文章编号：1006-1355(2021)01-0220-04+234

动力吸振器对薄板声辐射效率的调控特性

王克肖，李文龙，朱学治

（中车青岛四方机车车辆股份有限公司，山东 青岛 266000）

摘 要：薄(壁)板结构是飞机、高铁、船舶等工程中最常见的结构。薄板结构受到外部动力源的激励不可避免地引起振动噪声超标的问题。动力吸振器相比于表面加筋和敷设阻尼材料等减振降噪方法，具有参数可设计、频率针对性强等优势。然而，目前关于动力吸振器对薄板结构声辐射的调控特性分析并不充分，很多研究人员以及工程师笼统地认为，利用动力吸振器来减小薄板结构振动就可完全达到最好的抑制声辐射效果。实际上，动力吸振器对于薄板结构的声辐射效率的调控会直接影响其抑制声辐射的效果。本文研究了动力吸振器对薄板结构声辐射效率的调控特性，从理论上推导了含有动力吸振器的薄板结构声辐射效率计算方法，并利用数值计算方法分析了动力吸振器的声辐射效率调控特性。动力吸振器的安装，能对薄板结构在吸振器工作频率附近的模态振型和模态频率产生明显的调控作用，从而对声辐射效率产生调控作用。通过调谐动力吸振器的质量和频率，能够降低薄板结构目标模态的频率，或者改变对应的模态振型，实现对声辐射效率的抑制效果。

关键词：声学；薄板；降噪；低频；动力吸振器；声辐射效率

中图分类号：TH113.1；TB53 **文献标志码**：A **DOI编码**：10.3969/j.issn.1006-1355.2021.01.040

Tuning Effects of Dynamic Vibration Absorbers on the Sound Radiation Efficiency of Thin Plate Structures

WANG Kexiao, *LI Wenlong*, *ZHU Xuezhi*

(CRRC Qingdao Sifang Co., Ltd., Qingdao 266000, Shandong, China)

Abstract : Thin plate structures are the most common structures in aircraft, high-speed track and ship engineering. The undesired excessive noise and vibration can be inevitably generated by the thin plate structures when they are exposed to the external power source. Dynamic vibration absorbers have the advantages of parameter design and frequency pertinence compared with surface reinforcement, laying damping materials and some other vibration and noise control measures. However, the present research about the analysis of the control characteristics of the dynamic vibration absorbers on the acoustic radiation of the thin plate structures is insufficient. Many researchers and engineers generally believe that the best acoustic radiation suppression effect for the thin plate structures can be achieved by using the dynamic vibration absorbers. In fact, the regulation result of the acoustic radiation efficiency of the dynamic vibration absorber will directly affect the suppression effect of the acoustic radiation. In this paper, the control characteristics of dynamic vibration absorbers on acoustic radiation efficiency of thin plate structures are studied. The calculation method of acoustic radiation efficiency of the thin plate structure with dynamic vibration absorbers is deduced theoretically. And the control characteristics of acoustic radiation efficiency of the dynamic vibration absorber are analyzed numerically. The installation of the dynamic vibration absorber can manipulate the modal mode and the frequency of the thin plate structure, resulting in the high acoustic radiation efficiency of the tuning effect in the oscillation frequency band of the absorber. By tuning the mass and the working frequency of the absorber, the target modal frequency of the plate can be reduced, or the corresponding mode shape is regulated. As a result, the manipulating effect on the acoustic radiation efficiency of the plate is realized.

Key words : acoustics; tthin plate; noise reduction; low frequency; dynamic vibration absorber; sound radiation efficiency

飞机、高铁、汽车是目前最广泛便捷的交通工具，然而它们在运行中的振动和噪声对乘客乘坐的舒适性乃至身心健康产生了非常恶劣的影响。相关研究表明，在目前振动噪声控制措施下，高铁和飞机等舱内噪声达到了80 dB之高[1-2]。这些具有舱体结构的交通工具中的噪声主要来源于构成舱体的结构

收稿日期：2020-01-01

作者简介：朱学治（1988-），男，山东省平原县人，工学博士，主要研究方向为振动与噪声控制、机械动力学。
E-mail: zxz0001zxz@126.com

的壁板结构振动引起的声辐射。对壁板结构的声辐射进行有效的抑制能够明显减小舱内噪声。

壁板结构受到外界的力激励或者声激励将不可避免地产生结构振动，在空气介质中引起噪声的辐射。壁板结构在实际工程中应用广泛，所以壁板结构的噪声辐射控制方法一直是研究的热点。壁板结构噪声辐射抑制方法主要有壁板表面加筋[3–5]、敷设阻尼材料[6–7]、安装动力吸振器等[8–10]。除了以上各种被动的噪声抑制方法，还有主动、半主动形式的振动噪声抑制方法能够有效减小声辐射，而目前针对较大壁板结构的减振降噪方法主要是上述被动式的。壁板加筋以及在壁板表面敷设阻尼材料都能够获得宽频范围的减振降噪效果，然而针对低频范围内的振动噪声，其抑制效果较弱。动力吸振器利用其自身的共振特性来达到振动吸收效果，而吸振器的共振频率可以很方便地进行设计调谐，因而动力吸振器能够对低频的振动和噪声产生针对性的抑制效果。

对于壁板的结构声辐射，以往的研究往往忽略了振动与声辐射之间的区别，笼统地认为抑制噪声辐射只需要减小结构振动即可。实际上，结构的声辐射不仅和结构体本身的振动相关，还和结构体自身的声辐射效率特性息息相关。动力吸振器用于壁板结构在特定频带内减振的研究已经非常充足，对于动力吸振器的设计原则已经比较明晰[11–12]。然而对于动力吸振器用于抑制壁板结构声辐射的研究还比较少，文献[9]说明了当前动力吸振器用于抑制壁板声辐射是通过抑制结构振动来达到效果的。实际上，动力吸振器通过对壁板结构的振动量的抑制以及声辐射效率的调控来形成抑制噪声辐射的效果。因此，动力吸振器对薄板结构声辐射效率的调控特性的分析有利于更加准确地掌握吸振器抑制声辐射的特性。

本文主要研究动力吸振器对于薄板结构声辐射效率的调控特性，首先在第1节中利用结构声辐射的基本理论，推导得到安装有动力吸振器的薄板结构的声辐射效率计算方法。在第2节中对吸振器的声辐射效率调控特性进行数值计算和特性分析。最后在第3节中总结本文的研究结论。

1　理 论

如图1所示。长和宽分别为a和b的矩形薄板镶嵌在无限大障板上，薄板在受到位置(x_0,y_0)处的外激励$f_0(t)$时产生横向弯曲振动，从而形成噪声辐射。在(x_n,y_n)位置处安装动力吸振器用于抑制声辐射。

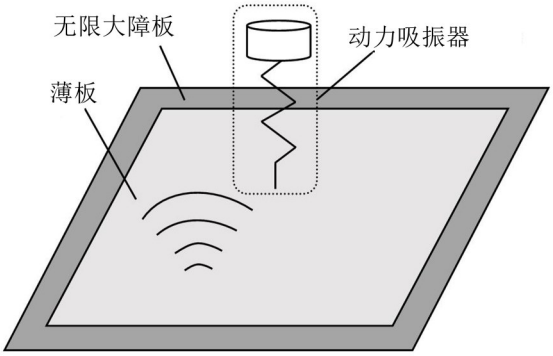


图1 含动力吸振器的薄板

利用模态叠加法，薄板与动力吸振器组成的动力学系统的运动方程可以写成[13]：

$$[\boldsymbol{M}]\{\ddot{q}(t)\}+[\boldsymbol{D}]\{\dot{q}(t)\}+[\boldsymbol{K}]\{q(t)\}=\{P\}f_0(t) \tag{1}$$

其中：$[\boldsymbol{M}]$、$[\boldsymbol{D}]$、$[\boldsymbol{K}]$分别是薄板与吸振器组成的振动系统的质量阵、阻尼阵和刚度阵，$\{q(t)\}$是振动位移向量，$\{P\}$是外激励位置分布向量。

公式(1)表示的动力学系统中，如果计及薄板的J阶模态和M个动力吸振器，公式(1)对应的振动系统对应的特征值问题为

$$(\lambda_i{}^2[\boldsymbol{M}]+\lambda_i[\boldsymbol{D}]+[\boldsymbol{K}])\{u_i\}=0 \tag{2}$$

其中：λ_i和$\{u_i\}$分别是M+J阶系统中第i阶特征值和对应的特征向量。$\{u_i\}$中包含两部分，其表达式为

$$\{u_i\}=\begin{Bmatrix}\{u_{p,i}\}\\ \{u_{r,i}\}\end{Bmatrix} \tag{3}$$

其中：$\{u_{p,i}\}$描述薄板J个模态振动幅值之间的相互关系。由于动力吸振器的引入，薄板的模态振型叠加出新的模态振型，叠加方式就是根据$\{u_{p,i}\}$描述的这个关系。安装有动力吸振器的薄板具有M+J阶模态，其中第i阶模态的振型函数表达式为

$$\psi_i(x,y)=[\phi(x,y)]^{\mathrm{T}}\{u_{p,i}\} \tag{4}$$

其中：$[\phi(x,y)]$为薄板未安装动力吸振器时M阶模态向量阵。

采用离散单元法将薄板均匀划分成N个单元，薄板M+J个模态振型函数构成实正交矩阵：

$$\boldsymbol{\Phi}=\begin{bmatrix}\psi_1(x_1,y_1) & \cdots & \psi_I(x_1,y_1)\\ \vdots & \ddots & \vdots\\ \psi_1(x_N,y_N) & \cdots & \psi_I(x_N,y_N)\end{bmatrix} \tag{5}$$

令

$$M=\boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{T}}R\boldsymbol{\Phi} \tag{6}$$

其中：R中的第m行、n列的元素的表达式为[14]

$$R_{mn}=\frac{\omega^2\rho_0(\Delta S)^2}{4\pi c_0}\frac{\sin(kr_{mn})}{kr_{mn}} \tag{7}$$

其中：ρ_0和c_0分别是空气密度和空气声速，ΔS是薄板每个单元的面积，r_{mn}是第m个单元与第n个单元的

直线距离。k是薄板中弹性波波数。

公式(6)中，M阵的第i个对角元素为M_{ii}。

则含有动力吸振器的薄板第i阶模态的声辐射效率为[14]

$$\sigma_{ii}=\frac{M_{ii}}{\rho_0 c_0 S K_i} \tag{8}$$

其中：K_i的表达式为

$$K_i=\frac{1}{2S}\iint_s |\psi_i(x,y)|^2 \mathrm{d}s \tag{9}$$

其中：S为薄板的面积。

式(8)中，分子上的M_{ii}和分母上的K_i都包含了模态振型函数$\psi_i(x,y)$。需要注意，这里的这个振型函数表征了安装了动力吸振器之后，薄板结构的振型特性，它包含了动力吸振器的调控作用。

2 数值计算及讨论

2.1 薄板声辐射效率基本特性

动力吸振器安装在薄板上，对薄板的模态振型以及频率产生调控作用，从这两个方面影响薄板的声辐射特性。分析动力吸振器对薄板声辐射效率的调控作用，需要首先了解薄板的声辐射效率特性。计算矩形薄板的声辐射效率，薄板的参数设置如表1所示。

表1 薄板参数设置

参数	符号	量值	单位
长度	a	0.6	m
宽度	b	0.6	m
厚度	h	0.004	m
密度	ρ	2 700	kg/m^3
弹性模量	E	70	GPa
泊松比	v	0.34	-

薄板的边界条件为四边简支，计算得到薄板前6阶模态的声辐射效率曲线，如图2所示。

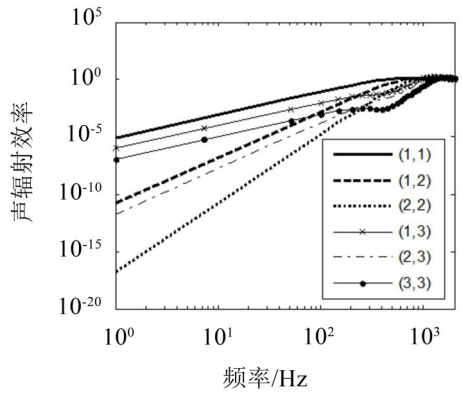


图2 矩形薄板各模态的声辐射效率

对某1阶模态而言，其频率越高，对应的声辐射效率越高。在同一个频率点上，奇奇模态对应的声辐射效率要明显高于偶偶模态对应的声辐射效率值。由公式(8)和公式(9)可知道，薄板结构辐射声效率主要受到振动形态的影响。为了指出声辐射效率和模态振型之间的关系，在图3中绘制了薄板的模态振型。

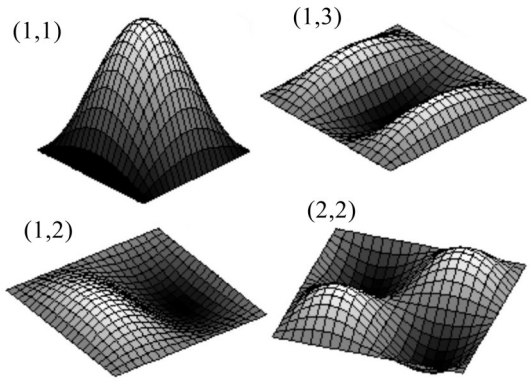


图3 四边简支矩形薄板模态振型

薄板各个模态对应的声辐射规律与极子声源的声辐射规律是一致的。薄板的(1,1)模态类似于单极子声源，(1,2)模态类似于偶极子声源，(1,3)模态类似于三极子声源，而(2,2)模态就类似于四极子声源，以此类推。根据极子声源的声辐射理论，四极子声源比偶极子声源的声辐射效率要低，而偶极子声源又要比单极子声源的声辐射效率低。由两个相同相位和一个相反相位构成的三极子声源要比偶极子声源的声辐射效率高，但是会比单极子声源的声辐射效率低。因此，薄板的模态阶数越低，其声辐射效率就会越低。薄板(1,1)模态的声辐射效率最高，(2,2)模态的声辐射效率最低，奇奇模态的声辐射效率比奇偶模态的声辐射效率高。

2.2 动力吸振器对薄板模态振型的调控

动力吸振器对薄板的振动和声辐射进行抑制，常需要将吸振器的工作频率设置成对应的薄板的模态频率，而吸振器的位置设置在模态位移最大点上。如图4所示。动力吸振器用于抑制薄板1阶模态的声辐射。安装了动力吸振器后，在工作频率点上，薄板的声辐射得到接近彻底的抑制效果，而在工作频率两侧，会产生两个明显的声辐射峰值。对这两个声辐射峰值的抑制是取得良好降噪效果的关键。

实际上，这两个声辐射峰值对应着薄板的两个模态，左侧峰值就是薄板的(1,1)模态，而右侧峰值是薄板以(1,1)模态在动力吸振器动态作用力的调控下产生的新生模态。这个新生模态的振型在图5中进行了描绘。动力吸振器安装在矩形薄板(1M+J_1)模态的模态位移最大点上，也就是薄板的中心点上，在不同的吸振器质量条件下，新生模态的振型得到了不同程度的调控。当吸振器的质量很小时，吸

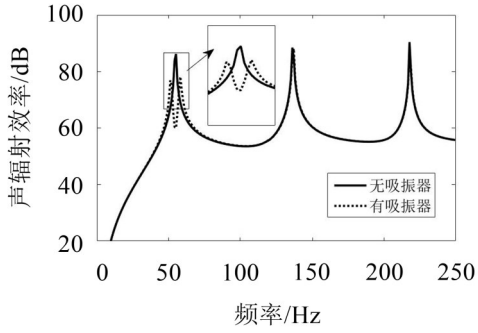


图4 薄板辐射声功率

振器的动态作用力较小，新生模态与(1，1)模态基本一致。当吸振器的质量增加时，在吸振器的安装点周围，产生了与(1，1)模态位移反相位的模态位移，从而形成一个“凹坑”。吸振器的质量越大，这个反相位位移越大，“凹坑”也就越明显。这就是在大波长条件下，动力吸振器的弹性波振荡效应带来的小波长调谐作用。

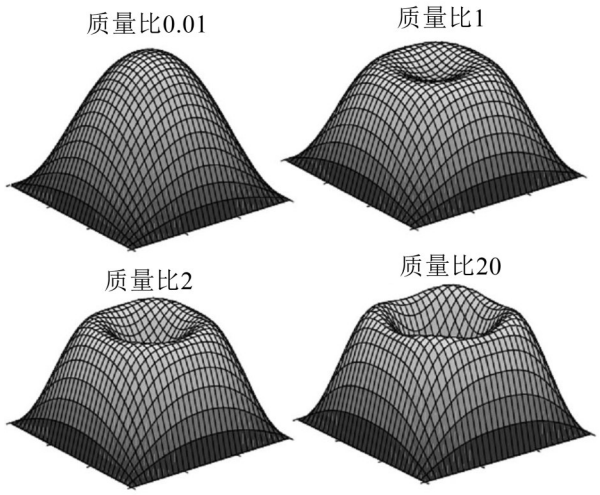


图5 薄板新生模态振型

2.3 动力吸振器对薄板声辐射效率频谱特性的调控

振动结构的声辐射效率、结构振动形态和频率密切相关。薄板上安装了动力吸振器后，模态振型和模态频率都受到明显的影响，薄板的声辐射效率受到动力吸振器的调控作用。图5中新生模态对应的声辐射效率频谱曲线如图6所示。图中对比了动力吸振器与薄板的质量比为1、2、20时，新生模态的声辐射效率的特点。在动力吸振器的调控作用下，在0～400 Hz范围内的任一频率点上，薄板新生模态的声辐射效率要比(1，1)模态的声辐射效率高，吸振器的质量越大，新生模态的声辐射效率增加越多。而在400 Hz～1 000 Hz范围内，吸振器的调控作用使得新生模态的声辐射效率低于(1，1)模态的声辐射效率，吸振器质量的增加会使得新生模态的声辐射效率进一步降低。

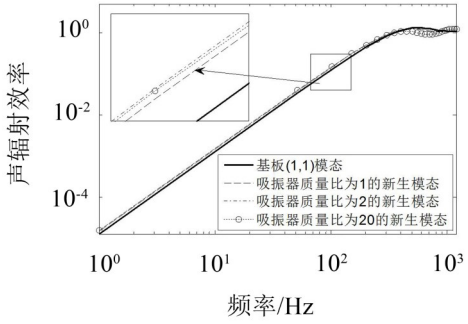


图6 吸振器质量对声辐射效率频谱特性的影响

薄板上安装动力吸振器后，不仅仅有新生模态的声辐射效率受到调控作用，薄板原模态的声辐射效率也会受到吸振器的影响。而且需要说明，薄板某一模态的声辐射效率在其模态频率处进行讨论更有意义。薄板(1，1)模态与新生模态在各自对应的模态频率点上的声辐射效率如图7所示。吸振器的质量比较小时，吸振器对薄板(1，1)模态的声辐射效率的影响较小。当吸振器的质量增加时，薄板(1，1)模态的声辐射效率进一步降低，而新生模态的声辐射效率明显增加。这里，吸振器对薄板这两个模态的声辐射效率的影响主要是通过对频率的调控作用而产生的。在声辐射效率的两条曲线上，都标注了两个模态对应的模态频率。很明显，吸振器质量的增加会导致薄板(1，1)模态的模态频率降低，而新生模态的模态频率升高。

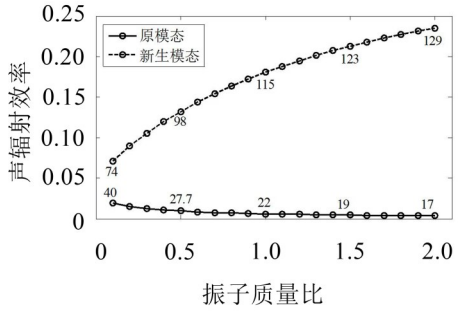


图7 吸振器质量对模态频率处声辐射效率的影响

3 结 语

动力吸振器能够对薄板结构的振动和噪声产生良好的抑制效果。薄板结构的噪声辐射主要与结构体的振动量级和声辐射效率相关。本文研究了动力吸振器对薄板结构的声辐射效率的调控作用。

结合连续体结构振动的模态分析方法和声辐射效率相关理论，推导得到了安装动力吸振器的薄板结构的声辐射效率计算方法。计算分析了动力吸振器对薄板各阶模态振型的调控特性。分析结果表明，动力吸振器对模态频率和模态振型产生调控作

（下转第234页）