DOI:10.20040/j.cnki.1000-7709.2025.20250067

融合PSO算法和信号熵评价准则的水电机组振动优化控制

刘栋耀[1a,1b],聂 梁[1a,1b],王雪妮[1a,1b],张金剑[2,3],张雷克[1a,1b]

(1. 太原理工大学 a. 水利科学与工程学院; b. 流域水资源协同利用山西省重点实验室, 山西 太原 030024;
2. 大连理工大学水利工程学院, 辽宁 大连 116023; 3. 天津大学水利工程仿真与安全国家重点实验室, 天津 300354)

摘要: 为缓解复杂激励影响下水轮发电机组轴系异常振动问题,提出了一种基于粒子群算法(PSO)的磁流变液阻尼器(MRD)优化布置策略,建立了考虑多种非线性振源作用的机组转子—转轮系统数学模型,将MRD位置参数作为优化变量,借助PSO算法并结合信号熵评价准则评估了不同布置方案对减振效果的影响,进而确定了MRD在机组系统中的最佳安装点位。结果表明,MRD的应用能够使轴系振动幅值明显降低,通过优化其安装位置,可进一步改善机组运行效率,提高系统稳定性。相关研究成果可为水电机组减振策略的制定提供科学依据和决策支持。

关键词: 水轮发电机组; 转子—转轮系统; 信号熵; MRD; 优化布置策略

中图分类号: [TV734.2+1] **文献标志码**: A **文章编号**: 1000-7709(2025)11-0191-05

1 引言

水力发电是推动我国可再生能源事业进步的重要驱动力之一,对于引导能源结构迈向绿色、可持续路径转型发挥着举足轻重的作用[1]。目前,在积极构建新型电力系统的时代背景下,水轮发电机组被赋予了更为繁重的峰频调控任务,旨在协助风电、光伏等具有随机、间歇性特征的可再生能源高效并网,故而机组系统需频繁经历启停机、负荷增减等多种过渡运行工况[2]。当机组于复杂多变的工况条件下长期服役后,伴随机械磨损现象日益加剧,设备健康状态持续恶化,致使轴系异常振动问题愈发显著[3]。近年来,由于机组设备老化、故障及异常振动而引发的水电站安全事故屡见不鲜,轻则导致电站停运,降低其经济效益;重则造成机组及厂房结构受损,诱发安全事故[4]。目前,尽管在水轮发电机组故障振动机理[5-7]及MRD轴系减振应用方面取得了丰硕科学成果[8-14],但在水电机组动力学研究领域,如何利用智能优化算法制定合理减振方案,以实现对机组非稳态振动的有效控制,特别是关于优化减振装置布置策略的探索方面,相关研究还较为有限。为此,本文在综合考虑水力、机械及电磁激励影响的基础上,建立了水电机组转子—转轮系统数学模型,推导了包含机组轴向位置参数的MRD阻尼力表达式,并将其引入至系统非线性运动微分方程中,提出了一种基于粒子群算法(PSO)的机组振动控制策略,并结合信号熵评价准则,探究了不同MRD布置策略对系统振动特性的影响,进而确定了阻尼器于轴系中的最优安装位置。

2 水轮发电机组转子—转轮系统动力学模型

2.1 轴系动力学模型搭建

水轮发电机组轴系结构见图1,其中B_1、O_1、B_2、B_3、O_2分别为上导轴承、发电机转子、下导轴承、水导轴承和水轮机转轮的形心。为缓解机组运行过程中可能出现的非稳态振动问题,拟将两组MRD安装于机组传动部件处,其阻尼力以F_{x_MRD}、F_{y_MRD}表示。此外,转子部件受不平衡磁拉力F_{x_ump}、F_{y_ump}及碰摩力F_{x0_rub}、F_{y0_rub}的影响,转轮系统受密封力F_{x_seal}、F_{y_seal}及碰摩力F_{x_rub}、F_{y_rub}的作用。

收稿日期: 2025-01-09,**修回日期**: 2025-01-23

基金项目: 国家自然科学基金项目(52379091);山西省基础研究计划青年项目(202203021222112)

作者简介: 刘栋耀(2001-),男,硕士研究生,研究方向为水轮发电机组动力学,E-mail: 1461660733@qq.com

通讯作者: 张雷克(1984-),男,博士、教授,研究方向为水轮发电机组动力学,E-mail: zhangleike@tyut.edu.cn

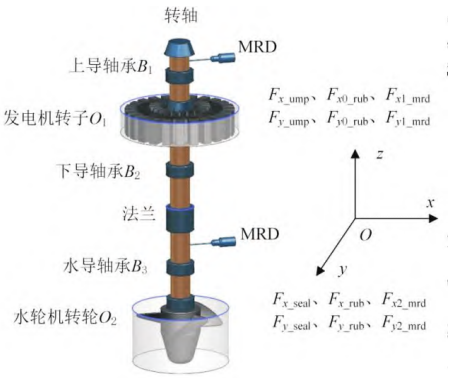

图 1 水轮发电机组轴系结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the shaft system structure of the hydro turbine generator set

2.2 系统运动微分方程

为方便后续计算，令 $|B_1O_1|=|B_2O_1|=|B_3O_2|=1/2|B_2B_3|$，即 $a=b=d=1/2c$，则可求得：

$$r_3=\frac{[(a+b)(b+c+d)-a(c+d)]r_1-abr_2}{b(b+c+d)}$$

$$r_4=[(c+d)r_1+br_2]/(b+c+d)$$

$$r_5=[dr_1+(b+c)r_2]/(b+c+d) \quad (1)$$

式中，a、b、c、d 分别为上导轴承形心到转子形心的距离、转子形心到下导轴承形心的距离、下导轴承形心到水导轴承形心的距离、水导轴承形心到转轮形心距离；r_1、r_2 分别为转子、转轮的径向位移；r_3、r_4、r_5 分别为转轴在上导、下导、水导轴承处的径向位移。

为简化计算，令 $a=b=d=c/2=1$。

系统广义力为：

$$\begin{cases}Q_{x1}=-c_1x_1-F_{x1_MRD}+F_{x_ump}+F_{x0_rub}\\ Q_{y1}=-c_1y_1-F_{y1_MRD}+F_{y_ump}+F_{y0_rub}\\ Q_{x2}=-c_2x_2-F_{x2_MRD}+F_{x_seal}+F_{x_rub}\\ Q_{y2}=-c_2y-F_{y2_MRD}+F_{y_seal}+F_{y_rub}\end{cases} \quad (2)$$

式中，Q_{x1}、Q_{y1}、Q_{x2}、Q_{y2} 分别为转子、转轮在 x、y 方向上受到的广义力；c_1、c_2 分别为转子、转轮阻尼系数；x_1、y_1、x_1、y_2 分别为转子、转轮的形心坐标。

利用拉格朗日法推导机组转子—转轮系统运动微分方程为：

$$\begin{cases}m_1\ddot{x}_1+K_1x_1+c_1\dot{x}_1=m_1e_1\omega^2\cos\varphi+F_{x0_rub}+F_{x_ump}-F_{x1_MRD}\\ m_1\ddot{y}_1+K_1y_1+c_1\dot{y}_1=m_1e_1\omega^2\sin\varphi+F_{y0_rub}+F_{y_ump}-F_{y1_MRD}\\ (m_2+nm_3)\ddot{x}_2+K_2x_2+c_2\dot{x}_2=m_2e_2\omega^2\cos\varphi+m_3l\omega^2\sum_{i=1}^{n}\cos\varphi_i+F_{x_rub}+F_{x_seal}-F_{x2_MRD}\\ (m_2+nm_3)\ddot{y}_2+K_2y_2+c_2\dot{y}_2=m_2e_2\omega^2\sin\varphi+m_3l\omega^2\sum_{i=1}^{n}\sin\varphi_i+F_{y_rub}+F_{y_seal}-F_{y2_MRD}\end{cases} \quad (3)$$

其中

$$K_1=\left[(25k_1+9k_2+k_3)+(-5k_1+3k_2+3k_3)\sqrt{(x_2^2+y_2^2)}/\sqrt{(x_1^2+y_1^2)}\right]/16$$

$$K_2=\left[(k_1+k_2+9k_3)+(-5k_1+3k_2+3k_3)\sqrt{(x_1^2+y_1^2)}/\sqrt{(x_2^2+y_2^2)}\right]/16 \quad (4)$$

式中，m_1、m_2、m_3 分别为转子、转轮、叶片的质量；k_1、k_2、k_3 分别为上导、下导、水导轴承刚度；K_1、K_2 均为组合轴承刚度；c_1、c_2 分别为转子、转轮阻尼；x、y 分别为转子、转轮的径向位移，其一、二阶导数则表示速度与加速度。

轴系外激励表达式详见文献[15]。

3 PSO 优化算法和信号熵评价准则

3.1 基于 PSO 算法的 MRD 轴系布置策略

PSO 是一种基于鸟群或鱼群觅食行为的优化算法，通过在多维搜索空间中移动一组粒子来找到最优解。本文设定 MRD 位置参数作为寻优目标，在求解系统运动微分方程的基础上，探究转子—转轮系统的振动演化规律，最后经过适应度评估迭代计算取得阻尼器最优布置位置。

3.1.1 初始化种群

定义机组轴系总长度为 L，其中一号、二号阻尼器位置参数分别为 s_1、s_2，两者取值范围分别为[0～0.5]、[0.5～1]，粒子种群代表 MRD 于轴系中的空间位置。

使粒子群在各变量范围内随机取值：

$$X=(x_1,x_2,x_3,\cdots,x_i)\quad i\geqslant 30 \quad (5)$$

式中，x_i 为轴系上的 MRD 安装位置。

粒子更新公式和速度更新公式分别为：

$$\begin{cases}v_i(t+1)=wv_i(t)+C_1\mathrm{rand}(p_{\mathrm{best}_i}-x_i^t)+C_2\mathrm{rand}(g_{\mathrm{best}_i}-x_i^t)\\ x_i^{t+1}=x_i^t+v_i^{t+1}\end{cases} \quad (6)$$

式中，$v_i(t+1)$、$v_i(t)$ 分别为粒子在 $t+1$、t 时刻的速度；w 为惯性因子；C_1、C_2 均为学习因子；p_{best_i}、g_{best_i} 分别为单个粒子、整个粒子群的最优解。

3.1.2 机组响应计算

采用四阶 Runge-Kutta 法对转子—转轮运动微分方程进行求解，计算 1 200 个周期，积分步长为 $2\pi/200$，为消除瞬态影响，舍去前 1 100 个周期，选取最后 100 个周期计算结果。接着，计算该 100 个周期每个周期的 x 自由度方向振动的信号

熵、振动均值及振动最大值作为稳定性分析的依据,机组相关参数见表 1。

表 1　水轮发电机组相关参数

Tab. 1　Relevant parameters of hydraulic turbine generator units

参数	单位	数值	参数	单位	数值
转子质量	m_1/kg	2.5×10^5	转轮半径	R_2/m	0.5
转轮质量	m_2/kg	2.0×10^4	叶片长度	L_2/m	0.52
叶片质量	m_3/kg	5.0×10^3	叶片数	n	3
转子质量偏心	e_1/m	1.0×10^{-3}	叶片质心轴心距	l/m	0.52
转轮质量偏心	e_2/m	1.0×10^{-3}	定转子均匀气隙	δ_1/m	2.5×10^{-3}
转子阻尼	c_1/[(N·s)·m^{-1}]	2.5×10^6	叶尖距转轮室距离	δ_2/m	2×10^{-3}
转轮阻尼	c_2/[(N·s)·m^{-1}]	5.0×10^6	摩擦因数	f	0.01
上导轴承刚度	k_1/(N·m^{-1})	8.5×10^8	转子碰摩刚度	k_{r1}/(N·m^{-1})	2.5×10^9
下导轴承刚度	k_2/(N·m^{-1})	6.5×10^8	转轮碰摩刚度	k_{r2}/(N·m^{-1})	2.5×10^9
水导轴承刚度	k_3/(N·m^{-1})	3.5×10^8	励磁电流	I_j/A	700
转子半径	R_r/m	2.5	绝对润滑油黏度	μ/(Pa·s)	24×10^{-3}
转子长度	L_r/m	1.0	空气磁导系数	μ_0/(H·m^{-1})	$4\pi\times10^{-3}$

3.1.3　选择适应度函数

根据求解系统运动微分方程所得的特征值并结合振动响应规律进行综合判断,将信号熵计算结果作为转子系统适应度评价标准,同时计算转轮振动幅值用于适应度分析,具体流程见图 2。

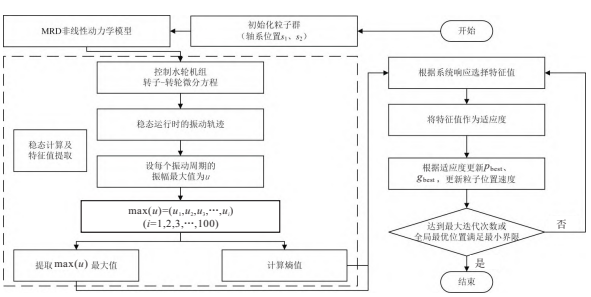

图 2　粒子群算法优化阻尼器控制流程图

Fig. 2　Particle swarm algorithm optimization damper control flow chart

3.2　信号熵理论与系统稳定性判别方法

信号熵理论常用于判别统计信息的随机性和不确定性,鉴于机组系统运行过程中可能出现突发非稳态振动现象,本文引入信号熵理论,将异常振动发生概率以熵值形式量化表示。此外,结合系统振动均值和幅值,从而综合判定系统稳定性。

3.2.1　数据标准化处理

将系统振幅数据存储于一向量组中,为观察振动离散情况,对向量组进行无量纲处理:

$$\boldsymbol{u}=(\boldsymbol{u}'-\boldsymbol{u}_{\min})/(\boldsymbol{u}_{\max}-\boldsymbol{u}_{\min}) \tag{7}$$

式中,$\boldsymbol{u}'$为振动向量;$\boldsymbol{u}_{\max}$、$\boldsymbol{u}_{\min}$ 分别为向量组中的最大值、最小值。

3.2.2　计算概率权数

计算第 i 组位移向量的权数:

$$P_i=\boldsymbol{u}_i\Big/\sum_{i=1}^{n}\boldsymbol{u}_i \tag{8}$$

式中,P_i 为第 i 组振动向量的权数;$\boldsymbol{u}_i$ 为第 i 组振动向量。

3.2.3　计算信号熵值

计算振动向量组的目标函数熵值:

$$e=-\frac{1}{\ln n}\sum_{i=1}^{n}P_i\ln P_i \tag{9}$$

式中,n 为稳态运行周期数目。

4　数值分析与结果

4.1　MRD 振动控制分析

图 3 为以 ω 为控制参数,是否考虑 MRD 时转子和转轮 x 方向的振动最大值变化曲线。在图 3(a)中,当不考虑 MRD 时,转子最大振幅在 $\omega=[0\sim87]$ rad/s 范围内呈上升趋势,当转速 $\omega=87$ rad/s 时,最大振幅达到 8.6 mm,超过定转子初始气隙 2.5 mm,表明此时转子与定子间发生碰摩故障。此后,随着转速进一步增加,转子振幅逐步下降。考虑 MRD 后,在分析转速范围内,转子最大振幅下降至 2.3 mm,降幅约 73.2%。除此之外,转轮在升速过程中同样存在碰摩机械故障。如图 3(b)所示,随着转速的增加,转轮最大振幅曲线变化规律与转子相同,表现出先增后减趋势。在不考虑 MRD 时,转轮在$\omega=87$ rad/s 处的振动峰值为 2.9 mm,而随着 MRD 的加入,转轮振动峰值显著减小为 0.8 mm,降幅约 75%。由此可见,MRD 能够有效控制转子和转轮的振动幅值,从而避免碰摩故障发生。

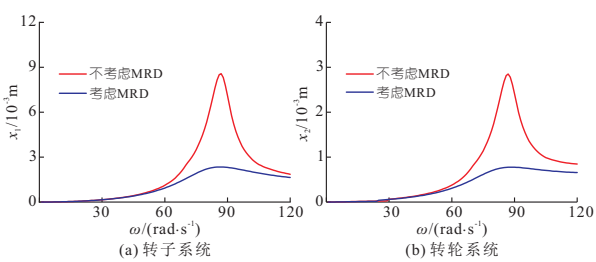

图 3　MRD 对转子—转轮系统的振动控制

Fig. 3　MRD for vibration control of the rotor-runner system

当 $\omega=87$ rad/s 时,转子—转轮系统响应轨迹、映射、时域及频谱图分别见图 4、5。由图 4 可知,转子此时进行周期一运动,考虑 MRD 后其周期运动状态无明显变化。由图 5 可知,从转轮振动抑制情况和运动稳定性角度出发,MRD 不仅有效控制了振动幅值,还使其周期运动稳定性得到一定程度提高。同时,考虑 MRD 控制后,转轮信号熵由 0.977 4 减少为 0.969 9,表明系统运行稳定性有所提高,证明了利用信号熵值描述系统稳定性的可行性。

4.2　s_1 对机组振动的影响

当 $s_2=0.8$、$\omega=87$ rad/s 时,以 s_1 为控制参

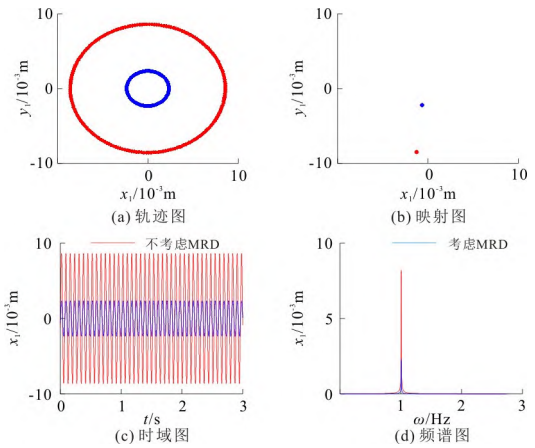

图 4　ω=87 rad/s 时，转子轨迹图、映射图、时域图、频谱图

Fig. 4　Rotor trajectory diagram, mapping diagram, time domain diagram, and spectral diagram at ω=87 rad/s

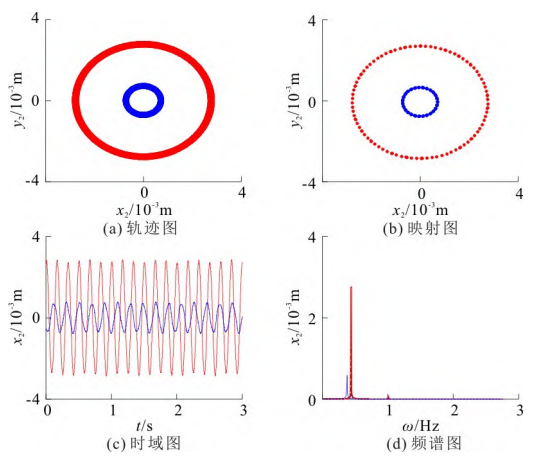

图 5　ω=87 rad/s 时，转轮轨迹图、映射图、时域图、频谱图

Fig. 5　Runner trajectory diagram, mapping diagram, time domain diagram, and spectral diagram at ω=87 rad/s

数下的系统振动响应特征见图 6。由图 6(a)可知，转子振动最大值和平均值曲线均呈现递增的趋势，最大值变化范围为[2.01～3.31] mm，平均值变化范围为[1.99～3.26] mm，二者拟合程度较高，表明转子周期运动随 s_1 变化较为集中。由信号熵曲线可知，随着 s_1 的变化，熵值表现出起伏走势，当 s_1=0.19 时达到最低点 0.927 4，说明 s_1=0.19 处是一号 MRD 在机组轴系中的最优装配点。此外，观察图 6(b)可发现，转轮振动最大值和平均值随着 s_1 的增加而变大，其最大值范围为[0.68～1.13] mm，平均值范围为[0.46～0.716] mm，可见两者关联性较弱。结合信号熵曲线所呈现的凸型特征可知，转轮周期运动稳定性随 s_1 的增加逐步降低。

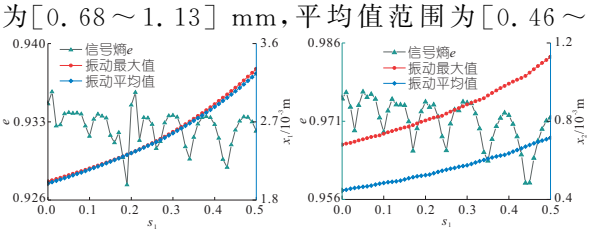

图 6　以 s_1 为控制参数的转子－转轮振动特征响应

Fig. 6　Characteristic response of rotor-runner vibration with s_1 as the control parameter

4.3　s_2 对机组振动的影响

在明确位置参数 s_1 变化对系统振动响应的影响后，进一步讨论 s_2 对转子及转轮振动的影响机理。当 s_1=0.2 时，以 s_2 为控制参数的系统响应特征见图 7。由图 7(a)可知，转子振动最大值和平均值曲线不因 s_2 改变而波动，二者拟合程度较高，表明二号 MRD 布置位置对转子振动响应无明显影响。此外，信号熵曲线在[0.57～0.61]区间内表现出明显下降趋势，说明随着 s_2 的增大，转子稳定性逐渐提高。由图 7(b)可知，转轮系统振动平均值和最大值随 s_2 的增大持续降低，且当 s_2=0.93 时振幅和信号熵值皆达到峰谷，可见此时 MRD 对转轮的振动控制效果最优，系统稳定性相对较高。

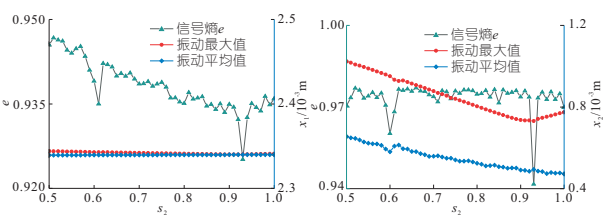

图 7　以 s_2 为控制参数的转子－转轮振动特征响应

Fig. 7　Characteristic response of rotor-runner vibration with s_2 as the control parameter

综上所述，MRD 振动控制效果与其在机组轴系中的布置位置密切相关。从系统振动幅值和信号熵稳定性分析结果来看，当 s_1=0.19 时，一号 MRD 能够最大程度降低转子、转轮振幅，同时保持机组运行稳定性。设定 s_2=0.93 时，尽管二号 MRD 对转子振动情况无明显影响，但对转轮位移产生了显著约束效果，对机组整体运行稳定性和安全性具有积极作用。

5　结论

a. 针对水轮发电机组受复合外部振源影响而产生的异常振动问题，本文基于 Lagrange 理论建立了机组转子－转轮系统数学模型，并推导了考虑轴向位置参数的 MRD 动力表达式。从轴系振动控制和 MRD 优化布置角度出发，利用 PSO 智能优化算法，同时结合信号熵评价准则分析了 MRD 位置参数改变对系统动态响应特征和减振效果的影响。

b. 随着机组转速的升高，系统幅值表现出持续增长趋势，且当 ω=87 rad/s 时，转子及转轮出

现明显碰摩故障。对于转子－转轮系统而言,MRD 的加入能够有效降低分析转速范围内转子、转轮的振动幅值,其最高减振比例可达 75%,对于预防定转子碰摩故障而言具有积极作用。

c. 基于 PSO 算法所制定的 MRD 布置策略能够进一步增强轴系振动控制能效,降低系统最大振动。当阻尼器位置参数 $s_1=0.19$、$s_2=0.93$ 时,转子及转轮的振动情况得到不同程度改善,其最大振动分别为 2.34、0.73 mm,对应的信号熵曲线处于最低点,即为 MRD 的最佳装配点位。

d. 需要说明的是,本文所开展研究目前尚处于理论探索与数值模拟阶段,未涉及实际工程验证。未来将进一步开展数值模拟与现场实测相结合的工作,从而为水轮发电机组振动控制提供更加合理的方案措施。

参考文献:

[1] 陈骁,訾鹏,郝婧,等. 面向系统功角稳定性提升的变速抽水蓄能机组故障穿越性能优化[J]. 电力系统自动化,2023,47(24):156-164.

[2] 冯陈,周大庆,郑源,等. 基于精细化建模的抽水蓄能机组低水头背靠背启动多目标优化[J]. 中国电机工程学报,2023,43(8):3059-3071.

[3] 罗正亮,潘虹,李大成,等. 基于 IBBO-DP 模型的水电机组负荷分配优化[J]. 农业工程学报,2022,38(6):213-220.

[4] 许颜贺,赵坤杰,吕聪,等. 基于水-机-电耦合模型的机组励磁优化控制[J]. 华中科技大学学报(自然科学版),2021,49(12):28-33.

[5] 黄志伟,周建中,张勇传. 水轮发电机组转子不对中-碰摩耦合故障动力学分析[J]. 中国电机工程学报,2010,30(8):88-93.

[6] 张雷克,马震岳. 不平衡磁拉力作用下水轮发电机组转子系统碰摩动力学分析[J]. 振动与冲击,2013,32(8):48-54.

[7] 苟东明,宋志强,郭鹏程,等. 水轮发电机转子系统碰摩弯扭耦合振动分析[J]. 水力发电学报,2015,34(12):115-122.

[8] ZHANG L, TANG H, SUN T, et al. Vibration characteristics analysis of shaft system for bulb hydroelectric generating unit based on magnetorheological fluid damper[J]. Chaos, solitons & fractals, 2022, 163(18): 112559.

[9] 张宁. MRD 优化布置对水电机组轴系振动控制的影响[J]. 水电站机电技术,2022,45(2):7-10.

[10] 张婷婷,王绍强,张晓东,等. 融合改进近似熵和多策略鲸鱼优化算法的水电机组故障诊断[J]. 工程科学与技术,2024,5(38):1-14.

[11] 王康平,葛鹏江,段乃欣,等. 基于改进天牛须搜索算法的抽水蓄能机组调节系统优化控制[J]. 水资源与水工程学报,2023,34(6):108-114.

[12] ZHANG J, ZHANG L, MA Z, et al. Coupled bending-torsional vibration analysis for rotor-bearing system with rub-impact of hydraulic generating set under both dynamic and static eccentric electromagnetic excitation[J]. Chaos, solitons & fractals, 2021, 147(8): 110960.

[13] THIBAULT D, GAGNON M, GODIN S. The effect of materials properties on the reliability of hydraulic turbine runners[J]. International journal of fluid machinery and systems, 2015, 8(4): 254-263.

[14] XU B, CHEN D, ZHANG H, et al. Shaft mis-alignment induced vibration of a hydraulic turbine generating system considering parametric uncertainties[J]. Journal of sound and vibration, 2018, 435(10): 74-90.

[15] 张雷克,聂梁,张金剑,等. 基于 MRD 优化布置的水轮发电机组碰摩系统振动抑制[J]. 振动与冲击,2024,43(13):1-11.

Vibration Optimization Control of Hydropower Unit Based on PSO Algorithm and Signal Entropy Evaluation Criterion

LIU Dong-yao[1a,1b], NIE Liang[1a,1b], WANG Xue-ni[1a,1b], ZHANG Jin-jian[2,3], ZHANG Lei-ke[1a,1b]

(1a. College of Water Resources Science and Engineering; 1b. Shanxi Key Laboratory of Cooperative Utilization for Basin Water Resources, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China; 2. School of Hydraulic Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116023, China;
3. State Key Laboratory of Hydraulic Engineering Simulation and Safety, Tianjin University, Tianjin 300354, China)

Abstract: In order to alleviate the problem of abnormal shafting vibration of hydro-generator sets under the influence of complex excitation, an optimal arrangement strategy of magnetorheological fluid damper (MRD) based on particle swarm optimization (PSO) was proposed. A mathematical model of the rotor-runner system of the unit considering the effects of various nonlinear vibration source factors was established. Taking the MRD position parameters as the optimization variables, the influence of different arrangement schemes on the vibration reduction effect was evaluated with the help of PSO algorithm and signal entropy evaluation criteria. The optimal installation point of MRD in the unit system was determined. The results show that the application of MRD can significantly reduce the vibration amplitude of the shafting system, and the operation efficiency of the unit and the stability of the system can be further improved by optimizing the installation position. The relevant research results can provide scientific basis and decision-making support for the formulation of vibration reduction strategies for hydropower units.

Key words: hydro-generator sets; rotor-runner system; signal entropy; MRD; optimal layout strategy