

柱孔结构对大功率超声换能器耦合振动系统的优化研究*

林基艳¹⁾²⁾ 刘龙¹⁾ 张恬语²⁾ 李耀³⁾ 林书玉^{2)†}

1) (榆林学院, 榆林市人工智能与视觉检测工程技术研究中心, 榆林 719000)

2) (陕西师范大学, 陕西省超声学重点实验室, 西安 710119)

3) (长庆油田分公司第二采气厂, 榆林 719000)

大功率超声换能器振动系统因耦合振动的存在, 使得系统的振动特性变得异常复杂, 严重影响系统的工作效果。因此, 如何对大功率超声换能器耦合振动系统进行优化, 改善其振动性能以满足工程应用的需要, 是亟待解决的难题。目前, 孔式、柱式声子晶体结构在换能器耦合振动的优化中得到了广泛的研究, 但研究发现, 柱孔组合式声子晶体结构在拓宽带隙宽度方面有着更好的优势。因此, 论文使用柱孔结构对大功率超声换能器耦合振动系统进行了优化。但应用的工作环境不同, 性能需求目标也不同。因此本论文以超声塑料焊接应用场景的实际需求为导向, 对大功率大尺寸超声塑料焊接换能器耦合振动系统进行优化设计。论文将具有横向带隙(实现对长度、宽度方向横向振动的抑制)、拓扑缺陷、声学表面结构的柱孔组合型近周期声子晶体结构应用于大功率超声振动系统的优化设计中, 并结合数据分析技术, 有效改善了系统焊接面的位移振幅和振幅分布均匀度等特性, 提高了大功率超声换能器耦合振动系统的设计效率和可靠性。仿真和实验结果不仅揭示了柱孔结构对系统性能的影响规律, 也充分证实了论文所提优化方案的可行性。

关键词: 柱孔结构, 声学表面结构, 超声换能器耦合振动系统

PACS: 43.40.+s, 43.35.+d, 43.38.+n, 63.20.D-

*国家自然科学基金(批准号: 12364057,12574498)和第二批榆林“科技之光”中青年科技领军人才项目(批准号: 2024-KJZG-ZQNLJ-003)资助的课题。

† 通信作者. E-mail: sylin@snnu.edu.cn

第一作者邮箱: linjiyan1018@163.com

1 引言

在功率超声等应用领域，需要大尺寸的超声换能器振动系统以获得更大功率、更高声强的振动能量。但尺寸的增加，会使系统受泊松效应影响，产生严重的耦合振动。耦合振动的存在会导致振动能量不能均匀传递，从而使得系统辐射面振幅较小且分布不均匀^[1-5]。而对于大功率超声塑料焊接系统来说，振幅分布均匀性和振幅大小是影响焊接质量的两个主要因素。若振幅分布均匀性差、振幅较小，容易引起熔解不均匀、漏焊、过焊、局部溢料、焊接强度未达到要求等现象。因此，亟需研究有效的耦合振动控制方法对大功率超声塑料焊接系统的耦合振动进行控制，根据实际应用情况和需求灵活调控系统的性能。

目前，对大功率超声换能器耦合振动系统的优化研究主要从三个方面展开——大功率超声换能器系统耦合振动的分析方法（如表观弹性法、瑞利能量法等）、大功率超声换能器系统耦合振动的控制方法（如开槽、开细缝等）、基于声子晶体结构的大功率超声换能器耦合振动系统杂散振动模态的抑制方法。近年来，基于声子晶体结构的振动抑制法得到了广泛的应用。该方法主要通过振动系统上构建孔式^[6-12]、柱式^[13-17]声子晶体结构来实现对耦合振动的控制，从而改善系统辐射面的位移振幅和振幅分布均匀性。但单一孔式结构需要高孔隙度才能获得更好的局域化效果，增大带隙宽度，而高孔隙度会降低系统的机械强度。单一柱式结构在柱体越高时越容易拓宽带宽，而柱体越高则越容易发生断裂，导致系统不稳定。

Osama R. Bilal^[18] 等人研究发现，周期性柱状结构与周期性排列的孔洞形成的组合式局部共振弹性超材料，可以增强柱体的共振运动，显著提高禁带。该研究成果为大功率超声塑料焊接系统耦合振动的控制研究提供了新思路和有力支持，可以有效解决大功率超声塑料焊接系统因耦合振动导致的振幅分布均匀

性差、振幅较小的问题，使能量可以均匀、高效地传递到焊件的表面，提高焊接质量。同时，柱孔组合结构的多重散射作用可以使得系统在低孔隙率、低柱高的情况下对耦合振动进行有效抑制，提高系统性能，避免对系统稳定性和机械强度造成负面影响。基于此，论文提出了柱孔组合结构的大功率超声换能器耦合振动系统的优化研究，旨在攻克大功率超声塑料焊接的难题，推动超声塑料焊接技术的进一步发展和应用。

2 大功率超声换能器耦合振动系统的优化设计

论文选取三维大功率长方体换能器耦合振动系统为研究对象，换能器、复合变幅杆、工具头均设计为一个半波长共振结构，沿 Z 轴方向（纵向）激励，系统各部分的详细参数参考文献[19]。COMSOL 建模过程忽略螺孔及装配预应力，使用固体力学模块、静电模块，网格类型选择物理场控制，边界自由无约束，换能器的压电陶瓷片沿 Z 轴极化，**施加激励电压为 1 V**。仿真计算可知，系统的谐振频率为 19.627 kHz，**振动系统结构与振动特性如图 1 所示。**

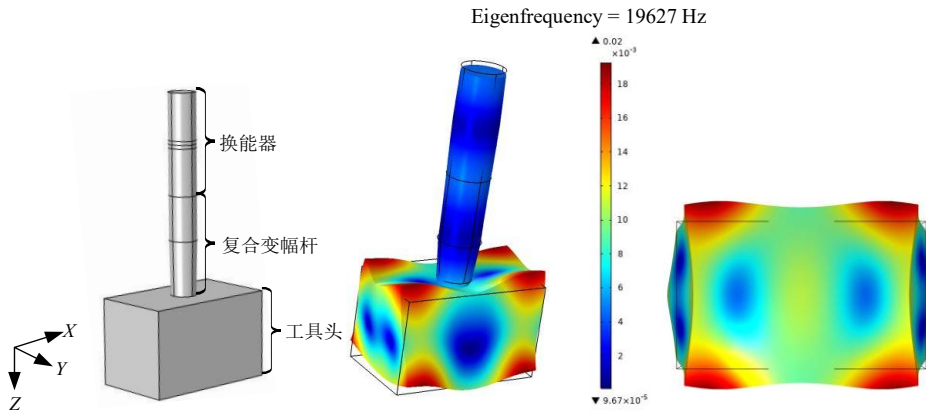


图 1 三维大功率长方体超声塑料焊接换能器系统

Fig. 1. Three-dimensional high-power rectangular ultrasonic plastic welding transducer system.

$$A_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n A_i \quad (1)$$

$$U_a = \left\{ 1 - \frac{\max(\text{amplitude}) - \min(\text{amplitude})}{\text{average}(\text{amplitude})} \right\} * 100\% \quad (2)$$

根据公式(1)、(2)，求得系统焊接面输出的纵向位移振幅的平均值 $A_m = 0.467 * 10^{-2}$ ，焊接面的振幅分布均匀度 $U_a = (0.427 * 10^{-1})\%$ 。图 1 和 A_m 、 U_a 的计

算结果进一步证实：因为工具头的横向尺寸（长、宽）均过大，因此产生了严重的横向振动。横向振动（X轴长度方向和Y轴宽度方向）和纵向振动（Z轴高度方向）耦合，使得工具头焊接面输出的振幅分布均匀性差且振幅平均值非常小。但是为了实现超声波塑料焊接加工的“高效率、高质量、高稳定性”，需在适宜的振幅范围内尽可能的提高振动幅度并保证能量均匀传递至焊接面^[20-22]。研究已知，声子晶体结构的禁带特性，可以实现对特定频率范围内弹性波的完全反射或者显著衰减；而其缺陷态特性，则能够实现有针对性的设计声波的传输路径或者使得声波局域在缺陷区域内从而产生局域化现象^[23-26]；声学表面结构则能够实现声学反常透射，获得极低能量损耗^[27-29]。此外，因为柱和孔的组合结构在带隙调节方面比单一的柱、孔结构更有优势，因此，为了对三维大功率长方体换能器耦合振动系统进行优化，可以将系统设计成具有横向带隙（实现对长度、宽度方向横向振动的抑制）、拓扑缺陷、**声学表面结构的柱孔组合型准周期声子晶体结构**。

2.1 方形柱孔结构的大功率超声换能器系统的设计

方形柱孔结构的大功率超声换能器系统由换能器、复合变幅杆和引入周期性方形柱孔结构、表面凹槽结构、拓扑缺陷结构的焊接工具头组成。优化后的**总体结构如图 2（a）所示，焊接工具头如图 2（b）所示，工具头上的方形柱孔结构如图 2（c）所示。**

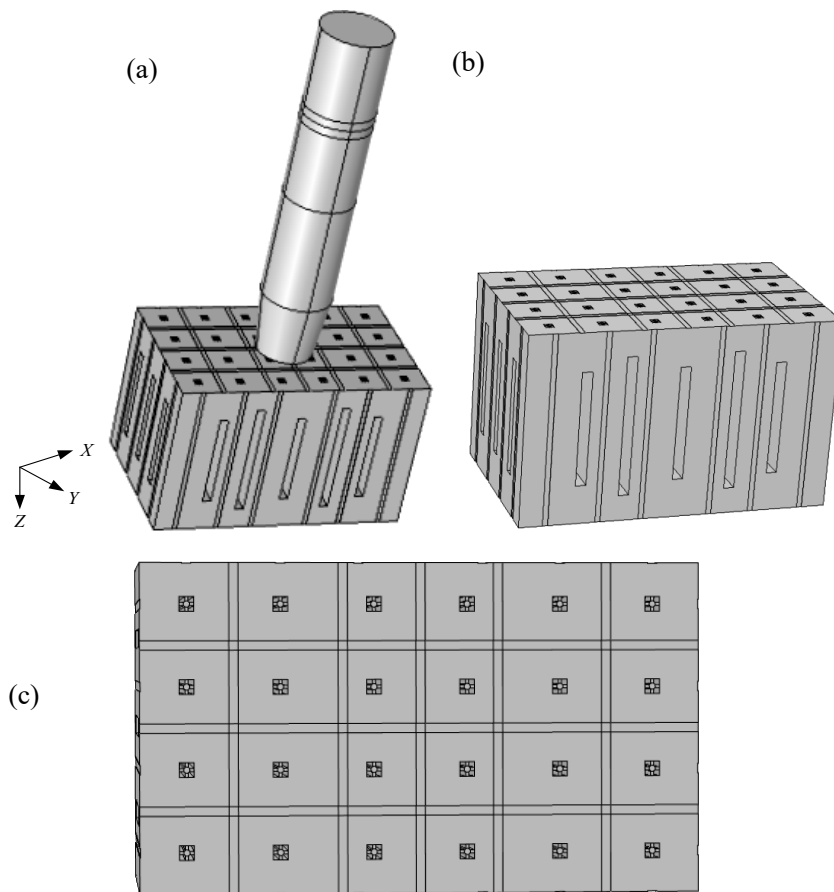


图 2 方形柱孔结构的大功率超声换能器振动系统 (a) 系统结构示意图; (b) 优化后的工具头;
(c) 工具头上的柱孔结构.

Fig. 2. High-power ultrasonic transducer vibration system with square cylindrical hole structure:
(a) Schematic diagram of system structure; (b) Optimized tool head (c) Square cylindrical hole
structure on the tool head.

工具头 XY 平面的方形柱孔结构由在工具头上加工的 4 行 6 列与 Z 轴平行的、中心小圆柱半径为 r_y 、空气方柱孔边长 b_z ，长方形柱宽度为 z_k 的周期性柱孔组成。长度方向的柱孔结构与长度方向中心线的距离分别为 l_1 、 l_2 、 l_3 ，宽度方向的柱孔结构与宽度方向中心线的距离为 l_4 、 l_5 。方形柱孔结构工具头 XY 表面的详细结构如图 3 所示。

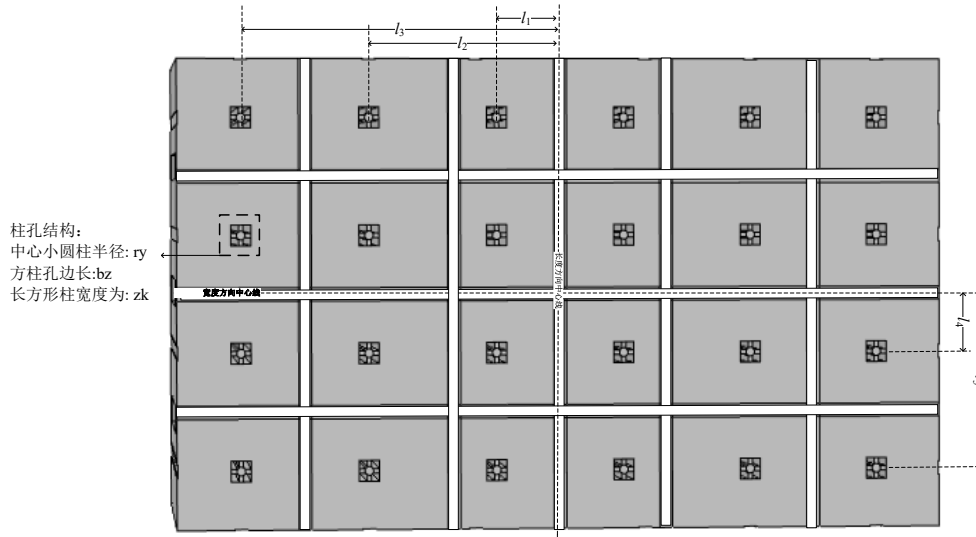


图 3 工具头 XY 平面的方形柱孔结构和表面凹槽结构示意图.

Fig. 3. Schematic diagram of the square cylindrical hole structure and surface groove structure on the XY plane of the tool head.

工具头 XZ 平面的拓扑缺陷结构由工具头内加工的 5 个长方体贯通槽组成，其中三个槽的高度为 h_c ，2 个槽的高度为 h_{c1} ，槽宽度均为 w_c ，槽中心与长度方向中心线的距离分别为 l_9 、 l_{10} 。工具头 XZ 平面的声学表面结构由 6 个贯穿 XZ 平面，宽度为 c_w ，厚度为 c_h ，与长度方向中心线距离分别为 l_{11} 、 l_{12} 、 l_{13} 的表面凹槽组成。工具头 XZ 表面的详细结构如图 4 所示。

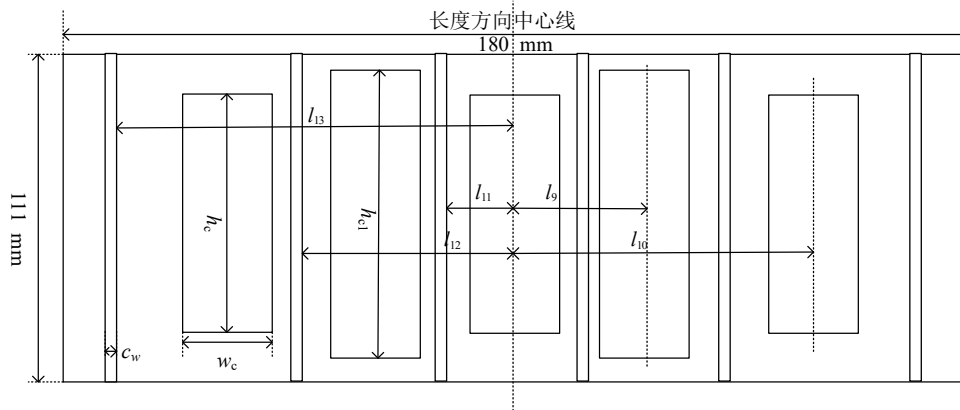


图 4 工具头 XZ 平面的拓扑缺陷结构和表面凹槽结构示意图.

Fig. 4. Schematic diagram of topological defect structure and surface groove structure on the XZ plane of the tool head.

工具头 YZ 平面由 3 个高度为 h_c ，宽度为 w_c 的长方体贯通槽组成，槽中心与宽度方向中心线的距离分别为 l_{14} 。工具头 YZ 平面的声学表面结构由 4 个贯穿

YZ 平面，宽度为 c_w ，厚度为 c_h ，与宽度方向中心线距离分别为 l_{15} 、 l_{16} 的表面凹槽组成。工具头 YZ 表面的详细结构如图 5 所示。

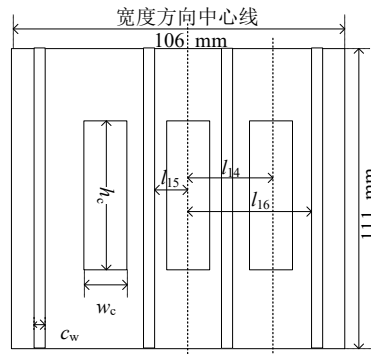


图 5 工具头 YZ 平面的贯通槽和表面凹槽结构示意图。

Fig. 5. Schematic diagram of the through slot and surface groove structure on the YZ plane of the tool head.

设定好参数后（图 2 所示的柱孔结构的大功率超声换能器振动系统中，各参数取值如下： $r_y = 1 \text{ mm}$ 、 $b_z = 4.7 \text{ mm}$ ， $z_k = 1 \text{ mm}$ ， $l_1 = 15 \text{ mm}$ ， $l_2 = 45 \text{ mm}$ ， $l_3 = 75 \text{ mm}$ ， $l_4 = 13.25 \text{ mm}$ ， $l_5 = 39.75 \text{ mm}$ ， $c_w = 3 \text{ mm}$ ， $c_h = 0.2 \text{ mm}$ ， $l_6 = 25 \text{ mm}$ ， $l_7 = 60 \text{ mm}$ ， $l_8 = 26.5 \text{ mm}$ ， $h_c = 66 \text{ mm}$ ， $h_{c1} = 81 \text{ mm}$ ， $w_c = 6 \text{ mm}$ ， $l_9 = 31 \text{ mm}$ ， $l_{10} = 56 \text{ mm}$ ， $l_{11} = 18.5 \text{ mm}$ ， $l_{12} = 43.5 \text{ mm}$ ， $l_{13} = 73.5 \text{ mm}$ ， $l_{14} = 29 \text{ mm}$ ， $l_{15} = 11.75 \text{ mm}$ ， $l_{16} = 38.25 \text{ mm}$ ），在 COMSOL Multiphysics 中对方形柱孔结构的大功率超声换能器振动系统的振动特性进行了仿真计算，结果如图 6 所示。将优化后的方形柱孔结构的大功率超声焊接系统的辐射面位移分布与未优化的系统进行对比，如图 7 所示。

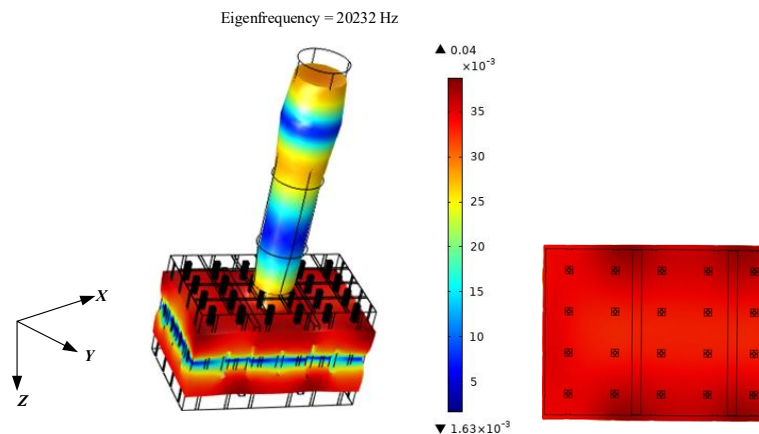


图 6 方形柱孔结构的大功率超声换能器振动系统振型图.

Fig. 6. Vibration mode diagram of square column-hole structural system.

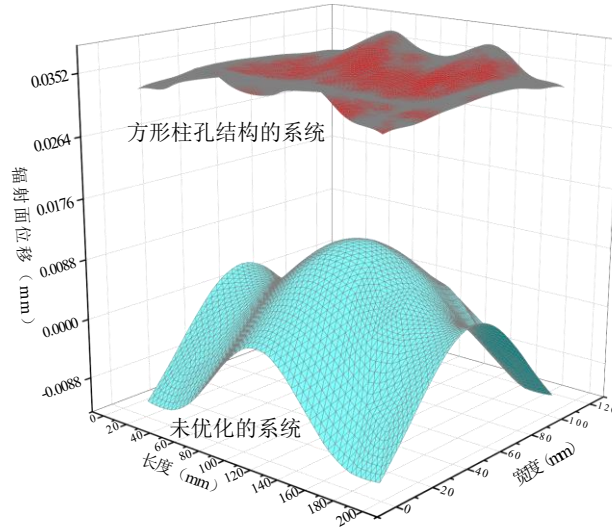


图 7 方形柱孔结构系统和优化前系统的位移对比图.

Fig. 7. Comparison diagram of displacement between the square column hole structure system and the system before optimization.

从图 7 可以看出，方形柱孔结构系统的辐射面位移振幅和振幅分布均匀度也得到了较大的改善。利用公式 (1)、(2) 对两种系统的 A_m 、 U_a 进行计算，对比结果如表 1 所示。

表 1. 两种系统的性能对比.

Tab.1. Performance comparison of the two systems.

系统	辐射面位移振幅平均值 A_m	辐射面振幅分布均匀度 U_a
未优化系统	$0.467 \cdot 10^{-2}$	0.0427%
方形柱孔结构的系统	$3.463 \cdot 10^{-2}$	86.017%
方形和未优化系统的比值	7.415	2014.450

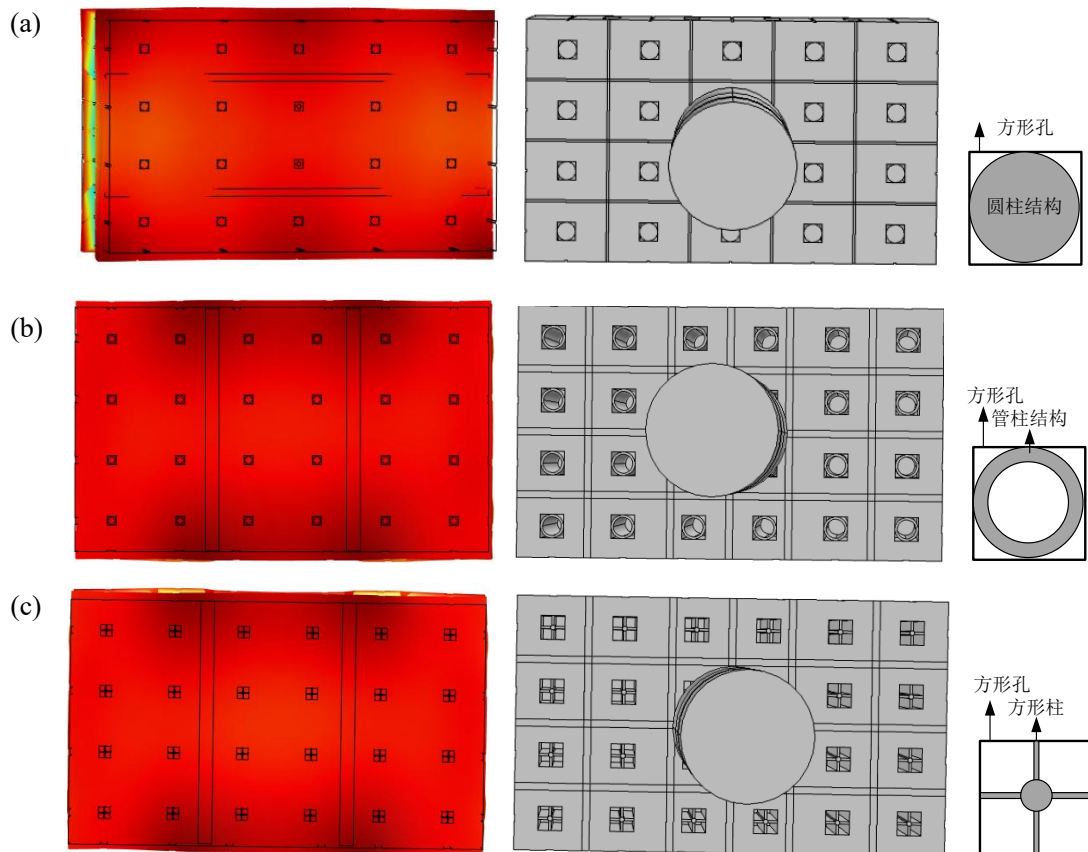
从表 1 可以明显看出，柱孔、拓扑缺陷、声学表面结构有效改善了耦合振动带来的不利影响。方形柱孔结构的辐射面振幅是未优化系统的 7.415 倍，而振幅的增大意味着焊接时间的缩短，焊接效率的提高。方形柱孔结构的辐射面振幅分布均匀度是未优化系统的 2014.450 倍，即优化后的系统可以保证振幅、能量

高效且稳定地传递输出，能够达到焊接加工高效性和可靠性的要求。

2.2 柱孔结构对大功率超声换能器耦合振动系统的性能影响规律分析

柱孔、拓扑缺陷、声学表面结构的存在可以大幅改善耦合振动带来的不利影响，但也造成了系统设计复杂性的大幅增加，因此，仅依靠设计人员的经验知识和辅助设计软件，设计效率和成功率都较低。为了提高系统性能，有效缩短系统的设计周期，提高设计效率和成功率，揭示柱孔、拓扑缺陷、声学表面结构对系统性能的影响规律，为耦合振动系统的设计提供客观和准确的依据是十分必要的。

下面分析柱孔结构的形状、柱孔结构的尺寸、拓扑缺陷贯通槽的高度、宽度、表面凹槽的宽度、厚度对大功率超声换能器系统的 f （谐振频率）、 A_m 、 U_a 的影响规律。其中，不同的柱孔结构形状如图 8 所示，各种柱孔结构对系统的性能影响如图 9 所示。



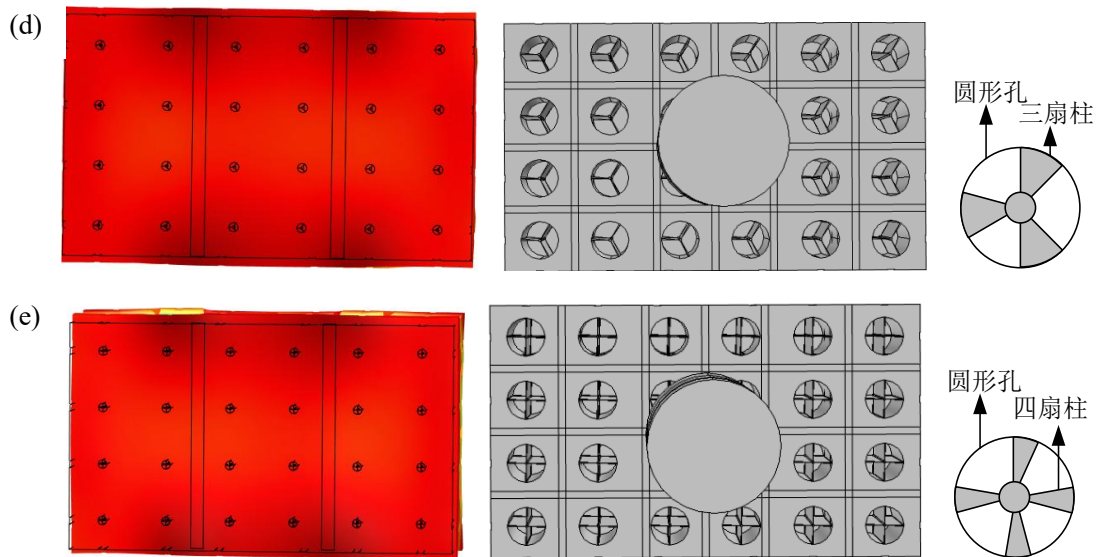


图 8 不同的柱孔结构形状. (a) 圆柱结构; (b) 管柱结构; (c) 方形柱结构; (d) 三扇柱结构; (e) 四扇柱结构.

Fig. 8. Different shapes of column hole structures. (a) Cylindrical structure; (b) Tubular column structure; (c) Square column structure; (d) Three-fan column structure; (e) Four-fan column structure.

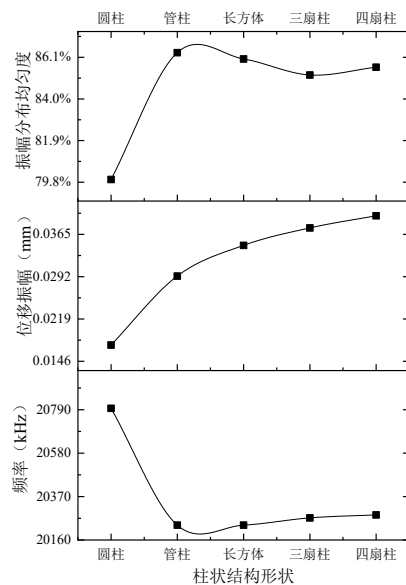


图 9 不同的柱孔结构对系统的性能影响.

Fig. 9. Impact of different column hole structures on system performance. (Figure 9-1 数据来源: 数值模拟)

从图 9 可以看出, 当柱孔形状为管柱、方形柱、三扇柱和四扇柱时, 系统辐射面振幅分布均匀度较好; 当柱孔的形状为方形柱、三扇柱和四扇柱时, 系统辐射面的位移振幅较大。综合考虑辐射面的振幅分布均匀度和位移振幅, 当柱孔的形状为方形柱、三扇柱和四扇柱时, 系统性能可达到较理想的状态。

论文以方形柱结构为例, 分析方柱孔边长、方形柱孔高度、内部长方形柱

宽度对系统性能的影响规律，结果如图 10-11 所示。

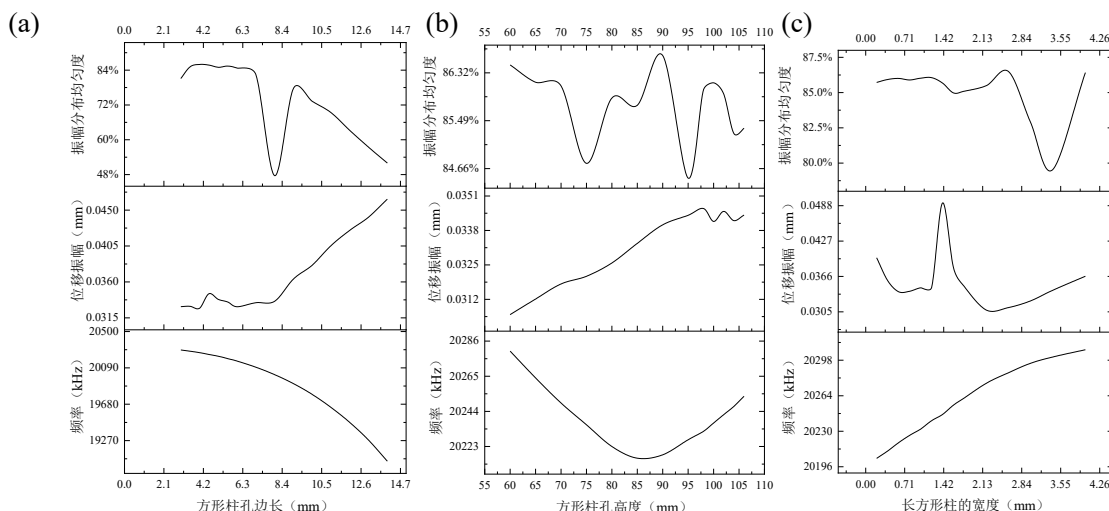


图 10 方形柱孔参数对系统的性能影响。(a) 方柱孔边长; (b) 方形柱孔高度; (c) 内部长方形柱宽度。

Fig. 10. Impact of square column hole parameters on system performance. (a) Side length of square column hole; (b) Height of the square column hole; (c) Width of the internal rectangular column. (Figure 10-2 数据来源: 数值模拟)

从图 10 可以看出，当方形柱孔结构的柱孔边长在 3.5 mm~6mm 之间，方形柱孔高度在 90 mm~106 mm 之间，内部长方形柱结构的宽度在中心圆半径在 0.2 mm~1.6 mm 之间取值时，系统辐射面振幅分布均匀度和位移振幅可达到较理想

的状态。

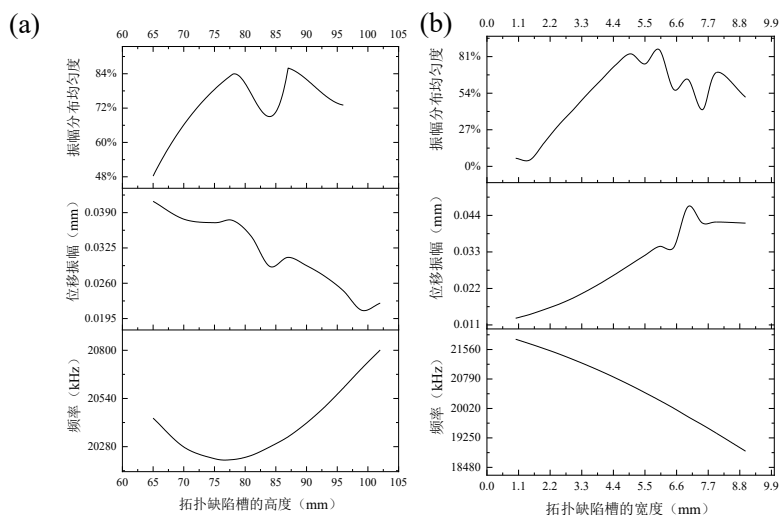


图 11 拓扑缺陷槽对系统的性能影响。(a) 槽的高度; (b) 槽的宽度。

Fig. 11. Impact of topological defect slots on system performance. (a) Slot height; (b) Slot width.

(Figure 11-3 数据来源: 数值模拟)

从图 11 可以看出，当拓扑缺陷槽的高度在 78 mm~81 mm 之间，槽的宽度在 5.5 mm~6mm 之间取值时，系统辐射面振幅分布均匀度和位移振幅可达到较

理想的状态。

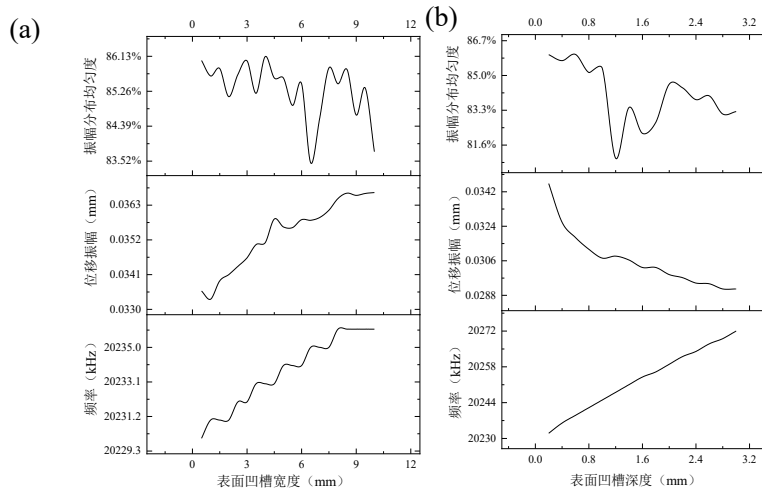


图 12 声学表面槽对系统的性能影响. (a) 槽的宽度; (b) 槽的深度.

Fig. 12. Impact of acoustic surface grooves on system performance. (a) Groove width; (b) Groove depth. (Figure 12-4 数据来源: 数值模拟)

从图 12 可以看出, 当声学表面凹槽的宽度在 2 mm~5 mm、6 mm、7.5 mm~8.5 mm、9.5 mm 之间, 凹槽的深度在 0.2 mm~0.8 mm 之间取值时, 系统辐射面振幅分布均匀度和位移振幅可达到较理想的状态。

3 实验验证

加工方形柱孔结构的大功率超声换能器耦合振动系统, 如图 13 所示。通过全场扫描式激光测振仪 PSV-400 和精密阻抗分析仪 6500B 对其辐射面位移和输入电阻抗进行实验测量。该实验对环境温度没有特殊的要求, 测试时的温度为 15°C。为了避免外部负载对系统振动性能的影响, 应将换能器放置在柔性材料上, 如海绵等。换能器的测试都是在小信号状态下进行的, 激励电压为 1 伏。测量过程如图 14 所示。

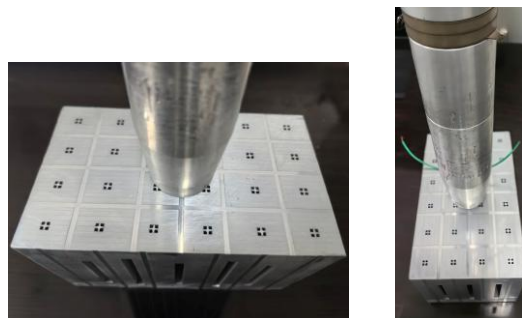


图 13. 加工的方形柱孔结构的系统.

Fig. 13. The system of processed square column hole structure.

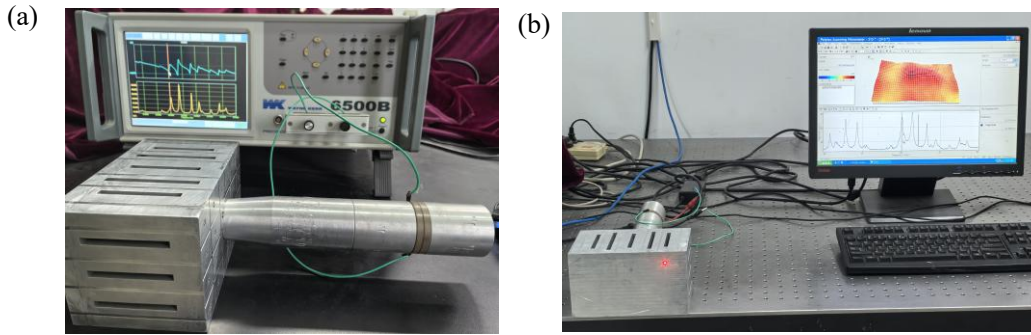


图 14. 对方形柱孔结构系统性能的测量过程. (a) 使用 PSV-400 对方形柱孔结构的系统进行测量; (b) 利用 6500B 对方形柱孔结构的系统进行测量.

Fig. 14. The measurement process for the performance of the square cylindrical hole structure system. (a) Measure the system with square column hole structure using PSV-400; (b) Measure the system with square column hole structure using 6500B.

采用 PSV-400 对方形柱孔结构系统辐射面振幅分布的测量结果如图 15 (a)

所示。为了分析系统优化前、后位移的变化情况，使用 PSV-400 对优化前和优化后的系统分别进行了测量，位移对比情况如图 15 (b) 所示。由图可看出，相较于优化前的系统^[19]，方形柱孔结构系统的辐射面位移、位移分布均匀度都得到了有效的提升。

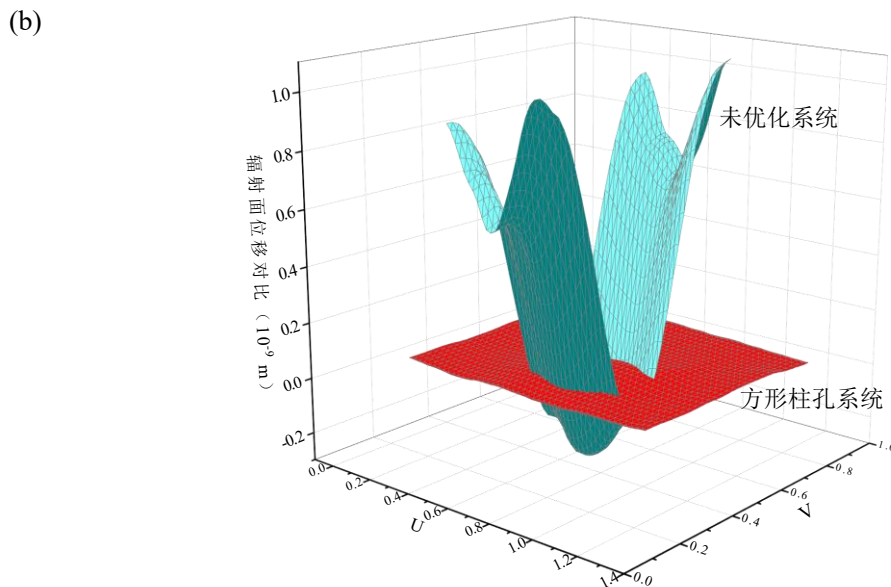
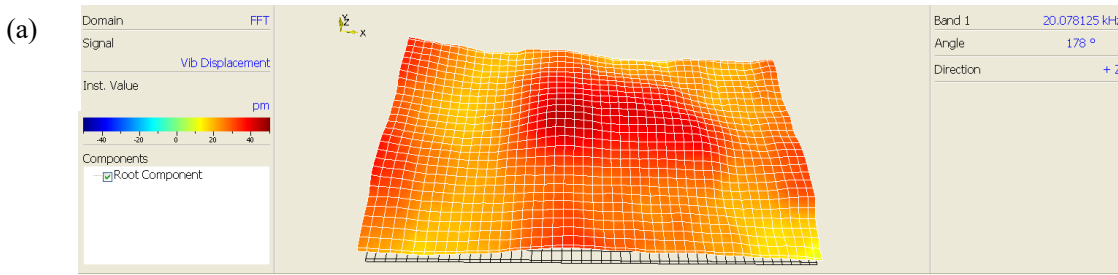


图 15 (a) 方形柱孔结构系统的振幅分布的测量结果; (b) 优化前后的对比图.

Fig. 15. (a) Measurement results of amplitude distribution in the square cylindrical hole structure system; (b) Comparison diagram before and after optimization.

利用 6500B 精密阻抗分析仪对方形柱孔结构系统阻抗特性的测量结果如图 16 所示。从测量结果可以看出，方形柱孔结构系统的纵向谐振频率为 19.925 kHz。使用 COMSOL 仿真软件计算的方形柱孔结构系统的纵向谐振频率为 20.232 kHz。方形柱孔结构系统的谐振频率的仪器测量值和仿真值的误差为 1.517%，误差在可接受的范围内，即实验和仿真结果一致性良好。

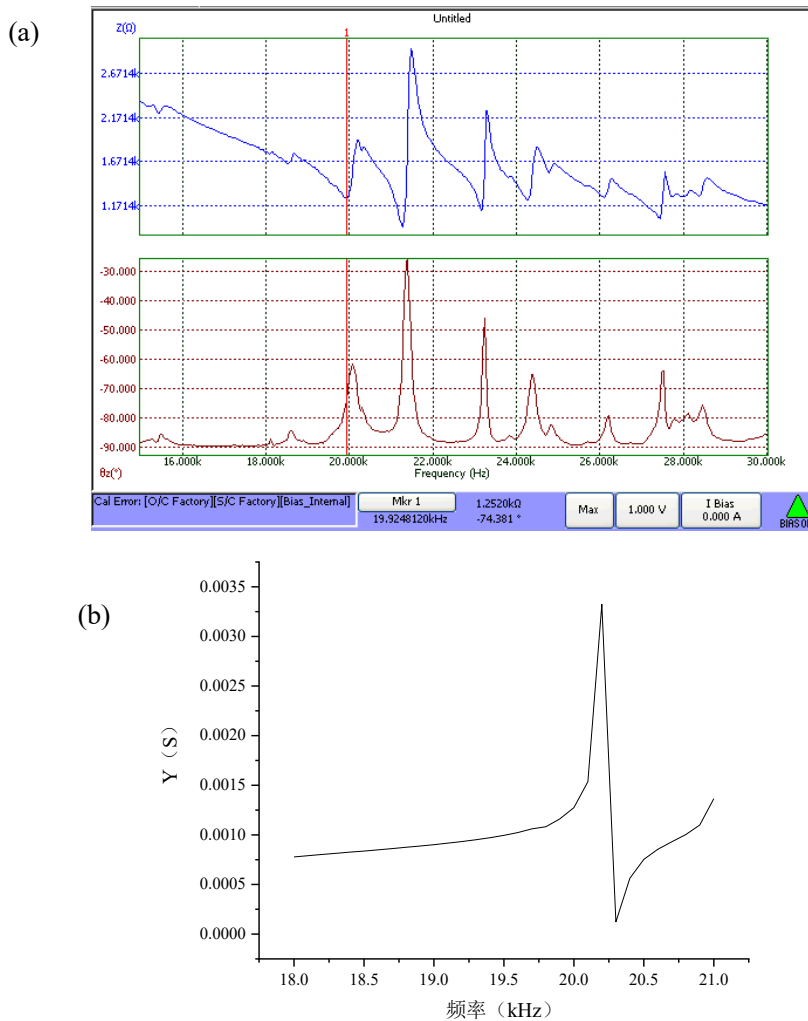


图 16 (a) 6500B 对方形柱孔结构系统的测量结果; (b) 仿真导纳曲线.

Fig. 16. (a) Measurement results of 6500B for square column hole structure system; (b) Simulated admittance curve

4 结论

论文利用方形柱孔结构、声学表面结构、拓扑缺陷结构对大功率、大尺寸的超声换能器耦合振动系统进行了优化，并对优化方案进行了仿真分析和实验

验证。通过仿真分析，论文揭示了柱孔结构的形状、柱孔结构的尺寸、拓扑缺陷贯通槽的高度、宽度、表面凹槽的宽度、厚度对方形柱孔结构系统性能（ f 、 A_m 、 U_a ）的影响规律，找到了使得系统性能达到较佳状态的各结构参数的取值范围。同时，仿真结果证实：方形柱孔结构系统的辐射面振幅是未优化系统的 7.415 倍，辐射面振幅分布均匀度是未优化系统的 2014.450 倍，即方形柱孔结构使系统性能得到了有效提升。精密阻抗分析仪以及全场扫描式激光测振仪对加工后的方形柱孔结构系统的测量和仿真结果基本保持一致，进一步证明了优化方案的有效性。

参考文献

- [1] Lin S Y. 2005 *J. Acoust. Soc. Am.* **117** 653. DOI: 10.1121/1.1849960.
- [2] Chen C, Dong Y L, Wang S, Hu L Q, Lin S Y 2022 *J. Acoust. Soc. Am.* **151** 2712. DOI: 10.1121/10.0010287.
- [3] Xu J, Lin S Y. 2019 *J. Acoust. Soc. Am.* **145** 1303. DOI:10.1121/1.5092706.
- [4] Chen Y H, Lin S Y. 2025 *J. Acoust. Soc. Am.* **157** 1307. DOI: 10.1121/10.0035568.
- [5] Xu L, Wang W Z, Gong T, Li G, Zhao L, Zhou G P, Liang Z F 2024 *J. Vib. Shock* **43** 287 (in Chinese) [许龙, 王威震, 龚涛, 李果, 赵伦, 周光平, 梁召峰 2024 振动与冲击 **43** 287]
- [6] Gao X L, Sun X W, Li R S, Tan M T, Song T, Wang Y W 2025 *J. Vibr. & Cont.* **31** 2759. DOI: 10.1177/10775463241262121.
- [7] Boqiang Z, Qiangqiang Z, Qingwen H, Tianpei F, Gao X, Xin J 2024 *Acou. Phys.* **70** 453. DOI: 10.1134/S106377102360078X.

- [8] Wang Y L, Zhu J H, Meng L, Liu T, Zhang W H 2025 *Adv. Eng. Softw.* **199** 103818.1. DOI: 10.1016/J.ADVENGSOFT.2024.103818.
- [9] Lin L, Yao S, Chen X, Li YL 2025 *Mech. Syst. Signal Process* **224** 112185. DOI: 10.1016/J.YMSSP.2024.112185.
- [10] Jiang S, Hu H P, Laude V 2018 *J. Phys. D: Appl. Phys.* **51** 045601. DOI: 10.1088/1361-6463/aa9ec1.
- [11] Zhi G L, Wang G F, Xu G, Chen Z Y, Guo T 2025 *Euro. J. Mech./ A Sol.* **114** 105771. DOI: 10.1016/J.EUROMECHSOL.2025.105771.
- [12] Peng Z B, Li C, Gao Y. 2020 *J. Mach. Desi.* **37** 73 (in Chinese) [彭中波, 李成, 高阳 2020 机械设计 **37** 73] DOI: 10.13841/j.cnki.jxsj.2020.04.012.
- [13] Jin Y B, Pennec Y, Pan Y D, Djafari-Rouhanni B 2017 *J. Phys. D: Appl. Phys.* **50** 035301. DOI: 10.1088/1361-6463/50/3/035301.
- [14] Zhao H J, Guo H W, Gao M X, Liu R Q, Deng Z Q 2016 *J. Phys. D: Appl. Phys.* **119** 014903-1. DOI: 10.1063/1.4939484.
- [15] Zhang M, Wen X D, Sun X W, Liu X X, Song T, Liu Z J 2024 *Noise Vib. Control* **44** 96 (in Chinese) [张敏, 温晓东, 孙小伟, 刘禧萱, 宋婷, 刘子江 2024 噪声与振动控制 **44** 96.] DOI: 10.3969/j.issn.1006-1355.2024.04.015.
- [16] Tan Z H, Sun X W, Song T, Wen X D, Liu X X, Liu Z J 2021 *Acta Phys. Sin.* **70** 243 (in Chinese) [谭自豪, 孙小伟, 宋婷, 温晓东, 刘禧萱, 刘子江 2021 物理学报 **70** 243.] DOI: 10.7498/aps.70.20210165.
- [17] Hu J G, Zhang J 2010 *J. Vib. Shock* **29** 204 (in Chinese) [胡家光, 张晋 2010 振动与冲击 **29** 204.] DOI: 10.3969/j.issn.1000-3835.2010.04.046.
- [18] Bilal O R, Hussein M I. 2013 *Appl. Phys. Lett.* **103** 2022. DOI:

10.1063/1.4820796.

[19] Lin J Y, Cheng C, Guo L W, Li Y, Lin S Y, Sun J X, Xu J 2024 *Acta Phys. Sin.* **73** 115 (in Chinese) [林基艳, 陈诚, 郭林伟, 李耀, 林书玉, 孙姣夏, 徐洁 2024 物理学报 **73** 115.] DOI: 10.7498/aps.73.20241199

[20] Zhao T T, Lin S Y, Duan Y L 2018 *Acta Phys. Sin.* **67** 280 (in Chinese) [赵甜甜, 林书玉, 段祎林 2018 物理学报 **67** 280.] DOI: 10.7498/aps.67.20181150.

[21] Xiang Y X, Zhu W J, Deng M X, Zhen F 2016 *Chin. Phys. B* **25** 233. DOI: 10.1088/1674-1056/25/2/024303.

[22] Bendikiene R, Kavaliauskiene L, Borkys M 2021 *CIRP J. Manu. Sci. Tech.* **35** 872. DOI: 10.1016/j.cirpj.2021.10.002.

[23] Zhang G Y, Liu Z J, Zhang Y, Wu L, L Z G, Zhang C R, Sun X W, Li Y X 2025 *J. Acoust. Soc. Am.* **157** 2697. DOI: 10.1121/10.0036392.

[24] Wang Y P, Li D 2025 *Appl. Acous.* **240** 110930. DOI: 10.1016/J.APACOUST.2025.110930

[25] Hou L N, Hou Z L, Fu X J 2014 *Acta Phys. Sin.* **63** 231 (in Chinese) [侯丽娜, 侯志林, 傅秀军 2014 物理学报 **63** 231.] DOI: 10.7498/aps.63.034305.

[26] Hou J H, Wang G, Yu D L, Zhao H G, Liu Y Z, Wen X S 2007 *Sci. Sin. Technol.* **37** 1126 (in Chinese) [温激鸿, 王刚, 郁殿龙, 赵宏刚, 刘耀宗, 温熙森 2007 中国科学E辑:技术科学 **37** 1126.] DOI: 10.1360/ze2007-37-9-1126.

[27] Yang Y 2024 *Master's Thesis* (Chengdu: University of Electronic Science and Technology of China) (in Chinese) [杨颖 2024 硕士学位论文 (成都: 电子科技大学)]

[28] Liu X Q 2020 *Master's Thesis* (Nanjing: Nanjing University of Posts and Telecommunications) (in Chinese) [刘小庆 2020 硕士学位论文 (南京: 南京邮电大

学)]

[29] Zhang P, Wang H L, Zhang F, Zhang S K, Cao G 2024 *Sens. Actuators A* **379**

115940. DOI: 10.1016/J.SNA.2024.115940.

Optimization research on the coupling vibration system of high-power ultrasonic transducer with columnar-porous structure*

Lin Ji-Yan ¹⁾²⁾, Liu Long¹⁾, Zhang Tian-Yu²⁾ Li Yao³⁾, Lin Shu-Yu^{2)†}

1) (Yulin Key Laboratory of Big Data and Intelligent Decision, Yulin University, Yulin 719000, China)

2) (Shaanxi Key Laboratory of Ultrasonics, Shaanxi Normal University, Xi'an 710119, China)

3) (The Second Gas Production Plant of Changqing Oilfield Branch, Yulin 719000, China)

Abstract

Coupled vibrations in the vibration system of high-power ultrasonic transducers lead to extremely complex vibration characteristics, which seriously degrade their operational performance. Therefore, optimizing the coupled vibration system and improving its dynamic performance to meet engineering application requirements has become an urgent issue to be solved.

Currently, phononic crystal structures with hole and pillar configurations have been widely investigated to optimize the coupled vibrations of ultrasonic transducers. Nevertheless, studies have demonstrated that the hybrid pillar-hole phononic crystal structure exhibits distinct advantages in broadening the bandgap width. Accordingly, this paper adopts the pillar-hole structure to optimize the

coupled vibration system of high-power ultrasonic transducers. Considering that different operating environments impose diverse performance demands, this work focuses on the optimal design of coupled vibration systems for high-power large-scale ultrasonic transducers used in plastic welding, guided by the practical requirements of ultrasonic plastic welding applications.

This paper applies a quasi-periodic phononic crystal structure, which incorporates combined cylindrical holes with transverse bandgaps (capable of suppressing lateral vibrations in both the length and width directions), topological defects, and acoustic surface structures, to the optimal design of high-power ultrasonic vibration systems. Specifically, the system was optimized using five types of structures, namely cylindrical holes, pipe column holes, square column holes, three-fan column holes, and four-fan column holes. Data analysis techniques were integrated to analyze and quantify the optimization effects of these different structures on system performance.

The simulation and calculation results demonstrate that the amplitude distribution uniformity of the system's radiation surface is excellent when the column hole shape is a pipe column, square column, three-fan column, or four-fan column. Specifically, the displacement amplitude of the radiation surface is relatively large when the column hole is a square column, three-fan column, or four-fan column. Considering both the amplitude distribution uniformity and displacement amplitude of

the radiation surface, the system performance can reach a relatively ideal state when the column hole shape is a square column, three-fan column, or four-fan column. This paper fabricated a system with a square column hole structure and tested its performance; the test results show that the square column hole structure effectively improves the displacement amplitude and amplitude distribution uniformity of the system's welding surface, enhances the design efficiency and reliability of the coupled vibration system of high-power ultrasonic transducers, and fully verifies the feasibility of the optimization scheme proposed in this paper.

Keywords: columnar-porous structure, acoustic surface structure, ultrasonic transducer coupled vibration system

PACS: 43.40.+s, 43.35.+d, 43.38.+n, 63.20.D-

*Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant Nos. 12364057, 12574498), The second batch of Yulin "Light of Science and Technology" young and middle-aged science and technology leading talent project (Grant No. 2024-KJZG-ZQNLJ-003).

†Corresponding author. E-mail: sylin@snnu.edu.cn