

文章编号:1006-1355(2023)05-0215-06

发动机缸盖罩结构声辐射特性优化分析

吴天歌¹, 张帆², 杨淇¹, 叶锦啸¹, 夏兆旺¹

(1. 江苏科技大学 能源与动力学院, 江苏 镇江 212003;

2. 中国运载火箭技术研究院 研究发展中心, 北京 100076)

摘要: 发动机是船舶动力系统的重要组成部分,是振动噪声的源头之一,发动机缸内噪声通过缸体和缸盖罩向外辐射。以发动机缸盖罩为研究对象,通过有限元建模分析其模态,并进行试验验证。以缸盖罩结构的表面振速和辐射声功率为目标,采用有限元与边界元相结合的方法对缸盖罩结构进行声辐射特性优化设计。研究表明:通过结构优化设计,在缸盖罩内部两侧添加等腰三角形加强筋,可使得10 Hz~4 000 Hz频段内发动机缸盖罩辐射声功率平均降低2.10 dB(A)。研究结果可为发动机缸盖罩结构的设计提供借鉴。

关键词: 声学;缸盖罩;模态分析;拓扑优化;边界元;声辐射

中图分类号:TB53

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2023.05.033

Optimization Analysis of Acoustic Radiation Characteristics of Engine Cylinder Head Cover Structures

WU Tiange¹, ZHANG Fan², YANG Qi¹, YE Jinxiao¹, XIA Zhaowang¹

(1. School of Energy and Power, Jiangsu University of Science and Technology,

Zhenjiang 212003, Jiangsu, China;

2. Research and Development Center, Academy of Launch Vehicle Technology, Beijing 100076, China)

Abstract: As an important part of ship power system, engine is one of the sources of vibration noise. The engine cylinder noise radiates outwards through cylinder block and cylinder cover. In this paper, the modals of engine cylinder cover are studied through finite element modeling and experimental verification. With the surface vibration velocity and radiated sound power of the cylinder cover as the target, the optimization design of acoustic radiation characteristic of the cylinder cover structure is conducted by combining finite element method and boundary element method. The results show that the radiated sound power of the engine cylinder cover can be reduced by 2.10 dB(A) in 10 Hz - 4 000 Hz frequency band in average through structural optimization of adding isosceles triangular stiffeners on both sides of the cover. The results of this research have provided a meaningful reference for the design of engine cylinder cover structures.

Key words: acoustics; cylinder head cover; modal analysis; topology optimization; boundary element; sound radiation

发动机在为船舶、车辆等提供动力的同时,也会伴随产生噪声。随着对于舰船的声隐身性能和车辆舒适性能要求的提高,降低发动机噪声是有效可行

的路径^[1]。在发动机产生的噪声中,发动机薄壁件表面辐射噪声占机体总噪声的70%左右,而通过缸盖罩辐射的噪声又占发动机表面辐射噪声的20%左右^[2-4]。因此,通过结构优化设计对发动机缸盖罩结构进行声学优化设计具有重要的意义。

在发动机辐射噪声控制领域,国内外学者对发动机薄壁件结构辐射噪声的优化开展了大量的研究。方华等^[5]通过拓扑优化技术进行零部件低噪声设计,利用Optisruct提供的拓扑优化得到降低辐射噪声的优化结构。Kamalakar等^[6]通过分析预应力结合FEM法来改进发动机结构以达到降低噪声的目的。张波等^[7-8]以某船用柴油机的油底壳为模型,计算声振耦合及非耦合情况下的辐射噪声,并进行多目标形貌优化,在油底壳两端板上添加加强筋有效

收稿日期:2022-04-13

基金项目:江苏省自然科学基金资助项目(BK20191462);武汉市中船重工七一九研究所热能动力技术重点实验室开放基金资助项目(TPL2020A03)

作者简介:吴天歌(1996-),女,江苏省徐州市人,硕士研究生,研究方向为船舶动力设备及系统振动噪声与控制。

E-mail: 1294775179@qq.com

通信作者:夏兆旺(1981-),男,安徽省滁州市人,硕士生导师,博士,教授,研究方向为船舶轮机设备及系统振动噪声与控制。

E-mail: dlxzw@163.com

降低辐射噪声。孟浩东等^[9]利用频谱分析法、近场分析法以及模态分析对缸盖罩进行动态特性研究,通过添加紧贴式隔声结构控制辐射噪声。张光炯^[10]利用拓扑优化对柴油机机体进行轻量化设计,在保证结构性能不受影响的情况下使材料分布最优。沈聪等通过仿真分析对辐射噪声进行预测并采用局部加厚的方法有效降低辐射噪声^[11]。由于优化区域的选择缺乏统一标准,根据经验、模态振型或者表面振动情况选择优化区域,优化效率低且整体优化效果不明显。针对薄壁件低辐射噪声问题可根据多个参量,综合分析振动薄弱区域得到最优分布。本文中发动机缸盖罩是其辐射噪声的重要载体,因此开展发动机缸盖罩结构的声辐射特性分析具有重要的研究意义^[12-14]。

拓扑优化技术是在改善结构性能的基础上寻找材料的最优分布,以单元密度作为设计变量,通过均匀化法、密度法等方法实现结构的优化。使人们在概念设计阶段便可合理进行结构方案选择,既缩短设计周期又降低制造成本。本文则在对发动机缸盖罩进行模态分析与动力响应分析的基础上,采用拓扑优化方法对其结构声辐射特性进行了优化设计。首先计算发动机缸盖罩的表面振动速度分布,然后通过表面振速优化了缸盖罩结构的声辐射。

1 拓扑优化设计方法

在拓扑寻优方法中,为了得出最优解满足 Kuhn-Tucker 条件,在数学模型中引入拉格朗日乘子法:

$$L(X, \mu) = f(X) + \mu^T g = f(X) + \sum \mu_j g_j \quad (1)$$

式中: μ 为拉格朗日乘子, $f(X)$ 为目标函数; g 为约束条件。

本文采用各向正交惩罚材料密度法 (Solid Isotropic Material With Penalization Model, SIMP) 进行拓扑优化。根据 SIMP 法单元密度的取值范围在 0~1 之间,当单元密度接近或等于 1 时,该单元表示很重要需保留;当单元密度接近或等于 0 时,表示该单元不重要可以删除,使材料得到最优分布。由于单元密度在 0~1 之间取值,但相对密度在开区间内,无法判断其是否保留,故引入一种插值算法即 SIMP 法使单元密度趋于两端。将每个单元的“单元密度”作为设计变量,即:

$$\rho = \chi^e \rho_0 \quad (2)$$

式中: ρ 为优化后单元密度; χ^e 为相对密度; ρ_0 为原始单元密度。

根据 SIMP 法,优化前的基本数学表达式为:

$$E(x) = E_{\min} + \rho_x^p (E_0 - E_{\min}), \quad x = 1, 2, 3, L, m \quad (3)$$

式中: ρ_x 为第 x 个单元密度, p 为惩罚因子, $E(x)$ 为经 SIMP 法优化后的弹性模量, E_0 为相对密度为 1 的单元, E_{\min} 为单元密度趋于零时的弹性模量; 由于 E_{\min} 趋于零,可忽略不计,则有:

$$E(x) = \rho_x^p E_0, \quad x = 1, 2, 3, L, m \quad (4)$$

SIMP 模型刚度矩阵为:

$$K(\rho) = \sum_{x=1}^N [E_{\min} + \rho_x^p \Delta E] K_x \quad (5)$$

柔度函数:

$$C(\rho) = \sum_{x=1}^N [E_{\min} + \rho_x^p \Delta E] \{U_x\}^T [K_x] \{U_x\} \quad (6)$$

灵敏度函数:

$$C'(\rho) = - \sum_{i=1}^N p \rho_x^{p-1} \Delta E \{U_x\}^T [K_x] \{U_x\} \quad (7)$$

式中: $K(\rho)$ 为刚度矩阵, ΔE 为 E_0 与 E_{\min} 之间的差值, N 为单元个数, K_x 为第 x 个单元刚度矩阵, U_x 为第 x 个结构位移向量, $C(\rho)$ 为结构柔度, $C'(\rho)$ 为设计灵敏度。

拓扑优化中的要素有 3 个,分别为设计变量、约束函数和目标函数。

目标函数 (min/max):

$$f(X) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (8)$$

约束条件:

$$X_i^L \leq X \leq X_i^U \quad i = 1, \dots, m \quad (9)$$

$$g_j(X) \leq 0 \quad j = 1, \dots, m \quad (10)$$

式中: X 是设计变量; $f(X)$ 是目标函数; L 与 U 分别表示下限与上限; $g_j(X)$ 是约束函数。

2 缸盖罩模态分析及试验

2.1 缸盖罩有限元建模

利用三维软件 Creo 建立某型发动机缸盖罩的几何模型如图 1 所示,表 1 为缸盖罩的材料参数。

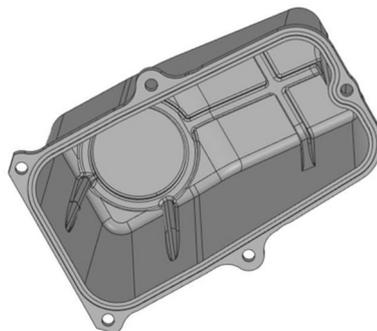


图 1 缸盖罩模型

采用四面体单元划分网格,建立的有限元模型如图 2 所示,发动机缸盖罩有限元模型有 451 971 个节点和 1 906 365 个单元。

表1 发动机缸盖罩的材料参数

部件	密度/(kg·m ⁻³)	弹性模量/MPa	泊松比	板厚/mm
缸盖罩	7 850	2.06×10 ⁵	0.3	6

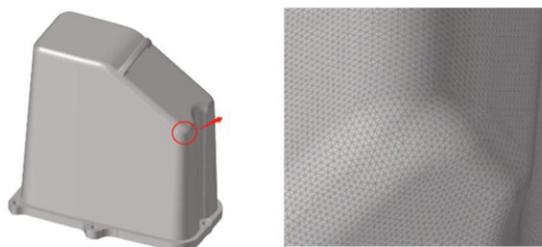


图2 发动机缸盖罩有限元模型

2.2 模态分析及试验验证

利用缸盖罩结构的有限元模型进行模态分析,通过模态试验进行验证。缸盖罩模态试验中采用自由支承方式,通过弹性绳悬挂缸盖罩,采用力锤激励即多点锤击法进行模态试验。系统模态测试悬挂方式如图3所示。

表2和图4分别为试验与仿真模态频率对比和模态振型,通过前6阶的自由模态频率分析对比可知,除第三阶和第六阶模态频率误差分别为8.58%和8.45%以外,其他几阶误差都在5.00%以内。结果表明发动机缸盖罩有限元建模是合理可行的,可展开后续的缸盖罩结构声辐射优化分析。



图3 缸盖罩模态测试悬挂方式

表2 缸盖罩试验与仿真模态频率对比

阶数	试验频率/Hz	仿真频率/Hz	频率误差/(%)
1	210.81	204.53	2.98
2	269.54	262.01	2.79
3	479.84	438.68	8.58
4	490.96	493.22	0.46
5	551.15	578.83	5.00
6	560.46	607.82	8.45

考虑到缸盖罩在实际工作中的工作状态,对其安装表面采取完全约束,将缸盖罩有限元模型导入到HyperWorks中进行约束模态分析,前6阶模态频率如表3所示。

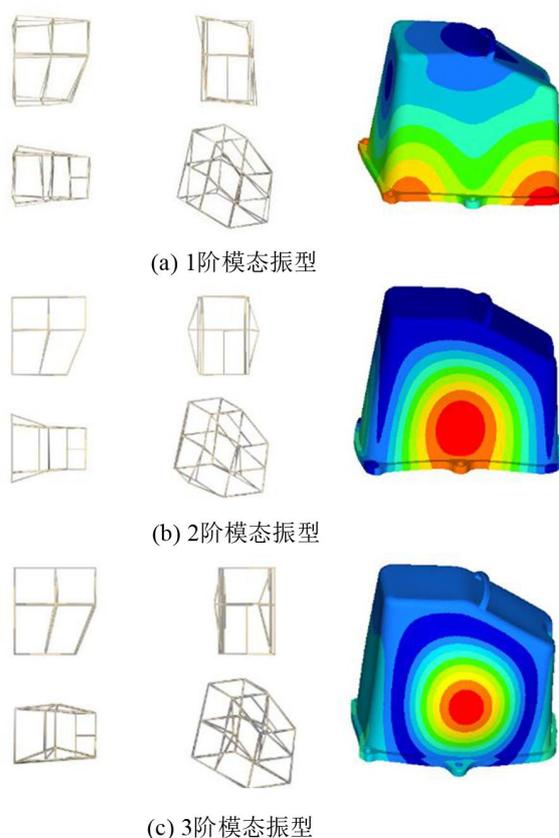


图4 缸盖罩试验与仿真模态振型图

表3 缸盖罩约束模态频率

阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
1	445.15	4	760.35
2	449.44	5	795.37
3	731.19	6	926.45

3 缸盖罩表面振动响应分析

发动机运行时产生的振动噪声会通过发动机缸盖罩向外辐射噪声。因此,可以通过优化发动机缸盖罩的振动特性,降低其辐射声功率。结合缸盖罩振动响应特性和模态特性,分析缸盖罩辐射噪声的主要频段,在对应的模态位置进行结构优化,以降低辐射噪声。

由于发动机缸盖罩的噪声主要来自于其表面振动产生的辐射噪声,而振动主要是由螺栓孔传递,为识别出结构辐射振动较大的位置,在5个螺栓孔处施加10 N的简谐力,分析频率范围为10 Hz~4 000 Hz,方向垂直于安装表面。具体载荷施加方式如图5所示。

- A Force: (Real) 10, (Imag)0.N
- B Force 2: (Real) 10, (Imag)0.N
- C Force 3: (Real) 10, (Imag)0.N
- D Force 4: (Real) 10, (Imag)0.N
- E Force 5: (Real) 10, (Imag)0.N

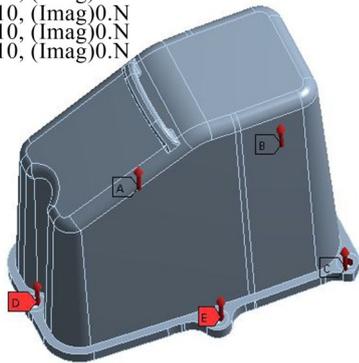


图5 激励点位置图

缸盖罩为薄壁类压铸件,固有频率相对较低,所产生的辐射噪声主要集中在中低频段,故将计算频段设为10 Hz~4 000 Hz。由模态分析可知侧壁为整个结构振动较大的区域,故在缸盖罩侧面布置几个测点,得到各测点X、Y和Z 3个方向的振动频响曲线如图6所示。

从图6所示缸盖罩表面测点的振动速度响应可以看出,左、右表面测点缸盖罩外表面Y方向的振动速度响应最大,明显高于其他两个方向,后续主要对Y向响应进行优化设计。

4 缸盖罩结构声辐射优化分析

4.1 缸盖罩结构拓扑优化

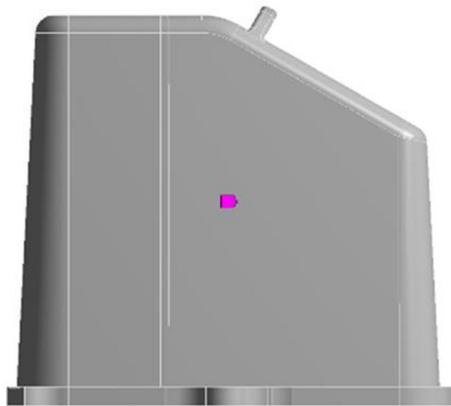
本文通过HyperWorkes-Optistruct模块对发动机缸盖罩结构进行拓扑优化分析,针对发动机缸盖罩声辐射问题,通过提高缸盖罩结构的模态频率降低其辐射声功率^[15]。采取的具体优化措施如下:

- (1) 优化目标:第一阶频率最大化;
- (2) 优化约束:体积分函数 Volumefrac 下限约束为0.5;
- (3) 设计变量:缸盖罩的单元密度。

经过16次迭代得到收敛性结果。当以第一阶固有频率最大化为优化目标时,提取前五阶固有频率数据,优化前后的固有频率对比如表4、图7所示。

表4 第一阶固有频率最大化优化前后对比

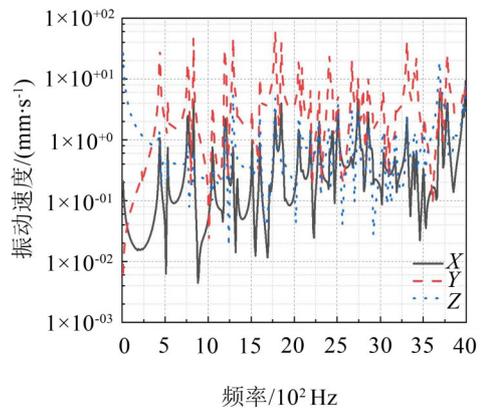
模态阶数	优化前频率/Hz	优化后频率/Hz	增加率/(%)
1	445.15	686.05	54.12
2	449.44	693.06	54.20
3	731.19	716.80	-1.99
4	760.35	796.78	4.80
5	795.37	847.27	6.53
体积分数/(%)	100.00	70.40	-29.60



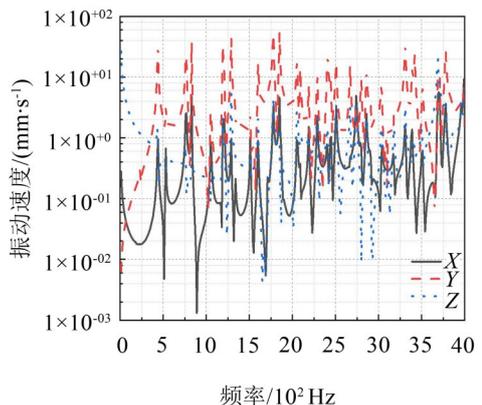
(a) 左表面测点位置图



(c) 右表面测点位置图



(b) 左表面测点频响曲线



(d) 右表面测点频响曲线

图6 缸盖罩左、右表面测点响应

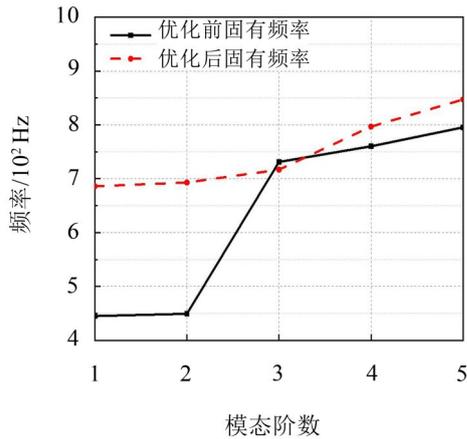
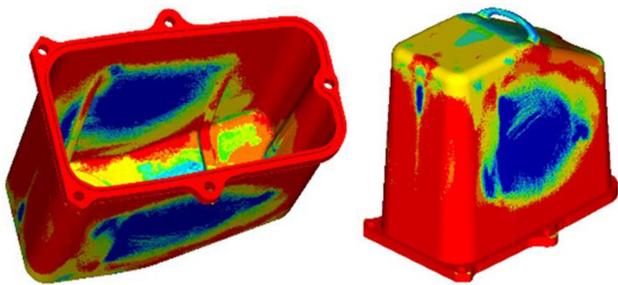


图7 优化前后固有频率对比图

通过优化计算结果可以得出：以第一阶固有频率最大化为优化目标时，缸盖罩的第一、二阶模态频率分别大幅增加了54.12%、54.20%，第三阶模态频率略有降低，第四、五阶模态频率分别提高了4.80%、6.53%；同时缸盖罩的体积分数减少了29.60%。第一阶模态频率最大化后的拓扑优化图如图8所示。



(a) 缸盖罩内部拓扑优化 (b) 缸盖罩外部拓扑优化

图8 第一阶模态频率最大化后的拓扑优化结果

图中浅色代表低密度单元分布区域，深色区为高密度单元集中区，材料分布在缸盖罩的前后端和侧板的两端为最优的分布状况。且通过模态试验以及表面振动响应分析结果可以得知在侧壁位置Y向振动速度响应较大，两侧壁为较薄弱部分。再结合拓扑优化结果可知该区域是结构优化的重点空间。

4.2 缸盖罩辐射噪声分析

首先对缸盖罩有限元模型进行谐响应分析，然后将计算出的振动响应分析结果导入到Virtual Lab软件中进行自由场噪声频响分析。噪声辐射计算的频率范围为10 Hz~4 000 Hz，然后通过缸盖罩的声功率响应分析缸盖罩的声辐射特性。

缸盖罩场点总声功率级公式为：

$$L = 10 \lg \left(10^{\frac{L_1}{10}} + 10^{\frac{L_2}{10}} + 10^{\frac{L_3}{10}} + \dots + 10^{\frac{L_n}{10}} \right) \quad (11)$$

式中： L 为总声功率级， L_n 为 n 频率下的声功率。根据式(11)可以计算出缸盖罩在10 Hz~4 000 Hz范围

内总声功率级为119.25 dB(A)；

缸盖罩边界元模型及声功率响应分别如图9和图10所示。

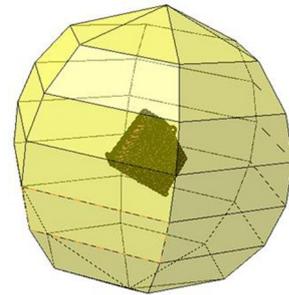


图9 缸盖罩边界元模型

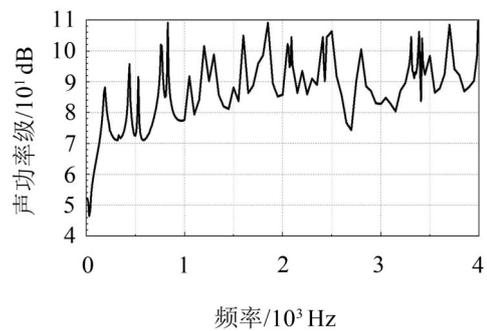


图10 缸盖罩场点上的声功率响应图

在声功率响应图中有多个峰值点，以830 Hz和3 700 Hz为例，对应的声功率分别为109.05 dB(A)和108.43 dB(A)。这两个频率下的缸盖罩表面振速如图11所示，从图中可以看出在缸盖罩侧壁有明显的速度集中区域。

4.3 优化声辐射特性

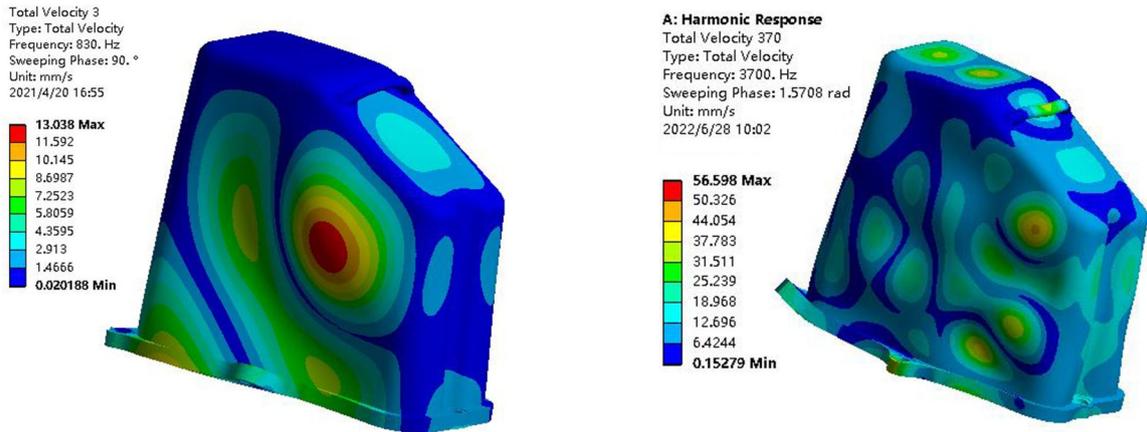
根据缸盖罩结构的拓扑优化结果图，并参考缸盖罩模态分析及辐射噪声表面振速图，在缸盖罩两侧振动较大处加筋，筋的宽度和高度分别为15 mm和12 mm，在两侧面各加一个等腰三角形加强筋，加强筋具体大小位置为：三角形底边为200 mm，侧边为170 mm；底角为54°，底角位置距底座100 mm；底边距右侧加强筋33 mm，如图12所示。

优化前后缸盖罩的声功率对比如图13所示。优化前后缸盖罩的质量分别为29.518 kg和30.821 kg，优化后整体质量只增加了4.4%，可忽略质量的影响。优化后的缸盖罩的辐射声功率为117.15 dB(A)，比优化前缸盖罩的辐射声功率119.25 dB(A)降低了2.10 dB(A)，取得了较好的降噪效果。

5 结语

本文对发动机缸盖罩的声辐射特性进行了优化分析，得出以下结论：

- (1) 由缸盖罩的模态分析及动力响应分析得出



(a) 830 Hz缸盖罩表面振动速度

(b) 3700 Hz缸盖罩表面振动速度

图11 缸盖罩表面振速

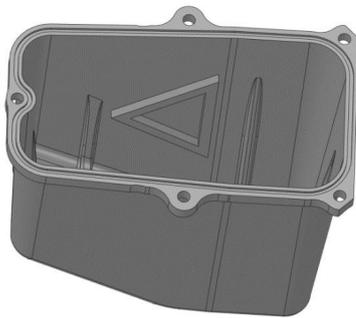


图12 缸盖罩优化结构图

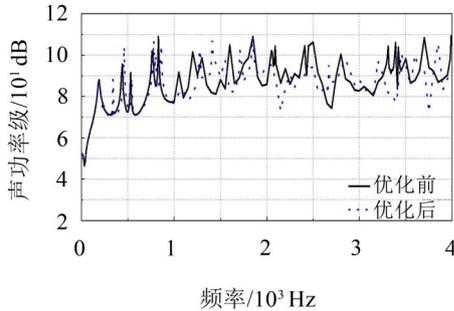


图13 优化前后辐射声功率

在缸盖罩的侧壁部位振动最剧烈,是优化的重点部位。

(2) 以第一阶固有频率最大为目标进行拓扑优化分析,优化后其第一、第二阶固有频率分别增加了54.12%、54.20%,第三阶固有频率略有降低,第四阶和五阶固有频率则分别增加了4.80%、6.53%。

(3) 通过缸盖罩结构优化分析,在缸盖罩两侧分别添加等腰三角形加强筋,使其辐射噪声降低了2.10 dB(A)。

参考文献:

[1] ZHANG B, XIANG Y. Study on prediction methods and characteristics of ship underwater radiation noise within full frequency[J]. Ocean Engineering, 2019, 174(1): 61-70.
[2] 吴浪涛. 发动机缸盖罩噪声预测与降噪研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2013.

[3] BEILD CHRISTIAN. Noise on small capacity spark ignition engines by structure optimization[D]. Austria: Technische Universitaet Graz, 1992.
[4] 张磊,任海军,艾晓玉,等. 发动机薄壁件结构振动优化[J]. 振动工程学报, 2010, 23(6): 687-697.
[5] 方华,王天灵,王立新. 拓扑优化技术在缸盖罩低噪声设计中的应用[J]. 噪声与振动控制, 2009, 29(4): 108-110+163.
[6] KAMALAKAR K, PRAKASH T S. Design optimization of oil pan using finite element analysis[J]. International Journal of Engineering Sciences and Research Technology, 2014, 3(12): 1492-1501.
[7] 张波,董晶瑾,李凌芳,等. 船用柴油机油底壳声辐射计算及结构优化设计[J]. 噪声与振动控制, 2020, 40(2): 125-132.
[8] 张俊红,王健,刘海,等. 基于多目标形貌优化方法的低噪声油底壳研究[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(3): 467-472.
[9] 孟浩东,王勇,廖连莹,等. 柴油机缸盖罩动态特性分析与改进[J]. 机械设计与制造, 2021, 59(2): 75-78.
[10] 张光炯. 柴油机噪声辐射关键结构改进设计研究[D]. 太原: 中北大学, 2011.
[11] 沈聪,李舜酩,潘高元,等. 某型柴油机缸盖罩噪声预测及降噪研究[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(1): 99-102+108.
[12] 丁瑞,李舜酩,张凯成. 某型柴油机缸盖罩的振动分析与降噪研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2020, 34(3): 80-88.
[13] WU S W, XIANG Y, HE P, et al. A meshfree radial point interpolation coupled with infinite acoustic wave envelope element method for computing acoustic fields [J]. Acta Acustica united with Acustica, 2018, 104(1): 64-78.
[14] 张宏双. 柴油机油底壳的结构分析及优化设计研究[D]. 锦州: 辽宁工业大学, 2014.
[15] 洪清泉,赵康,张攀,等. OptiStruct & HyperStudy 理论基础与工程应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.