doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.03.024

闸门慢速启动下水泵机组起动过程水力稳定性研究

徐　辉[1,2]　王楚怡[1]　陈会向[2]　阚　阚[3]　冯建刚[2]　张　睿[2]

(1.河海大学水利水电学院,南京 210024;2.河海大学农业科学与工程学院,南京 211100;
3.河海大学电气与动力工程学院,南京 211100)

摘要:为探究水泵机组起动过程中,闸门慢速启动对机组水力稳定性的影响,建立了泵机组全过流几何模型,采用铺层网格和动网格技术实现闸门运动和转轮旋转,分别对不同闸门启动速度下的水泵机组起动过程开展了三维数值模拟。设置 3 种不同闸门启动速度的控制方案,从外部参数变化、压力脉动特性和内流特性 3 个角度探究闸门慢速启动对水泵起动过程水力稳定性所产生的影响,结合熵产理论量化了不同区域的能量损失,进一步分析了泵起动过程中的能量损失变化。研究结果表明,不同控制方案在外部参数、压力波动、水头损失等方面表现出相似的演变趋势,但在时间进程和变化幅值上存在差异。在起动过程中,减慢闸门启动速度将减慢流量变化,减慢外特性参数的回落速率,方案 1、2、3 的进口流量分别于 12.2、25.4、56.4 s 达到运行流量值;增大转矩和轴向力的波动幅值,同时增大机组内压力峰值和压力脉动峰峰值。水头损失方面,减慢闸门启动速度对能量损失的影响具有明显的时域双重性:加速阶段以增损为主,而后期则转为抑损。

关键词:水泵机组;快速闸门;起动过程;熵产理论;三维数值模拟

中图分类号:TV675　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2026)03-0252-09　　**OSID**:

Influence of Gate Slow Start on Hydraulic Stability of Pump Unit during Start-up Process

XU Hui[1,2]　WANG Chuyi[1]　CHEN Huixiang[2]　KAN Kan[3]　FENG Jian'gang[2]　ZHANG Rui[2]

(1. *College of Water Conservancy and Hydropower*, *HoHai University*, *Nanjing* 210024, *China*
2. *College of Agricultural Science and Engineering*, *Hohai University*, *Nanjing* 211100, *China*
3. *School of Electrical and Power Engineering*, *Hohai University*, *Nanjing* 211100, *China*)

Abstract: In order to explore the influence of gate slow start on the hydraulic stability during the start-up process of the pump unit, a full-flow geometric model of the pump unit was established, and the gate movement and runner rotation were realized by using the laying mesh and dynamic mesh technology. The three-dimensional numerical simulation of the start-up process of the pump unit at different gate opening speeds was carried out. Three control schemes with different gate opening speeds were set up to explore the influence of gate slow start on the hydraulic stability of the pump start-up process from the perspectives of external parameter changes, pressure pulsation characteristics and internal flow characteristics. Combined with the entropy production theory, the energy loss in different regions was quantified, and the change of energy loss in the pump starting process was further analyzed. The results showed that different control schemes showed similar evolution trends in external parameters, pressure fluctuation and head loss, but there were differences in time process and change amplitude. During the starting process, slowing down the opening speed of the gate would slow down the flow change and the falling rate of the external characteristic parameters. The inlet flow of Scheme 1, Scheme 2 and Scheme 3 reached the operating flow value at 12.2 s, 25.4 s and 56.4 s, respectively. It would also increase the fluctuation amplitude of torque and axial force, and increase the peak pressure and pressure pulsation peak-to-peak value in the unit. In terms of head loss, the influence of reducing gate speed on energy loss had obvious time-domain duality: in the acceleration stage, the energy loss was mainly increased, while

收稿日期:2025-08-08　修回日期:2025-08-20

基金项目:国家自然科学基金项目(52476028、52379086)和江苏省创新支撑计划国际科技合作项目(BZ2023047)

作者简介:徐辉(1961—),男,教授,博士,主要从事泵站工程研究,E-mail:hxu@hhu.edu.cn

通信作者:陈会向(1989—),女,副教授,博士,主要从事水力机械研究,E-mail:chenhuixiang@hhu.edu.cn

in the later stage, the loss was reduced.

Key words: pump unit; rapid-drop gate; start-up process; entropy production theory; three-dimensional numerical simulation

0　引言

泵站作为水利工程的关键设施，承担着防洪、除涝、灌溉、调水及供水等重要任务[1-2]。特别是在现代社会，其对保障水资源可利用性、支撑农业发展及维持城市正常运转至关重要。然而，技术落后、机组效率下降等问题严重威胁泵站稳定运行与供水安全[3]。因此，及时进行更新改造、技术升级以解决上述问题是必要且紧迫的。

增强闸阀性能是优化泵站控制性能、提升机组安全稳定性的关键途径之一[4]。泵站过渡过程（尤其是起动过程）中常伴随最不利工况，运行突变会引发严重且复杂的瞬态水力现象[5-6]，包括大量的瞬态负荷和压力波动，危及机组稳定和运行安全[7-9]。

目前，在水泵过渡过程研究方面，不少学者开展了较深入研究。针对水泵的瞬态特性，文献[10]对不同启动条件下泵的瞬态水力特性进行了试验研究。文献[11]对输送清水的自吸泵在快速启动和慢速启动两种工况下的瞬态水力性能进行了试验研究。文献[12]用瞬态模拟方法研究了不同直径的溢流孔对轴流泵过渡过程的影响。文献[13]采用数值模拟和熵产理论定量分析了轴流泵在水泵和水轮机两种模式下能量损失的空间变化规律。

随着计算机和网格技术的进一步发展，目前，采用三维数值计算模拟泵机组的非定常特性已成为一种高效可靠的研究手段。文献[14]采用动网格技术对水泵水轮机的甩负荷过渡过程进行了全流道三维数值模拟。文献[15]对轴伸贯流泵机组断电导致的飞逸工况进行了三维非恒定流数值模拟。文献[16]采用数值模拟和原型试验对低水头条件下抽水蓄能机组启动过程的水力特性进行了研究。

此外，针对闸阀尤其是快速闸门运动规律对泵站起动过渡过程所产生影响的研究仍有限。文献[17]模拟了混流泵站出口阀门的瞬时开启过程，分析了阀门开启过程中的参数变化和流场演变。文献[18]采用动网格技术模拟了轴流泵启动过程中带有 2 个挡板的闸门运动。文献[19]发现，在泵启动过程中，安装有预开启真空溢流阀的泵装置，其瞬态冲击特性对其流场的影响显著降低。在所有闸阀种类中，快速闸门在机组起动中起着至关重要的保护作用，对关键部件通过减轻或加剧压力波传播和负载强化来影响瞬态现象。故有必要研究闸门动态响应特性对泵站起动过渡过程的影响[20]。

本文将以某泵站混流泵机组为研究对象，基于 ANSYS Fluent 平台，采用 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型及动网格技术进行三维数值模拟，结合熵产理论量化并分析减慢快速闸门启动速度对泵机组起动过程的水力稳定性影响，以期为保障泵站起动安全和优化控制策略提供理论指导。

1　数值模拟方法及理论

1.1　控制方程及数值设定

采用 CFD 数值模拟计算泵机组起动过渡过程，考虑水体的不可压缩性，采用 Navier - Stokes 方程[21]来对其进行求解，基本方程中主要考虑连续性方程和动量守恒方程。在计算泵机组起动过程时，采用基于 $k-\varepsilon$ 方程改进而来的 Realizable $k-\varepsilon$ 两方程模型作为本文三维数值模拟的湍流模型[22]。

瞬态模拟的初始条件来源于稳态模拟。采用 PISO 方法进行起动过程的模拟计算[23]。参考压力设置为 1 个标准大气压，壁面条件设置为无滑移壁面。时间步长设置为 0.004 s，残差收敛标准取为 10^{-5}，每个时间步内的最大迭代次数设定为 20。此外，重力加速度被定义为 $g=9.81\ \mathrm{m/s^2}$。全过流系统的进水口和出水口分别为压力进口和压力出口边界条件。根据下游和上游实际水位计算库深，进出水口压力分别设置为 6.1 m 和 14.6 m。

1.2　转轮转速及闸门水体形变控制

在水泵起动过渡过程模拟计算时，采用动网格技术，能够实现转轮和快速闸门的运动，有效解决模拟转轮转速变化和快速闸门开启运动的问题。

起动过渡过程的控制流程为：泵机组收到开机指令后，转轮转速开始线性加速至额定转速，转速上升至 62.5% 额定转速时，快速闸门开始匀速上升至最大开度。控制规律为

$$n_t=\begin{cases}0 & (t\leqslant 2\ \mathrm{s})\\ \dfrac{n_r}{4}(t-2) & (2\ \mathrm{s}<t\leqslant 6\ \mathrm{s})\\ n_r & (t>6\ \mathrm{s})\end{cases}\tag{1}$$

$$\alpha=\begin{cases}0 & (t\leqslant 4.5\ \mathrm{s})\\ \dfrac{\alpha_s}{v_s}(t-4.5) & (4.5\ \mathrm{s}<t\leqslant t_s)\\ \alpha_s & (t>t_s)\end{cases}\tag{2}$$

式中 n_r——额定转速,r/min

n_t——转轮转速,r/min

t——时间,s

α——闸门开度,m

α_s——闸门最大开度,m

v_s——闸门运动速度,m/s

t_s——闸门开度达到最大的时刻,s

1.3 熵产理论

建立水力损失与熵产之间的关系,利用熵产理论对水泵的能量耗散进行量化评估,准确预测流动过程中的能量损失。由于水的比热容较高,通过传热产生的熵产可忽略不计。

单位体积总熵产率(Entropy production rate, EPR)$\dot{S}_D'''$被定义为

$$\dot{S}_D''' = \frac{\dot{Q}}{T} \tag{3}$$

式中 $\dot{Q}$——能量耗散率,W/m^3

T——开尔文温度,K

雷诺时均流动的总熵产率包括由时均速度引起的直接熵产率 $\dot{S}_D'''$ 和由脉动速度引起的湍流熵产率 $\dot{S}_{D'}'''$[24-26]。

此外,壁面区域存在高速度梯度,会产生较强的壁面效应从而造成熵产,其壁面熵产率 $\dot{S}_W''$ 可由壁面函数计算得到[27],公式为

$$\dot{S}_W'' = \frac{\tau_w u_w}{T} \tag{4}$$

式中 τ_w——壁面剪切应力,Pa

u_w——近壁面第 1 层网格中心速度,m/s

各熵产率分别对计算域进行积分后得到直接熵产、间接熵产和壁面熵产,求和后可得出总熵产,单位为 W/K。

用水力损失直观表示能量损失,熵产法得到水力损失 h_{ep},其中由直接熵产、间接熵产和壁面熵产得到的水力损失分别为 h_{DD}、h_{TD}、h_{WS},公式为

$$h_{ep} = \frac{TS}{\dot{m}g} \tag{5}$$

式中 S——各项熵产,W/K

$\dot{m}$——质量流量,kg/s

2 数值计算模型

2.1 计算模型

以某原型混流泵的全过流系统为研究对象。计算域包括进水池、进水流道、导叶、转轮、出水流道和出水池(包含快速闸门)。泵站采用肘形进水流道和直扩式出水流道,采用快速闸门断流。水泵型号为 2750HLB24-8.5,单机功率为3 200 kW,设计流量 30 m^3/s,转轮额定转速 150 r/min,闸门高度为 3.3 m,电机和水泵转动惯量为38 200 kg·m^2,进出水池水位均设置为设计水位,即进水侧 6.1 m、出水侧 14.6 m。各区域均采用六面体结构网格,由于转轮区和导叶区流态复杂,对其进行网格加密。泵站模型计算域及网格如图 1 所示。

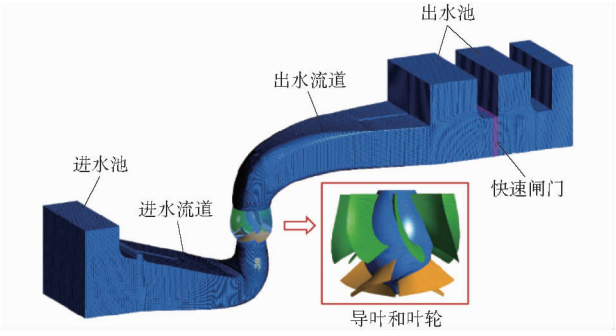

图 1 泵站模型计算域及网格

Fig. 1 Computational domain and grid of pump station

为探究泵机组在过渡过程中流道内的压力脉动特性,在机组内部沿流道设置了 8 个压力监测点,如图 2 所示。其中,监测点 P-IC1 ~ P-IC4 位于机组进水流道,监测点 P-OC1 ~ P-OC4 位于机组出水流道。

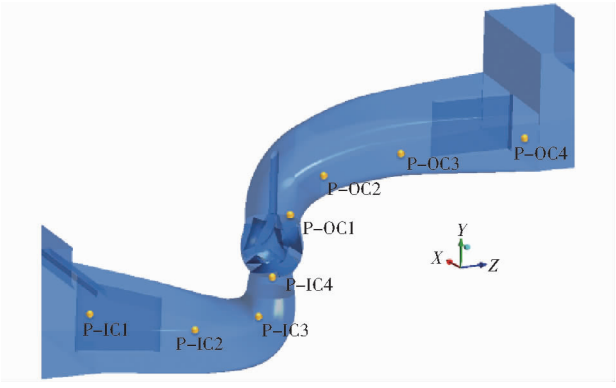

图 2 机组流道监测点示意图

Fig. 2 Schematic of unit flow monitoring points

2.2 网格无关性验证

采用 ICEM 软件对所建模型进行网格划分,并应用理查德森外推法进行网格无关性验证,采用网格收敛指数(Grid convergence index, GCI)G 来评估验证网格的准确性[28-30],计算公式为

$$G = \frac{F_s e_a^{(21)}}{r_{21}^p - 1} \tag{6}$$

式中 F_s——安全因子,取 1.25

$e_a^{(21)}$——两套网格上数值解的相对误差

r_{21}——网格细化因子

p——收敛精度

根据美国机械工程师协会的建议,网格细化因

子 r 应大于 1.3。因此，本文设立 3 套网格方案的网格数量分别为 1.94×10^6、4.40×10^6、9.97×10^6 个。选取水头和效率作为收敛性分析的变量，均在设计工况下进行数值模拟计算，得到无关性验证结果。水头和效率作为分析变量时的 GCI 分别为 2.26% 和 0.41%，说明网格已符合收敛标准（小于 3%）[31]。综合考虑模拟的精度与计算成本，确定网格数为 4.40×10^6 个。

2.3　数值模拟验证

水泵模型试验在河海大学水力机械多功能试验台进行，试验台按照 SL140—2006《水泵模型及装置模型验收试验规程》进行设计与建造，如图 3、4 所示，试验台为立式封闭循环系统，试验综合不确定度在 ±0.327% 范围内。

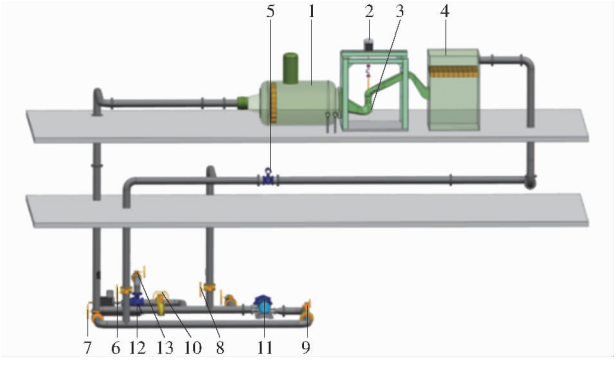

图 3　试验台循环系统三维示意图

Fig. 3　Three-dimensional schematic of circulation system of test rig

1. 尾水槽　2. 测功电机　3. 模型泵　4. 压力槽　5. 电磁流量计　6. 蝶阀Ⅰ　7. 蝶阀Ⅱ　8. 蝶阀Ⅲ　9. 电动阀Ⅰ　10. 电动阀Ⅱ　11. 供水泵　12. 充水泵　13. 进水口



图 4　水泵装置模型试验台

Fig. 4　Pump model test rig

选取效率 η、扬程系数 ψ 和流量系数 φ 进行模型试验并与数值模拟的结果进行对比。3 个参数的定义式为

$$\eta=\frac{\rho gQh}{P_t} \tag{7}$$

$$\psi=\frac{gh}{\omega_r^2R^2} \tag{8}$$

$$\varphi=\frac{Q}{\omega_rR^3} \tag{9}$$

式中　ρ——流体密度，kg/m^3

h——水头，m　　Q——流量，m^3/s

P_t——总输入功率，W

ω_r——旋转角速度，rad/s

R——转轮半径，m

从图 5 可以看出，模拟结果与试验曲线之间的误差较小，因此本文的模拟研究具有可信度。

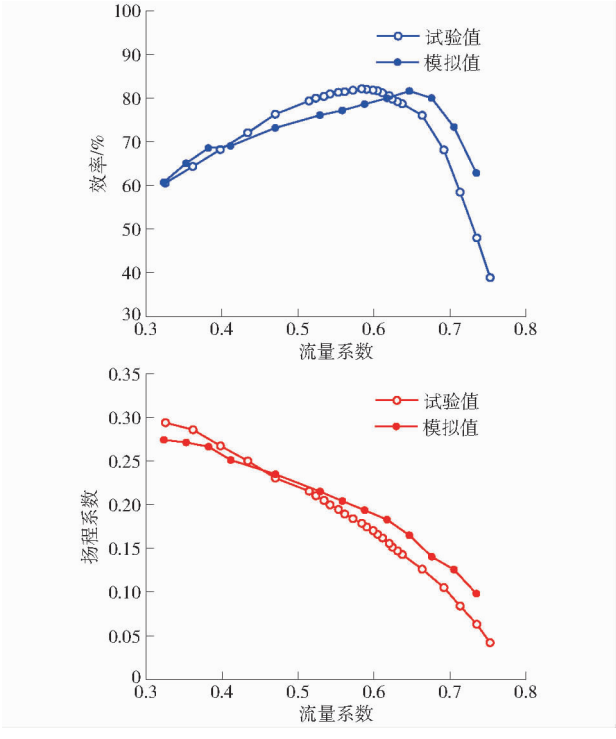

图 5　试验和模拟结果对比图

Fig. 5　Comparison of test and simulation results

为了验证熵产法评估水力损失的可靠性，将熵产法计算得到的总水力损失 h_{ep} 与压差法计算得到的总水力损失 h_p 进行对比，转轮段水力损失 h_{p_m} 和其他非旋转部件的水力损失 h_{p_i} 计算公式为

$$h_{p_m}=\frac{\int_{Out}P_{Tot}\mathrm{d}\dot{m}-\int_{In}P_{Tot}\mathrm{d}\dot{m}+\rho W}{\rho\dot{m}g} \tag{10}$$

$$h_{p_i}=\frac{\int_{In}P_{Tot}\mathrm{d}\dot{m}-\int_{Out}P_{Tot}\mathrm{d}\dot{m}}{\rho\dot{m}g} \tag{11}$$

式中　W——总输入功率，W

P_{Tot}——进出口总压强，Pa

选用闸门速度为 0.055 m/s 情况下起动过程进行数值模拟验证，验证结果见图 6，熵产法和压差法计算得到的水力损失吻合较好，两者相对误差小于 10%，验证了熵产计算的准确性。

3　不同闸门启动规律下泵机组起动过程计算

3.1　起动过程方案

针对起动过程的闸门启动规律，设置了 3 个不

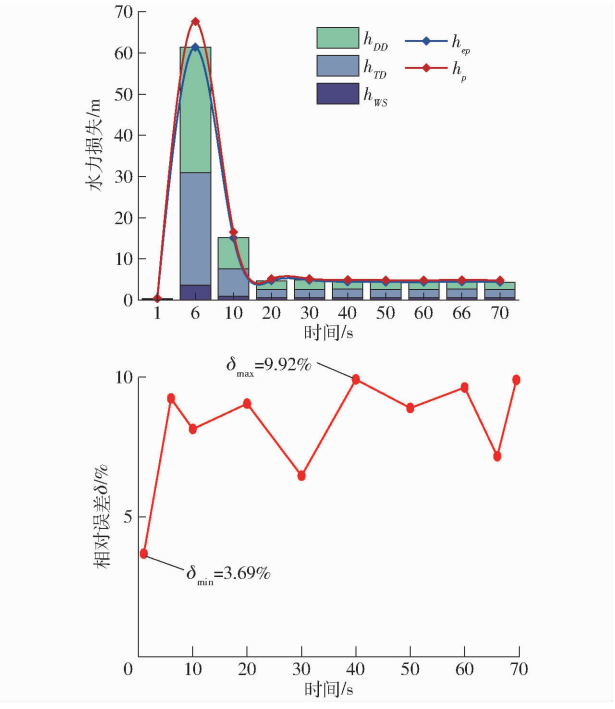

图 6 两种水力损失方法对比

Fig. 6 Comparison of hydraulic loss between two methods

同的闸门启动速度 $v_{S1}=0.110$ m/s，$v_{S2}=0.055$ m/s 和 $v_{S3}=0.028$ m/s，闸门启动时刻均为 4.5 s，为着重体现闸门运动规律的影响，所有控制方案的转速变化均从 2 s 开始线性加速至额定转速，历时 4 s。由此产生了 3 个不同的启动控制方案 S1、S2、S3，如图 7 所示。

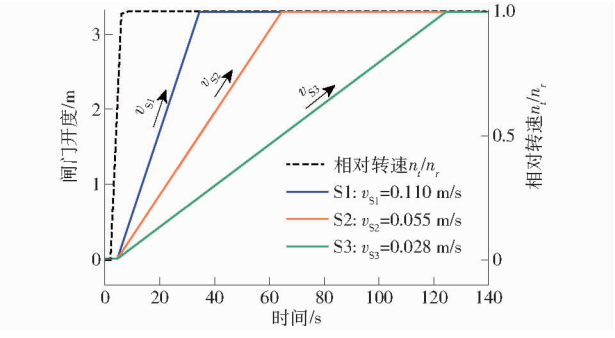

图 7 3 种控制方案示意图

Fig. 7 Schematic of three control schemes

3.2 不同控制方案下泵机组外特性分析

3 种控制方案下起动过程进出口流量变化如图 8 所示(流量正值表示进口方向，负值为出口方向)。由图 8 可见，初始时刻，机组处于停机状态；2 s 时，机组收到起动指令，转轮转速急剧上升，此时快速闸门为关闭状态，流量近乎为零；4.5 s 时，闸门开启，流量急剧增大，且 3 种方案下流量变化开始出现不同；6 s 后，转速达到额定值并保持不变，但因闸门未全开，流量持续上升直至稳定。对比 3 种方案，方案 1、2、3 的进口流量分别在 12.2、25.4、56.4 s 达到稳态，分别占各方案闸门全开时间(34.5、64.5、

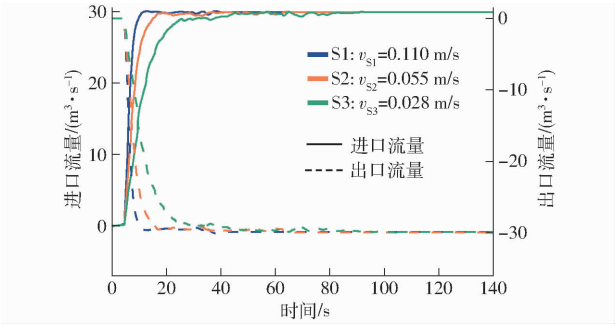

图 8 3 种控制方案下流量变化

Fig. 8 Variation of flow rate under three control schemes

124.5 s)的35.4%、39.4%、45.3%。结果表明，方案 1 控制下的机组流量最快达到稳定值，方案 2 次之，方案 3 最慢，即减小闸门开启速度将延长流量稳定时间。

整体来看，3 种控制方案下的流量变化趋势整体相近，伴随着闸门开启，流量变化速率骤升，达到最大流量后，由于闸门未完全开启，机组流量出现小幅度的减小后又回升至运行流量并保持稳定。

3 种控制方案的转矩 M 和转轮轴向力 F_y 变化如图 9 所示，转矩和轴向力主要受流量和转速的综合影响。转轮叶片转矩和轴向力随转速加快均出现大幅度波动，并都于转速达到额定转速时达到最大值。之后随着闸门开启，流量持续增大，转矩和轴向力减小，直至达到稳定状态。对比 3 种方案，对于转矩最大值 M_{max} 和轴向力最大值 F_{ymax}，方案 1 相对最小，方案 2 次之，方案 3 则最大；对于转矩和轴向力回落速率，方案 1 速率最慢，方案 2 居中，方案 3

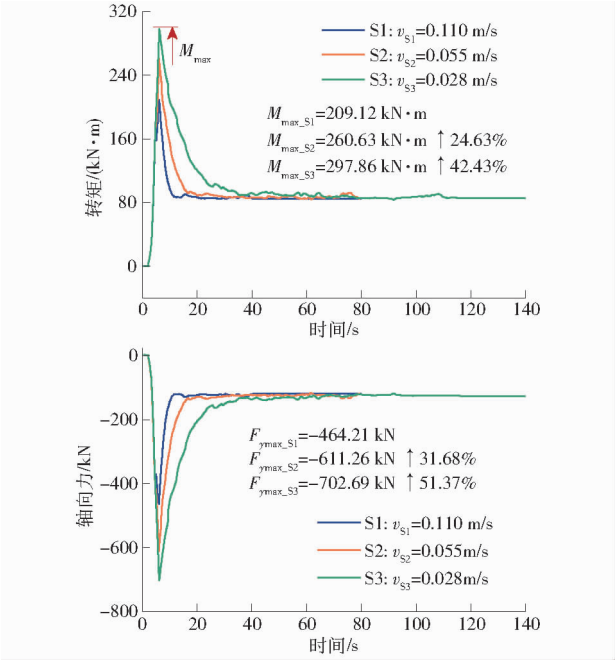

图 9 3 种控制方案下转矩和轴向力变化

Fig. 9 Variation of torque and axial force under three control schemes

最快。

整体来看，3 种控制方案下的转矩和轴向力具有相似的变化趋势，但波动的强度以及回落速率有所不同。闸门启动速度越慢，两者最大值越大，波动幅值也越大，回落速率越慢。

综上所述，3 种控制方案下的外特性变化趋势整体相近，机组启动后转速和流量骤升，减慢闸门启动速度将使得机组流量增大速率减慢。此外，闸门启动速度的减慢会增大力矩和轴向力的波动幅值，并减慢外特性参数回落速率。

3.3　起动过程中压力脉动特性分析

在机组起动过程计算中，获取 3 种控制方案下各时刻监测点的压力 H，得到机组流道压力脉动变化情况如图 10 所示。

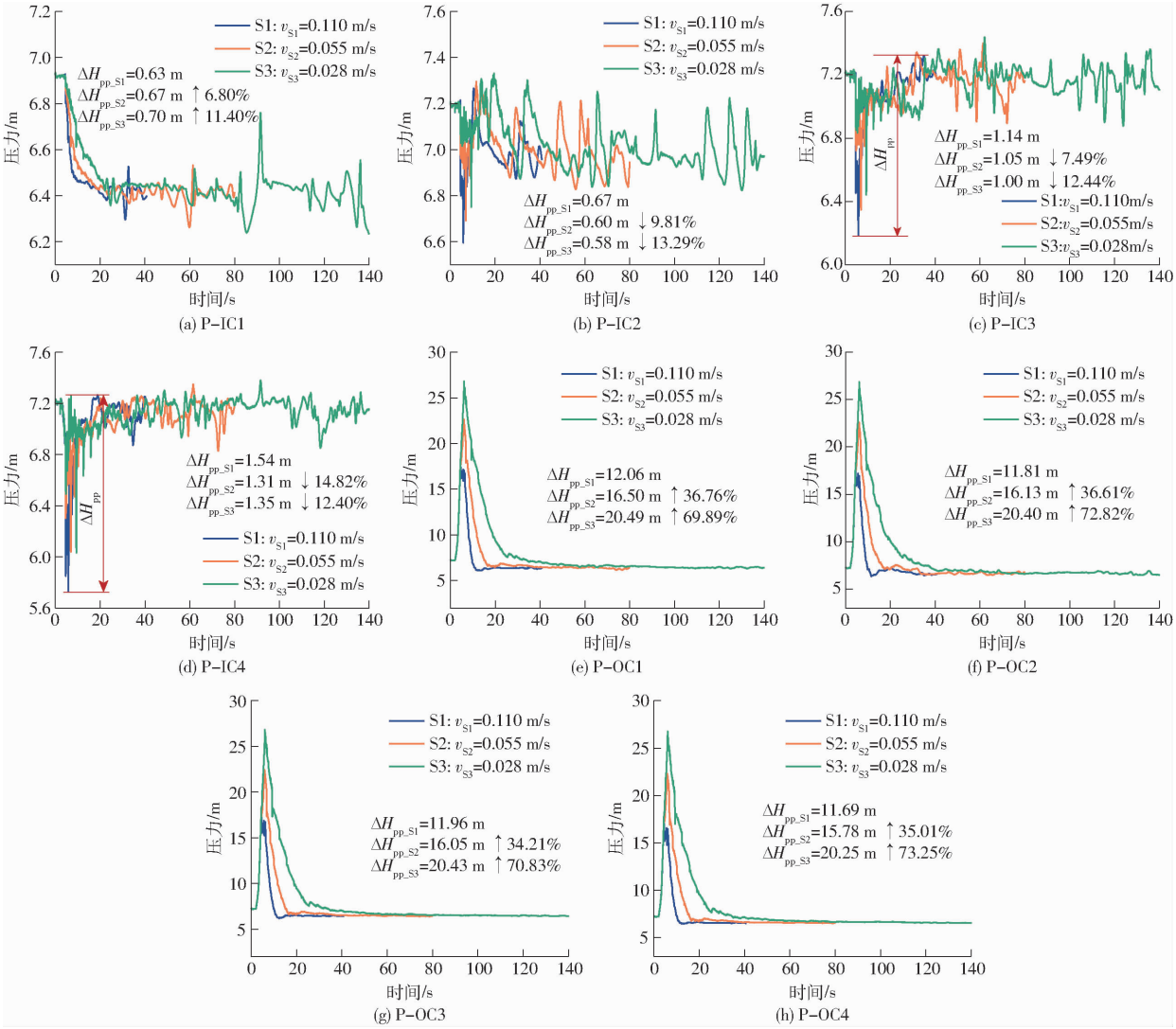

图 10　3 种方案下不同监测点压力脉动变化

Fig. 10　Time history of pressure fluctuation under three schemes

可以观察到，进水流道与出水流道各监测点压力变化呈现出不同的趋势，而同流道内监测点变化趋势相近，但波动幅度不同。进水流道内压力脉动较弱，起动初期，受转轮与闸门复合运动影响，泵内压力出现剧烈振荡，其中，转轮进口区（P－IC4）脉动最为强烈；出水流道压力脉动显著强于进水流道，各监测点变化趋势近乎相同，同样因转轮与闸门复合作用呈现出强烈波动，随后逐渐回落至正常运行稳定值，其中导叶出口处（P－OC1）脉动最为显著。

对于 3 种不同控制方案，各监测点压力最大值 H_{max} 和压力脉动峰峰值 ΔH_{pp} 存在显著差异，表 1 和表 2 汇总了各监测点压力最大值 H_{max}、压力脉动峰峰值 ΔH_{pp} 及相对变化。表 1 结果显示，进水流道内各监测点的 H_{max} 在 3 种方案下近乎相等，相对变化均低于 2%；出水流道内 H_{max} 则从方案 1 到方案 3 逐级显著增大。由表 2 可知，从方案 1 到方案 3，随着闸门开启速度减慢，进水流道中仅进水口测点 P－IC1 的 ΔH_{pp} 增大，而其余监测点略有减小；出水流道内各监测点的 ΔH_{pp} 均增大，且方案 3 较方案 2 的增幅尤为明显。由此可见，闸门慢速启动虽可略微减弱进水流道大部分区域的压力脉动，却显著加剧出

表 1 3 种方案下各监测点压力最大值及相对变化

Tab. 1 Maximum pressure and relative change of each monitoring point under three schemes m

方案	H_{max_IC1}	H_{max_IC2}	H_{max_IC3}	H_{max_IC4}	H_{max_OC1}	H_{max_OC2}	H_{max_OC3}	H_{max_OC4}
S1	6.92	7.27	7.32	7.27	18.15	18.15	18.15	18.15
S2	6.93 (↑0.13%)	7.30 (↑0.41%)	7.40 (↑1.07%)	7.35 (↑1.15%)	22.66 (↑24.82%)	22.59 (↑24.45%)	22.44 (↑23.65%)	22.30 (↑22.86%)
S3	6.93 (↑0.13%)	7.33 (↑0.90%)	7.44 (↑1.60%)	7.38 (↑1.57%)	26.79 (↑47.00%)	26.86 (↑48.00%)	26.84 (↑47.92%)	26.78 (↑47.54%)

表 2 3 种方案下各监测点压力脉动峰峰值及相对变化

Tab. 2 Pressure fluctuation peak-to-peak value and relative change of each monitoring point under three schemes m

方案	ΔH_{pp_IC1}	ΔH_{pp_IC2}	ΔH_{pp_IC3}	ΔH_{pp_IC4}	ΔH_{pp_OC1}	ΔH_{pp_OC2}	ΔH_{pp_OC3}	ΔH_{pp_OC4}
S1	0.63	0.67	1.14	1.54	12.06	11.81	11.96	11.69
S2	0.67 (↑6.80%)	0.60 (↓9.81%)	1.05 (↓7.49%)	1.31 (↓14.82%)	16.50 (↑36.76%)	16.13 (↑36.61%)	16.05 (↑34.21%)	15.78 (↑35.01%)
S3	0.70 (↑11.40%)	0.58 (↓13.29%)	1.00 (↓12.44%)	1.35 (↓12.40%)	20.49 (↑69.89%)	20.40 (↑72.82%)	20.43 (↑70.83%)	20.25 (↑73.25%)

水流道及进水口区域的压力不稳定现象，表明闸门运动调控对压力脉动的影响具有空间异质性。整体上，随着闸门启动速度的减慢，机组内压力最大值和压力脉动峰峰值将增大，且增幅越显著。

3.4 起动过程中内流特性分析

为更好地了解闸门慢速启动在起动过程中对机组内流特性的影响，分别对 3 种方案下不同时刻机组转轮域和导叶域流速、湍流动能以及熵产率变化进行了进一步的研究和分析。以下是选择的 5 个具有代表性的时刻：t_1 = 2 s，机组接收到起动指令，转轮开始转动，转速开始增大；t_2 = 4.5 s，转速达到 62.5% 额定转速，闸门开始上升；t_3 = 6 s，转速达到额定转速；t_4，闸门开度达到最大开度的 25%，S1 方案选用 12 s，S2 方案选取 19.5 s，S3 方案选取 34.5 s；t_5，机组起动完成，闸门开度达到最大开度，S1 方案选用 34.5 s，S2 方案选取 64.5 s，S3 方案选取 124.5 s。

3 种控制方案下特征时刻机组转轮域和导叶域流速、湍流动能以及熵产率变化分别如图 11 ~ 14 所示。3 种方案 t_1 和 t_2 时刻的内流场十分相似，t_1 时刻，机组处于停机状态，导叶域和转轮域压力分布均匀，梯度近乎为零，存在少量低紊乱程度旋涡结构，能量损失较小；在 t_2 时刻，随转轮转速上升，导叶域压力整体升高，转轮域内叶片进口吸力面出现负压区，出口压力面形成局部高压区，流场中产生大量旋涡。转轮叶片吸力面头部区域同时呈现高湍流动能与高熵产率特征，表明该区域为高水力损失的关键来源。尽管 3 种方案在初始阶段流场结构相似，但转轮头部区域的能量耗散集中现象突出，且该区域内熵产率与湍流动能的空间耦合特征显著，说明起动过程中叶片头部流动分离是引发高能量损失的主要机理，为优化机组起动控制策略提供了关键依据。

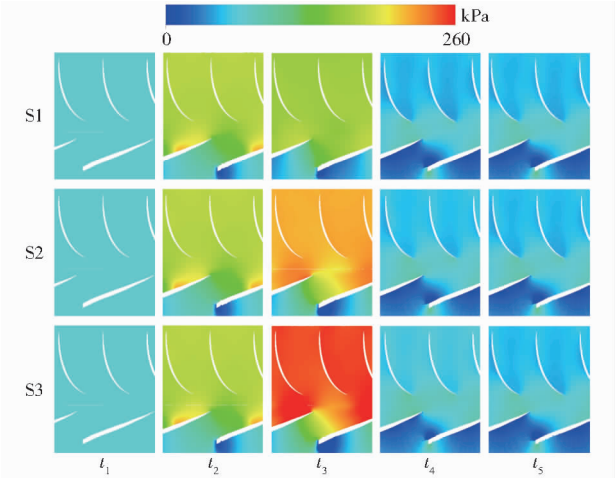

图 11 特征时刻压力分布

Fig. 11 Pressure distribution at characteristic time

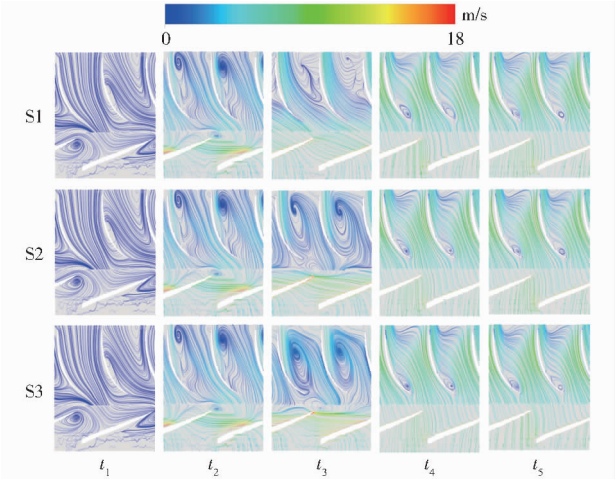

图 12 特征时刻流速变化

Fig. 12 Variation of flow velocity at characteristic time

由图 11、12 可知，3 种控制方案下内部流态的演变有着相似的规律：t_3 时刻机组转速增至额定转速，闸门处于开启运动状态，导叶域内部压力梯度持续增大，转轮域内高压区和负压区面积进一步扩大；t_4 时刻闸门开度达到 25% 最大开度，导叶域和转轮域高压区消失，而负压区则几乎完全覆盖转轮叶片吸力面，不良流动现象减少，整体流态平稳光顺，仅在导叶域内存在少量小尺度旋涡结构；t_5 时刻闸门开度达到最大，内部压力逐渐减小，流态整体并未发生较大变化。t_3 时刻除 S1 方案导叶叶片间旋涡结构紊乱程度有所减弱外，S2 和 S3 方案紊乱程度均进一步加强。

对比 3 种控制方案下的压力演变可以得出，减慢闸门启动速度，会显著提高转速上升阶段的内部压力，这也解释了减慢闸门启动速度会加剧导叶出口处大幅度压力脉动的原因，同时延缓压力回落速率。对比 3 种控制方案下的流速演变可以得出，减慢闸门启动速度，可使 t_3 时刻下导叶叶片间旋涡结构的湍流强度显著增强，而适当提高闸门启动速度，可有效改善内部流态条件，抑制涡结构生成与演化。揭示出闸门运动速度通过耦合影响瞬态压力响应与涡结构演化，是调控泵站起动过程中流动稳定性和能量耗散的重要因素。

在水泵起动过渡过程中，水力损失主要来源于直接熵产和间接熵产，壁面熵产占比很小且仅存在于壁面附近，本研究予以忽略。由图 13、14 可知，3 种控制方案下能量损失的演变规律基本一致：t_3 时刻流态恶化，流道内流速加快，并引发强烈动量交换，导致高湍流动能和高熵产率区域显著扩展，整体水力损失急剧上升；t_4 时刻，流态趋于平顺，转轮域内高耗能区收缩，导叶域内残存的小尺度旋涡结构与流速加快仍导致湍流动能与熵产率小幅上升；t_5 时刻二者略微减小。对比 3 种控制方案可得出，减慢闸门启动速度将在加速阶段因流动分离与涡动增强而加剧湍流与熵产，增大瞬时水力损失，同时，在转轮完成加速后，慢速启门反而能够减少闸门操作诱发的能量损失。这表明减慢闸门速度对能量损失的影响具有明显的时域双重性：加速阶段以增损为主，而后期则转为抑损。

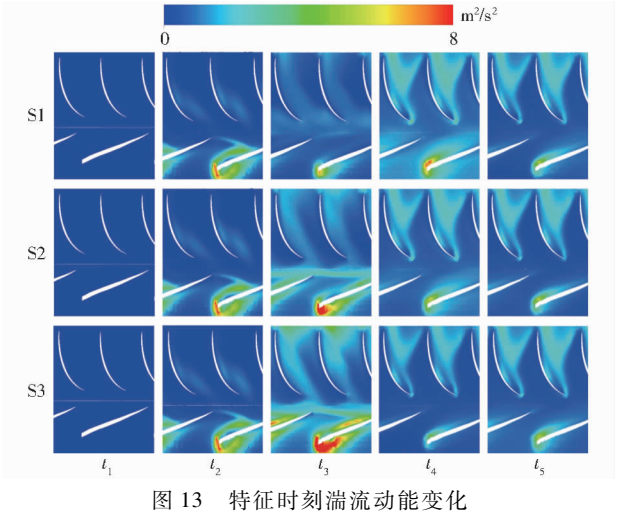

图 13　特征时刻湍流动能变化

Fig. 13　Variation of turbulent kinetic energy at characteristic time

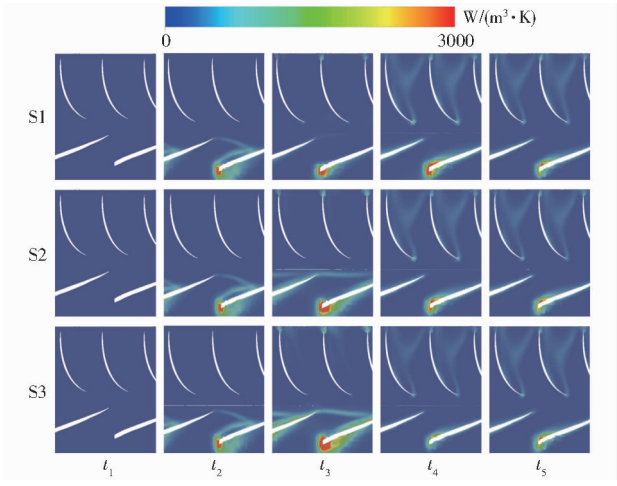

图 14　特征时刻熵产率变化

Fig. 14　Variation change of entropy production rate at characteristic time

4　结论

（1）在不同闸门启动速度的 3 种控制方案下，外部参数、压力脉动、内部流态变化以及能量损失变化趋势总体相似，主要在时间进程和幅值上存在差异。

（2）在水泵起动过渡过程中，减慢闸门启动速度将延缓流量的变化，增大转矩和轴向力的波动幅值，增大机组内压力峰值和压力脉动峰峰值，减慢外特性参数的回落速率，影响机组运行稳定性。

（3）水泵起动过渡过程中的熵产，直接熵产和间接熵产为主导因素，壁面熵产占比很小。根据计算结果可知，减慢闸门速度对能量损失的影响具有明显的时域双重性：加速阶段以增损为主，而后期则转为抑损。

参　考　文　献

[1] TSE H. Challenges for pumping station design in water industries: an overview of impacts from climate change and energy crisis [J]. Water Research, 2024, 253: 121250.

[2] KOW P Y, LIOU J Y, YANG M T, et al. Advancing climate-resilient flood mitigation: utilizing transformer-LSTM for water level forecasting at pumping stations[J]. Science of the Total Environment, 2024, 927: 172246.

[3] BETTAIEB N, TAIEB E H. Assessment of failure modes caused by water hammer and investigation of convenient control measures[J]. Journal of Pipeline Systems Engineering and Practice, 2020,11(2):04020006.
[4] YE C, ZHENG Y, KAN K, et al. Advances in hydrodynamics of water pump station system[J]. Water, 2024,16(10):1430.
[5] WANG W, TAI G, PEI J, et al. Numerical investigation of the effect of the closure law of wicket gates on the transient characteristics of pump-turbine in pump mode[J]. Renewable Energy, 2022, 194: 719 - 733.
[6] LI D, FU X, WANG H, et al. Evolution mechanism of a prototype pump turbine after pump power-off[J]. Physics of Fluids, 2021, 33(10):106109.
[7] LI Q, XIN L, YAO L, et al. Flow characteristics analysis of load rejection transition process in pumped storage unit based on cavitation model[J]. Journal of Applied Fluid Mechanics, 2024, 17(9): 2005 - 2015.
[8] LI Z, XU L, WANG D, et al. Simulation analysis of energy characteristics of flow field in the transition process of pump condition outage of pump-turbine[J]. Renewable Energy, 2023, 219: 119480.
[9] 郑源, 赵雪莹, 周文杰, 等. 空化诱导的离心泵叶轮区流动特性与压力脉动分析[J]. 农业机械学报, 2024,55(10): 244 - 251.
ZHENG Yuan, ZHAO Xueying, ZHOU Wenjie, et al. Analysis of flow characteristics and pressure pulsation in impeller region of centrifugal pump induced by cavitation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024,55(10): 244 - 251. (in Chinese)
[10] LEFEBVRE P J, BARKER W P. Centrifugal pump performance during transient operation[J]. Journal of Fluids Engineering, 1995,117(1):123 - 128.
[11] ZHANG Y L, ZHU Z C, ZHAO Y J, et al. Comparative experiments on a self-priming pump delivering water medium during rapid and slow starting periods[J]. Transactions of Mechanical Engineering, 2021,45(4):1007 - 1019.
[12] 胡重阳, 张校文, 汤方平, 等. 溢流孔直径对轴流泵系统过渡过程的影响[J]. 农业机械学报,2023,54(增刊2):181 - 191.
HU Chongyang, ZHANG Xiaowen, TANG Fangping, et al. Influence of overflow hole diameter on transition process of axial flow pump system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023,54(Supp.2):181 - 191. (in Chinese)
[13] KAN K, ZHAO F, XU H, et al. Energy performance evaluation of an axial-flow pump as turbine under conventional and reverse operating modes based on an energy loss intensity model[J]. Physics of Fluids,2023,35(1):015125.
[14] 周勤, 夏林生, 张春泽, 等. 水泵水轮机甩负荷过渡过程中的压力脉动和转轮受力[J]. 水利学报,2018,49(11):1429 - 1438.
ZHOU Qin, XIA Linsheng, ZHANG Chunze, et al. Transient pressure fluctuations and runner loadings of a model pump-turbine during a load rejection process[J]. Journal of Hydraulic Engineering,2018,49(11):1429 - 1438. (in Chinese)
[15] KAN K, ZHENG Y, CHEN H, et al. Numerical simulation of transient flow in a shaft extension tubular pump unit during runaway process caused by power failure[J]. Renewable Energy, 2020,154:1153 - 1164.
[16] CHEN H, LIU H, KAN K, et al. Analysis of hydraulic characteristics during low head start-up transition of pumped storage units based on entropy production theory[J]. Journal of Energy Storage, 2024,102:114042.
[17] WU D, WU P, LI Z, et al. The transient flow in a centrifugal pump during the discharge valve rapid opening process[J]. Nuclear Engineering and Design, 2010,240(12):4061 - 4068.
[18] FU S, ZHENG Y, KAN K, et al. Numerical simulation and experimental study of transient characteristics in an axial flow pump during start-up[J]. Renewable Energy, 2020,146:1879 - 1887.
[19] ZHANG X, TANG F, LIU C, et al. Numerical simulation of transient characteristics of start-up transition process of large vertical siphon axial flow pump station[J]. Frontiers in Energy Research, 2021,9:706975.
[20] 陈松山,严登丰,陆伟刚,等. 低扬程虹吸流道泵装置起动动态特性数学模型[J]. 流体机械,2004(6):9 - 12.
CHEN Songshan, YAN Dengfeng, LU Weigang, et al. Analysis on transient process in low-head siphon pump setting during starting transient period[J]. Fluid Machinery, 2004(6):9 - 12. (in Chinese)
[21] CAVAZZINI G, HOUDELINE J B, PAVESI G, et al. Unstable behaviour of pump-turbines and its effects on power regulation capacity of pumped-hydro energy storage plants[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018,94:399 - 409.
[22] 王福军. 计算流体动力学[M]. 北京:清华大学出版社,2004.
[23] ISSA R I. Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting[J]. Journal of Computational Physics, 1986,62(1):40 - 65.
[24] XU Z, ZHENG Y, KAN K, et al. Flow instability and energy performance of a coastal axial-flow pump as turbine under the influence of upstream waves[J]. Energy, 2023, 272:127121.
[25] SHEN S, QIAN Z, JI B. Numerical analysis of mechanical energy dissipation for an axial-flow pump based on entropy generation theory[J]. Energies, 2019,12(21):4162.
[26] KOCK F, HERWIG H. Local entropy production in turbulent shear flows: a high-Reynolds number model with wall functions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(10 - 11):2205 - 2215.
[27] DUAN L, WU X, JI Z, et al. The flow pattern and entropy generation in an axial inlet cyclone with reflux cone and gaps in the vortex finder[J]. Powder Technology, 2016,303:192 - 202.
[28] STERN F, WILSON R V, COLEMAN H W, et al. Comprehensive approach to verification and validation of CFD simulations—part 1: methodology and procedures[J]. J. Fluids Eng., 2001,123(4): 793 - 802.
[29] ROY C J. Grid convergence error analysis for mixed-order numerical schemes[J]. AIAA J., 2003,41:595 - 604.
[30] TRIVEDI C, CERVANTES M J, GANDHI B K. Investigation of a high head Francis turbine at runaway operating conditions [J]. Energies, 2016,9(3):149.
[31] WILSON R V, STERN F, COLEMAN H W, et al. Comprehensive approach to verification and validation of CFD simulations—part 2: application for RANS simulation of a cargo/container ship[J]. J. Fluids Eng., 2001, 123(4): 803 - 810.