

适用于优化建筑结构声振特性的 多重模态减缩策略

黄行蓉^{1,2}, 姚毅^{1,2}, 张大义^{3,4}

(1.北京航空航天大学中法工程师学院,北京 100191; 2.北京航空航天大学杭州创新研究院(余杭),
浙江 杭州 310023; 3.北京航空航天大学能源与动力工程学院,北京 100191;
4.航空发动机结构强度北京市重点实验室,北京 100191)

摘要:建筑结构的声振特性是衡量建筑舒适性的重要指标之一,也是直接影响建筑使用寿命的重要因素,开展建筑结构声振特性优化的设计方法研究具有重要的工程意义。以建筑结构为研究对象,将其看作声固耦合系统——固体域为混凝土材质的楼板和墙壁板构成的长方体结构,结构内部腔体填满可压缩空气。引入分支模态发展了多重模态综合理论,建立了基于子结构固定界面模态、连接面分支模态和声学体自由子结构模态的减缩模型,极大地提升了声固耦合系统声振特性的分析效率;基于该减缩模型发展了一套建筑结构内部声压级优化方法,重点分析了建筑结构内部声压级与墙壁厚度、楼板-墙壁连接面上刚度之间的定量关系,并以腔体内部平均声压级为优化指标给出了优化策略。本文所提出方法和分析结果可为建筑结构声振特性的分析和设计提供参考。

关键词:声模态;声固耦合;模态综合;固定界面模态;分支模态

中图分类号: TB53 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2023)04-1015-09

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2023.04.015

引言

大跨度框架结构愈来愈多地使用薄而轻的材料,对隔声隔振设计提出了更高的要求^[1-4];由于中国城镇化程度越来越高,使得城镇房屋越来越密集,电梯、水泵、空调、洗衣机等室内噪声源和汽车、城市轨道交通等室外噪声源,使得人们受噪声影响越来越多^[5-7]。这些噪声主要通过建筑结构的门、墙、楼板等结构传声,因此合理优化结构设计、控制结构传声路径是提高室内声学质量的有效途径。

随着现代科学技术的发展,建筑声学设计在理论分析、数值仿真和实验研究等方面均取得了显著的进步。其中数值仿真设计在近几十年来发展比较突出,为建筑声学设计提供了一种有效的研究手段。基于有限元、边界元和统计能量方法,美国 ANSYS 公司(基于有限元),比利时 LMS 公司(包含有限元和边界元模块),法国 ESI 集团(有限元和统计能量法混合建模)等开发了 ANSYS, SYSNOISE 和 VA ONE 等大型工程分析软件^[8-11]。这些软件已大量应用于建筑结构的墙、楼板等结构振动和声辐射仿真

分析、室内室外的声场模拟等,使得建筑声学设计更为方便。然而到目前为止,尚未有一套能快速、准确地预测建筑结构声振耦合效应及内部声压级影响因素的数值算法。

建筑结构可看作是由门、墙和楼板等结构以及室内声场组成的声固耦合系统^[12]。当结构系统与室内声场固有频率接近时会形成声振耦合,室内噪声水平会大幅增加。一方面,可通过改变结构的局部质量、阻尼及刚度来改善声振耦合特性;另一方面,墙和楼板作为振动传递环节,可通过控制其连接面特性参数来控制声振传播路径,从而优化声学设计。然而声固耦合系统的定量关系求解复杂且耗时,若直接求解会导致计算效率低下或结果精确度低,不适用于推广到建筑结构声振特性分析和优化^[13]。为了克服这一困难,可以采用模态综合法将复杂系统按需划分成若干子系统,首先保留每个子系统的低阶主要模态信息以分析每个子结构的动力学特性,然后根据各子结构之间的界面协调关系,组合各子结构获得减缩自由度后的整体系统运动方程,求解该降阶方程即可获得整体系统的动力学特性^[14-16]。模态减缩方法按子结构界面的处理方式可分为固定

收稿日期: 2021-10-25; **修订日期:** 2022-01-15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52105083, 11804015); 先进航空动力创新工作站项目(HKCX2020-02-016); 国家科技重大专项资助项目(J2019-IV-023-0091)。

界面、自由界面和混合界面三大类^[17-21],它们在处理子结构之间的界面协调关系上有所差异。

本文运用模态综合法建立一套高效数值计算方法,并借助结构和声模态特征参数分析声固耦合系统的声振特性。根据复杂声固耦合系统的自然边界将其划分成若干子结构:由楼板结构组成的结构内部子结构、墙壁和楼板结构间界面子结构、声固耦合边界子结构以及楼板和墙壁围成的声学体子系统。先采用固定界面模态单独分析结构内部子结构的模态特性并利用约束模态处理不同子结构间的耦合关系;接着应用分支模态分析结构间界面和声固耦合边界子结构的模态特性;而后对声学系统采用自由子结构模态综合法保留其研究频段内的声模态。经过以上三步模型减缩策略,系统的自由度被大幅缩减,在保留系统动力学基本信息的基础上极大地减少了计算量。

1 声固耦合系统的运动方程

记结构域为 Ω_s ,结构表面域为 $\partial\Omega_s$,结构位移为 u ,垂直于结构表面指向外侧的法向单位向量为 n^s ,结构内部空气域为 Ω_f ,空气压强为 p ,垂直于流体表面指向外侧的法向单位向量为 n^f ,结构和内部空气的耦合界面为 Σ ,如图1所示^[14]。

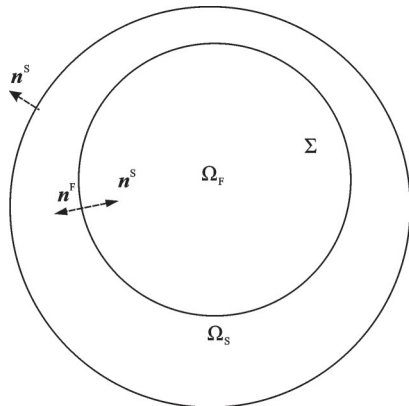


图1 声固耦合系统理论模型

Fig. 1 Theoretical model of sound solid coupling system

当结构受到外界简谐激励 f^d 时,该声固耦合系统满足下列方程:

$$\sigma_{ij,j}(u) + \omega^2 \rho_s u_i = 0, \quad \text{在 } \Omega_s \text{ 中} \quad (1a)$$

$$\sigma_{ij}(u) n_j^s = f_i^d, \quad \text{在 } \partial\Omega_s \text{ 上} \quad (1b)$$

$$\sigma_{ij}(u) n_j^s = p n_i^f, \quad \text{在 } \Sigma \text{ 上} \quad (1c)$$

$$\frac{\partial p}{\partial n^f} = \omega^2 \rho_f u \cdot n^f, \quad \text{在 } \Sigma \text{ 上} \quad (1d)$$

$$\Delta p + \frac{\omega^2}{c^2} p = 0, \quad \text{在 } \Omega_f \text{ 中} \quad (1e)$$

其中,式(1a)表示弹性结构局部平衡方程, $\sigma_{ij,j}(u)$ 表示结构应力, ω 表示振动角频率, ρ_s 表示结构质量密度, u_i 表示结构位移;式(1b)表示结构受外界激励时满足的力学边界条件, n_j^s 表示结构表面法向向量, f_i^d 表示结构表面所受外力;式(1c)表示结构受内部声场激励时满足的力学边界条件, n_i^f 表示流体表面法向向量;式(1d)表示流体在流固耦合边界上的无滑移边界条件, ρ_f 表示流体质量密度;式(1e)为流体声波方程, c 表示流体中声速。

上述方程组基于 (u, p) 的变分式如下:

$$\frac{1}{\rho_f} \int_{\Omega_f} \nabla p \cdot \nabla \delta p dx - \frac{\omega^2}{\rho_f c^2} \int_{\Omega_f} p \delta p dx - \omega^2 \int_{\Sigma} u \cdot n^f \delta p d\sigma = 0 \quad (2)$$

式中 δp 表示声压变分, $d\sigma$ 表示积分面元, dx 表示积分体元。

采用有限元方法对上述声固耦合系统的变分公式离散化,记离散化的位移向量为 U ,包含 N_s 个结构自由度(N_{ss} 个子结构内部自由度和 N_{sb} 个连接面自由度),离散化的声压向量为 p ,包含 N_A 个声场自由度:

$$\int_{\Omega_s} \sigma_{ij}(u) \epsilon_{ij}(\delta u) dx \Rightarrow \delta U^T K^S U \quad (3a)$$

$$\int_{\Omega_s} \rho_s u \cdot \delta u dx \Rightarrow \delta U^T M^S U \quad (3b)$$

$$\frac{1}{\rho_f} \int_{\Omega_f} \nabla p \cdot \nabla \delta p dx \Rightarrow \delta p^T M^A p \quad (3c)$$

$$\frac{1}{\rho_f c^2} \int_{\Omega_f} p \delta p dx \Rightarrow \delta p^T K^A p \quad (3d)$$

$$\int_{\Omega_f} p \delta u \cdot n^f d\sigma \Rightarrow \delta U^T C p \quad (3e)$$

$$\int_{\partial\Omega_s \Sigma} f^d \cdot \delta u d\sigma \Rightarrow \delta U^T F^d \quad (3f)$$

式中 σ_{ij} 表示结构应力; ϵ_{ij} 表示结构应变。

可得上述声固耦合系统经过有限元离散化后的矩阵形式谐响应运动方程为:

$$\begin{bmatrix} K^S & -C \\ 0 & M^A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U \\ p \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} M^S & 0 \\ C^T & K^A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U \\ p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F^d \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中 K^S 和 M^S 分别为结构的刚度矩阵和质量矩阵,为 $N_s \times N_s$ 阶的正定矩阵; K^A 和 M^A 分别反映了声场的刚度特性和质量特性,为 $N_A \times N_A$ 阶的正定矩阵;而 C 描述了结构和内部声场的耦合作用,为 $N_s \times N_A$ 阶的矩阵; F^d 为外界简谐激励 f^d 的离散化形式,为 $N_s \times 1$ 维的向量。

2 声固耦合系统的多重模态减缩方法

根据分析对象的特点,采用固定界面模态、分支

模态和自由子结构模态对声固耦合系统进行模态减缩,得到降阶后的系统运动方程。

设子结构中除声固耦合边界(Boundary)节点位移和结构连接面(Junction)节点位移之外的结构内部节点位移为 u^S ,结构连接面上的节点位移为 u^J ,声固耦合边界节点结构位移为 u^B ,声压为 p^A ,即:

$$\begin{bmatrix} U \\ p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u^S \\ u^J \\ u^B \\ p^A \end{bmatrix} \quad (5)$$

耦合系统被划分为4个子系统,在物理空间的离散化自由振动方程可写为:

$$\begin{bmatrix} K^{SS} & K^{SJ} & K^{SB} & 0 \\ K^{JS} & K^{JJ} & K^{JB} & 0 \\ K^{BS} & K^{JB} & K^{BB} & -C^{BA} \\ 0 & 0 & 0 & K^A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u^S \\ u^J \\ u^B \\ p^A \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} M^{SS} & M^{SJ} & M^{SB} & 0 \\ M^{JS} & M^{JJ} & M^{JB} & 0 \\ M^{BS} & M^{JB} & M^{BB} & 0 \\ 0 & 0 & \rho_0 C^{AB} & M^A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u^S \\ u^J \\ u^B \\ p^A \end{bmatrix} = 0 \quad (6)$$

式中 上标S,J,B,A分别表示结构内部子系统结构间连接面、声固耦合边界和声学体子系统; ρ_0 表示声学体质量密度。

2.1 结构体固定界面模态减缩

系统中的子结构内部位移 u^S 可以看作是由三部分组成的,一是界面固定时由作用在子结构内部自由度上的外载荷产生的位移,二是由结构连接面位移引起的静态位移,三是由声固耦合界面引起的位移:

$$u^S = \Phi^S q^S - (K^{SS})^{-1} K^{SJ} u^J - (K^{SS})^{-1} K^{SB} u^B \quad (7)$$

式中 Φ^S 为通过求解 u^S 子结构的自由振动方程,保留前 N_{SSr} 阶主模态得到的模态矩阵; q^S 为相应的广义模态变量。

保留所有子结构连接面自由度和所有声腔自由度,同时仅保留固定界面子结构的前 N_{SSr} 阶主模态,耦合系统的位移可表示为:

$$\begin{bmatrix} u^S \\ u^J \\ u^B \\ p^A \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} \Phi^S & \Psi^{SJ} & \Psi^{SB} & 0 \\ 0 & I^J & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I^B & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I^A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q^S \\ u^J \\ u^B \\ p^A \end{bmatrix} = T_1 \begin{bmatrix} q^S \\ u^J \\ u^B \\ p^A \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中 结构连接面约束模态 $\Psi^{SJ} = -(K^{SS})^{-1} K^{SJ}$;声固耦合连接面约束模态 $\Psi^{SB} = -(K^{SS})^{-1} K^{SB}$; I^J , I^B 和 I^A 分别表示 u^J , u^B 和 p^A 对应维数的单位矩阵; T_1 表示减缩矩阵。

2.2 结构体分支界面模态减缩

经过第一次固定界面模态减缩,耦合系统质量矩阵和刚度矩阵分别为:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{r1} = T_1^T \begin{bmatrix} M^S & 0 \\ \rho_0 C^T & K^A \end{bmatrix} T_1 = \\ \begin{bmatrix} M_{r1}^{SS} & M_{r1}^{SJ} & M_{r1}^{SB} & 0 \\ M_{r1}^{JS} & M_{r1}^{JJ} & M_{r1}^{JB} & 0 \\ M_{r1}^{BS} & M_{r1}^{JB} & M_{r1}^{BB} & 0 \\ 0 & 0 & \rho_0 C^{AB} & M^A \end{bmatrix} \\ K_{r1} = T_1^T \begin{bmatrix} K^S & -C \\ 0 & M^A \end{bmatrix} T_1 = \\ \begin{bmatrix} K_{r1}^{SS} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{r1}^{JJ} & K_{r1}^{JB} & 0 \\ 0 & K_{r1}^{JB} & K_{r1}^{BB} & -C^{BA} \\ 0 & 0 & 0 & K^A \end{bmatrix} \end{array} \right. \quad (9)$$

式中 $M_{r1}^{SS} = (\Phi^S)^T M^{SS} \Phi^S$, $K_{r1}^{SS} = (\Phi^S)^T K^{SS} \Phi^S$ 。

M_{r1}^{SS} 和 K_{r1}^{SS} 分别表示将结构内部节点质量矩阵和刚度矩阵投影在结构内部的前 N_{SSr} 阶主模态向量上得到的减缩矩阵。结构间连接面位移导致的结构内部节点振动通过约束模态投影在 M_{r1}^{JJ} 和 K_{r1}^{JJ} 上。同样,声固耦合边界位移导致的振动通过约束模态投影在 M_{r1}^{BB} 和 K_{r1}^{BB} 上:

$$-\omega^2 M_{r1}^{JJ} u^J + K_{r1}^{JJ} u^J = 0 \quad (10)$$

式中 q^J 表示 u^J 子结构对应的广义模态变量; $u^J = \Phi^J q^J$, $M_{r1}^{JJ} = M^{JJ} + (\Psi^{SJ})^T M^{SS} \Psi^{SJ} + M^{JS} \Psi^{SJ} + (\Psi^{SJ})^T M^{SJ}$, $K_{r1}^{JJ} = K^{JJ} + (\Psi^{SJ})^T K^{SS} \Psi^{SJ} + K^{JS} \Psi^{SJ} + (\Psi^{SJ})^T K^{SJ}$ 。

求解 M_{r1}^{JJ} 和 K_{r1}^{JJ} 构成子结构运动方程的特征值,可以得到一次减缩的耦合系统中结构间连接面子结构的 N_{JJ} 阶模态,保留前 N_{JJr} 阶主模态向量,组成模态矩阵 Φ^J ,即分支界面模态矩阵,维度为 $N_{JJ} \times N_{JJr}$ 。

分支界面模态 Φ^J 不仅包括结构件连接面的自振特性,还包括由结构件连接面位移引起的结构内部节点振动。分支界面模态表示子结构间连接面的特征振动特性,对于刻画子结构间的连接关系具有重要作用。

考虑一次减缩后的耦合系统中,结构界面子结构和声固耦合界面子结构的耦合关系,再次利用固定界面模态减缩方法,由声固耦合连接面位移 u^B 产生结构间连接面的静态位移表示为约束模态 $-(K_{r1}^{JJ})^{-1} K_{r1}^{JB}$,记为 Ψ_{r1}^{JB} 。

若保留所有声固耦合界面自由度和所有声腔自由度,同时仅保留 N_{SSr} 阶结构内部自由度和结构间界面的前 N_{JJr} 阶主模态,耦合系统的位移可表示为:

$$\begin{bmatrix} q^S \\ u^J \\ u^B \\ p^A \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} \mathbf{I}^{N_{SSr}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \Phi^J & \Psi_{r1}^{JB} & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{I}^B & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{I}^A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q^S \\ q^J \\ u^B \\ p^A \end{bmatrix} = T_2 \begin{bmatrix} q^S \\ q^J \\ u^B \\ p^A \end{bmatrix} \quad (11)$$

第二次模态减缩矩阵表示为 T_2 , 经过第二次分支模态减缩的耦合系统运动方程变为:

$$T_2^T K_{r1} T_2 \begin{bmatrix} q^S \\ q^J \\ u^B \\ p^A \end{bmatrix} - \omega^2 T_2^T M_{r1} T_2 \begin{bmatrix} q^S \\ q^J \\ u^B \\ p^A \end{bmatrix} = T_2^T T_1^T \begin{bmatrix} F^d \\ 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

耦合系统相关矩阵为:

$$\begin{cases} M_{r2} = T_2^T T_1^T \begin{bmatrix} M^S & 0 \\ \rho_0 C^T & K^A \end{bmatrix} T_1 T_2 \\ K_{r2} = T_2^T T_1^T \begin{bmatrix} K^S & -C \\ 0 & M^A \end{bmatrix} T_1 T_2 \\ F_{r2} = T_2^T T_1^T \begin{bmatrix} F^d \\ 0 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (13)$$

二次减缩后,各子结构的刚度矩阵已解耦,对结构部分的声固耦合边界(Boundary)节点位移进行模态减缩可不再考虑子结构间连接关系。

求解二次模态减缩后的声固耦合界面子结构的自由振动方程,保留前 N_{BBr} 阶主模态向量,得到分支界面模态矩阵 Φ^B , 减缩矩阵 T_3 , 相应的广义模态变量表示为 q^B 。若保留所有声腔自由度,同时仅保留 N_{SSr} 阶结构内部自由度、 N_{Jr} 阶结构间连接面自由度和 N_{BBr} 阶声固耦合连接面自由度,耦合系统的位移可表示为:

$$\begin{bmatrix} q^S \\ q^J \\ u^B \\ p^A \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} \mathbf{I}^{N_{SSr}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{I}^{N_{Jr}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Phi^B & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{I}^A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q^S \\ q^J \\ q^B \\ p^A \end{bmatrix} = T_3 \begin{bmatrix} q^S \\ q^J \\ q^B \\ p^A \end{bmatrix} \quad (14)$$

耦合系统相关矩阵为:

$$\begin{cases} M_{r3} = T_3^T T_2^T T_1^T \begin{bmatrix} M^S & 0 \\ \rho_0 C^T & K^A \end{bmatrix} T_1 T_2 T_3 \\ K_{r3} = T_3^T T_2^T T_1^T \begin{bmatrix} K^S & -C \\ 0 & M^A \end{bmatrix} T_1 T_2 T_3 \\ F_{r3} = T_3^T T_2^T T_1^T \begin{bmatrix} F^d \\ 0 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (15)$$

2.3 声学体自由子结构模态减缩

由于声学体与结构之间为弱耦合,取自由边界求解声学体的自由振动方程,仅保留前 N_A 阶主模态向量组成模态矩阵 Φ^A 和减缩矩阵 T_4 。经过声学体模态减缩,耦合系统的位移可表示为:

$$\begin{bmatrix} q^S \\ q^J \\ q^B \\ p^A \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} \mathbf{I}^{N_{SSr}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{I}^{N_{Jr}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{I}^{N_{BBr}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \Phi^A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q^S \\ q^J \\ q^B \\ q^A \end{bmatrix} = T_4 \begin{bmatrix} q^S \\ q^J \\ q^B \\ q^A \end{bmatrix} \quad (16)$$

减缩后的耦合系统相关矩阵为:

$$\begin{cases} M_{r4} = T_4^T T_3^T T_2^T T_1^T \begin{bmatrix} M^S & 0 \\ \rho_0 C^T & K^A \end{bmatrix} T_1 T_2 T_3 T_4 \\ K_{r4} = T_4^T T_3^T T_2^T T_1^T \begin{bmatrix} K^S & -C \\ 0 & M^A \end{bmatrix} T_1 T_2 T_3 T_4 \\ F_{r4} = T_4^T T_3^T T_2^T T_1^T \begin{bmatrix} F^d \\ 0 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (17)$$

减缩后的耦合系统运动方程为:

$$K_{r4} \begin{bmatrix} q^S \\ q^J \\ q^B \\ q^A \end{bmatrix} - \omega^2 M_{r4} \begin{bmatrix} q^S \\ q^J \\ q^B \\ q^A \end{bmatrix} = F_{r4} \quad (18)$$

经过四次模态减缩后,矩阵方程阶数 ($N_{SSr} + N_{Jr} + N_{BBr} + N_A$) 远小于减缩前的矩阵方程阶数 ($N_{SS} + N_{JJ} + N_{BB} + N_A$)。耦合系统运动方程阶数极大程度被降低,可用于快速地分析、计算和预测复杂声固耦合系统的动力学特性。

上述“多重模态减缩法”流程如下:

步骤 1: 建立模型。完成几何建模、网格划分、边界条件施加约束和激励。

步骤 2: 生成整体刚度矩阵和质量矩阵。从有限元软件中导出整体矩阵 $\begin{bmatrix} K^S & -C \\ 0 & M^A \end{bmatrix}$ 和 $\begin{bmatrix} M^S & 0 \\ C^T & K^A \end{bmatrix}$ 。

步骤 3: 划分子结构。将整个建筑结构分为四部分: 结构内部 (u^S)、结构连接面 (u^J)、声固耦合边界 (u^B) 和内部声学体 (p^A)。

步骤 4: 固定界面模态减缩。先求解子结构自由振动方程得到固定界面模态矩阵 Φ^S 并保留一定阶数; 再求解子结构约束模态 Ψ^{SJ} 和 Ψ^{SB} ; 接着组合固定界面模态矩阵和约束模态得到减缩矩阵 T_1 。

步骤 5: 在固定界面模态减缩基础上, 计算得到表示界面特征振动特性的分支界面模态 Φ^J 和 Φ^B 。若仍有需要考虑的子结构连接关系, 则可再次利用固定界面模态减缩方法得到考虑分支模态的减缩矩阵 T_2, T_3 。

步骤 6: 自由子结构模态减缩。求解声模态矩阵 Φ^A , 得到减缩矩阵 T_4 。

步骤 7: 组集得到整体减缩矩阵。综合以上减缩组集得到整体减缩矩阵 $T = T_1 T_2 T_3 T_4$ 对整体模型进行减缩。

3 基于多重模态减缩模型的耦合系统动力学特性分析

3.1 声固耦合系统有限元模型建立

建立建筑物同一楼层中相同尺寸两个相邻房间模型如图2所示。

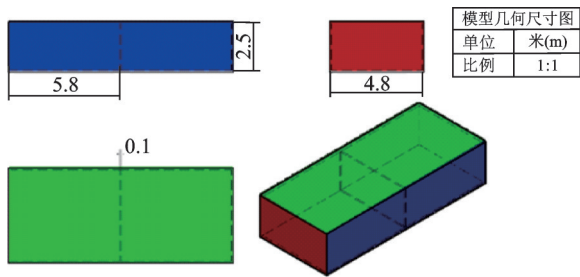


图2 建筑结构模型几何尺寸

Fig. 2 Geometry dimensions of building structure model

模型中单个房间腔体几何尺寸为5.8 m×4.8 m×2.5 m,墙壁厚度为0.1 m,楼体采用C30型号混凝土材料,其质量密度 $\rho = 2300 \text{ kg/m}^3$,弹性模量 $E = 3 \times 10^4 \text{ MPa}$,泊松比 $\mu = 0.18$ 。

利用ANSYS软件建立其有限元模型,并分析其声振特性。首先进行网格无关性分析,经过对比计算发现,声固耦合模型(模型一)单元尺寸为0.5 m和0.55 m的误差小于5%,为了保证结果准确性的同时兼顾计算效率,最终选择单元尺寸为0.5 m进行分析。所建立的有限元模型共有22714个节点和5374个单元,包括526个SOLID 187单元、1824个SOLID 186单元(用于对墙壁建模)和3024个FLUID 220单元(用于对腔体建模)。

对建筑物底部楼板边缘施加固定边界条件约束,设置腔体和墙壁接触面为声固耦合面,求解该耦合模型的固有频率,得到65 Hz以下的前33阶固有频率如表1所示。

表1 声固耦合固有频率

Tab. 1 Natural frequency of sound solid coupling

阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
1	21.76	12	39.56	23	57.94
2	21.86	13	46.42	24	59.01
3	21.88	14	46.42	25	59.19
4	21.99	15	48.77	26	59.71
5	28.23	16	48.86	27	61.31
6	29.60	17	49	28	63.78
7	35.63	18	49.08	29	64.41
8	35.89	19	56.32	30	64.85
9	39.04	20	57	31	64.94
10	39.10	21	57.50	32	65.23
11	39.45	22	57.91	33	66.82

3.2 基于多重模态综合法的耦合系统声振特性分析

根据耦合系统的自然边界划分子系统:整体墙壁和中间隔墙作为子系统1,左、右室声学体作为子系统2。子系统1中,墙壁和梁结构为子结构1,各墙壁和梁结构的连接面为子结构2,墙壁和声学体连接面为子结构3。将有限元模型中整体耦合系统的质量和刚度矩阵方程分别导出,质量和刚度矩阵的阶数为 50368×50368 。子系统1对应1~35718阶,子系统2对应35719~50368阶。

首先,利用固定界面模态和分支模态减缩方法,对耦合系统中的子结构1、子结构2和子结构3分别进行模态减缩,确保整体减缩前后的误差不超过5%,求得耦合系统65 Hz以下的固有频率如表2所示。

表2 结构体减缩后的有频率

Tab. 2 Natural frequency after reduction of structural system

阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
1	21.76	11	39.44	21	57.11
2	21.87	12	39.56	22	57.55
3	21.88	13	46.49	23	57.92
4	21.99	14	46.49	24	58.83
5	29.49	15	48.79	25	59.13
6	29.85	16	48.87	26	59.51
7	35.67	17	48.99	27	61.38
8	37.43	18	49.07	28	64.41
9	39.04	19	51.07	29	65.43
10	39.14	20	56.63	30	67.86

经过结构体模态减缩,子系统1的自由度从35718降为120,减少了99.66%,仍有14650个声学体自由度。

最后,利用自由子结构模态综合法,对耦合系统腔体中的声学体进一步进行自由度减缩,求得耦合系统65 Hz以下的固有频率如表3所示。

表3 声学体减缩后的固有频率

Tab. 3 Natural frequency after reduction of acoustic system

阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
1	21.78	11	39.50	21	57.57
2	21.88	12	39.60	22	57.97
3	21.91	13	46.40	23	58.84
4	22.02	14	46.41	24	58.99
5	29.46	15	48.83	25	59.52
6	29.48	16	48.92	26	59.75
7	35.64	17	49.04	27	61.61
8	35.64	18	49.13	28	64.51
9	39.10	19	56.57	29	68.75
10	39.17	20	56.98	30	68.75

经过声学体模态分析,耦合系统腔体内声学体的自由度从14650降为40,减少了99.72%,以上计算在CPU主频为2.50 GHz的计算机上实现,其计算效率和误差对比数据如表4所示。

表4 不同减缩程度计算效率

Tab. 4 Calculation efficiency of different reduction degrees

名称	结构子系统 自由度数目	声学子系统 自由度数目	耦合系统整体 自由度数目	计算时 间/s
原有限元模型	35718	14650	50368	111.01
结构体减缩	120	14650	14770	44.52
声学体减缩	120	40	160	0.04

为验证模态减缩算法的有效性和实用性,选择[20 Hz, 65 Hz]作为主要研究的频率范围,此频段内,本文研究模型存在一阶结构共振频率(21 Hz)、一阶声模态共振频率(29 Hz)和三阶声固耦合共振频率(39 Hz, 57 Hz, 59 Hz),可以较好地反映声固耦合系统的振动特性。在模态减缩过程中,结构部分保留了前120阶模态(最高阶对应200 Hz),声模态部分保留了前40阶(最高阶对应147 Hz),以保证这段频率范围内计算的准确性。

结构体减缩后和声学体减缩后的固有频率对比如图3所示。

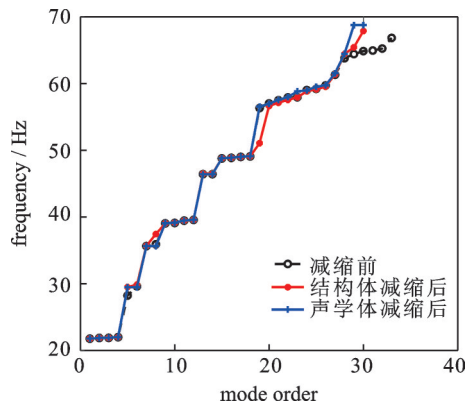


图3 减缩前后固有频率对比

Fig. 3 Comparison of natural frequency before and after reduction

在房间最左端墙壁外侧施加 x 方向均布载荷,幅值为100 N,随时间正弦变化,扫频范围为20~65 Hz,如图4所示。

求解耦合系统中右室内部的平均声压级,可得声压级随激振频率的变化曲线如图5所示。

经过三重模态减缩,整体模型自由度从50368减少至160,缩减了99.68%;模态计算时间从111.01 s降低至0.04 s,计算效率提高了99.63%。

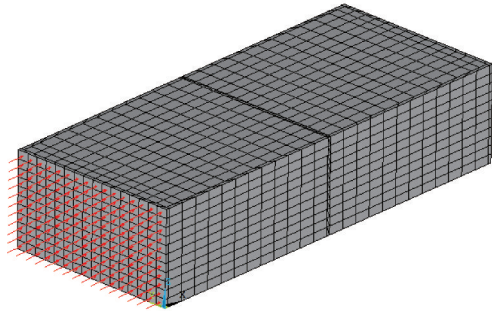


图4 受力施加位置

Fig. 4 Position of force applied

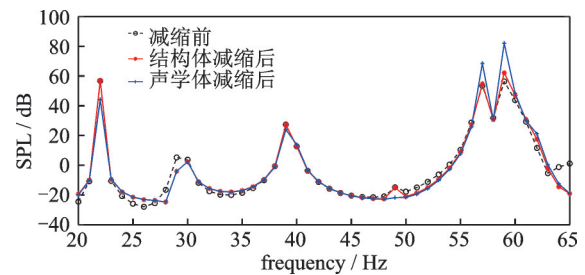


图5 减缩前后算得右室平均声压级对比

Fig. 5 Comparison of average SPL of the right room before and after reduction

当激振频率在20~65 Hz频段范围内变化时,最大误差在第5阶固有频率处,误差为4.38%,其他阶数基本保持一致,基本可以满足精度需求,和模态频率对应的模态振型也可保证精度,声学体的声压级响应计算误差均在可接受范围内,为下文借助模态减缩方法进行敏感性分析提供有力支撑。

4 耦合系统动力学特性对局部几何和力学特性参数的敏感性分析

4.1 耦合系统动力学特性对墙壁厚度的敏感性分析

设墙壁厚度分别为0.1 m, 0.12 m, 0.14 m, 0.16 m, 0.18 m和0.2 m,求解相应系统中右室内部的平均声压级,可得声压级随激振频率变化曲线如图6所示。

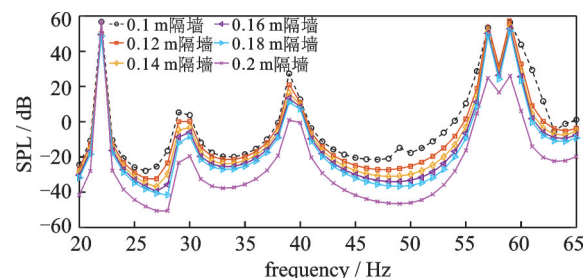


图6 不同厚度墙壁下的右室声压级

Fig. 6 SPL of the right room with different thickness walls

低阶模态对振动贡献更大,且在声模态和结构模态相近处更易引起共振,在实际声压级计算结果中,20~65 Hz频段范围内,声压级分别在第一阶结构模态(21 Hz)、第一阶声模态(29 Hz)以及结构模态和声模态相近处(39 Hz,57 Hz,59 Hz)达到峰值。

根据质量效应,墙壁厚度增加,声压级普遍降低,但墙壁厚度的改变对声模态没有影响,受限于实际情况,墙壁厚度增加有限,在合理可变范围内,墙壁增厚,结构模态频率会有小幅变化,但无法与声模态在频率上错开,体现为声压级峰值无法消除。

4.2 耦合系统动力学特性对墙壁连接面刚度参数的敏感性分析

在原模型中,墙壁之间的连接为刚性连接,刚度系数足够大,再增加其刚度系数对模态影响很小,几近可以忽略,分析策略为:首先选择模型在墙壁连接面上的 x,y,z 方向节点自由度,比较声压级对各方向刚度系统的敏感性;然后选择敏感性大的方向优化其刚度系数取值,从而优化内部声压级。

将墙壁连接面处 x,y,z 方向的刚度系数均减小10倍,保持激励不变,计算右室声压级,得到三种情况下的声压级和原模型对比如图7所示。

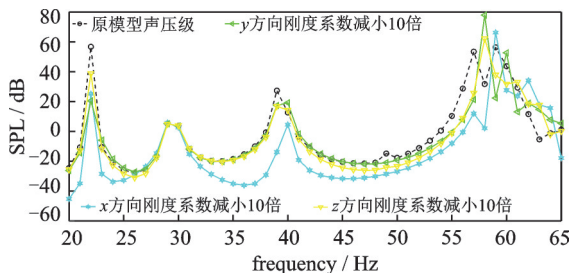


图7 改变不同方向刚度系数的右室声压级

Fig. 7 SPL of the right room with change of stiffness coefficient in different directions

从图7中可以看出,减小三个方向的刚度系数,右室声压级均有所减小,但相比之下, x 方向对声压级影响更大,且在40 Hz峰值处和55~65 Hz频段范围内降噪效果更明显。

改变 x 方向的刚度系数,观察声压级变化,如图8所示。

减小连接面 x 方向刚度系数,使得结构固有频率降低,内部声压级也普遍降低;当减小3倍时,35 Hz和46 Hz的声模态和结构耦合,出现两个小峰,继续减小刚度系数,结构和声模态共振可被消除,波峰消失;在55~65 Hz频段范围内,减小刚度系数,使56 Hz附近的结构模态改变,从而使峰值消失,右室声压级从57 dB降低至15 dB左右,降低了42 dB,降噪效果明显。

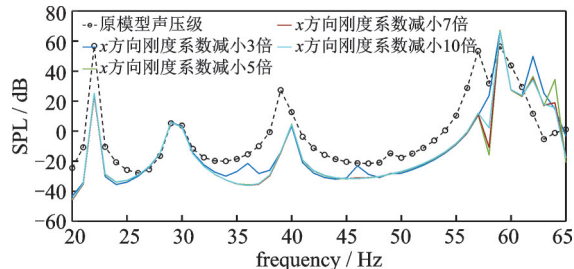


图8 x 方向刚度系数减小不同倍数的右室声压级

Fig. 8 SPL of the right room with x -direction stiffness coefficient decreased different multiples

从上述结果可知, x 方向刚度系数减小7倍左右,房间声压级降噪效果较好,实际工程中常采用调整墙壁连接处结构预紧力等方法达到降噪效果,应用时需针对适用的模型和需要降噪的频段合理选择相应的手段。

4.3 耦合系统动力学特性对阻尼参数的敏感性分析

考虑结构阻尼对模型振动特性的影响,设结构阻尼系数为0.02(混凝土材料阻尼系数),计算得到右室平均声压级的频响曲线。在结构连接面处铺设阻尼系数为0.1(常见橡胶材料阻尼系数)的阻尼材料,计算得到另一组右室平均声压级的频响曲线如图9所示。

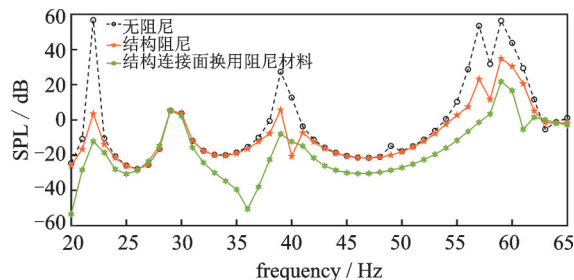


图9 考虑阻尼的右室声压级

Fig. 9 SPL of the right room with the damping

考虑结构阻尼后,整体声压级降低,在连接面处铺设阻尼材料后,声压级降低更为显著,56 Hz附近的共振峰值被消除。

通过铺设阻尼材料可以改变墙壁连接面的阻尼系数从而达到较好的降噪效果,铺设的面积相比于整个墙壁厚度要小得多,需要的成本更低,更方便和高效。

5 结论

本文针对典型建筑结构抽象出的声固耦合模型,基于分支模态和动态子结构方法,发展了一套多

重模态减缩策略,在保证求解精度的同时,极大地提高了求解效率,主要结论如下:

(1)综合固定界面模态和分支界面模态减缩法,以本文研究的50368自由度建筑结构模型为例,模型自由度数目缩减了99.68%,基于减缩模型计算耦合系统内部声压级,计算效率提高了99.63%,大幅提高了数值仿真计算效率;

(2)根据质量效应,可采取加厚墙壁的方法来降低声压级,其优点是全频段都有降噪效果,但经济成本较高,可以根据实际需求和成本要求选择合适的厚度达到所需降噪效果;

(3)若需降低某一频段的噪声,可通过改变墙壁-楼板的刚度系数或采取增设阻尼材料的方法改变阻尼系数。本模型中,对于56 Hz左右的噪声频段,原模型中右室声压级为57 dB,通过调整楼板-墙壁连接面处的刚度系数,右室声压级降为15 dB,通过增设阻尼材料降噪效果显著,经济且有效。

本文提出的多重模态减缩策略可直接应用于大型复杂声固耦合系统动力学特性的评估和优化设计。

参考文献:

- [1] 中华人民共和国建设部.建筑隔声评价标准:GB/T 50121—2005[S].北京:中国建筑工业出版社,2005.
Ministry of Construction of the People's Republic of China. Rating standard of sound insulation in buildings: GB/T 50121—2005 [S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2005.
- [2] 中华人民共和国住房和城乡建设部.民用建筑隔声设计规范:GB 50118—2010[S].北京:中国建筑工业出版社,2010.
Ministry of Housing and Urban-Rural Development of the People's Republic of China. Code for design of sound insulation of civil buildings: GB 50118—2010 [S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2010.
- [3] 中华人民共和国住房和城乡建设部.建筑结构荷载规范:GB 50009—2012[S].北京:中国建筑工业出版社,2012.
Ministry of Housing and Urban-Rural Development of the People's Republic of China. Load code for the design of building structures: GB 50009—2012 [S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2012.
- [4] 康玉成.建筑隔声设计-空气声隔声技术[M].北京:中国建筑工业出版社,2004:142-147.
Kang Yucheng. Architectural Insulator Design—Technology for Air-borne Insulation[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2004: 142-147.
- [5] 林杰,谭华,徐春,等.建筑声学技术研究进展[J].建筑科学,2013,29(10):41-47.
Lin Jie, Tan Hua, Xu Chun, et al. Research progress of acoustic technology in buildings[J]. Building Science, 2013, 29(10): 41-47.
- [6] 钱嘉伟,李天艳,吴碧辉.建筑声学及隔声技术研究[J].建筑技术开发,2019,46(1):3-4.
Qian Jiawei, Li Tianyan, Wu Bihui. Research on building acoustics and sound insulation technology[J]. Building Technology Development, 2019, 46(1): 3-4.
- [7] Li Yici, Hua Lin, Xu Fengxiang. On the improvement measures of interior noise reduction of minivan's roof based on acoustic modal analysis[J]. Journal of Vibroengineering, 2017, 19(5): 3694-3709.
- [8] Shorter P J, Langley R S. Vibro-acoustic analysis of complex systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 288(3): 669-699.
- [9] Citarella R, Federico L, Cicatiello A. Modal acoustic transfer vector approach in a FEM-BEM vibro-acoustic analysis[J]. Engineering Analysis with Boundary Elements, 2007, 31(3): 248-258.
- [10] Roger O, Christian S. Computational vibroacoustics in low-and medium-frequency bands: damping, ROM, and UQ modeling[J]. Applied Sciences, 2017, 7(6): 586.
- [11] Nouredine Atalla, Franck Sgard. Finite Element and Boundary Methods in Structural Acoustics and Vibration [M]. Boca Raton, Florida: CRC Press, 2015.
- [12] Peretti L F, Dowell E H. Asymptotic modal analysis of a rectangular acoustic cavity excited by wall vibration [J]. AIAA Journal, 1992, 30(5): 1191-1198.
- [13] Yu Danzhu, Li Sheng. Modal pole placement for coupled structural acoustic system based on reduced order model[J]. Journal of Ship Mechanics, 2017, 21(3): 361-371.
- [14] Ohayon Roger, Soize Christian. Structural Acoustics and Vibration[M]. San Diego: Academic Press, 1998: 307-341.
- [15] 杜功焕,朱哲民,龚秀芬.声学基础[M].南京:南京大学出版社,2012.
Du Gonghuan, Zhu Zhemin, Gong Xiufen. Fundamentals of Acoustics[M]. Nanjing: Nanjing University Press, 2012.
- [16] Huang X R, Jézéquel L, Besset S, et al. Optimization of the dynamic behavior of vehicle structures by means of passive interface controls [J]. Journal of Vibration and Control, 2018, 24(3): 466-491.
- [17] Hurty W C. Vibrations of structural systems by component mode synthesis[J]. Journal of the Engineering Mechanics Division ASCE, 1960, 86(4): 51-69.

- [18] Craig J R R, Bampton M C C. Coupling of substructures for dynamic analyses [J]. American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal, 1968, 6(7): 1313-1319.
- [19] MacNeal R H. A hybrid method of component mode synthesis[J]. Computers & Structures, 1971, 1(4): 581-601.
- [20] Gladwell G M L. Branch mode analysis of vibrating system [J]. Journal of Sound and Vibration, 1964, 1(1): 41-59.
- [21] Qiu J B, Ying Z G, Yam L H. New modal synthesis technique by using mixed modes [J]. AIAA Journal, 1997, 35(12): 1869-1875.

Hybrid mode synthesis strategy for optimizing vibro-acoustic characteristics of building structures

HUANG Xing-rong^{1,2}, YAO Yi^{1,2}, ZHANG Da-yi^{3,4}

(1.Sino-French Engineer School, Beihang University, Beijing 100191, China;

2.Hangzhou Innovation Institute(Yuhang), Beihang University, Hangzhou 310023, China;

3.School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;

4.Beijing Key Laboratory of Aero-Engine Structure and Strength, Beijing 100191, China)

Abstract: The vibro-acoustic characteristics are very most important in evaluating the living comfort and the service life of buildings. Therefore, it is of great significance to optimize the vibro-acoustic characteristics of buildings. This research has considered the building system as a coupled fluid-structural system; the structural part is a rectangular structure made of concrete material, and the fluid part is the cavity inside the rectangular structure filled with compressible air. In this work, a hybrid mode synthesis strategy has been developed to analyze the vibro-acoustic characteristics of buildings: on the one hand, the branch mode is introduced to develop the hybrid mode synthesis theory, and the corresponding reduced model has been built based on the fixed interface mode, branch mode and free interface mode, which greatly improves the analysis efficiency of the acoustic-structural system. On the other hand, based on the reduced model, an optimization strategy by minimizing the Sound Pressure Level (SPL) in the cavity is developed, and typical focus include the quantitative relations between the SPL and the thickness of the wall along with floor-wall connection stiffness. This work aims at providing an efficient method for optimizing vibro-acoustic characteristics of buildings.

Key words: acoustic mode; acoustic-structure coupling; hybrid mode synthesis; fixed interface mode; branch mode

作者简介: 黄行蓉(1989—),女,博士,讲师。电话: 13146991669; E-mail: huangxingrong@buaa.edu.cn。

通讯作者: 张大义(1979—),男,博士,副教授。电话: 13426166834; E-mail: dayi@buaa.edu.cn。