Open Journal of Acoustics and Vibration 声学与振动, 2024, 12(1), 14-26
Published Online March 2024 in Hans. https://www.hanspub.org/journal/ojav
https://doi.org/10.12677/ojav.2024.121002

Hans汉斯

建筑楼盖调谐质量阻尼器振动控制

黄　伟

国机集团工程振动控制技术研究中心，北京

收稿日期：2024年2月15日；录用日期：2024年3月14日；发布日期：2024年3月21日

摘　要

在动力吸振及优化的频率比、阻尼比研究的基础上，设计了调谐质量阻尼器，并基于实体模型开展了振动控制研究，其模态计算频率与设计频率一致。随之，开展了建筑楼盖调谐质量阻尼器振动控制研究，与调谐质量阻尼器质点模型对比研究结果肯定了实体模型设计及计算分析的准确性。继而在此基础上，在有限元环境设计了一种基于实体模型的主动型调谐质量阻尼器，振动控制分析结果及作动器出力肯定了所提方法的有效性。本研究对调谐质量阻尼器在工程应用层面具有指导意义，对主动、半主动等先进型调谐质量阻尼器开发提供了有效途径，具有一定的创新性。

关键词

调谐质量阻尼器，实体模型，主动调谐质量阻尼器，楼盖振动控制

Vibration Control for Building Floor Using Tuned Mass Damper

Wei Huang

Sinomach Technology Research Center of Engineering Vibration Control, Beijing

Received: Feb. 15th, 2024; accepted: Mar. 14th, 2024; published: Mar. 21st, 2024

Abstract

Based on the study of frequency and damping ratio optimization for dynamic vibration absorption, a tuned mass damper (TMD) was designed and vibration control research was conducted based on a solid model of TMD, and the modal result indicated that the calculation frequency was consistent with the design frequency. Subsequently, research on vibration control of building floor using TMD was carried out, and the results of the comparative study with the TMD using the mass point model which confirmed the accuracy of the design of the solid model and the computational analysis. On this basis, an active tuned mass damper (ATMD) based on a solid model was designed in the finite element environment. The vibration control analysis results and output force of the

文章引用: 黄伟. 建筑楼盖调谐质量阻尼器振动控制[J]. 声学与振动, 2024, 12(1): 14-26.
DOI: 10.12677/ojav.2024.121002

actuator confirmed the effectiveness of the proposed method. This study has guiding significance and a certain degree of innovation for the engineering application of TMD and provides an effective approach for the development of advanced types of TMD, such as active and semi-active types etc.

Keywords

TMD, Solid Model, ATMD, Vibration Control for Building Floor

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.
This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).
http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/
Open Access

1. 引言

调谐质量阻尼器(Tuned Mass Damper, TMD)，在某些领域也叫动力吸振器(Dynamic Vibration Absorber, DVA)，广泛应用于高层建筑、建筑楼盖舒适度、桥梁、动力设备等的振动控制中。

文献[1]对多重调谐质量阻尼器(Multiple Tuned Mass Dampers, MTMD)的动力特性进行了研究。文献[2]对 TMD 优化参数设计进行了较为系统的研究，给出了优化频率比、阻尼比表达式，并进行了对比。文献[3]研究了有阻尼单自由度 TMD 系统在各种激励和响应参数组合下的最优参数。文献[4]提出了一种闭环完全反馈控制算法，并开展了用于建筑结构的主动调谐质量阻尼器(Active Tuned Mass Damper, ATMD)振动控制研究。文献[5]对风荷载作用下的被动调谐质量阻尼器及主动调谐质量阻尼器振动控制效果进行了对比研究。文献[6]基于粒子群优化算法(Particle Swarm Optimization, PSO)对 TMD 参数进行了优化。文献[7]基于智能材料磁流变阻尼器，开展了半主动调谐质量阻尼器的研究。从文献调研情况来看，针对 TMD 的研究，主要集中在 TMD 参数优化设计(包括数学与振动力学优化、智能算法优化等)、被动、主动以及半主动 TMD 振动控制研究等。

理论研究以及面向建筑结构的数值研究时，往往多是将 TMD 简化成质点，忽略 TMD 的构造，忽视了 TMD 与主系统的协同工作。本研究将从 TMD 实体建模出发，研究其振动控制特性，并在有限元环境搭建主动控制系统，提出 ATMD 主动振动控制方法，并开展对比研究。

2. 动力吸振主要原理

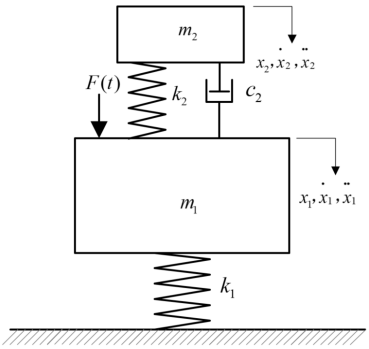


Figure 1. Passive dynamic vibration absorption system without damping in the main system
图 1. 主系统无阻尼被动型动力吸振系统

考虑如图 1 所示的主系统无阻尼被动型动力吸振系统，主系统质量、刚度分别为 m_1，k_1，动力吸振

系统的质量、刚度、阻尼分别为 m_2，k_2，c_2，振动荷载为 $F(t)$，主系统的振动响应分别为 x_1，$\dot{x}_1$，$\ddot{x}_1$ 动力吸振器的振动响应分别为 x_2，$\dot{x}_2$，$\ddot{x}_2$。

动力学方程如下：

$$m_1\ddot{x}_1+c_2\left(\dot{x}_1-\dot{x}_2\right)+k_2\left(x_1-x_2\right)+k_1x_1=F\left(t\right) \tag{1a}$$

$$m_2\ddot{x}_2+c_2\left(\dot{x}_2-\dot{x}_1\right)+k_2\left(x_2-x_1\right)=0 \tag{1b}$$

若振动荷载为简谐激励，$F(t)=F_0\sin\omega t$，则该系统有如下振幅比关系[8] [9] [10]：

$$\left|\frac{X_1}{X_{st}}\right|=\sqrt{\frac{\left(\gamma^2-\lambda^2\right)^2+\left(2\gamma\lambda\zeta_2\right)^2}{\left[\left(1-\lambda^2\right)\left(\gamma^2-\lambda^2\right)-\mu\gamma^2\lambda^2\right]^2+\left[1-\left(1+\mu\right)\lambda^2\right]^2\left(2\gamma\lambda\zeta_2\right)^2}} \tag{2}$$

其中，主系统静变形 $X_{st}=F_0/k_1$ (F_0 为振动荷载振幅)，质量比 $\mu=m_2/m_1$，干扰振动频率比 $\lambda=\omega/\omega_{n1}$，$\omega$ 为振动荷载圆频率，固有频率比 $\gamma=\omega_{n2}/\omega_{n1}$，主系统固有频率 $\omega_{n1}=\sqrt{k_1/m_1}$，动力吸振器固有频率 $\omega_{n2}=\sqrt{k_2/m_2}$，动力吸振器阻尼比 $\zeta_2=c_2/\left(2m_2\omega_{n2}\right)$。图 2 揭示了不动点理论，即在不同动力吸振系统阻尼比 ζ_2 下动力吸振系统振幅比 x_1/x_{st} 曲线均相交于 P、Q 点($\mu=0.25, \gamma=0.7$)，基于该理论可对动力吸振参数进行优化设计，目标是使 P、Q 两点等高，以使主系统振幅最小，并且使该两点成为曲线上的最高点，其最优参数为 $\gamma=1/\left(1+\mu\right)$，$\zeta_{2opt}=\sqrt{3\mu/\left[8\left(1+\mu\right)\right]}$，计算过程不再赘述[8]，图 3 给出了基于 P、Q 不动点理论进行优化后的等高振幅比曲线。

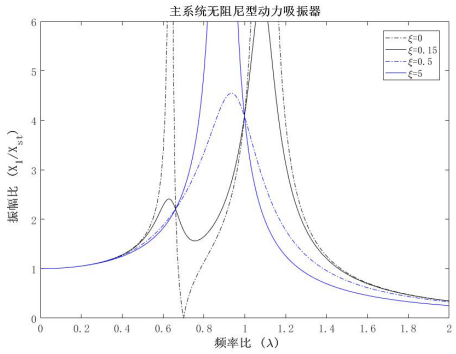


Figure 2. Fixed points P and Q of the dynamic vibration absorption system without damping in the main system
图 2. 主系统无阻尼动力吸振的 P、Q 不动点

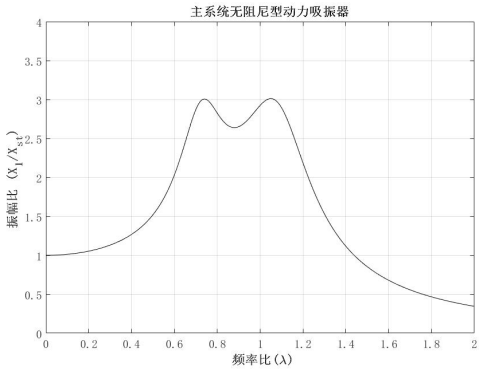


Figure 3. Contour amplitude ratio curve using P and Q fixed points optimization
图 3. P、Q 不动点优化后的等高振幅比曲线

3. TMD 设计及实体建模

图 4 给出某 TMD 的设计示意图，尺寸标注如图所示。材料弹性模量为 206 GPa，泊松比 0.3，密度 7900 kg/m^3，其中，TMD 质量块的质量为 79.5 kg。TMD 为竖向 TMD，其设计依据为 $f_{\mathrm{TMD}} = f_0/(1+\mu)$，$\zeta_{\mathrm{TMD}} = \sqrt{3\mu/[8(1+\mu)]}$ [8]，f_0 为主系统固有频率(本处取 4.12 Hz)，f_{TMD} 为 TMD 设计固有频率，μ 为质量比(本处取 0.01)，ζ_{TMD} 为 TMD 阻尼比。

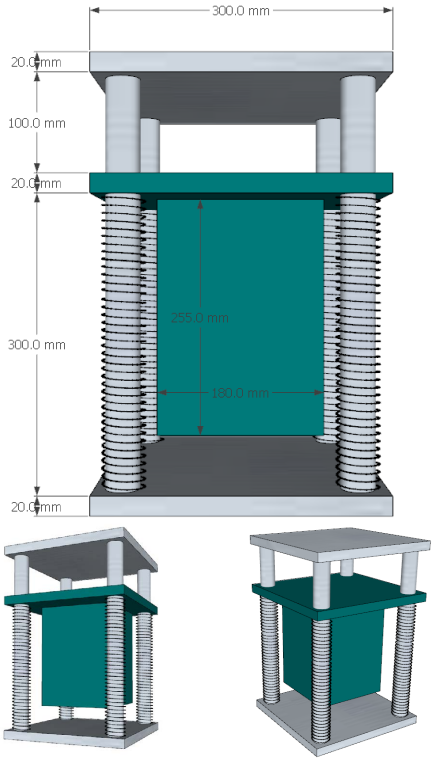


Figure 4. Design diagram of proposed TMD
图 4. TMD 设计示意图

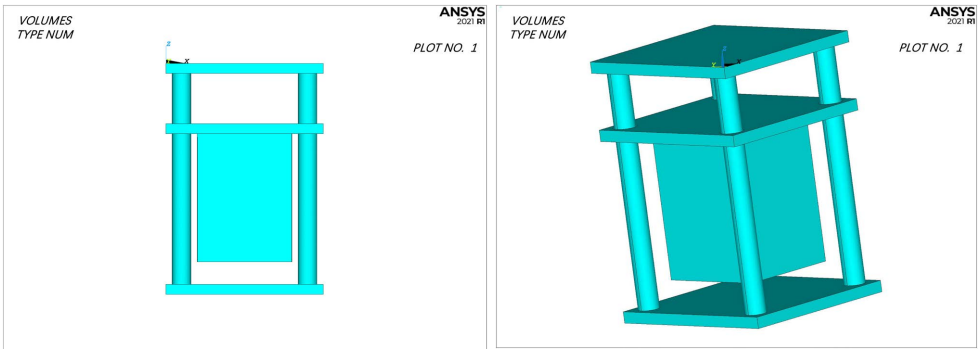


Figure 5. Finite element model for designed TMD
图 5. 设计 TMD 的有限元模型

图 5 给出了基于 ANSYS 有限元软件的 TMD 建模示意图，开展模态计算前，将 TMD 的顶部固定，模拟 TMD 安装在建筑楼盖下方的工况。图 6 给出了竖向振动模态(一阶模态)，计算频率为 4.08 Hz，与设计频率 f_{TMD} 一致，TMD 建模及计算结果准确。接下来，将基于设计的 TMD 开展振动控制计算分析。

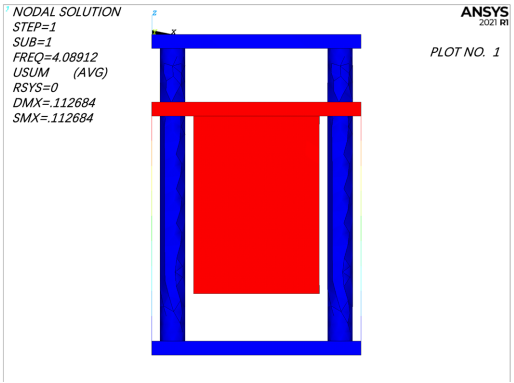
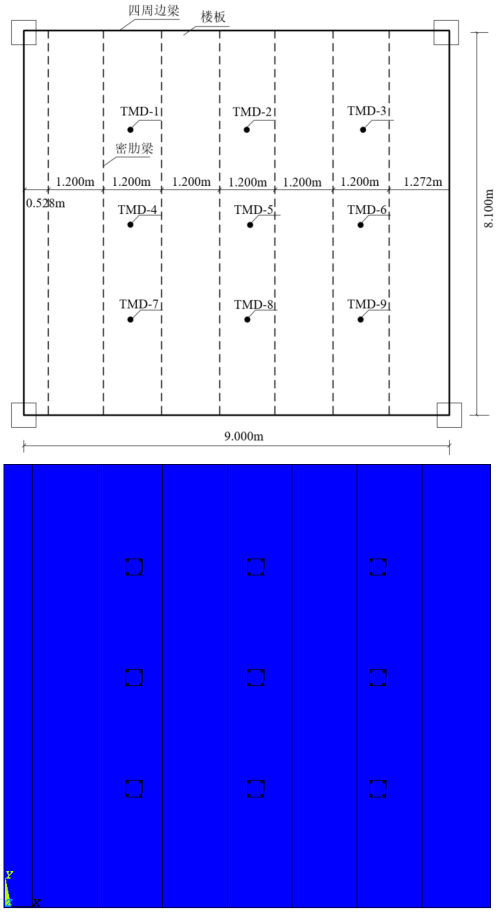


Figure 6. First-order vertical vibration mode of TMD (4.08 Hz)
图 6. TMD 一阶竖向振动模态(4.08 Hz)

4. 建筑楼盖 TMD 振动控制

考虑如图 7 所示的某实际建筑楼盖结构，长、宽、厚分别为：9 m，8.1 m，0.3 m，四边梁截面尺寸为：0.2 m × 0.35 m，密肋梁截面尺寸：0.4 m × 0.85 m，结构材料为 C35 混凝土。楼盖四个角点做三向位移约束，转动释放。楼盖板跨中作用一竖向振动荷载(图 8)。为控制楼盖振动响应，采取动力吸振措施，按图 7 布置调谐质量阻尼器，其中，TMD-1~TMD-9 标识为调谐质量阻尼器中心位置。



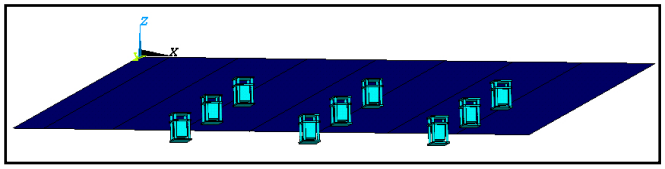


Figure 7. Floor structure and the layout of tuned mass damper
图 7. 楼盖结构及调谐质量阻尼器布置

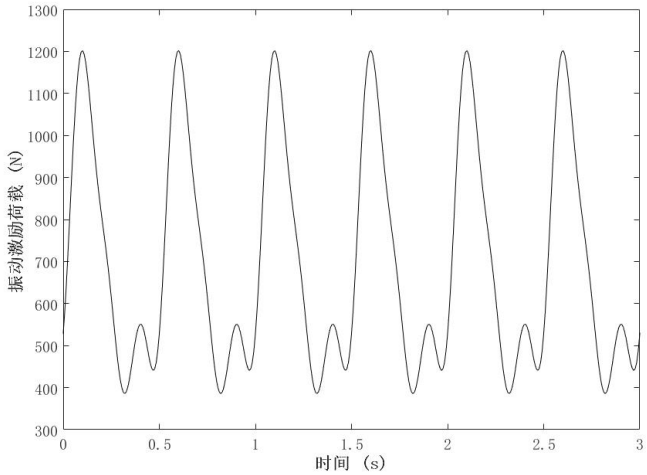


Figure 8. Vertical vibration load acting on the floor structure
图 8. 作用在楼盖上的竖向振动荷载

有限元分析中采用单元 beam189 模拟梁，单元 shell181 模拟楼板。楼盖结构竖向为主的模态发生在第一阶(跨中翘曲)，固有频率为 $f_0 = 4.12$ Hz，振型参与质量 71048.9 kg，模态振型如图 9 所示。调谐质量阻尼器的质量比取 $\mu = 0.01$，其固有频率、阻尼比按优化公式设计：$f_{\mathrm{TMD}} = f_0/(1+\mu)$，$\zeta_{\mathrm{TMD}} = \sqrt{3\mu/[8(1+\mu)]}$，按此优化定律设计的 TMD 参数即与前述 TMD 参数一致。

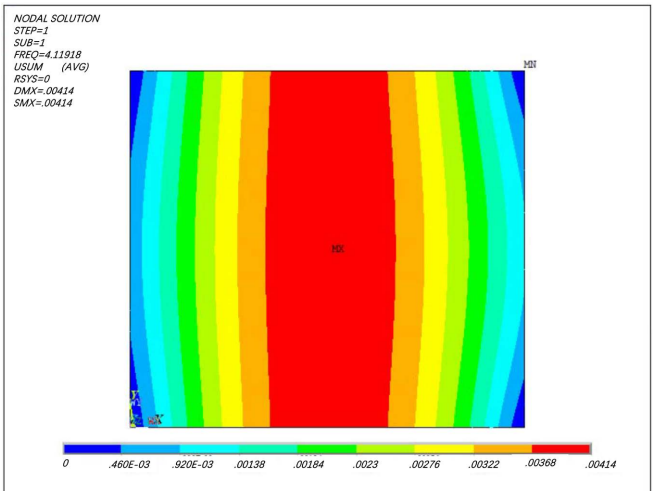
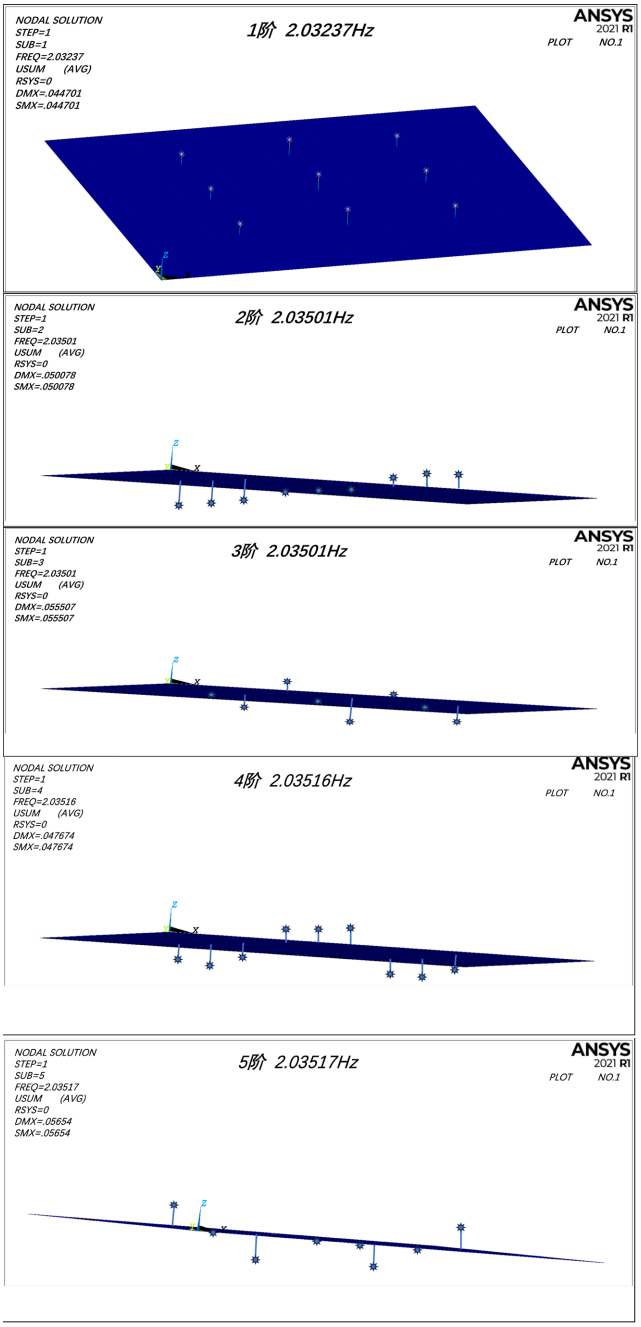


Figure 9. Cloud diagram of the first-order natural mode dominated by vertical vibration of the floor structure
图 9. 楼盖以竖向为主的第一阶固有模态振型云图

为作对比研究，本研究同时对 TMD 的质点体系进行了振动控制研究，TMD 的质量块用 mass21 单元

模拟，弹簧单元用 combin14 模拟。先对模态进行研究，图 10 至图 11 分别给出采用质点 TMD 以及实体 TMD 楼盖体系的振动模态对比，由图 10，1 阶~9 阶以 TMD 振动为主，第 10 阶 TMD 与楼盖协同竖向振动明显(4.125 Hz)，且振动模态、固有频率与无 TMD 楼盖以竖向为主的第一阶振型的模态、频率接近；由图 11，第 1 阶 TMD 与楼盖协同竖向振动相对明显(3.915 Hz)，2 阶~10 阶以 TMD 竖向振动为主，11 阶~28 阶为 TMD 的局部振型，29 阶后为楼盖的高阶振型。可见，两种建模条件下，TMD 与楼盖竖向协同振动，即 TMD 有效发挥效率的振型存在一定区别，实体 TMD 与楼盖整体协同振动的频率降低、振型前移，这主要因为实体 TMD 除振动质量块外(TMD 实体建模中，质量块的质量与质点模拟工况中的 mass21 单元质量相同)，但 TMD 实体模拟中尚有上下盖板、导轨质量。



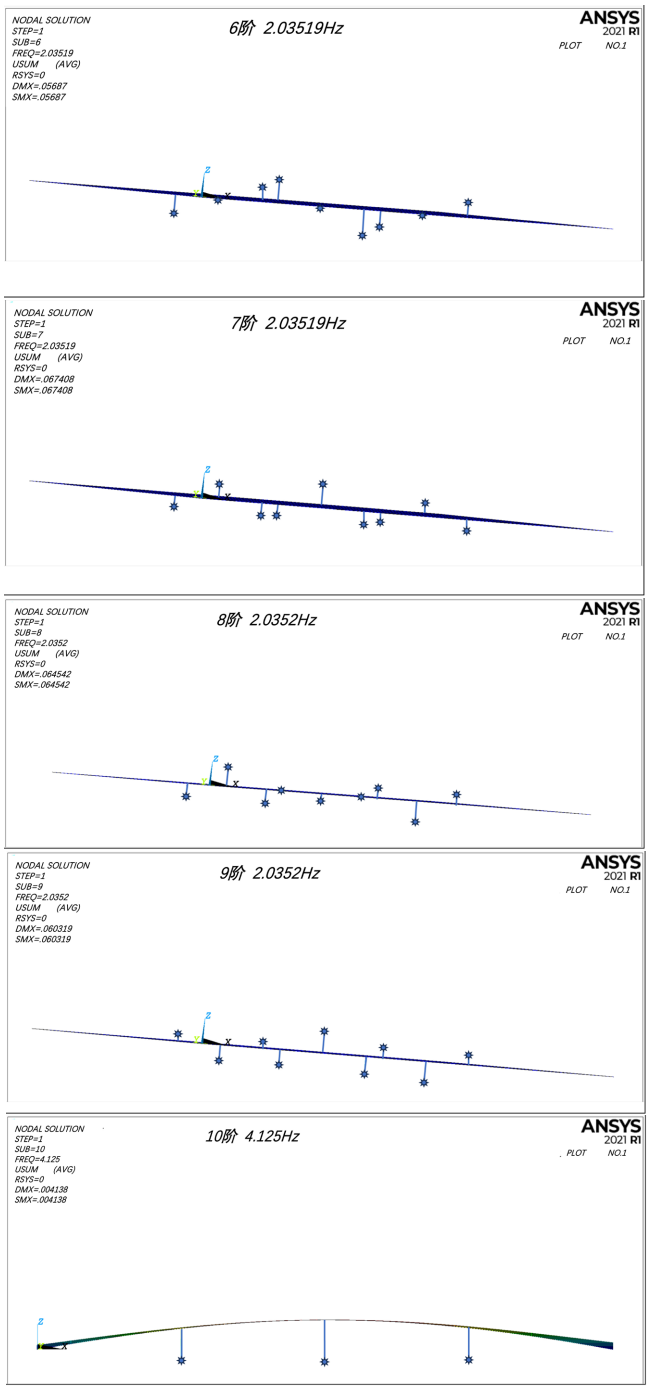
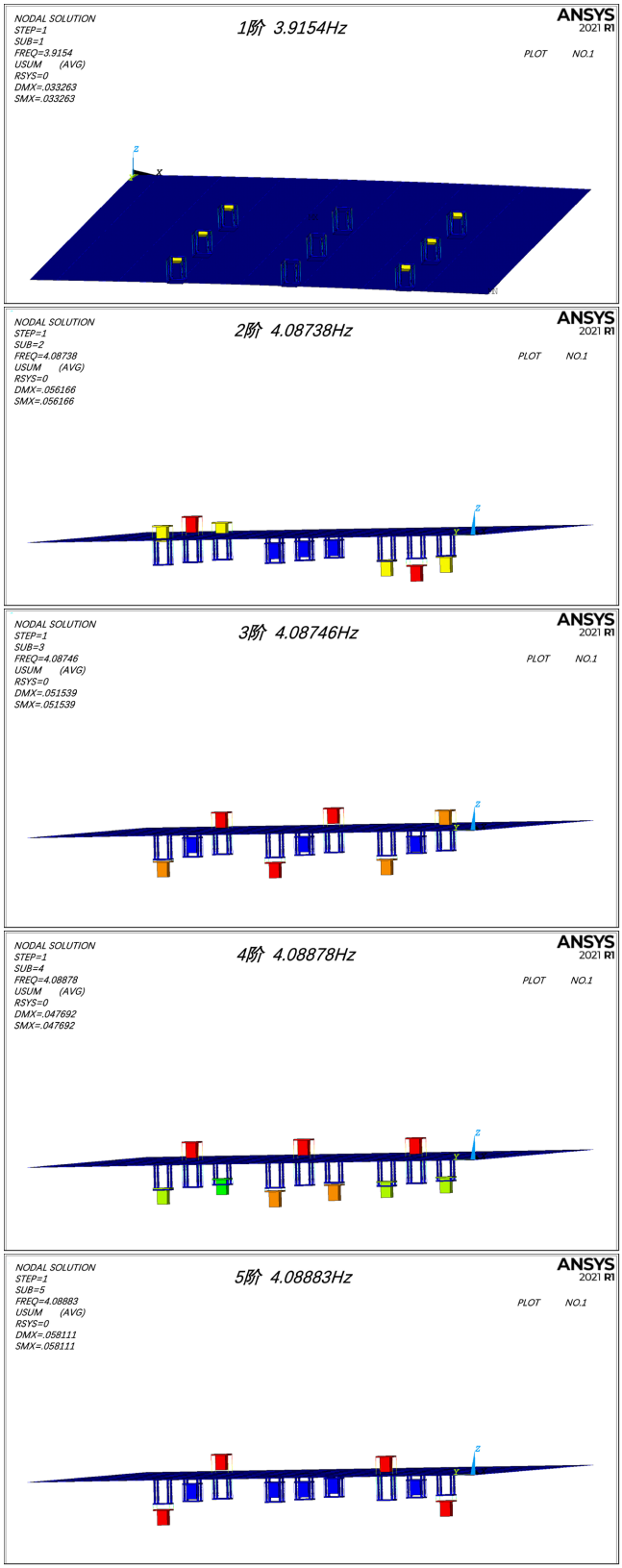


Figure 10. Vibration modes of floor system (mass point TMD)
图 10. 楼盖体系振型图(质点 TMD)

图 12 给出了有、无 TMD 的楼盖振动控制响应对比，其拾振点任选为 TMD-4 的安装位置，其中，黑色虚线为未安装 TMD (No TMD)模拟工况，蓝色虚线为 TMD 质点单元(mass point model)模拟工况，粉红色虚线为 TMD 实体(solid model)模拟工况。由此可见，安装 TMD 可以显著降低楼盖结构的振动响应，且 TMD 质点单元与实体模拟的结果较为接近，表示计算分析的准确性。从曲线重合情况来看，两者存在较小误差。

综上，结合模态计算结果及振动控制效果，TMD 实体模拟更接近实际情况。为与后续研究中的主动

式 TMD (ATMD)对比、区别，图 12 中的 PTMD 代表此处研究的被动式 TMD (Passive TMD, PTMD)。



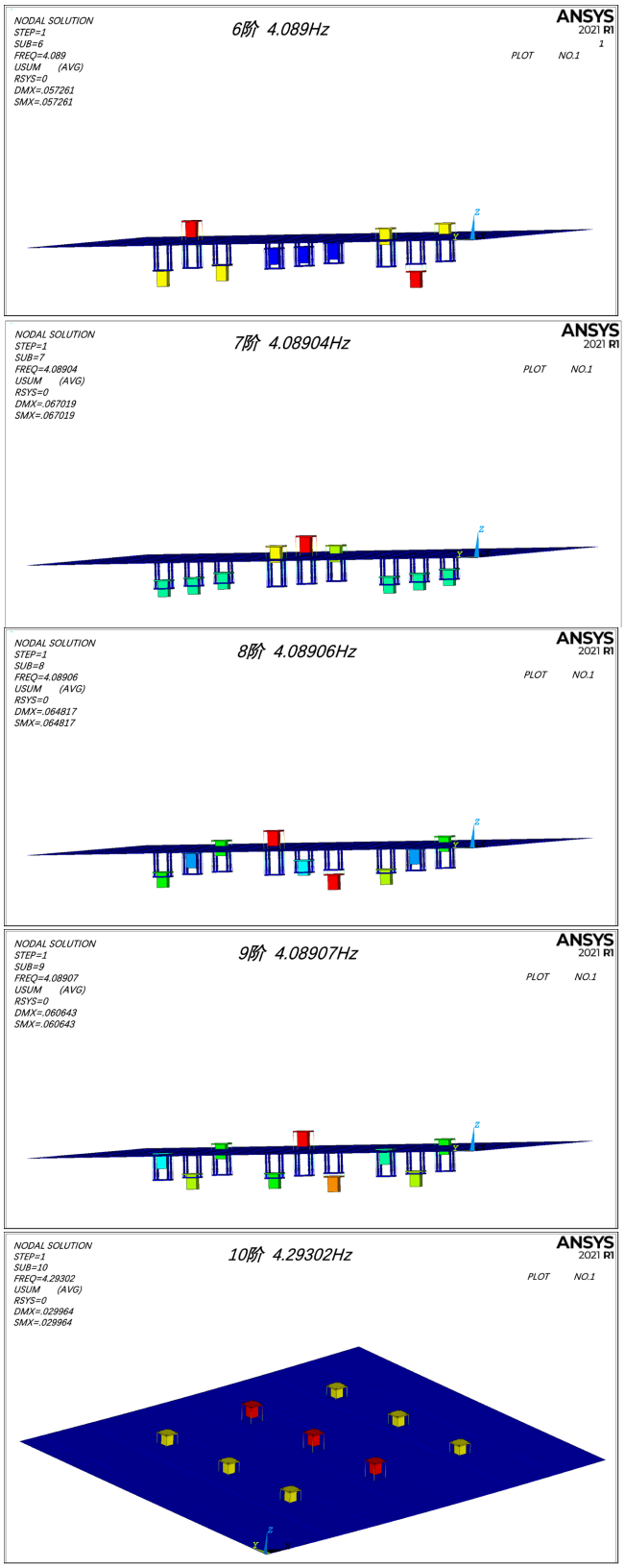


Figure 11. Vibration modes of floor system (solid TMD)
图 11. 楼盖体系振型图(实体 TMD)

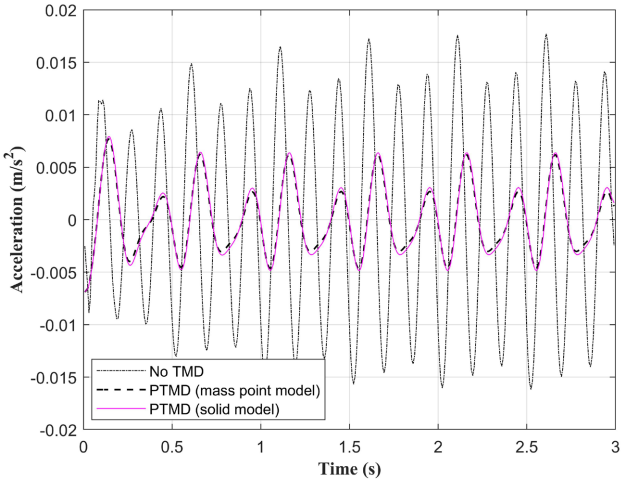


Figure 12. Effect comparison of TMD vibration control
图 12. TMD 振动控制效果对比

接下来，将基于 TMD 实体模拟开展 ATMD 振动控制研究。

5. 建筑楼盖 ATMD 振动控制

为进一步改善楼盖结构的振动控制响应，考虑将被动调谐质量阻尼器改为主动调谐质量阻尼器，即增加了“传感－主动控制－作动”系统，会在调谐质量阻尼器中提供可根据外界环境变化的主动控制力，以进一步抵消有害振动。

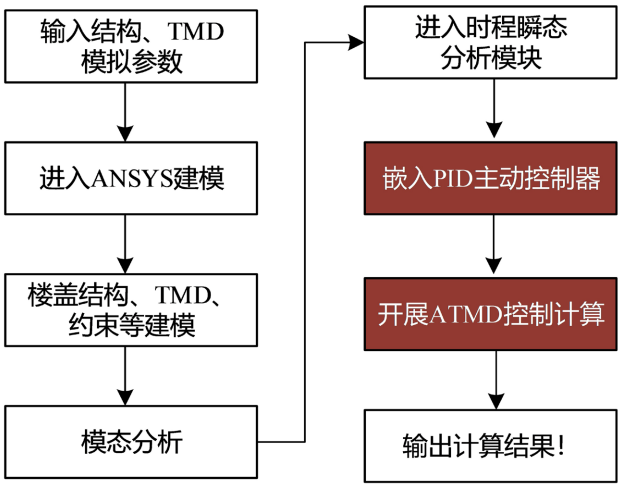


Figure 13. ATMD control flow chart based on ANSYS/APDL
图 13. 基于 ANSYS/APDL 的 ATMD 控制流程图

为在 ANSYS 有限元环境开展 ATMD 振动控制计算，本研究基于 APDL，开发了如图 13 所示的计算程序，其主动控制采取 PID 控制。拾振点仍选为 TMD-4 的安装位置，并将 TMD-4 改为 ATMD (见图 14)，其他 TMD 特性不变。PID 控制器比例、积分、微分参数分别为：-3×10^6，-2.5×10^6，0。

图 15 给出了 PTMD、ATMD 以及无 TMD 的楼盖结构振动控制响应对比，可见，ATMD 可以明显改善被动式 TMD 的控制效果。图 16 给出了 ATMD 的作动器出力。图 15~16 验证了图 11 所提计算策略的可行性和有效性。

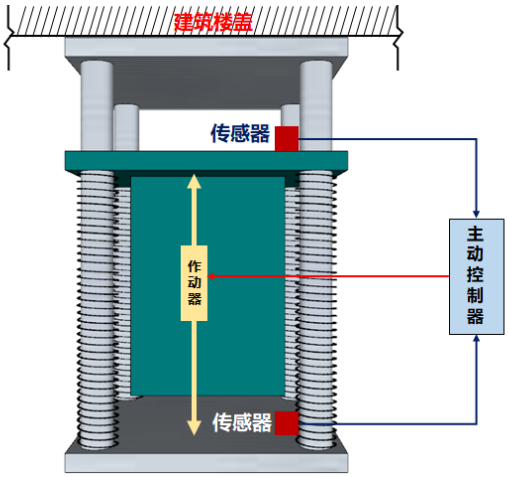


Figure 14. ATMD schematic based on TMD solid model
图 14. 基于 TMD 实体模型的 ATMD 示意

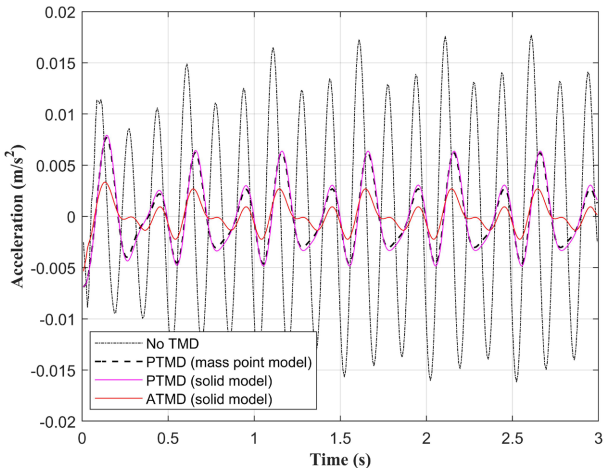


Figure 15. Vibration control response comparison of PTMD and ATMD
图 15. 被、主动调谐质量阻尼器振动控制响应对比

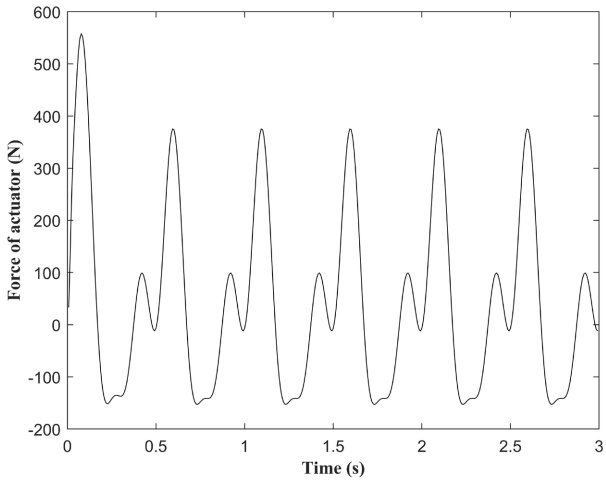


Figure 16. Active control force in ATMD
图 16. ATMD 中的主动控制力

6. 小结

在动力吸振原理及优化的频率比、阻尼比研究基础上，开展了 TMD 建筑楼盖振动控制研究，设计并进行了基于 TMD 实体模型的振动控制，并与传统的 TMD 质点模型进行了对比，结果表明了前者设计、计算及分析的有效性和可靠性，指出基于 TMD 实体模型进行工程应用时开展计算模拟分析更符合实际情况，对于 TMD 设计、安装、调试、布置等更具有指导意义。在此基础上，作者提出了一种在 ANSYS 有限元环境开展主动控制的计算策略，开展了 ATMD 振动控制研究，振动控制效果及作动器出力肯定了设计及计算方法的有效性，为实际工程中主动控制的设计、调试提供了重要途径，具有一定的创新性。

接下来，作者将基于智能材料(如磁流变液/磁流变阻尼器)，开展半主动调谐质量阻尼器振动控制设计及工程应用研究。

基金项目

中国机械工业集团青年基金重点项目“大科学工程群微纳级环境振动控制关键技术研究与应用”。

参考文献

[1] Abé, M. and Fujino, Y. (1994) Dynamic Characterization of Multiple Tuned Mass Dampers and Some Design Formulas. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, **23**, 813-835. https://doi.org/10.1002/eqe.4290230802

[2] Bekdaş, G. and Nigdeli, S.M. (2013) Mass Ratio Factor for Optimum Tuned Mass Damper Strategies. *International Journal of Mechanical Sciences*, **71**, 68-84. https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2013.03.014

[3] Bakre, S.V. and Jangid, R.S. (2007) Optimum Parameters of Tuned Mass Damper for Damped Main System. *Structural Control and Health Monitoring*: *The Official Journal of the International Association for Structural Control and Monitoring and of the European Association for the Control of Structures*, **14**, 448-470. https://doi.org/10.1002/stc.166

[4] Chang, C.C. and Yang, H.T.Y. (1995) Control of Buildings Using Active Tuned Mass Dampers. *Journal of Engineering Mechanics*, **121**, 355-366. https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9399(1995)121:3(355)

[5] Kwok, K.C.S. and Samali, B. (1995) Performance of Tuned Mass Dampers under Wind Loads. *Engineering Structures*, **17**, 655-667. https://doi.org/10.1016/0141-0296(95)00035-6

[6] Leung, A.Y.T. and Zhang, H. (2009) Particle Swarm Optimization of Tuned Mass Dampers. *Engineering Structures*, **31**, 715-728. https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2008.11.017

[7] 龚兴龙，邓华夏，李剑锋，等. 磁流变弹性体及其半主动吸振技术[J]. 中国科学技术大学学报，2007，37(10): 1192-1203.

[8] 任明章. 机械振动的分析与控制以及计算方法[M]. 北京：机械工业出版社, 2011: 67-74.

[9] 张多. 动力吸振器参数优化及其主动控制技术研究[D]: [硕士学位论文]. 西安：长安大学, 2015: 17-18.

[10] 魏文. 变质量动力吸振器的控制策略研究[D]: [硕士学位论文].西安：长安大学, 2014: 11-23.