文章编号：1674-2974（2026）02-0088-10 DOI：10.16339/j.cnki.hdxbzkb.2026159

基于NSGA-Ⅱ的堆内振动模拟装置优化设计

李瑞兴[1]，邹玉涛[2]，周广武[1†]
（1. 四川大学 空天科学与工程学院，四川 成都 610065；
2. 聊城市茌平区城投建设发展集团有限公司，山东 聊城 252199）

摘 要：堆内构件振动模拟装置是基于中子噪声信号的故障诊断核心装置. 为满足振动模拟装置对不同振动幅度和点位的模拟，振动块需要较大的振动幅度和较小的体积. 首先，根据堆内构件异常振动特性，设计了一种基于电磁耦合的振动模拟装置，通过对电磁线圈的电流信号调节实现振动块的振动信号的控制. 然后，建立了振动块在不同电流下的振动幅值预测模型，预测模型在远离共振区域的振动幅值预测准确度达到95%，在靠近共振区域的振动幅值预测准确度超过80%. 进一步，建立该振动块大振幅和小体积的目标函数，基于NSGA-Ⅱ的多目标优化方法，分别探究了不同振幅和频率权重下的振动块半径、长度、振动幅度和体积的变化规律. 最后，总结了不同频率下的振动块优化设计规律，当弹簧振子优化前的固有频率小于振动块的工作区间的频率时，在优化振动块的振幅时可以达到减小体积的目的. 相同权重下2、3和4组号中，优化后的振动块的振动幅度可分别提升92.7%、400%和865%，优化后的振动块体积分别减小14.5%、29.1%和39.1%. 本文研究可模拟开展狭窄空间内堆内构件异常振动试验，为反应堆中基于中子噪声技术的堆内构件故障诊断和运维提供技术支撑.

关键词：堆内构件；振动装置；振幅预测；双目标优化；NSGA-Ⅱ
中图分类号：TH113.1；TL365 **文献标志码**：A

Optimization design of reactor vibration simulator based on NSGA-Ⅱ

LI Ruixing[1]，ZOU Yutao[2]，ZHOU Guangwu[1†]
（1. School of Aeronautics and Astronautics，Sichuan University，Chengdu 610065，China；
2. Liaocheng Chiping District Urban Investment Construction and Development Group Corporation Limited，Liaocheng 252199，China）

Abstract：The vibration simulator of reactor inner components is a core device of fault diagnosis based on the neutron noise signal. To meet the simulation of various abnormal vibration amplitudes and points by the vibration simulator，the vibration block of the vibration simulator needs a larger vibration amplitude and a smaller volume. Firstly，an in-reactor vibration simulator based on magnetic field coupling is proposed according to the vibration characteristics of reactor inner components. The vibration signal of the vibrating block is controlled by adjusting the current signal of the electromagnetic coil. Secondly，the prediction model of the vibration amplitude of the vibrating

* **收稿日期**：2025-02-12
基金项目：国家自然科学基金资助项目（52575067），National Natural Science Foundation of China（52575067）；核技术研发科研项目资助（HJSYF2025（12）），Nuclear Technology R & D Program（HJSYF2025（12））
作者简介：李瑞兴（1996—），男，四川巴中人，四川大学博士研究生
† 通信联系人，E-mail：gwzhou@scu.edu.cn

block under different currents is established. The prediction accuracy of the model is 95% in the vibration amplitude away from the resonance region and more than 80% in the vibration amplitude near the resonance region. Furthermore, the objective functions of large amplitude and small volume of this vibrating block are established. Based on the multi-objective optimization method of NSGA-Ⅱ, the variation rules of the radius, length, vibration amplitude and volume of the vibrating block under different amplitude and frequency weights are analyzed respectively. Finally, the optimal design law of the vibrating block is summarized under different frequencies. When the intrinsic frequency of the spring vibrator before optimization is lower than the working frequency of the block, the purpose of volume reduction can be achieved when optimizing the amplitude of the vibrating block. The vibration amplitude of the optimized vibrating block can be increased by 92.7%, 400%, and 865% for the same weights in group numbers 2, 3, and 4, respectively, while its volume is reduced by 14.5%, 29.1% and 39.1%, respectively. This study can simulate the abnormal vibration test of the reactor components in a narrow space, and provide technical support for the fault diagnosis and operation and maintenance of the reactor components based on neutron noise technology.

Key words: reactor internals; vibration device; amplitude prediction; double objective optimization; NSGA-Ⅱ

反应堆堆内构件长期处于高压、高温和流体冲击的环境中,堆内构件容易发生松脱失效,然而此类故障难以直接识别,如果未能及时对该故障进行诊断识别,将造成重大安全事故.基于中子噪声分析可以探测到堆芯支撑筒的相对运动,从而实现堆内构件的故障诊断[1-2].

基于中子噪声技术的堆内构件故障诊断,已逐渐成为国内外堆内构件故障诊断监测的主要手段.Behringer等[3]认为中子噪声的高频部分是由探测器附近的汽泡引起[3].Zylbersztejn等[4]在中子噪声的频谱研究中讨论了中子噪声测量和堆芯振动监测的问题,发现中子噪声中的主频与堆芯中燃料组件的机械振动相关.Olmo-Juan等[5]使用时域中子扩散代码模拟了固定扰动对给定中子噪声源的影响,并建立了一种评估时域模拟与频域模拟的方法.加拿大科学家Li和Anghel等[6-9]设计了堆内振荡器,该装置可实现堆内部件的振动模拟,并通过了相关的实验验证.蒙特卡罗方法能够用来分析实际堆芯中含有空穴的水所产生的中子噪声[10].Torres等[11-13]利用中子噪声技术研究了堆内故障、堆内流体和堆内构件的振动状态监测.刘金汇等[14]基于控制论的观点建立了堆内构件振动引发中子噪声的物理模型,通过在零功率堆的分析和实验,为反应堆在运行时发生振动特性的故障判别提供了一种手段.张润豪等[15]以“华龙一号”反应堆中的堆芯支承板作为研究对象,结合流致振动现场试验的数据,探究了流致振动引起的振动噪声对堆芯支承板在服役期间的结构稳定性影响.崔振东等[16]通过对核反应堆中的叠层板型燃料元件耦合振动分析,发现叠层板状结构的流致振动具有复模态特性.李芸等[17]开展了中子噪声在核反应堆吊篮振动监测中的实验应用研究,通过分析压水堆核电厂的中子噪声功率密度谱特性实现对压水堆核电厂堆内构件状态监测.刘才学等[18]总结了反应堆关键设备监测和故障诊断技术的研究进展.瑞士科学家Lamirand等[19-21]通过建立旋转和竖直方向上的振动模拟装置,并开展堆内调制实验,系统研究了中子噪声响应,为噪声计算程序的验证和关键传递函数的获取提供了重要实验数据.

尽管中子噪声信号能够实现堆内构件的故障诊断,然而构建真实故障振动的堆内环境需要较大安全成本和经济成本,一种堆内构件异常振动的模拟装置成为迫切需要.并且国内发现对于堆内构件振动模拟装置的研究和实验极为稀少,为满足对不同异常振动幅度和点位的模拟,振动模拟装置的振动块需要具有较大的振动幅度和较小的体积.

针对堆内构件实验装置的吊篮和辐照罐的外径

尺寸不大于63 mm的要求,本文设计了一种外径尺寸为50 mm的堆内构件的振动模拟装置,通过调节通入该振动模拟器的电流信号的频率和大小实现对振动信号的频率和幅值的调节.针对堆内环境对小体积和大振幅的应用需求,提出了基于大振幅和小体积的双目标优化方法,探讨了在不同振动幅度和频率下的振动模拟装置设计方法,总结了振动模拟装置振动块的设计规律,完成了装置对频率在2~26 Hz且振幅大小可调的振动信号模拟.本文的研究为堆内振动模拟装置的优化设计奠定基础.

1 振动模拟装置的设计及验证

1.1 振动模拟装置的设计

磁力驱动具有非接触式和频率可调的优点,还能够避免动力源带来干扰,适用于堆内环境的振动模拟装置和振荡器研究.根据堆内环境的实验要求(径向尺寸不超过63 mm),设计外径尺寸为50 mm的堆内构件振动模拟装置,如图1所示.

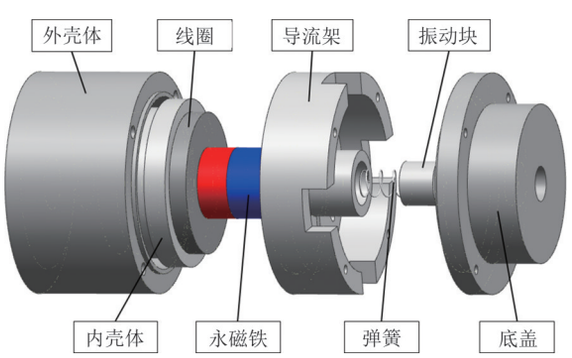


图1 振动模拟装置图

Fig.1 Diagram of the vibration simulation device

该振动模拟装置主要由外壳体、内壳体、线圈、永磁铁、导流架、弹簧、振动块和底盖8个关键零部件组成.其中外壳体主要用于固定内壳体、导流架和振动块,内壳体用于固定线圈和永磁铁.振动块在线圈和永磁铁产生的耦合磁场力作用下产生振动,导流架上设有均布的孔洞,用于导流.

为达到较大的振动幅度,该振动模拟装置在使用过程中,振动块处于弹簧的正上方,此时振动模拟装置的装配和受力如图2所示.在该振动模拟装置中永磁铁和线圈的高度均为h,圆柱形永磁铁的半径和线圈内侧半径均为R_1,线圈外侧的半径为R_2,振动块距离磁铁的距离为x,振动块的高度为l,振动块优化前初始高度为l_0,振动块的半径为r,振动块优化前初始半径为r_0.振动块在电磁场和线圈磁场的耦合作用下产生振动,振动过程中受到磁场力F_c、重力F_m和弹簧的弹力F_k.

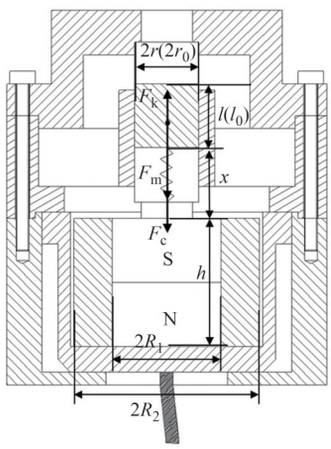


图2 振动模拟装置装配图

Fig.2 Assembly diagram of vibration simulation device

1.2 振幅预测模型的建立

该振动模拟装置中,永磁铁为圆柱形磁铁,其产生的磁通密度是:

$$B_y=\frac{\mu_0 M}{2}\left[\frac{x+h}{\sqrt{R_1^2+(x+h)^2}}-\frac{x}{\sqrt{R_1^2+x^2}}\right] \tag{1}$$

式中:μ_0为真空中的磁导率;M为该永磁铁的磁化系数.

线圈整体外形呈现空心圆柱形,线圈磁场的磁通密度表达式为:

$$B_x=\frac{\mu_0 NI}{2h(R_2-R_1)}\times\left[\left(x+\frac{h}{2}\right)\ln\frac{R_2+\sqrt{R_2^2+\left(x+\frac{h}{2}\right)^2}}{R_1+\sqrt{R_1^2+\left(x+\frac{h}{2}\right)^2}}-\left(x-\frac{h}{2}\right)\ln\frac{R_2+\sqrt{R_2^2+\left(x-\frac{h}{2}\right)^2}}{R_1+\sqrt{R_1^2+\left(x-\frac{h}{2}\right)^2}}\right] \tag{2}$$

式中:N为线圈的圈数;I为通入线圈的电流.

振动块受到的磁通密度为永磁铁产生的磁通密度和线圈产生的磁通密度之和:

$$B_c=B_x+B_y \tag{3}$$

振动块受到的磁力大小与磁力线穿过磁极的总

面积及气隙中的磁通密度的平方成正比.如果磁通密度B_y沿磁极表面上是均匀分布的,则电磁吸力的基本公式为:

$$F_c = \frac{\pi B_c^2 r^2}{2\mu_0} \tag{4}$$

式中:B_c为线圈磁通密度和永磁铁磁通密度之和.

当线圈不通电时,$B_y = 0$,振动块受到永磁铁的磁力F_{yc},重力F_m和弹簧的弹力F_k平衡.设弹簧的初始长度为x_0,振动块的密度为ρ,重力加速度为g,弹簧刚度为k,则满足:

$$k(x_0 - x) = \pi\rho g l r^2 + F_{yc} \tag{5}$$

此时,振动块的磁力仅源于永磁铁,其表达式为

$$F_{yc} = \frac{\pi B_y^2 r^2}{2\mu_0} \tag{6}$$

为便于计算,设定一中间变量为P_x.在线圈通电时,振动块受到线圈和永磁铁的耦合磁力,其总的磁力是:

$$F_c = \frac{\pi P_x^2 r^2}{2\mu_0} I^2 + \frac{\pi r^2 P_x B_y}{\mu_0} I + F_{yc} \tag{7}$$

因为振动块的振动幅度相对于振动块到线圈之间的距离较小,故在此忽略其振动过程中由位置导致磁通密度的变化量.因此,其振动方程表达式是:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = \frac{\pi r^2 P_x^2}{2\mu_0} I^2 + \frac{\pi r^2 P_x B_y}{\mu_0} I \tag{8}$$

将式(8)化简整理得:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + \omega_0^2 x = f_1 \sin^2\omega_1 t + f_2 \sin\omega_1 t \tag{9}$$

式中,$2n = \frac{c}{m}$,$\omega_0^2 = \frac{k}{m}$,$f_1 = \frac{\pi r^2 P_x^2 I_0^2}{2\mu_0 m}$,$f_2 = \frac{\pi r^2 P_x B_y I_0}{\mu_0 m}$,且满足:

$$P_x = \frac{\mu_0 N}{2h(R_2 - R_1)} \times \left[\left(x + \frac{h}{2}\right) \ln \frac{R_2 + \sqrt{R_2^2 + \left(x + \frac{h}{2}\right)^2}}{R_1 + \sqrt{R_1^2 + \left(x + \frac{h}{2}\right)^2}} - \left(x - \frac{h}{2}\right) \ln \frac{R_2 + \sqrt{R_2^2 + \left(x - \frac{h}{2}\right)^2}}{R_1 + \sqrt{R_1^2 + \left(x - \frac{h}{2}\right)^2}} \right] \tag{10}$$

在此用$x_2(t)$表示系统在简谐激振力作用下产生的受迫振动,是持续的等幅振动.其振动主频率与外激振力的频率相等,但与外激振力之间存在一定的相位差,且受迫振动的位移变化总是滞后于激振力的变化.设方程的特解为:

$$x_2(t) = A\sin(\omega_1 t - \theta) \tag{11}$$

将$x_2(t)$的表达式代入式(9)化简得:

$$\begin{aligned} &\left[A(\omega_0^2 - \omega_1^2) - \cos\theta(f_2 + f_1 \sin\omega_1 t)\right]\sin\omega_1 t\cos\theta + \\ &A(\omega_1^2 \sin\theta + 2n\omega_1 \cos\theta)\cos\omega_1 t - \\ &A\omega_0^2 \sin\theta\cos\omega_1 t + (2nA\omega_1 - \omega_0^2 \sin\theta - \\ &f_1 \sin\omega_1 t \sin\theta)\sin\omega_1 t \sin\theta = 0 \end{aligned} \tag{12}$$

其中阻尼系数n通过该振动装置在自由振动状态下测得,联立求得A和θ的解析式,从而得到该振动在受交变磁场作用下的振动表达式,如下所示:

$$x_2(t) = \frac{f_2 + f_1 \sin\omega_1 t}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega_1^2)^2 + 4n^2\omega_1^2}} \times \sin\left(\omega_1 t - \arctan\frac{2n\omega_1}{\omega_0^2 - \omega_1^2}\right) \tag{13}$$

在式(13)中,其振动幅值中包含两种频率的振动成分,但是经过实验和代入相关参数可得$f_2 \gg f_1 \sin\omega_1 t$,故在此忽略其中$f_1 \sin\omega_1 t$的影响,将其视为单一振动信号进行优化设计.

1.3　振幅预测模型的验证

为验证该振动模拟装置的准确性,搭建如图3所示的振动试验平台.该振动实验平台由振动模拟器、数据采集器、功率放大器、直流电源、显示器、激光位移传感器和信号发生器组成.在该实验平台中,功率放大器将信号发生器产生的电流信号进行功率放大,被功率放大的电流信号通入振动模拟器中,振动模拟器产生的振动信号由激光位移传感器检测,检测后的信号经过数据采集器和信号显示器进行处理.

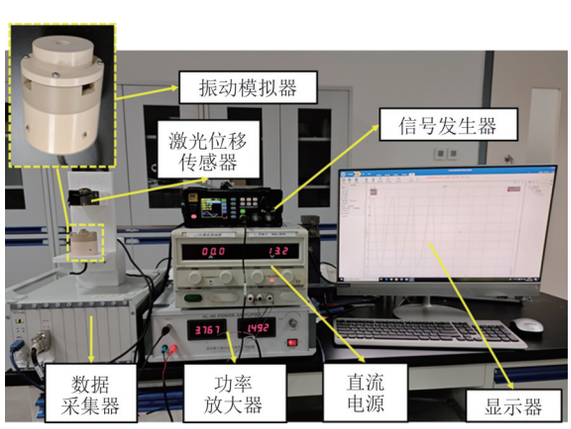


图3　振动模拟装置测试平台

Fig.3　Test platform of vibration simulation device

该振动模拟装置的主要参数如表1所示,该初始状态下振动块的长度14 mm,振动块的初始半径r_0,在线圈通入6 Hz和1.9 A的电流信号时,测得其振动信号如图4(a)所示;在线圈通入8 Hz和1.6 A的电流信号时,测得其振动信号如图4(b)所示;在线圈通入12 Hz

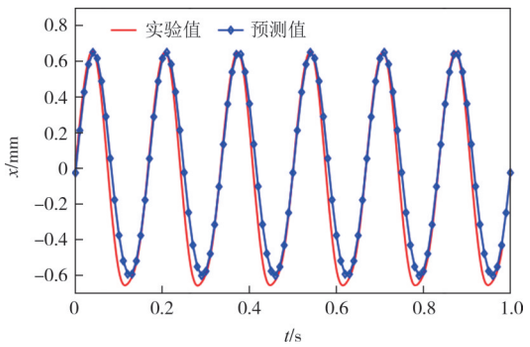
和 1 A 的电流信号时,测得其振动信号如图 4(c)所示;在线圈通入 24 Hz 和 1 A 的电流信号时,测得其振动信号如图 4(d)所示.

表 1 振动模拟装置实验参数

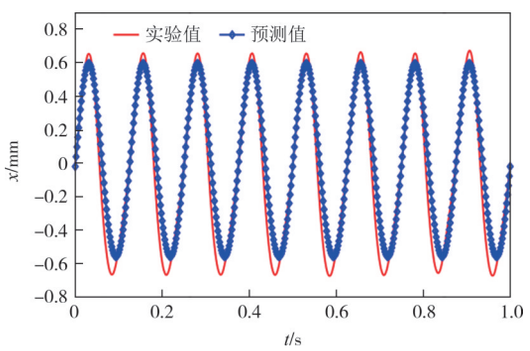
Tab.1 Experimental parameters of vibration simulation device

参数	数值	参数	数值
h/mm	16	l_0/mm	14
R_1/mm	8	k/(N·mm^{-1})	0.123
R_2/mm	16	μ_0/(H·cm^{-1})	1.25×10^{-8}
N	267	M/(A·m^{-1})	2.82×10^{7}
r_0/mm	5	ρ/(kg·m^{-3})	7 800
x_0/mm	10	g/(m·s^{-2})	9.8

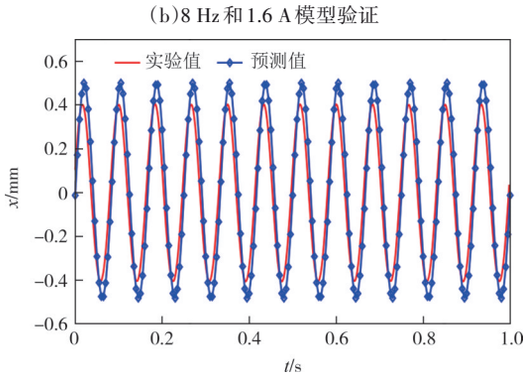
在图 4(a)中,其预测的振动信号波动是从−0.593 mm 到 0.650 mm,预测的振动幅值为 0.621 mm;实验的振动数据从−0.655 mm 到 0.651 mm,实验的振动幅值为 0.653 mm,该模型的预测准确度为 95.10%.在图 4(b)中,其预测的振动信号波动是从−0.558 mm 到 0.598 mm,预测的振动幅值为 0.578 mm;实验的振动数据从−0.665 mm 到 0.651 mm,实验的振动幅值为 0.651 mm,该模型的预测准确度为 88.79%.在图 4(c)中,其预测的振动信号波动是从−0.448 mm 到 0.502 mm,预测的振动幅值为 0.465 mm;实验的振动数据从−0.405 mm 到 0.405 mm,实验的振动幅值为 0.405 mm,该模型的预测准确度为 82.71%.在图 4(d)中,其预测的振动信号波动是从−0.497 mm 到 0.519 mm,预测的振动幅值为 0.508 mm;实验的振动数据从−0.448 mm 到 0.516 mm,实验的振动幅值为 0.482 mm,该模型的预测准确度为 94.61%.随着频率的增大,其模型的预测准确性略有下降,这是其振动频率接近共振区域所致,随着远离共振频率附近,其预测准确性又逐渐得到提升.该预测模型能够大致预测振动模拟装置的振动幅值,反映其在堆内环境中的实际振动情况.



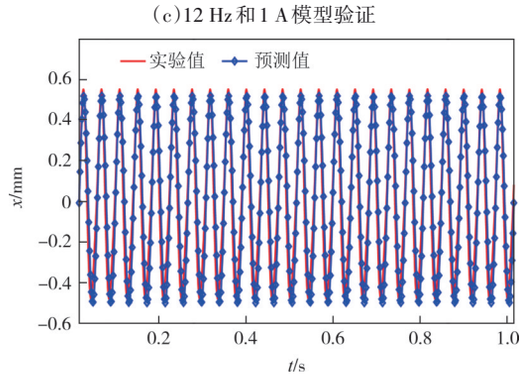
(a)6 Hz 和 1.9 A 模型验证



(b)8 Hz 和 1.6 A 模型验证



(c)12 Hz 和 1 A 模型验证



(d)24 Hz 和 1 A 模型验证

图 4 振幅预测模型验证

Fig.4 Amplitude prediction model validation

2 双目标优化

为达到堆内振动模拟部件对点的振动模拟,在此以小体积和大振幅为目标函数,以振动块的半径和振动块的长度作为变量,求解其小体积和大振幅的优化设计最佳方案.

2.1 目标函数和约束条件的建立

该振动模拟装置在模拟过程中,为精确模拟堆内构件的局部点异常振动,其振动块的体积需控制在较小范围,振动块的体积不能够过大,因此其目标函数有

$$\max\left(\frac{1}{\pi r^2 l}\right) \tag{14}$$

通过对 $x_2(t)$ 进行分析可知,其振动中含有两种频率成分的振动幅值,该 2 倍频率下的振动幅值相

对于1倍频率的幅值小得多.因为2倍频率下的振动幅值非常小并且是不被需要的,故将ω_1频率成分的振动幅值作为目标函数:

$$\max\left[\frac{f_2}{\sqrt{\left(\omega_0^2-\omega_1^2\right)^2+4n^2\omega_1^2}}\right] \tag{15}$$

为保证振动块在振动过程中能够良好地接收来自永磁铁和线圈的磁场,并且不影响外部流体的流动,设计振动块的变化区间为:

$$4\ \text{mm}\leqslant r\leqslant 6\ \text{mm} \tag{16}$$

当振动块的振动较大和振动块的长度较长时,振动块的上端可能会与底盖发生碰撞,从而产生非正弦的振动信号.为避免此现象的发生,振动块长度的变化区间为:

$$8\ \text{mm}\leqslant l\leqslant 16\ \text{mm} \tag{17}$$

2.2　双目标优化

本文采用NSGA-Ⅱ遗传算法进行优化,NSGA-Ⅱ遗传算法采用了快速非支配排序算法,降低了非劣排序遗传算法的复杂性,具有运行速度快,解集收敛性好的优点.设定NSGA-Ⅱ遗传算法交叉概率为0.8,交叉比例80%,变异概率为0.05,种群数量为200,迭代代数为500,利用Matlab编程求出Pareto前沿解集的步骤,如图5所示.

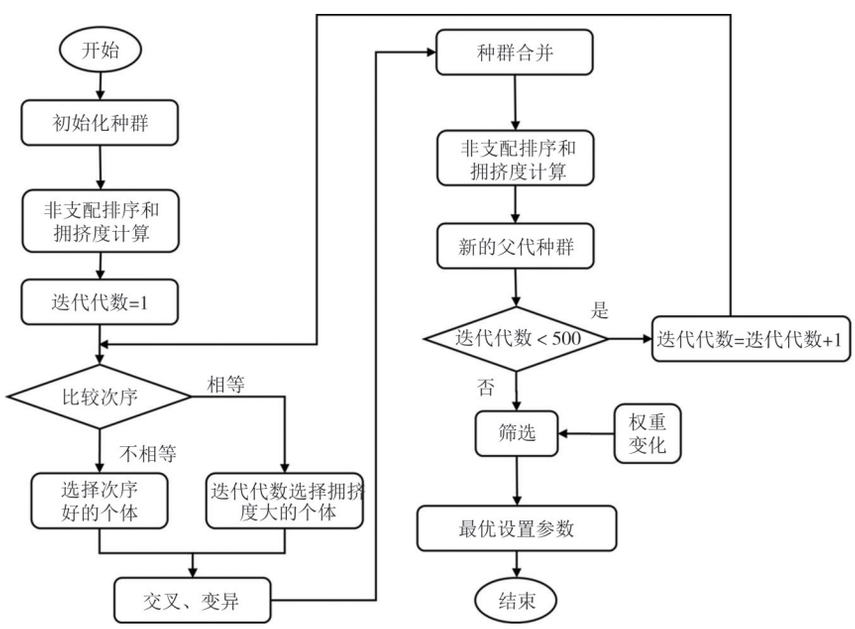


图5　双目标优化模型的求解步骤

Fig.5　Solution steps of the bi-objective optimization model

在线圈通入2 A和9 Hz的电流信号,可得到体积的倒数和电流的帕累托最优前沿解集,如图6所示,最优解集中不存在相互支配关系.因为不存在振动块体积最小和振幅最大的最优解,其振动块在设计过程中,需要从最优解集中根据振幅和体积的权重选择最优解.

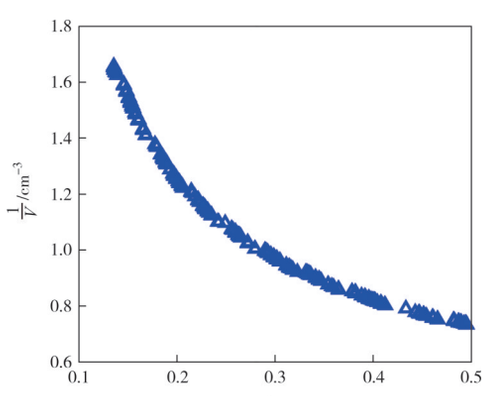


图6　2 A和9 Hz时振动块的帕累托最优前沿解集

Fig.6　Pareto optimal front of vibrating block at 2 A and 9 Hz

3　最优解集的决策

3.1　决策函数的建立

用x_{i1}和x_{i2}分别表示第i个最优前沿解集的振动幅度参数和体积参数,因为振动幅度是极大值指标,按照式(18)进行归一化处理:

$$x'_{i1}=\frac{x_{i1}-x_{i1}^{\min}}{x_{i1}^{\max}-x_{i1}^{\min}} \tag{18}$$

式中:$x_{i1}^{\min}$和$x_{i1}^{\max}$分别表示振动块的振动幅值的最小值和最大值.

因为振动块的体积是极小值指标,对其处理如下:

$$x'_{i2}=\frac{x_{i2}^{\max}-x_{i2}}{x_{i2}^{\max}-x_{i2}^{\min}} \tag{19}$$

式中:$x_{i2}^{\min}$和$x_{i2}^{\max}$分别表示振动块的体积的最小值和最大值.

进行标准化处理,如式(20)所示:

$$z_{ij}=\frac{x'_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left(x'_{ij}\right)^2}} \tag{20}$$

在振动块的设计过程中,振动块的振动幅度和振动块的体积两个权重的和为1.设振动块振动幅度的权重为w,则振动块的体积的权重为$1-w$.

利用振动块权重与标准化矩阵构建加权矩阵:

$$\boldsymbol{Z}=\begin{bmatrix} wz_{11} & (1-w)z_{12} \\ wz_{21} & (1-w)z_{22} \\ \vdots & \vdots \\ wz_{n1} & (1-w)z_{n2} \end{bmatrix} \tag{21}$$

将加权矩阵中各指标的最大值(最小体积和最大振幅)作为正理想解距离D_i^+,加权矩阵中各指标的最小值构成负理想解距离D_i^-,即:

$$\begin{cases} D_i^+=\sqrt{w\left(Z_1^+-z_{i1}\right)^2+(1-w)\left(Z_2^+-z_{i2}\right)^2} \\ D_i^-=\sqrt{w\left(Z_1^--z_{i1}\right)^2+(1-w)\left(Z_2^--z_{i2}\right)^2} \end{cases} \tag{22}$$

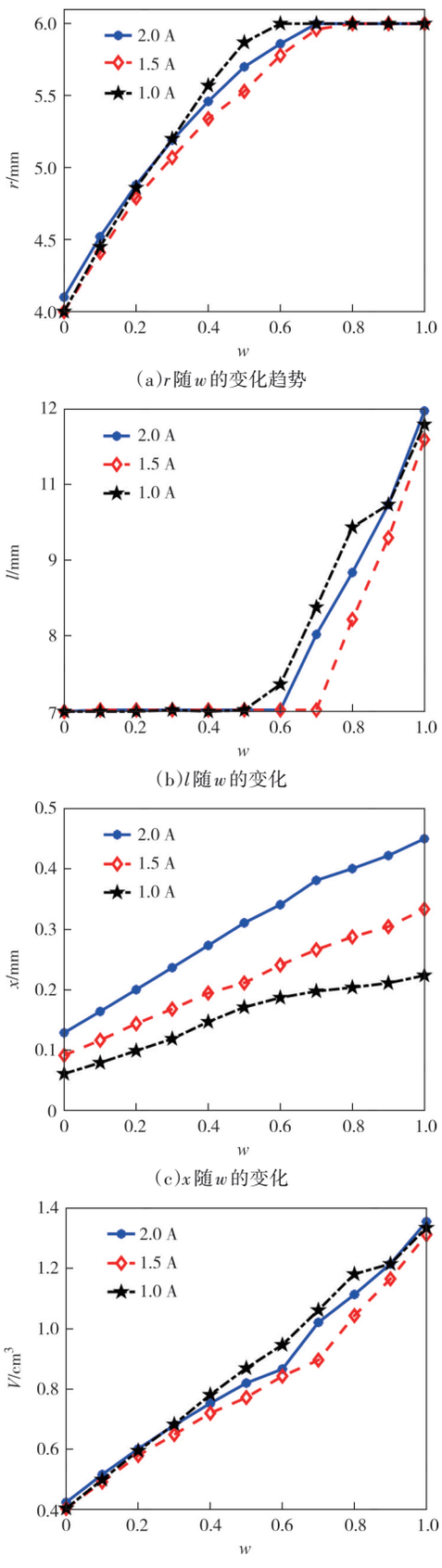
式中,Z_j^+为标准化后第j个性能指标对应的最大值,Z_j^-为标准化后第j个性能指标对应的最小值.同时,使用负理想解距离计算相对贴近度和排序.相对贴近度在0~1之间变化,其值越大,表示离负理想解越远,性能越好.

$$S_i=\frac{D_i^-}{D_i^++D_i^-} \tag{23}$$

3.2 不同权重下振动的最优解

当振动块的振动幅度和体积有着不同的权重时,其振动块的半径和长度有着不同的值.以频率9 Hz为例,探讨不同权重下振动块的设计规律.振动块的半径r、长度l、振动幅度A和体积V随权重w的变化趋势如图7所示.

从图7可知,随着振动块幅值权重w的逐渐增大,振动块的最优解的振动幅度逐渐增大,这是由于w在0~0.5时,振动块的体积权重相对较大,振动块通过增大半径来提升振动块的受力,此时振动块的



(a)r随w的变化趋势

(b)l随w的变化

(c)x随w的变化

(d)V随w的变化

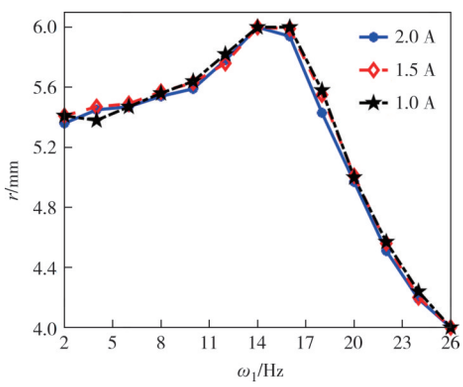
图7 不同权重下振动块的最优设计方案

Fig.7 Optimal design schemes of vibrating block under different weights

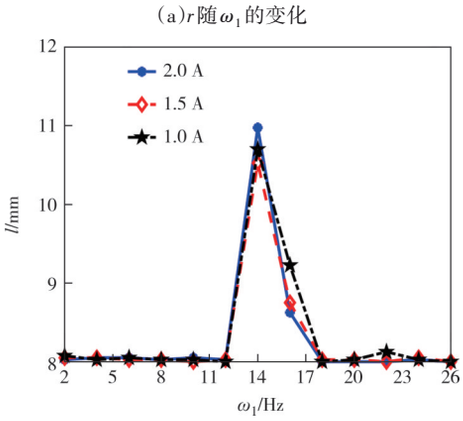
体积缓慢增大.w在0.5~1.0时，振动块的幅值权重较大，最优解中通过增大振动块长度和振动块面积使振动幅度增大.在振动块半径不变时，长度l的增大使得振动块的质量增大，该质量的增大导致振动块与磁铁之间的距离减小从而使得振幅增大.并且在线圈通入不同的电流时，振动块的半径r，长度l和体积V在设计方案最优解中的变化趋势基本保持一致.由此可见，在振动块最优解组合确定后，通过增大通入线圈的电流可单一地增大振动幅值.

3.3　不同频率下振动的最优解

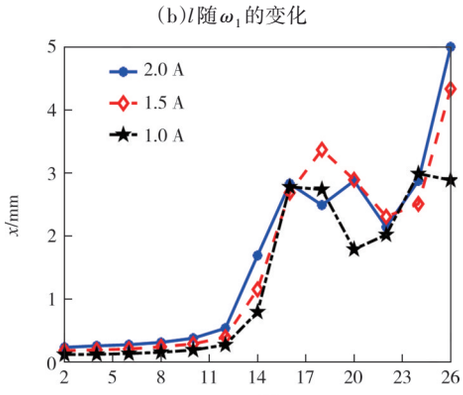
在w = 0.5时，体积和振幅的权重相同，振动幅度随频率的变化趋势如图8所示.



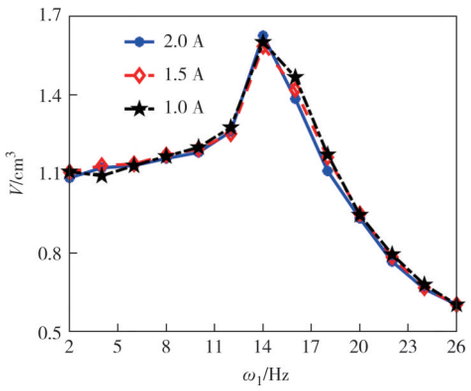
(a)r随ω_1的变化



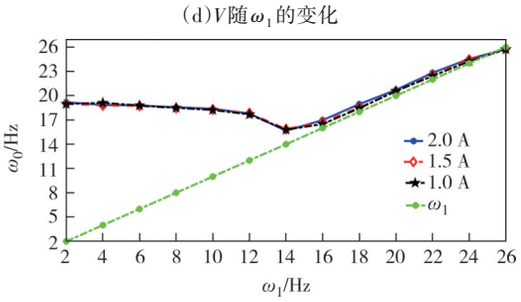
(b)l随ω_1的变化



(c)x随ω_1的变化



(d)V随ω_1的变化



(e)ω_0随ω_1的变化

图8　不同频率下振动块的最优设计方案

Fig.8　Optimal design of vibrating block at different frequencies

从图8可知，在线圈频率从2 Hz增大至26 Hz的过程中，振动块的最优解的半径先增大后减小，振动幅度总体呈现先增大后剧烈波动的趋势，振动块的体积呈现先增大后减小的趋势.这是由于在频率低于12 Hz时，通入线圈的电流频率与振动块和弹簧组成的弹簧振子的固有频率相差较大，此时增大振动幅度主要通过增大振动块面积和保持体积缓慢增大为主.当线圈频率在12~18 Hz时，线圈电流的频率和弹簧振子的频率较为接近，振动块主要朝着共振的趋势优化，从而使得振动块的长度先保持不变，后急速增大，随后急速下降，在12~14 Hz急速增大的目的使其减小弹簧振子的固有频率，从而达到共振区域，在14~18 Hz急速减小的目的是减小振动块的体积从而增大弹簧振子的固有频率达到共振区域.同理，在16~26 Hz时，振动块半径呈现减小的趋势是为了增大弹簧振子的固有频率和减小振动块的体积.其中相同权重下最优解的优化前后对比如表2所示.

从表2的优化前1组和优化后1组的数据对比可知，在振动频率为10 Hz时该振动块的振动幅度增大，但其体积也随之增大，这是由于此时的优化主要以增大振动块的磁场接触面积来增大振动幅度.将优化前的2、3、4组分别和优化后的2、3、4组对比可

表2 基于相同权重下的最优解

Tab.2 Optimal solution based on the same weight

	组号	频率/Hz	长度/mm	半径/mm	固有频率/Hz	幅度/mm	体积/cm^3
优化前	1	10	14.00	5.00	19.06	0.21	1.10
	2	20	14.00	5.00	19.06	1.50	1.10
	3	22	14.00	5.00	19.06	0.46	1.10
	4	24	14.00	5.00	19.06	0.26	1.10
优化后	1	10	12.00	5.63	18.28	0.29	1.19
	2	20	12.02	5.00	20.57	2.89	0.94
	3	22	12.00	4.56	22.58	2.30	0.78
	4	24	12.04	4.20	24.48	2.51	0.67

知,优化后的振动块的振动幅度可分别提升92.7%、400%、865%,优化后的振动块体积分别减小14.5%、29.1%和39.1%.这是由于振动块的优化逐渐趋向增大振动块的固有频率从而使得振动块的振动幅度增大,并且振动块的体积也随之减小.所以,在振动块的设计过程中,当弹簧振子优化前的固有频率小于振动块的工作区间的频率时,在优化振动块的振幅时可以达到减小体积的目的.为达到最佳的振动模拟效果,因为振动块的形状简单易于选配,则可根据不同频率的噪声信号选取不同的振动块进行异常振动模拟.

4 结论

本文设计了堆内构件振动模拟装置,该振动模拟装置可提供不同幅度和频率的振动信号,建立了该振动模拟装置的振幅预测模型,其预测精度最高可达95%.同时建立了基于NSGA-Ⅱ的大振幅和小体积双目标优化模型,提出了不同振幅和体积权重在不同频率的优化设计方法,总结了振动块振幅和体积双目标同时优化的振动频率区间和设计规律,提出了不同振动频率模拟信号的大振幅和小体积的振动块设计方案.

针对工作频率2~26 Hz区间内不同幅值的振动信号,提出了不同振动块的长度、振动块的半径优化设计方案.该装置对振动模拟信号的调控是通过对电流信号的波形、波幅和波频的调节实现.基于该信号发生器产生信号的种类,可实现对随机振动信号、三角波信号和方波信号等多种信号进行模拟.针对三角波和方波的实验验证在未来的研究中展开分析.同时在堆内构件的信号模拟时,可采用多个不同振动频率和幅值的振动模拟装置进行搭配组合从而实现较为复杂的振动信号模拟.

参考文献

[1] YUN W Y, KOH B J, NO H C. Vibration monitoring of core support barrel by noise and structural analysis in ULJIN nuclear plant[J]. Journal of Nuclear Science and Technology, 1990, 27(11): 1058-1064.

[2] VIDAL-FERRÀNDIZ A, GINESTAR D, CARREÑO A, et al. Modelling and simulations of reactor neutron noise induced by mechanical vibrations[J]. Annals of Nuclear Energy, 2022, 177: 109300.

[3] BEHRINGER K, KOSÁLY G, KOSTIĆ L.Theoretical investigation of the local and global components of the neutron-noise field in a boiling water reactor[J]. Nuclear Science and Engineering, 1977, 63(3): 306-318.

[4] ZYLBERSZTEJN F, FILLIATRE P, JAMMES C. Analysis of the experimental neutron noise from the PHENIX reactor[J]. Annals of Nuclear Energy, 2013, 60: 106-114.

[5] OLMO-JUAN N, DEMAZIÈRE C, BARRACHINA T, et al. PARCS vs CORE SIM neutron noise simulations[J]. Progress in Nuclear Energy, 2019, 115: 169-180.

[6] LI L, LEE N, VAN DER ENDE B, et al. Dynamic parameter fitting of the ZED-2 reactor core using a neutron flux perturbation experiment[J]. CNL Nuclear Review, 2016, 7(1): 37-46.

[7] ANGHEL V N P, SUR B, LI L. Reactor space-dependent transfer function at low frequency approximated by neutron diffusion theory perturbation[J]. Annals of Nuclear Energy, 2022, 174: 109186.

[8] STRINGER M, ERLANDSON A, ANGHEL V, et al. Neutrino-based safeguards of CANDU spent fuel using superconducting detectors and the CEνNS interaction[J]. Physical Review, 2024, 109(9): 096038.

[9] ANGHEL V N P, LI L, ATFIELD J E, et al. Comparison of point reactor response and space-dependent core response[J]. Annals of Nuclear Energy, 2020, 147: 107689.

[10] YAMAMOTO T, SAKAMOTO H. Frequency domain Monte Carlo simulations of void velocity measurements in an actual experimental setup using a neutron noise technique[J]. Journal of Nuclear Science and Technology, 2021, 58(2): 190-200.

[11] TORRES L A, MONTALVO C, GAVILÁN C J, et al. Anomaly detection in BWR fuel cell using neutron noise analysis techniques. Slow control rod detection[J]. Nuclear Engineering

and Design，2024，416：112770.

[12] MONTALVO C，TORRES L A，GARCÍA-BERROCAL A. Beam mode characterization by applying operational modal analysis to neutron detectors data [J]. Nuclear Engineering and Design，2021，385：111503.

[13] PÁZSIT I，TORRES L A，HURSIN M，et al. Development of a new method to determine the axial void velocity profile in BWRs from measurements of the in-core neutron noise[J]. Progress in Nuclear Energy，2021，138：103805.

[14] 刘金汇，谷芳毓. 反应堆堆内部件振动的中子噪声物理模型[J]. 核动力工程，1999，20(1)：36-41.
LIU J H，GU F Y. Physical model study of neutron noise induced by vibration of reactor internals[J]. Nuclear Power Engineering，1999，20(1)：36-41.(in Chinese)

[15] 张润豪，胡雪飞，李彦儒，等. 堆芯支承板流致振动及其噪声分析[J]. 广东化工，2022，49(16)：178-180.
ZHANG R H，HU X F，LI Y R，et al. Analysis of flow-induced vibration and vibration noise of core support plate[J]. Guangdong Chemical Industry，2022，49(16)：178-180.(in Chinese)

[16] 崔振东，唐益群，郭长青. 叠层板型燃料堆芯元件模型的流固耦合振动[J]. 振动与冲击，2007，26(2)：48-50.
CUI Z D，TANG Y Q，GUO C Q. Fluid-structure interacted vibration of an element model of parallel-plate fuel assembly[J]. Journal of Vibration and Shock，2007，26(2)：48-50.(in Chinese)

[17] 李芸，刘才学，罗婷，等. 运行核电厂堆芯吊篮壳型振动特性研究[J]. 核动力工程，2019，40(1)：162-166.
LI Y，LIU C X，LUO T，et al. Study on characteristics of core barrel shell mode vibration based on neutron noise analysis[J]. Nuclear Power Engineering，2019，40(1)：162-166.(in Chinese)

[18] 刘才学，罗能，何攀，等. 反应堆关键设备健康监测与故障诊断技术研究进展[J]. 核动力工程，2023，44(3)：8-20.
LIU C X，LUO N，HE P，et al. Research progress of hearth monitoring and fault diagnosis for reactor critical equipment[J]. Nuclear Power Engineering，2023，44(3)：8-20.(in Chinese)

[19] LAMIRAND V，KNOSPE A，AMBROŽIČ K，et al. CORTEX experiments-Part Ⅰ：Modulation campaigns in AKR-2 & CROCUS for the validation of neutron noise codes[J]. Annals of Nuclear Energy，2025，211：110928.

[20] AMBROŽIČ K，KNOSPE A，PAKARI O，et al. CORTEX experiments，Part Ⅱ：Postprocessing of neutron noise time series to determine reliable mean and uncertainties [J]. Annals of Nuclear Energy，2024，208：110704.

[21] KNOSPE A，HÜBNER S，AMBROŽIČ K，et al. CORTEX experiments，Part Ⅲ：Experimental determination of the zero power transfer function of AKR-2 with reliable uncertainties[J]. Annals of Nuclear Energy，2024，209：110686.