

飞机座舱减振降噪优化设计方法

雷平 高行山

(西北工业大学工程力学系, 西安 710072)

摘要 采用结构拓扑优化的变密度法和形貌优化法,对模拟飞机座舱的四角固支声音箱体,进行了减振降噪的研究.比较优化前后结构固有频率的变化和对声压的影响,得出了结构拓扑优化对减振降噪作用的高效性.

关键词 振动,噪声,拓扑,优化

引言

飞机座舱内噪声,关系着人们乘坐时舒适程度.因此,在座舱结构设计时,噪声控制非常重要.特别是在减少舱内的中低频噪声方面,采取了很多方法.目前采用的噪声控制方法主要包括减少噪声源和控制噪声的传播途径和保护被控对象,即消振、隔振、吸振或阻振.这些方法都是从改变结构的刚度、质量和阻尼特性及其分布来达到减振降噪.

本文利用结构的拓扑优化设计和形貌优化设计来改变结构的动力学特性,实质上是对振动系统进行解谐设计,使结构的固有频率避开外激励频率.利用该方法可以在设计概念阶段就进行结构质量和刚度特性优化配置,更加有效的减少了低频噪声.

飞机座舱内的噪声来源很复杂,但主要是通过固体传播和空气传播,而对人影响比较大的中低频(20~400 Hz)噪声主要通过固体结构件传播振动至舱体,引起舱体的振动,再由舱壁板振动辐射噪声至舱内,形成舱内噪声.舱体壁板的固有频率、振型、阻尼等模态参数,对舱内噪声的形成起着重要的作用.当激振力的频率十分接近运动舱的一阶固有频率时,舱体发生共振,可使噪声放大.

我们通过改变舱壁板的结构使其固有频率避开激振力频率,从而避免共振的发生,这正是结构降噪的设计思路.目前结构降噪主要是研究加肋板的结构设计,为了得到满意的加肋板通常是经过反复的试验,花费相当大的人力物力,这样所得到的

效益是比较低的.本文中我们是将结构拓扑和形貌优化的方法引入到声音-结构耦合系统中,在设计概念阶段通过改变结构的动力学参数来有效的减少噪声,这样可以大大降低成本.

1 频率目标下结构拓扑优化设计变密度法原理

结构拓扑优化首次在动力学方面的应用是自由振动的特征值优化^[1],通常在动力加载结构中,最大化结构动态响应,使得结构的基频高于结构可能的扰动频率或者共振频率.优化结构的多模态特征值问题将影响到结果的稳定性,因此我们建立优化模型时需要考虑特征值之间的差异.本文利用变密度方法^[2]建立拓扑优化方程,用优化准则法(OC法)解决拓扑优化问题.利用拓扑优化的结果进行加筋设计,从而将优化问题转化成为材料分布问题.拓扑优化在频率目标下的优化模型为:

$$\begin{aligned} & \text{Maximize } \beta \\ & \text{s. t. } \begin{cases} [\alpha]^i \lambda_i \geq \beta, i = 1, \dots, N_{dof} \\ (K - \lambda_i M) \Phi_i = 0 \\ \sum_{j=1}^N v_j \rho_j \leq V \\ 0 < \rho_{min} \leq \rho_j < 1, j = 1, \dots, N \end{cases} \end{aligned} \quad (1)$$

其中 K 表示系统刚度矩阵; M 表示系统的质量矩阵, Φ_i 是与第 i 阶特征值 λ_i 相应的特征向量. ρ 表示设计变量,为了避免刚度矩阵的奇异解, $\rho_{min} = 0.001, j = 1, \dots, N$ 为单元数目, $i = 1, \dots, N_{dof}$ 为特征值问题的所有模态, β 为指定频率值, $\alpha = 0.95$. 实际情况中,我们只截取前 10 阶对动态响应起主要

作用的模态.

目标函数为:

$$\lambda_i = (\Phi_i^T K \Phi_i) / (\Phi_i^T M \Phi_i) \quad (2)$$

单一模态特征值的敏度:

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial \rho_j} = \Phi_i^T \left(\frac{\partial K}{\partial \rho_j} - \lambda_i \frac{\partial M}{\partial \rho_j} \right) \Phi_i \quad (3)$$

密度函数插值模型(SIMP 模型)

$$E^p(x_j) = E^{min} + \rho_j^p (E^0 - E^{min}) \quad (4)$$

其中 E^p 表示插值后的弹性模量, E^0 和 E^{min} 分别为固体和空洞部分材料的弹性模量, 令 $\Delta E = E^0 - E^{min}$, 为了数值求解稳定, 取 $E^{min} = E^0/1000$, 则 SIMP 模型的刚度矩阵及其质量矩阵为:

$$K = \sum_{j=1}^n (E^{min} + \rho_j^p \Delta E) K_j \quad (5)$$

$$M = \sum_{j=1}^n (E^{min} + \rho_j^p \Delta E) M_j \quad (6)$$

2 声-结构耦合系统的有限元分析

在本文中, 将考虑声-结构耦合系统, 对耦合系统进行模态分析, 评定座舱内的声压级. 自从能量公式的提出, 声和结构作为一个系统被广泛研究. 提出了很多分析方法像有限元法、边界元法. 利用这些方法可以预测声压级, 但是怎样将噪声控制到一个令人满意的水平, 目前大都采用的是不断的试验, 而且需要依靠有经验的操作者和大量的金钱和时间, 这样一来阻碍了研究的进行. Luo^[3] 提出来了将结构优化方法引入到声-结构耦合系统, 运用该方法将大大减少舱内噪声.

本文中利用有限元法分析声-结构耦合模型. 假设在箱体内部节点声压为 p_e , 节点位移为 u_e , 动势为 $\phi = \int p dt$, 声音系统质量矩阵为 M_{aa} , 结构系统质量矩阵为 M_{ss} , 耦合系统质量矩阵为 M_{as} .

声音系统拉格朗日函数方程为:

$$L_a = \frac{1}{2} \phi_e^T K_{aa} \phi_e - \frac{1}{2} \dot{\phi}_e^T M_{aa} \dot{\phi}_e - \dot{\phi}_e^T M_{as} u_e \quad (7)$$

利用哈密顿原理, 声音系统的动力学方程的变分形式为:

$$\delta J_a = \delta \int_{t_2}^{t_1} L_a dt = 0 \quad (8)$$

用有限元格式可以表示为:

$$M_{aa} \ddot{p}_e + K_{aa} p_e + M_{as} \ddot{u}_e = 0 \quad (9)$$

同理, 结构系统拉格朗日函数方程表示成有限元形式为:

$$M_{ss} \ddot{u}_e + K_{ss} u_e - M_{as}^T p_e = f_s \quad (10)$$

由于, $K_{sa} = -M_{as}^T$, 则结构系统动力学方程为:

$$M_{ss} \ddot{u}_e + K_{ss} u_e + K_{sa} p_e = f_s \quad (11)$$

声音-结构耦合系统的动力学方程为:

$$\begin{bmatrix} M_{ss} & 0 \\ M_{as} & M_{aa} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_e \\ \ddot{p}_e \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{ss} & K_{sa} \\ 0 & K_{aa} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_e \\ p_e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_s \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (12)$$

假设在外激励 $f_s e^{i\omega t}$ 作用下, 结构和声音的响应分别为 $u_e e^{i\omega t}$ 和 $p_e e^{i\omega t}$, ω 为激频率. 代入(12)式得:

$$\begin{bmatrix} K_{ss} - \omega^2 M_{ss} & K_{sa} \\ -\omega^2 M_{as} & K_{aa} - \omega^2 M_{aa} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_e \\ p_e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_s \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (13)$$

因此, 在低的激频率作用下, (13)式可由模态分析法解决.

3 算例

利用变密度法对底边四角固支的薄壁箱体进行频率为目标的拓扑优化^[4], 其目的是预先确定所需加筋的厚度以及筋的分布情况. 如图 1 所示, 四角固支的箱体尺寸为 $30 \times 40 \times 50\text{cm}$, 厚度 0.15cm , 弹性模量 $2.1 \times 10^{11} \text{N/m}^2$, 泊松比 0.3 , 密度 7800kg/m^3 . 图 2 显示的是将原箱体壁板改变为 2mm , 在保持最终板厚为 1.5mm 基础上, 经过最大化一阶频率拓扑优化得到的密度分布情况. 原箱体质量 10.9139Kg , 变厚度后箱体质量为 14.5519Kg , 经过优化最终质量为 12.0053Kg .

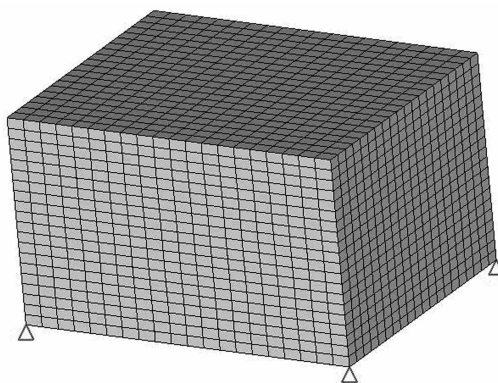


图 1 四角固支箱体的有限元模型

Fig. 1 FEM model of a box fixed at four corners

依靠拓扑优化结果, 对薄壁箱进行加筋设计这就是所说的形貌优化, 它与拓扑优化最大的不同就是不去除材料, 而是在设计区域中基于可移动的节点生成加强筋. 这些筋可以使结构加强, 同时提高了结构的固有频率. 图 3 所示的为所加筋的分布情况, 所加筋的高度 \times 宽度 $= 2 \times 0.5\text{mm}$, 加筋后箱体

质量 10.9617Kg. 图 4 为加筋结构得到的一阶振型. 表 1 给出了优化前后结构固有频率变化的比较.

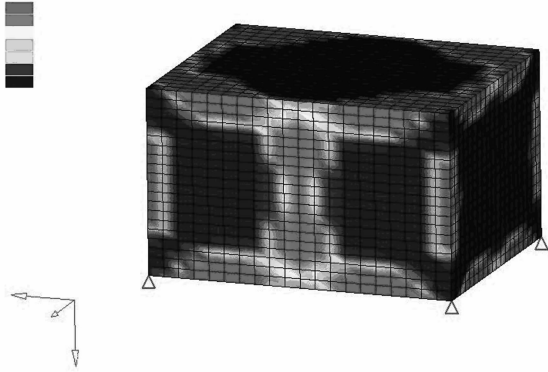


图 2 一阶频率最大化的最优拓扑

Fig. 2 The optimal topology of the box with 1st order eigenfrequency

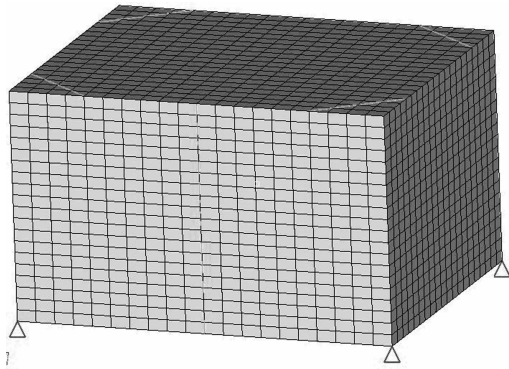


图 3 根据最优拓扑加筋

Fig. 3 Adding ribs according to the optimal topology

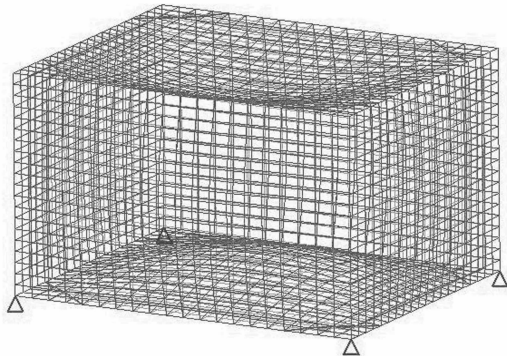


图 4 加筋结构的一阶振型

Fig. 4 The 1st mode shape of adding - rib structure

通过上述分析结果明显可知,按最优拓扑结构分布材料可以大大提高结构的固有频率. 加筋提高固有频率的幅度不大,但是加强了原结构的刚度,且质量增加也不大.

表 1 优化前后箱子的固有频率比较

Table 1 Comparison of eigenfrequencies of box during optimization

Mode number	Original structural frequency (Hz)	Topology optimization structural frequency (Hz)	Addingrib structural frequency (Hz)
1	4.863643E+01	6.483133E+01	4.901990E+01
2	5.531289E+01	7.372172E+01	5.669315E+01
3	7.602684E+01	1.012582E+02	7.889813E+01
4	8.261474E+01	1.100876E+02	8.285495E+01
5	8.277724E+01	1.103228E+02	8.563322E+01
6	9.788668E+01	1.304771E+02	1.009510E+02
7	1.018857E+02	1.357770E+02	1.020854E+02
8	1.084616E+02	1.445448E+02	1.086736E+02
9	1.229772E+02	1.638641E+02	1.234037E+02
10	1.271143E+02	1.693482E+02	1.308040E+02

结构优化前后对声压的响应

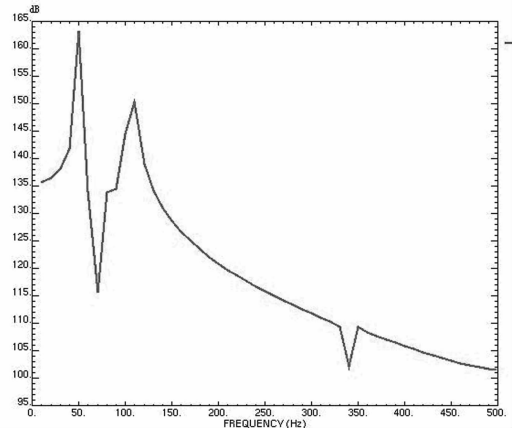


图 5 最优结构声压频响曲线

Fig. 5 SPL - frequency response curve of initial structure

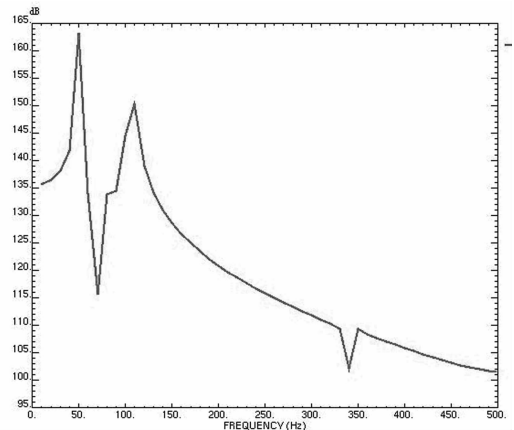


图 6 原结构声压频响曲线

Fig. 6 SPL - frequency response curve of optimal structure

设集中激振力作用于箱体上表面中心,幅值 100N,激频率从 10Hz 到 500Hz,结构模态阻尼系数为 0.01,参考声压为 2×10^{-5} Pa. 本文比较了在相

同激振力作用下,结构拓扑型的变化对声压的影响,用 LMS/SYSNOISE^[5] 计算出了箱体中心处的声压结果.

由图 5、6 描绘的曲线可以看出,声压得峰值有所下降,但是它们的分布形式非常相似,这说明原结构中传力途径主要是沿最优结构分布的路线.另一方面,也说明了变化结构拓扑形可以改变结构固有频率,同时改变了声压的模态分布.

4 结论

本文研究了结构的拓扑优化和形貌优化设计在进行飞机座舱内减振降噪方面的可行性.利用拓扑优化方法合理进行结构的质量和刚度的优化配置,同时确定加筋方式,将大大提高固有频率同时降低飞机座舱内噪声.可以预测将结构优化与阻尼材料布置相结合,减振效果肯定更佳,将这一方法应用于飞机减振降噪的设计中,会收到很好的效果.

参 考 文 献

- 1 M. P. Bendsoe, O. Sigmund. *Topology optimization theory, methods and applications*. New York: Springer, 2003
- 2 Ma ZD, Kikuchi N, Cheng HC. Topological design for vibrating structures. *Computational methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1995, 121: 259 ~ 280
- 3 Jinhui Luo, Hae Chang Gea. Optimal stiffener design for interior sound reduction using a topology optimization based approach. *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*, 2003, 125: 267 ~ 273
- 4 王国强. 实用工程数值模拟技术及其在 ANSYS 上的实践. 西安:西北工业大学出版社, 1999 (Wang Guoqiang. *Practical engineering numerical simulation technique and it's experience in ANSYS*. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press, 1999 (in Chinese))
- 5 Lms Sysnoise Rev 5. 6 User's Manual. LMS Numerical Technologies, Belgium, 2003

STRUCTURAL OPTIMAL DESIGN TO REDUCE VIBRATION AND INTERIOR NOISE OF AIRCRAFT CABIN

Lei Ping Gao Hangshan

(Department of Engineering Mechanics, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract The structural topology optimization methods, i. e. the density method and topography method, were used to reduce the sound pressure level in the acoustic box fixed at four corners, which simulated the aircraft cabin. The differences of eigenfrequency and sound pressure between optimization fore – and – after showed that the optimization method was effective in vibration reduction and sound level reduction.

Key words vibration, noise, topology, optimization