

文章编号: 1006-1355(2014)01-0123-05

发动机油底壳的辐射噪声分析及结构优化

宋兆哲^{1,2}, 杨景玲^{1,2}, 孔德芳^{1,2}, 张宗成^{1,2}

(1. 长城汽车股份有限公司 技术中心, 河北 保定 071000;
2. 河北省汽车工程技术研究中心, 河北 保定 071000)

摘要: 油底壳表面辐射噪声占发动机总辐射噪声的24%左右, 已成为降低发动机噪声的重要制约因素。为了降低某油底壳的辐射噪声, 通过有限元模型, 计算其约束模态, 找出油底壳的薄弱位置; 进而施加由试验测得的激励, 计算油底壳的表面振动加速度。在此基础上, 采用边界元法对其进行辐射噪声总声功率级的计算; 根据计算结果, 对该油底壳进行结构优化, 并预测结构优化后的辐射噪声水平。通过优化前后的对比表明: 结构优化后约束模态频率有很大的提高, 振型也有明显变化, 总声功率级降低了1.83 dB(A)。

关键词: 声学; 模态计算; 应变能; 辐射噪声; 边界元法;

中图分类号: U464.1

文献标识码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2014.01.028

Radiation Noise Analysis and Structure Optimization for an Engine Oil Pan

SONG Zhao-zhe, YANG Jing-ling, KONG De-fang, ZHANG Zong-cheng

(1. Technical Center, Great Wall Motor Company Limited, Baoding 071000, Hebei China;
2. Hebei Automobile Engineering Technology & Research Center, Baoding 071000, Hebei China)

Abstract: The radiated noise from oil pan surface was accounted for about 24 % in the total engine, has become an important restrictive factor to reduce engine noise. In order to reduce radiated noise of the oil pan, the finite element model was established, the constraint mode was calculated, and unsubstantial place of oil pan was found; and then, the surface vibratory acceleration of oil pan was obtained by the excitation load from test, and on that basis, the total sound power level was calculated using the BEM method. According to the results, the structural optimization was done, and the levels of structure radiated noise of the oil pan were predicted. The results were compared with those of the original pan. It is found that after the improvement, the frequency of constraint mode was greatly increased, the modal shape also changes obviously, and the total sound power level was reduced by 1.83 dB (A).

Key words: acoustics ; modal calculation ; strain energy ; radiated noise ; boundary element method

在汽车发动机工作时, 油底壳等质量轻、刚度小的零件几乎完全裸露于汽车的底部, 由此, 发动机机体的振动就很容易激起此类零件的共振, 并可能成为发动机辐射噪声的主要部位; 相关资料表明, 油底壳辐射噪声可以占到总辐射噪声的24%左右, 是最大的表面辐射噪声源^[1,2]。因此, 分析发动机油底壳的辐射噪声是发动机噪声分析中不可忽视的部分, 对于降低发动机乃至整车噪声有着一定的实际意义。

对油底壳进行低噪声设计时, 必须要预测结构的声学特性, 目前, 国内外对油底壳的声学预测常采用两种方法, 一种是通过试验测得油底壳上有代表性的测点的振动数据; 然后进行预测, 称之为振动速度法, 该方法广泛应用于发动机振动部件表面的声学预测及噪声源的识别^[3]。另一种是采用计算机虚拟试验的方法, 即基于有限元和边界元的预测方法^[4]; 近年来, 该方法已经广泛应用于汽车产品的开发过程中^[5,6]。在零部件未制造出来以前, 就可以应用CAE技术对其振动、噪声等特性进行分析。在结构设计阶段, 其分析结果可以指导我们的设计思路, 并且对每一次的设计尝试在短时间内进行虚拟预测, 以求达到最佳的设计效果。

收稿日期: 2013-02-17

作者简介: 宋兆哲(1982-), 男, 山东临沂市沂南县人, 硕士, 目前从事发动机NVH工作。

E-mail: dynvh@gwm.cn

本文以某发动机油底壳为例,采用试验与仿真相结合的方法,对其进行约束模态和声学仿真的研究,得到辐射噪声的总声功率级。首先,由试验测得该发动机上油底壳各螺栓处的振动加速度;然后,采用有限元和边界元相结合的仿真分析方法,对其进行约束模态和声学分析;最后,用分析结果指导的优化思路,对油底壳进行结构优化,使其辐射噪声降到最低。

1 油底壳约束模态分析

1.1 建立有限元模型

建立准确可靠的计算模型,是应用有限元法进行结构设计与分析的重要前提。本文采用的油底壳为冲压钢板结构,厚度为 1.5 mm,首先,用 Pro/E 软件建立油底壳的几何模型,然后,利用 Hyper Mesh 与 Pro/E 软件之间的接口,将建立的油底壳几何模型导入 Hyper Mesh 中,在 Hyper Mesh 中抽取油底壳的中面,对中面进行几何清理,并采用边长为 4 mm 的四边形单元进行网格划分;由于造成油底壳振动的主要原因(或结构)是油底壳的外壳,在有限元分析中将油底壳上表面与机体连接的螺栓孔全部简化为节点。其划分好的有限元模型和螺栓孔节点编号如图 1 所示,网格单元类型如表 1 所示,材料参数如表 2 所示。

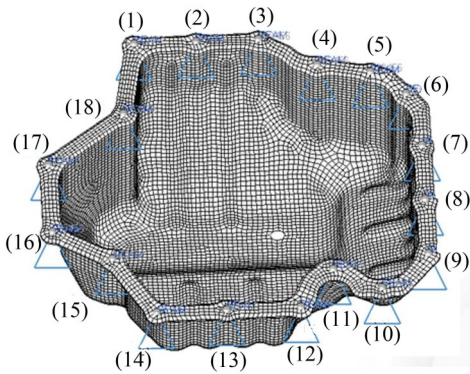


图 1 有限元模型

表 1 网格单元类型

零部件	单元数	单元类型	节点数
油底壳	12 294	四边形单元	12 487

表 2 材料参数

零部件	材料名称	密度 (t/mm ³)	杨氏模量 (MPa)	泊松比
油底壳	45#钢	7.85 e-9	210 000	0.3

1.2 约束模态分析

为了更准确的反映油底壳实际的工作状态,对油底壳采用约束模态计算。

油底壳在实际工作过程中,是和机体下表面通过螺栓连接在一起的,故约束油底壳螺栓处的 6 个自由度,进行约束模态计算。把图 1 所示的有限元模型,导入 Abaqus 软件中进行求解,得到油底壳的前 10 阶模态。其前 10 阶模态频率如表 3 所示,前 4 阶模态振型如图 2 所示,前 4 阶模态应变能如图 3 所示。

表 3 油底壳约束模态频率

模态阶数	模态频率(Hz)	模态阶数	模态频率(Hz)
1	659	6	1 502
2	1 055	7	1 532
3	1 190	8	1 629
4	1 298	9	1 682
5	1 387	10	1 885

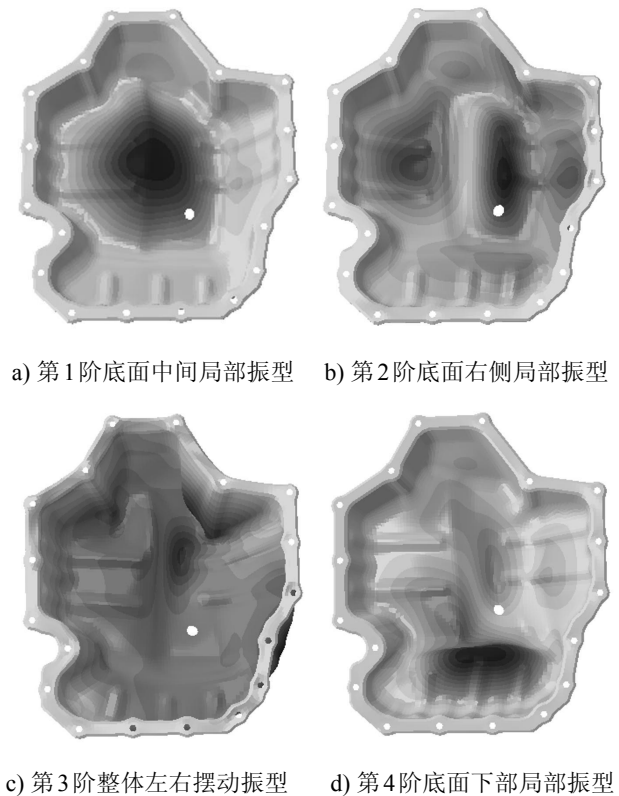


图 2 油底壳前 4 阶模态振型

发动机激振的共振范围可由下式求得^[1]

$$f = \frac{n}{30 \times \tau} \times Z \times \eta \tag{1}$$

式中 f 为发动机激振频率(Hz); n 为发动机转速(r/min); τ 为每个工作循环的冲程数; Z 为缸数; η 为安全系数。

发动机的最高转速为 6 000 r/min, 为四冲程四缸发动机, 取安全系数 $\eta=1.4$, 故激振频率为 280 Hz, 而由表 3 可知, 该油底壳的第 1 阶模态频率为 659 Hz, 所以, 发动机避开了常用工况下发生共振的可能。

由图 2 可以看出, 此油底壳的振型主要是底面的局部振型, 原因是底面存在较大面积的平板部分, 同时底面也是离油底壳螺栓安装面最远的面, 故易于出现此类振型。所以, 要想提高此油底壳的刚度, 降低辐射噪声水平, 结构改进时应有意识的减小底面平板部分的面积^[7]。

由图 3 可以看出, 应变能主要集中于图中圈出的区域, 此区域也是侧面与底面的过渡面, 要想提高此油底壳的刚度, 降低辐射噪声水平, 结构改进时应从这些位置着手。

2 油底壳声学仿真分析

2.1 振动响应分析

为了让计算结果更加准确, 本文所采用的油底壳安装螺栓处的振动加速度载荷来自试验测得, 共测得十八个螺栓处的振动加速度载荷, 编号如图 1 所示, 限于篇幅限制, 在此仅列出 1、7、13、17 等四个振动加速度载荷, 频率范围为 0~3 000 Hz, 如图 4 所示。

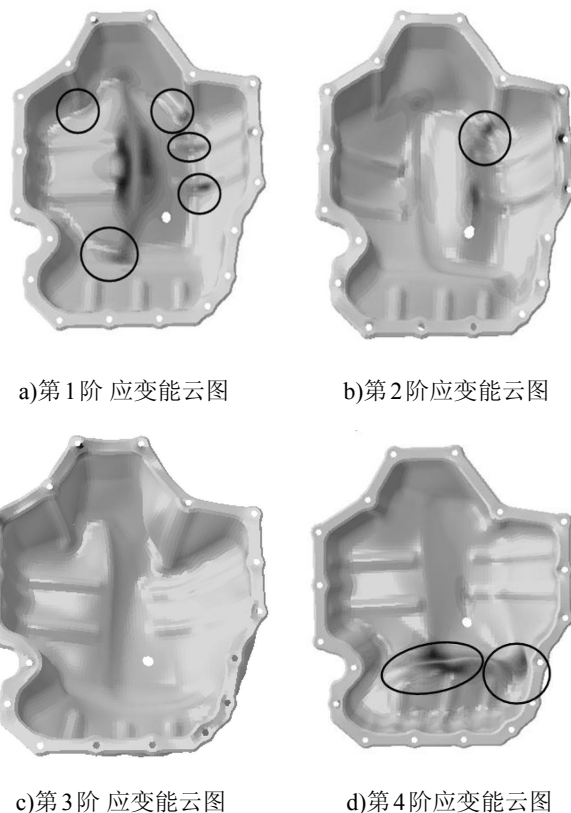
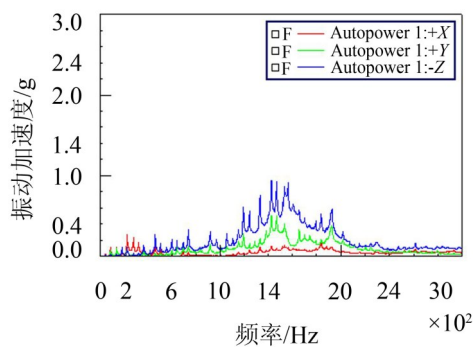
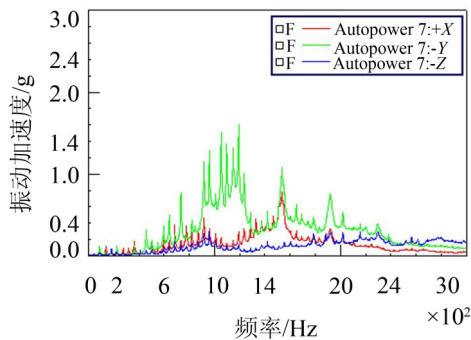


图 3 油底壳前四阶应变能云图

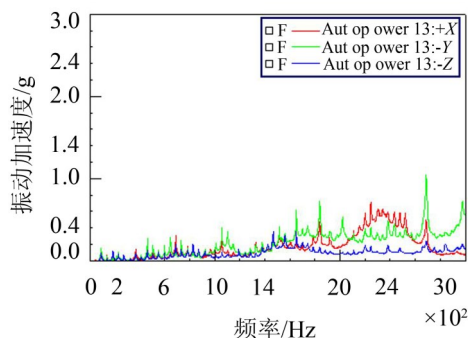
把前期的约束模态计算结果, 导入声学计算软件 LMS Virtual Lab 中, 再把试验测得的加速度载荷加载到对应的螺栓处, 进行基于模态的频率响应计



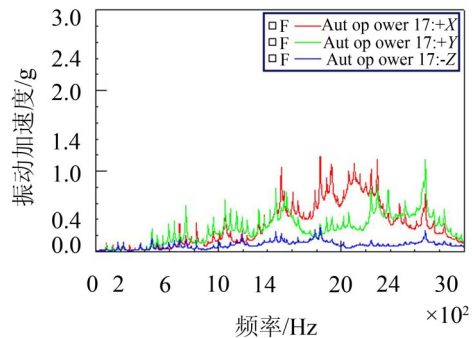
a) 螺栓 1 处的振动加速度载荷



b) 螺栓 7 处的振动加速度载荷



c) 螺栓 13 处的振动加速度载荷



d) 螺栓 17 处的振动加速度载荷

图 4 振动加速度载荷

算,得出油底壳表面的振动加速度,如图5所示,以此作为声学计算的输入。

2.2 声学计算

声学计算结果是对零部件结构做出NVH评价

的最终指标,在油底壳振动响应分析的基础上,运用边界元法在声学仿真软件中将计算出的振动加速度边界条件投射到声学网格上,再根据其传递关系得到模型的声功率级等评价指标。

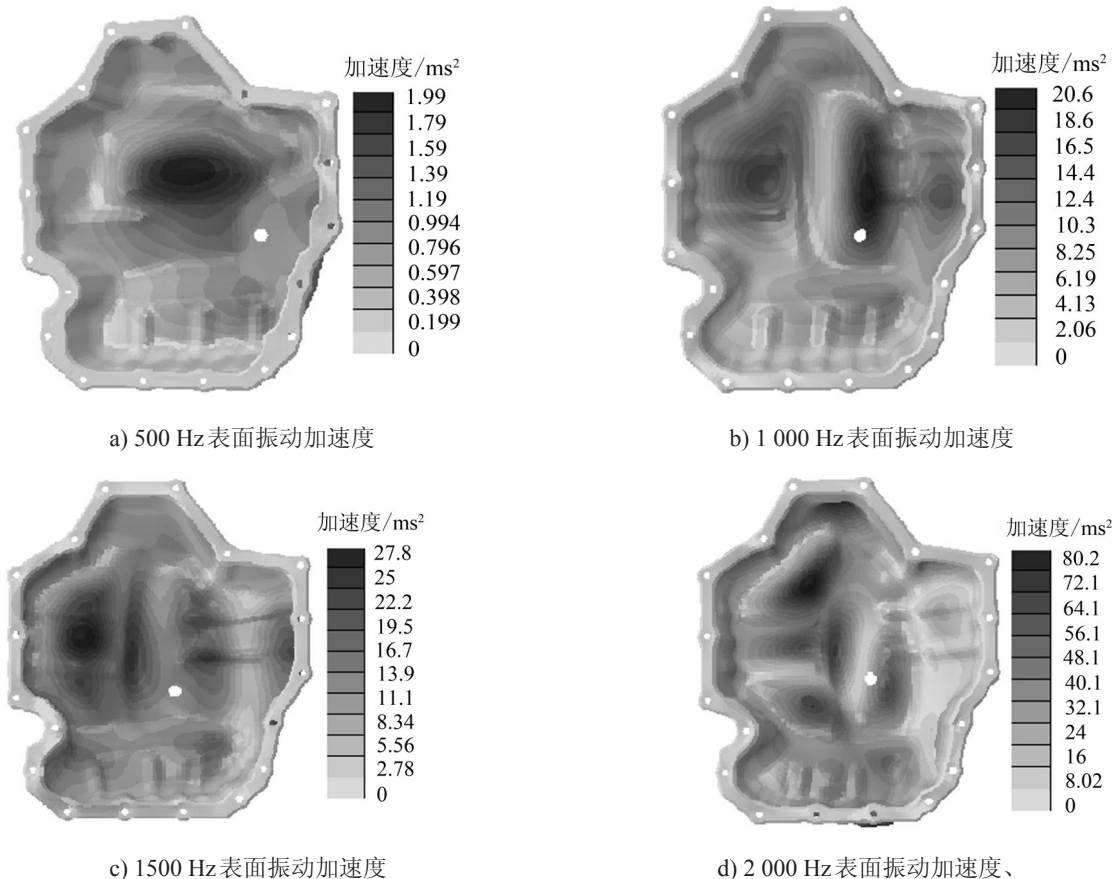


图5 表面振动加速度

油底壳等薄壁件表面辐射噪声与表面振动之间有如下关系^[1]:

$$W_r = W_v \cdot \sigma \quad (2)$$

式中 W_r 为表面辐射声功率, W_v 为表面振动功率, σ 为声辐射效率。

表面振动功率计算如下:

$$W_v = \rho_0 c A v_{rms}^{-2} (W) \quad (3)$$

式中 $\rho_0 c$ 为空气的特性阻抗,约为 400 rayl; A 为振动表面面积(m^2); v^{-2} 为质点振动速度均方值的空间平均值(m^2/s^2) 所以

$$W_r = \sigma \rho_0 c A v_{rms}^{-2} (W) \quad (4)$$

计算得出的油底壳声功率级曲线如图6所示,其总声功率级为 108.596 dB(A)。

3 油底壳结构优化及效果验证

3.1 结构优化

实践表明,增加结构刚度和阻尼是减少表面振动的基本措施,在同样的激振力作用下减小结构表

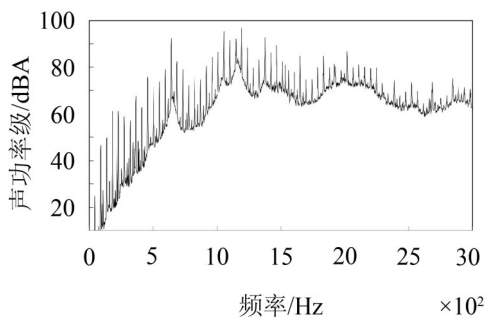


图6 改进前声功率级曲线

面响应就可以使噪声降低。通过恰当的设计,提高结构刚度,减小辐射噪声表面面积,亦是控制辐射噪声的有效措施之一^[8]。

根据以上分析结果,再结合实际经验,对油底壳做出如下结构优化,其改进前后结构如图7和8所示。

与图7相比,图8主要进行了如下更改:

(1) 为了减少底面大平面的数量,底面由左右一层阶梯结构改为上下三层阶梯结构;

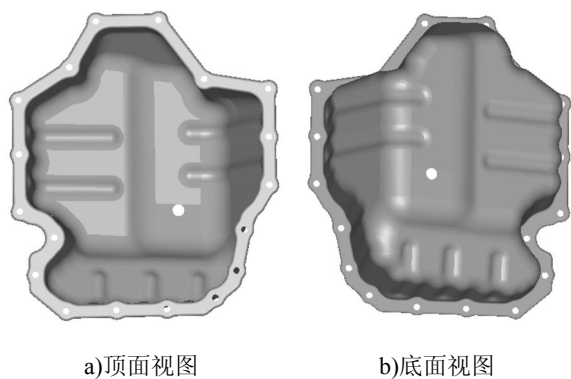


图7 改进前油底壳结构

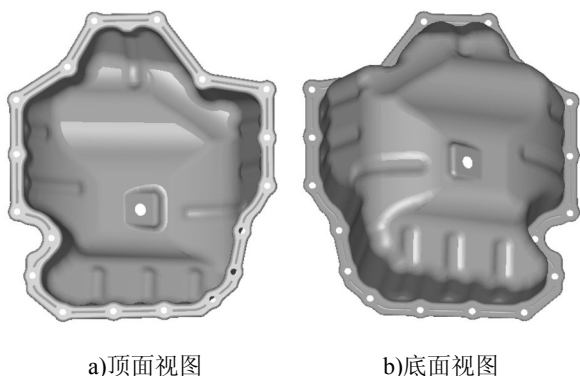


图8 改进后油底壳结构

(2) 为了改变图3中指出的应变能集中,加大了左右两个侧面与底面的过渡圆角;

(3) 放油螺栓孔设计形式、位置发生变化;

(4) 在右侧过渡区域增加了一条加强筋,左侧过渡区域的加强筋相应加长,上侧过渡区域也增加了一条加强筋,并使此加强筋延伸到油底壳安装面的根部,可提高油底壳结构整体的刚度。

经计算油底壳结构改进后,其储油量由原来的6升,变为现在的6.08升,满足发动机对机油的需求。结构改进后,集滤器所处的液面位置未改变,故对发动机润滑性能无影响。

3.2 模态对比分析

改进后的结构,采用与改进前相同的边界条件和计算方法进行约束模态计算,得出其模态频率与振型并与改进前进行对比,对比结果如图9和图10所示。

由图9和图10可以看出,通过加筋和对底面与侧面的结构优化,油底壳在模态频率上,有了很大的提高,第1阶频率变为947 Hz,提高了43.7%;在振型上,第1阶模态振型面积相应减小,比改进前少了第2阶底面局部振型;可见底面的结构优化,符合公式(4)中降低表面辐射噪声的措施,可使振动表面积减小,能起到抑制底部大平面辐射噪声的作用。

3.3 声学对比分析

对改进后的油底壳,采用与改进前相同的边界

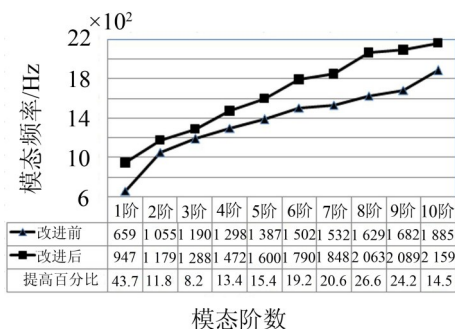


图9 油底壳改进前后模态频率对比

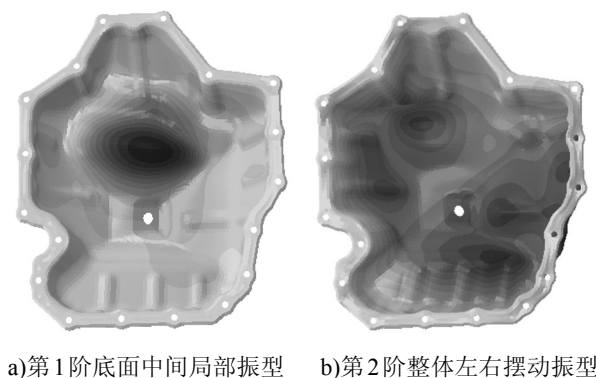


图10 油底壳改进前后4阶模态振型

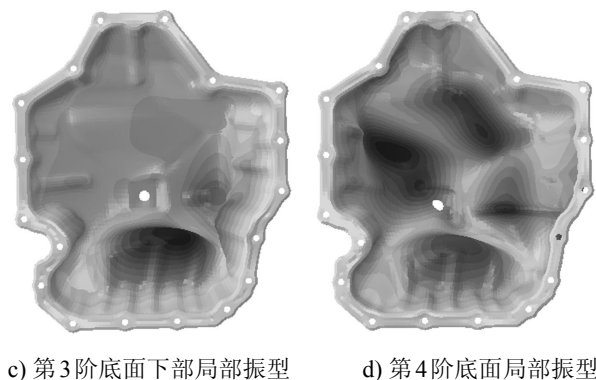


图10 油底壳改进前后4阶模态振型

条件和计算方法进行辐射噪声计算,得出其声功率级并与改进前进行对比,对比结果如图11所示。

由图11可以看出,改进后的声功率级在大部分频段都有所降低,可见结构优化对辐射噪声起到了很好的抑制作用。总声功率级由原来的108.596 dB(A)降到106.766 dB(A),降低了1.83 dB(A)。

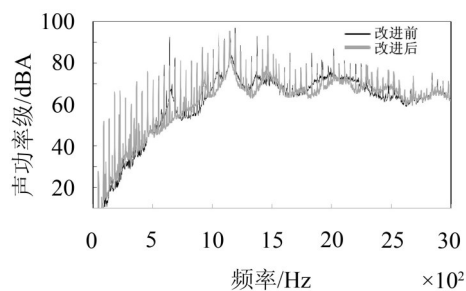


图11 改进前后声功率级曲线对比

(下转第168页)