

文章编号: 1006-1355(2013)05-0184-05

# 声学共振器在封闭空间中的应用

王笃勇, 徐贝贝, 朱晓健, 蒋 吕, 崔世明

(中国船舶重工集团公司 第七一一研究所, 上海 200090)

**摘要:** 基于Helmholtz共振器原理, 研究利用声学共振器降低封闭空间内部声压级。首先, 利用有限元法计算封闭空间的声模态, 为其内部场点和声源位置的选取提供依据。然后, 根据所要降低噪声的频率设计出声学共振器, 借助Virtual Lab Acoustics软件计算在封闭空间中放置声学共振器前后同一场点的声压级, 经对比发现声学共振器可以明显降低封闭空间内部声压级。试验表明仿真计算结果是可信的。

**关键词:** 振动与波; 封闭空间; 声学共振器; 声压级; 边界元

中图分类号: TB 535.1

文献标识码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2013.05.040

## Application of Sound Resonator in Enclosure

WANG Du-yong, XU Bei-bei, ZHU Xiao-jian,  
JIANG Lv, CUI Shi-ming

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 200090, China)

**Abstract:** Based on Helmholtz resonator theory, sound resonator was applied to reduce the sound pressure level in enclosures. First of all, in order to choose appropriate positions of sound sources and internal field points in the enclosure, acoustic modals of the enclosure were computed by means of finite element method (FEM). Then, the sound resonator was designed according to the frequencies of the noise which need to be controlled. Virtual Lab acoustics software was used to compute the sound pressure level at the field points in the enclosure before and after the resonator installed. By comparing the sound pressure levels at the same field point with and without sound resonator in the enclosure, it was found that the sound resonator can significantly reduce the sound pressure level in the enclosure. Finally, the validity of this numerical method was verified by experiments.

**Key word:** vibration and wave; enclosure; sound resonator; sound pressure level; BEM

控制舱室内部噪声水平的措施主要包括吸声和隔声。但是由于吸声和隔声材料声学性质的限制, 导致这两种措施在控制低频噪声方面效果不太显著。自Helmholtz首次提出声学共振器理论以来, Helmholtz共振器作为消声装置, 广泛应用于音乐厅、电影院等建筑物内部的低频噪声控制领域。同时, 针对Helmholtz共振器的共振频率计算和结构设计已有多篇论文发表。

然而, 针对低频噪声设计出的Helmholtz共振器结构尺寸较大<sup>[1]</sup>, 而交通工具舱室内部空间尺寸有限, 这导致Helmholtz共振器在交通工具中的使用受

到限制。为了利用Helmholtz共振器降低直升机和运输机舱室内的噪声水平, 基于Helmholtz共振器理论, 美国军方设计出一种新型的声学共振器, 这种声学共振器所占空间较小, 能很好的布置在直升机和运输机的舱室中。对于该类型声学共振器的消声频率, Li和Vipperman<sup>[2]</sup>推导出了计算公式, 并利用解析法研究了该类型声学共振器在降低长方体内部声压级的具体效果。由于解析法只适用于规则封闭空间, 对不规则封闭空间的计算则不适用, 而工程应用中的封闭空间大多是不规则的, 故本文利用数值计算方法研究声学共振器在降低不规则封闭空间内部声压级方面的效果。

## 1 声学共振器模型

当封闭空间内的噪声频率与声学共振器的共振

收稿日期: 2012-12-11; 修改日期: 2013-01-28

作者简介: 王笃勇(1986-), 男, 山东省梁山县人, 硕士, 目前从事噪声与振动控制研究。

E-mail: wangduyong510@163.com

频率相同时,声波在声学共振器内部产生共振,引起声学共振器内部的声能量急剧增加,而封闭空间内部总的声能量基本保持不变,故封闭空间内部其它区域的声能量减少,最终使封闭空间内部其它区域的声压级得到降低。基于上述原理,本文利用Li和Vipperman关于新型声学共振器共振频率的计算公

式,设计出了适用于降低本文中封闭空间内部噪声水平的声学共振器。

为了满足本文要求,根据文献[3]中设计的T型声学共振器,对其尺寸进行重新设计,T型声学共振器的尺寸和结构如图1所示,其中 $\Phi=40\text{ mm}$ , $b=80\text{ mm}$ , $L_1=60\text{ mm}$ , $L_2=80\text{ mm}$ 。通过调整 $L_3$ 的值,来达

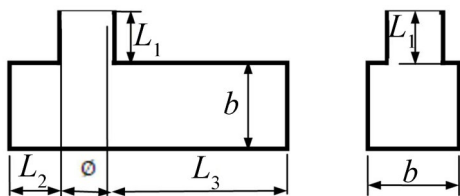


图1 声学共振器尺寸和结构模型

Fig. 1 Dimensions and geometries of a sound resonator

到改变其消声频率的目的。

## 2 封闭空间模型

### 2.1 封闭空间尺寸

为了验证声学共振器降低不规则封闭空间内部声压级的具体效果,本文根据隔声罩实物建立如图2所示的封闭空间。该封闭空间的结构尺寸: $l_x=1\ 680\text{ mm}$ , $l_y=1\ 500\text{ mm}$ , $l_z=1\ 560\text{ mm}$ 。封闭空间内部壁面不做任何处理,视为刚性壁面。空气的密度取 $1.205\text{ kg/m}^3$ ,声速取 $344.5\text{ m/s}$ 。

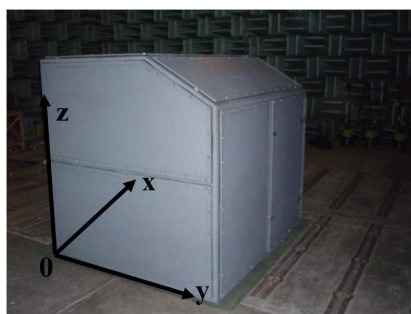


图2 隔声罩实物图

Fig. 2 Diagram of the enclosure

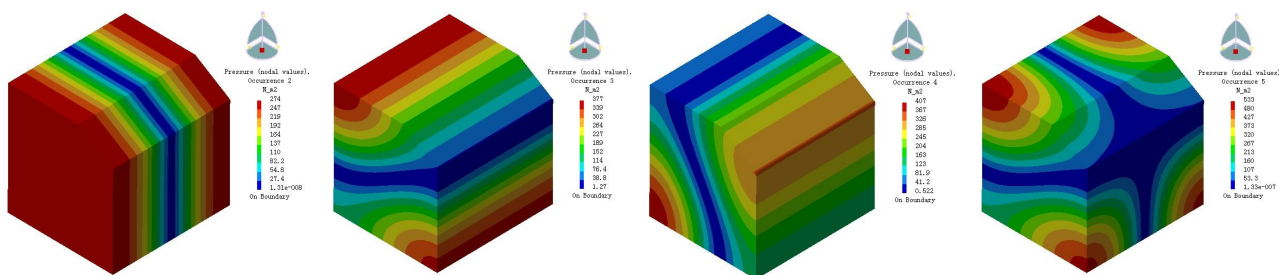
### 2.2 声模态计算

为了降低封闭空间内部的声压级,首先必须明确其内部声场的分布情况,故借助Virtual Lab Acoustics软件中的有限元模块计算封闭空间的声模态。仿真计算时,设封闭空间内部为理想状态下的空气,且在绝热过程中传播的是小振幅波<sup>[4]</sup>。图3是计算得出的封闭空间前4阶声模态。

下面利用Virtual Lab Acoustics软件的边界元模块计算封闭空间内部场点的声压级<sup>[5]</sup>。参照图2中的坐标系,确定点声源和场点在封闭空间内部的位置。由于该封闭空间前3阶声模态的频率分布在100 Hz到120 Hz之间,而第4阶声模态频率与前3阶声模态频率相距较远,故只考虑前3阶声模态共振对封闭空间内部声压级的影响,计算频率确定为80 Hz到140 Hz,步长取1 Hz。其中,点声源的声学表达式为

$$P=Ae^{-i k R}/R$$

式中 $R$ 为点声源到场点的距离, $k$ 为波数, $A/R$ 为声压级幅值,本文 $A$ 取 $0.1\text{ N/m}$ 。



第1阶(102.5 Hz)声模态

第2阶(111.6 Hz)声模态

第3阶(118.7 Hz)声模态

第4阶(151.5 Hz)声模态

图3 封闭空间声模态

Fig. 3 Acoustic modes of the enclosure

### 2.3 场点位置对声压级的影响

首先,研究场点声压级曲线随场点位置变化的规律。理论上,声源和场点的位置可以任意选取,本节中声源位置坐标确定为 $(0, 0, 0)$  mm。针对场点的位置,为了考察位置对场点声压级的影响,故分别选取前3阶声模态的节点(声压级最小值)处放置场点,这三个场点的坐标分别为:场点1 $(840, 0, 0)$  mm,场点2 $(0, 0, 480)$  mm,场点3 $(0, 1020, 0)$  mm,这三个场点分别位于第1阶、第2阶、第3阶声模态的节点处。

图4是场点声压级曲线图,可以看到三个场点声压级曲线规律大致相同,均有两个峰值。以场点1为例,由于场点1位于第1阶声模态的节点处同时没有位于第2、3阶1阶声模态对应频率处声压级没有出现峰值,第2、3阶声模态对应频率处的声压级出现了峰值。场点2和场点3处的声压级曲线变化原理与场点1处相同。

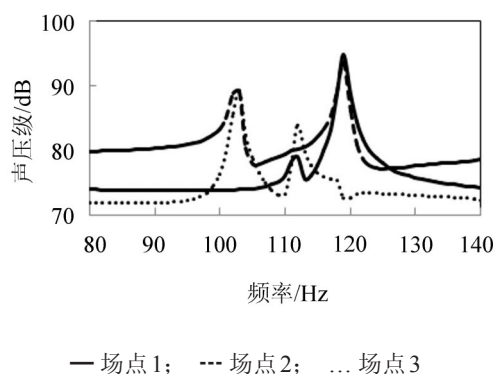


图4 不同场点的声压级曲线

Fig. 4 Sound pressure line at different field points

针对第2阶声模态对应的声压级峰值与其余两阶相比小很多,这是由于在第2阶声模态被激发时,场点1和场点3虽然没有位于该声模态节点处,但也没有位于该声模态反节点(声压级最大值)处。同时,值得注意的是场点2的声压级在非共振频率范围内明显高于其余两个场点,这是由于场点2离声源更近。

综上所述,当场点在声模态节点处时,其声压级曲线在该模态频率处不存在波峰;当场点在声模态反节点处时,其声压级曲线在该模态频率下出现波峰并且峰值最大;当场点不在声模态节点处也不在反节点处时,其声压级曲线在该模态频率下声压级存在峰值,但不是最大峰值。

### 2.4 声源位置对声压级的影响

为了考察声源位置对场点声压级的影响,声源位置同样确定为前3阶声模态的节点处,这三个声

源的坐标分别为:声源1 $(840, 0, 0)$  mm,声源2 $(0, 0, 480)$  mm,声源3 $(0, 1020, 0)$  mm。

在仿真计算中,场点位置也可以任意选取,但是为了让声压级峰值更加明显,本节把场点的位置定为 $(100, 100, 500)$  mm。从图5中可以看到,场点声压级在第2阶声模态频率处没有峰值,这是由于场点位于第2阶声模态节点处。第1阶声模态和第3阶声模态激发的场点声压级曲线峰值分布规律与前文场点取不同位置时声压级曲线峰值分布规律相同。

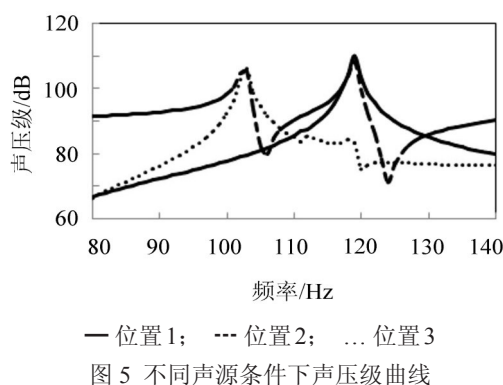


图5 不同声源条件下声压级曲线

Fig. 5 Sound pressure line under different sound source

## 3 声学共振器的应用

在工程应用中,声源的位置是固定的,对声压级有明确限制的区域也是固定的,故只能通过调整声学共振器的消声频率和位置来使有明确声压级要求的区域满足要求。

为了验证声学共振器降低封闭空间内部噪声的效果,现在针对如下声学环境利用声学共振器进行降噪处理:封闭空间如图2所示,点声源所在位置坐标为 $(420, 375, 600)$  mm,需要对某场点 $(100, 100, 500)$  mm处的声压级进行降低。

图6为在未放置声学共振器时该场点处声压级曲线,从图中可以看到,在计算频率内声压级共有2个峰值,其频率分别对应封闭空间的第1阶声模态频率和第3阶声模态频率。

对于场点声压级的第一个波峰,对应的频率是103 Hz,针对该频率设计的共振器尺寸 $L_3$ 取405 mm。由于103 Hz处的声压级峰值是由第1阶声模态引起的,故把声学共振器的开口处放置在该声模态对应的声压最大值处,开口处圆心的位置坐标为 $(50, 1390, 150)$  mm。

需要说明的是,为了便于表示,针对103 Hz噪声设计的声学共振器用R-103代替,其他声学共振器类似。从图7可以看到,在加有声学共振器前后,103 Hz附近的声压级峰值从114.9 dB下降到



110.2dB,降幅达4.7 dB。

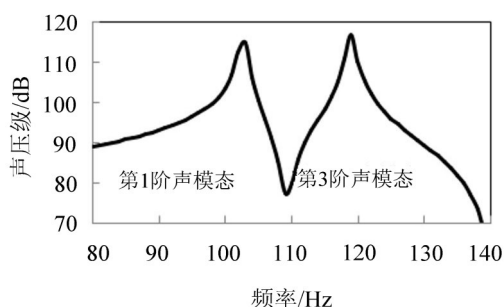
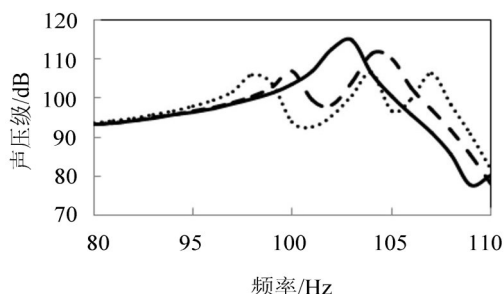


图6 封闭空间内部场点声压级曲线

Fig. 6 Sound pressure line of field point in enclosure

另外,从图7中还可以看到,在封闭空间内部放置声学共振器后,103 Hz处的声压级峰值被100 Hz和105 Hz处的两个声压级峰值取代。故进一步针对100 Hz和105 Hz处的声压级峰值,采用同样的方法设计出 $L_s$ 分别为429 mm和391 mm的两个声学共振器分别放置在(1630,1390,150) mm和(110, 750, 150) mm处。从图7中可以看到,100 Hz和105 Hz处声压级峰值变得平滑。在放置上述三个声学共振器之后,可以看到第1阶声模态对应的声压级波峰从114.9 dB下降到106.6 dB,降幅达8.3 dB,效果还是非常显著的。



—无共振器; --- R-103; ... R-100+R-103+R-105

图7 场点声压级曲线

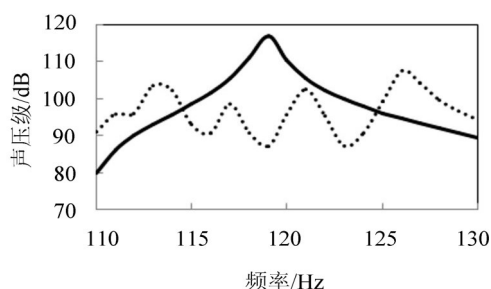
Fig. 7 Sound pressure level line at field point

下面利用同样的方法对119 Hz处的声压级峰值进行处理,在封闭空间内部放置三个针对声压级峰值频率119 Hz设计的声学共振器。降噪效果如图8所示,声压级波峰从116.8 dB下降到107.5 dB,降幅为9.3 dB。

现在考虑把6个声学共振器同时放置在封闭空间内,这时场点声压级曲线如图9所示。在计算频率内,声压级峰值从116.8 dB下降为107.8 dB,降幅为9 dB,效果显著。

值得注意的是,这6个声学共振器分为两组,一组是针对103 Hz噪声设计的,另一组是针对119 Hz

噪声设计的。从图9中可以看到,在单独放置某一组与两组同时放置时,103 Hz附近的声压级峰值从

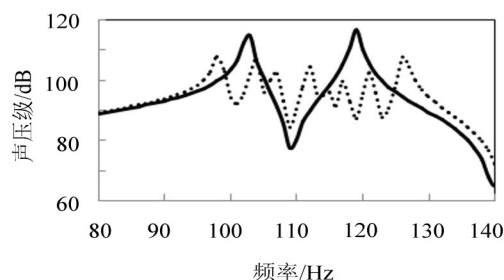


—无共振器; ... R-116+R-119+R-123

图8 场点声压级曲线:

Fig. 8 Sound pressure level line at field point

106.6 dB变为107.8 dB,119 Hz附近的声压级峰值从107.5 dB变为107.7 dB。这一变化是因为每一组声学共振器都是针对未放置声学共振器的封闭空间设计的,而放置一组声学共振器后导致封闭空间内部声场的分布发生了改变,从而影响了另一组的降噪效果。由于只是两组声学共振器同时放置,这一变化还是非常小的。



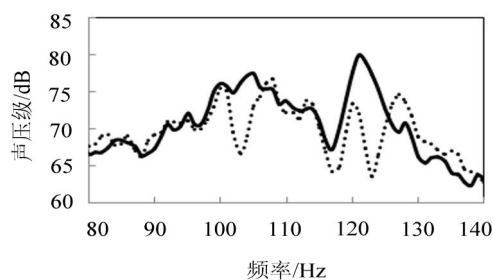
—无共振器; ... R-100+R-103+R-105+R-116+R-119+R-123

图9 场点声压级曲线

Fig. 9 Sound pressure line at field point

## 4 试验验证

下面利用试验测量验证仿真计算结果的准确性,以图9中场点的声压级曲线为例。采用参考声源B&K4204模拟点声源,声源、场点的位置和声学共振器的位置、型号、数量均参照仿真计算确定,具体测量结果如图10所示。从图10中可以看到,声压级曲线趋势与图9中基本相同,都存在两个峰值且峰值的频率也相近。由于仿真计算中的点声源的辐射声功率与试验中的参考声源不同,试验测量时场点的声压级小于仿真计算。同时在放置6个声学共振器后,两个峰值的声压级都得到明显的下降,在测量频率内声压级最大值从80 dB下降到76.7 dB。总



—无共振器; ... R-100+R-103+R-105+R-116+R-119+R-123

图 10 场点声压级测量曲线

Fig. 10 Measured sound pressure line at field point

体上, 仿真结果与测量结果基本吻合, 故仿真计算是准确的、可靠的。

## 5 结 语

本文利用边界元法计算了同一场点声压在有无声学共振器条件下的声压级, 研究了声学共振器在降低封闭空间内部声压级的效果, 在封闭空间内放置 6 个声学共振器后, 场点(100, 100, 500) mm 处的

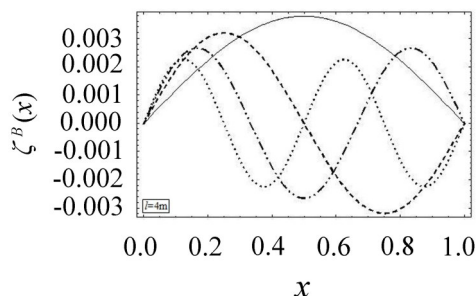
声压级的最大值从 116.8 dB 降到了 107.8 dB, 降噪量为 9 dB。同时, 利用试验测量验证了仿真计算结果的准确性。

在工程应用方面, 开发新型声学共振器为降低室内低频噪声, 提高隔声罩的隔声量提供新的途径。

### 参考文献:

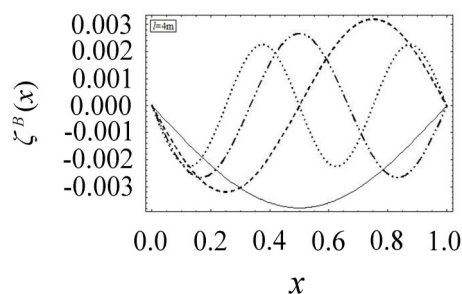
- [1] 马大猷. 亥姆霍兹共鸣器[J]. 声学技术, 2002, 21(1): 2-3.
- [2] D. L. L and J. S. Viperman. On the design of long T-shaped acoustic resonators[J]. *J. Acoust. Soc. Am.*, 2004, 116: 2785-2792.
- [3] D. L. L, Cheng and G. H. Yu. Noise control in enclosures: Modeling and experiments with T-shaped acoustic resonators[J]. *J. Acoust. Soc. Am.*, 2007, 122 (5): 2615-2625.
- [4] 王彦博, 陈 剑. 汽车内部声场分析[J]. 噪声与振动控制, 2009, 2: 84-87.
- [5] 李增刚, 詹福良. Virtual Lab Acoustics 声学仿真计算高级应用实例[M]. 北京: 国防工业出版社, 2010: 129-136.

(上接第 110 页)



(a) 模态函数的实部

(a) Real parts of the modes



(b) 模态函数的虚部

(b) Imaginary parts of the modes

图 3 前 4 阶模态函数

Fig. 3 The first four modal shapes

- [6] Morfidis K. Vibration of Timoshenko beams on three-parameter elastic foundation[J]. *Computers and Structures*, 2010, 88: 294-308.
- [7] Kargarnovin, M. H., Younesian, D. Dynamics of Timoshenko beams on Pasternak foundation under moving load[J]. *Mechanics Research Communications*, 2004, 31: 713-723.
- [8] Ding, H., Chen, L. Q., Yang, S. P. Convergence of Galerkin

truncation for dynamic response of finite beams on nonlinear foundations under a moving load[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331: 2426-2442.

- [9] 盛 严, 龚 靖, 杨正光. 主动杆系结构的模态性质分析[J]. 噪声与振动控制, 2010, 30(5): 6-09.
- [10] Kargarnovin, M. H., Younesian, D. Response of beams on nonlinear viscoelastic foundations to harmonic moving loads[J]. *Computers and Structures*, 2005, 83: 1865-1877.