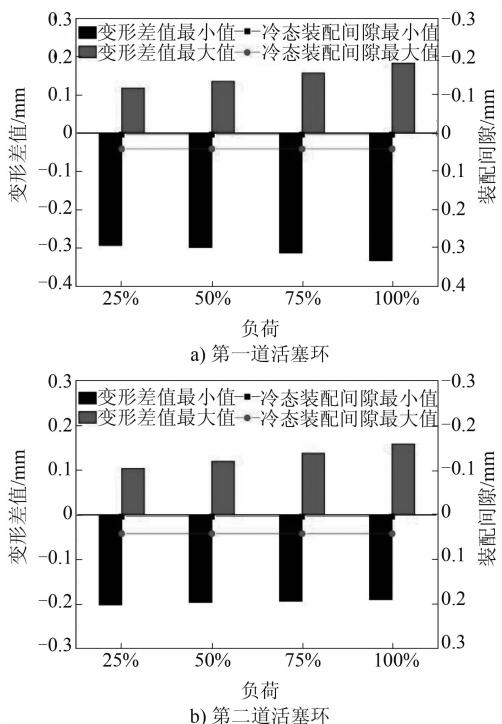


图8 不同负荷下气缸套和第三道活塞环配合尺寸图

表2和图7表明:不同负荷下,活塞各部位的变形量均大于气缸套的变形量,致使在第二环岸以上部位,二者变形差值呈现“过盈配合”状态,自上而下变形差值逐渐减小;在第二环岸以下部位,二者变形差值呈现“过渡配合”状态。由于二者在冷态装配下各部位均存在一定的间隙,且变形差值均涵盖在间隙区间内,因此活塞与气缸套在运行过程中不会因为膨胀变形而发生大范围刮擦,特别是在润滑良好的情况下。

表3和图8表明:由于运行环境的差异,第三道活塞环与气缸套间的变形差值自上而下逐渐减小,变形差值在不同负荷下均呈现“过渡配合”状态,“过盈量”均超出了冷态装配下的间隙值。对于第一道活塞环,其“过盈量”随着负荷的提升逐渐增大,而第二和第三道活塞环的“过盈量”则与之相反。在活塞做往复运动的过程中,由于活塞环与气缸套的“过渡配合”,极易产生大范围刮擦,导致零件表面结构损坏;在润滑失效的情况下,会发生拉缸故障,严重时甚至导致活塞环与气缸套黏结或活塞环断裂,致使零部件咬死,造成柴油机停机。

前述拆检分析表明:该型船用柴油机运行过程中,由于润滑油喷嘴堵塞造成某缸内运动件润滑失效,随着负荷的提升最终导致拉缸故障。而仿真研究表明:在润滑失效的情况下,随着负荷的提升,活塞与气缸套间不易出现刮擦现象,而活塞环与气缸套间由于膨胀变形,在二者接触部位将发生刮擦磨损,尤其是第一道活塞环;在高负荷和润滑失效的工况下,将加剧气缸套磨损。

3 改进措施

基于上述分析,结合相关文献资料^[4,9],提出以下改进措施。

(1) 装配前应注意柴油机活塞、气缸套和气

缸盖等关键零部件的表面清洁度,检测配合尺寸并严格按照使用手册准确安装。

(2) 及时清理和更换各类滤清器、滤芯,减少杂质进入柴油机的可能;定期检查润滑情况,保证柴油机满足润滑要求,并进行启动前的预润滑。

(3) 加强冷却系统的维护保养,确保柴油机不会出现过热现象;同时合理设置各项性能参数(喷油正时、配气正时等),使柴油机高效燃烧并稳定运行。

(4) 正确掌握柴油机冷启动方法,避免运行工况突变,严禁柴油机长期怠速或超负荷运转。

参考文献

- [1] 陈晓飞,仲蕾,庞铭,等. 喷油冷却活塞传热过程的流固耦合分析[J]. 内燃机工程, 2016, 7 (5): 176-183.
- [2] 胡蕾. 活塞喷油强制振荡冷却的仿真分析[D]. 武

汉:华中科技大学, 2016.

- [3] 李全帅,扈钰涛,许志强,等. 某大功率柴油机气缸套拉缸故障分析[J]. 柴油机, 2017, 39 (1): 54-56.
- [4] 孙中庆. 柴油机气缸拉缸的检修[J]. 维修工艺, 2003 (7): 108-109.
- [5] 郭宜斌. 基于活塞环组润滑失效的船用柴油机拉缸故障机理研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2014.
- [6] 刘晓日. 基于流固耦合传热的内燃机润滑摩擦特性研究[D]. 济南: 山东大学, 2015.
- [7] 余永华,杨建国,孙洪杰,等. 新型中速柴油机气缸套温度场有限元分析与试验研究[J]. 大连海事大学学报, 2011, 37 (3): 95-98.
- [8] 张桂昌. 基于热-机耦合的柴油机活塞系统敲击噪声与润滑研究及优化设计[D]. 天津: 天津大学, 2012.
- [9] 张双印,殷建祥. 浅析发动机气缸套拉缸的原因及预防[J]. 内燃机与配件, 2016 (1): 28-30.

(上接第12页)

图8中:曲线1为整改前执行器不驱动时被测样品的远场辐射发射水平;曲线2和曲线3分别为整改前执行器驱动时被测样品的垂直极化和水平极化辐射发射水平;曲线4为整改后执行器驱动时被测样品的远场辐射发射水平。可以看出:整改后的被测样品远场辐射发射水平已低于限值,满足要求。

从上述试验测试结果可以得出:EMSCAN电磁干扰扫描系统反映的被测物近场辐射发射水平虽然不能量化等同于远场辐射发射数据,但对于产品辐射发射性能的设计与整改具有较好的参考意义。

5 总结

本文介绍了电子产品辐射发射的形成机理,其本质是电子产品工作时线路中变化的共模电流和差模电流通过等效天线向外发射电磁骚扰。基于EM-

SCAN近场辐射扫描系统提出了一套切实可行的辐射发射分析整改方法,并结合某型号电子调速器控制器出现的辐射发射超标问题进行了验证,得到如下结论:

(1) 利用EMSCAN近场辐射扫描系统获得的被测产品近场辐射测试数据可以较准确地反映被测产品远场辐射发射水平的变化趋势,并指导整改;

(2) 基于EMSCAN近场辐射扫描系统的电子产品辐射发射分析及整改方法可以缩短电子产品电磁兼容问题的整改周期,并可节约整改测试成本。

参考文献

- [1] 郑军奇. EMC电磁兼容设计与测试案例分析[M]. 北京:电子工业出版社, 2010.
- [2] 朱文立. 电磁兼容设计与整改对策及案例分析[M]. 北京:电子工业出版社, 2012.