

文章编号:0559-9350(2019)02-0233-09

## 基于熵产理论的水轮机尾水管涡带研究

卢金玲, 王李科, 廖伟丽, 赵亚萍, 吉庆峰

(西安理工大学, 陕西 西安 710048)

**摘要:** 为了研究水泵水轮机部分负荷工况尾水管涡带产生的原因和压力脉动特性, 本文以模型水泵水轮机为研究对象, 对内部流动进行了全流道三维数值模拟并采用熵产理论进行了分析。计算结果分析表明: 数值模拟与实验值吻合较好; 固定导叶和蜗壳内的总熵产很小, 而转轮和尾水管内较大, 在小流量工况叶片压力面产生的流动分离会导致高熵产率分布区域的出现, 并且会随着流量的进一步减小而扩大; 在部分负荷出现了粗壮型和纤细形两种涡带, 均呈现螺旋形, 涡带的形成与叶片出口环量偏离零环量有很大关系; 涡带的出现会在尾水管内形成漩涡, 阻塞尾水管通道, 涡带跟随转轮同方向旋转, 但是转速更低, 因此尾水管出现幅值较大的低频压力脉动。

**关键词:** 水泵水轮机; 熵产; 尾水管涡带; 压力脉动; 流场

**中图分类号:** TV471

**文献标识码:** A

**doi:** 10.13243/j.cnki.slx.20180762

## 1 研究背景

随着太阳能发电和风电等新兴能源的发展, 新能源在电网中所占的比例也越来越高, 但是由于新能源发电能力受环境的影响较大, 具有明显的不稳定性和间歇性, 因此不利于电网的安全稳定运行<sup>[1]</sup>。抽水蓄能电站具备运行灵活、启动快速、实时跟踪负荷变化的特点, 是保证电网安全稳定运行、应对电力系统负荷快速变化、实现电网最优调度必不可少的工具。所以, 水泵水轮机不能时刻保持满负荷运行, 会经常运行在部分负荷工况, 此时会在尾水管内部产生涡带, 引起机组结构部件的振动, 对机组的安全稳定运行产生不利影响。

国内外学者为了探究尾水管涡带产生的原因, 进行了大量研究。Houde<sup>[2]</sup>和Kirschner等<sup>[3]</sup>采用实验方法研究了尾水管涡带产生的原因以及引起压力脉动的机理。Zhang等<sup>[4]</sup>对混流式水轮机尾水管内部流动研究发现, 直锥段的不稳定涡流是导致涡带和低频压力脉动的主要原因, 减弱涡带的关键是抑制直锥段的反轴向流动。Luo<sup>[5]</sup>通过分析涡带的非正常特性, 发现通过补气可以改变尾水管涡带分布规律, 从而增加稳定性, 减小压力脉动。由于水泵水轮机在结构上更类似于泵而非水轮机, 所以混流式水轮机尾水管涡带的研究并不一定全部适用于水泵水轮机。钱忠东等<sup>[6]</sup>分析了水泵水轮机在水轮机工况下的压力脉动, 小流量工况下出现的螺旋形涡带在转轮出口和尾水管产生了低频压力脉动, 而在大流量工况下出现了与转轮旋转方向相反的管状涡带; Kazuyoshi等<sup>[7]</sup>通过数值模拟和试验对比两个不同的尾水管发现, 转轮靠近下环侧的切向速度对涡核的发展影响很大。

对于流体机械而言, 当流动偏离设计工况时, 会产生脱流和漩涡, 造成较大的流动损失, 熵产代表了一个系统的不可逆性和流动中流动损失的大小, 所以越来越多的学者关注使用熵产分析内部流动。Bejan<sup>[8]</sup>给出了不存在化学反应和热源只考虑流动的微分熵产公式, 发现流动过程中可用能的

收稿日期: 2018-08-21; 网络出版日期: 2019-02-27

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.1882.TV.20190225.1526.002.html>

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(51679196, 51879216)

作者简介: 卢金玲(1975-), 副教授, 主要从事离心泵优化设计及扩稳机理流动特性研究。E-mail: jinlin\_lu@163.com

减少是引起熵产增加的根本原因。熵产理论多应用于气力机械，Timothy<sup>[9]</sup>采用熵产分析了高压涡轮内部的气动损失；Behzadmehr<sup>[10]</sup>研究了风机不同叶轮间隙时内部流场和熵产率的变化规律；Bohn<sup>[11]</sup>采用最大熵产理论研究了热传递和流动稳定性问题；Nan<sup>[12]</sup>使用熵产方法研究了跨音速压气机零间隙流动损失的特点，同时分析了机匣处理对压气机性能的影响。但是熵产用于水力机械的研究还较少，Li<sup>[13]</sup>在研究水泵水轮机驼峰迟滞效应时发现，高熵产率分布区域为活动导叶漩涡集中区域；Gong<sup>[14]</sup>将熵产理论用于水轮机发现其具有确定能量耗散大小和耗散位置的优点。

针对水泵水轮机变工况下涡带产生的机理以及运动规律仍需进一步研究，本文使用熵产理论分析部分负荷下水泵水轮机内部复杂流动现象；通过水泵水轮机不同部件内部的熵产率分布，分析转轮和尾水管的流动状态，探究涡带的产生机理。最后，尾水管内压力脉动的频率和幅值用来分析涡带的运动规律。

## 2 熵产理论

根据热力学第二定律，实际的流体系统在运行过程中总是伴随着熵产。对于水泵水轮机内的流动而言，因为水的比热容很大，所以在水泵水轮机内部的流动可以认为是恒温流动，即在计算过程中假设温度是恒定不变的。由于水的黏性和雷诺应力的存在，使得流动过程中存在不可逆因素引起的耗散效应，流体的黏性力会使动能和压能转化为内能而耗散；此外流场内部漩涡、回流等不稳定流动现象会导致熵产的增加，同时伴随着水力损失的增加。因此熵产理论可用于水泵水轮机内部流动状态的评估。对于雷诺时均的湍流运动，熵产率(EPR)主要由两部分组成，一部分是时均速度造成的，另一部分是由脉动速度引起的<sup>[15]</sup>。可通过下式计算：

$$\dot{S}'''_D = \dot{S}'''_{\bar{D}} + \dot{S}'''_{D'} \quad (1)$$

$$\dot{S}'''_{\bar{D}} = \frac{\mu}{T} \left[ \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{2\mu}{T} \left[ \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (2)$$

$$\dot{S}'''_{D'} = \frac{\mu_{eff}}{T} \left[ \left( \frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial w'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{2\mu_{eff}}{T} \left[ \left( \frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v'}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w'}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (3)$$

式中： $\dot{S}'''_D$ 为熵产率； $\dot{S}'''_{\bar{D}}$ 和 $\dot{S}'''_{D'}$ 为速度平均和脉动的熵产率； $\bar{u}$ 、 $\bar{v}$ 、 $\bar{w}$ 为时均速度； $u'$ 、 $v'$ 、 $w'$ 为脉动速度； $T$ 为温度； $\mu_{eff}$ 为有效黏度。

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4)$$

对于 $k-\omega$ 湍流模型，脉动速度的熵产率可通过下式计算<sup>[12]</sup>：

$$\dot{S}'''_{D'} = \beta \frac{\rho \omega k}{T} \quad (5)$$

总熵产可以通过积分来计算：

$$S_{pro, \bar{D}} = \int_V \dot{S}'''_{\bar{D}} dV \quad (6)$$

$$S_{pro, D'} = \int_V \dot{S}'''_{D'} dV \quad (7)$$

$$S_{pro} = S_{pro, \bar{D}} + S_{pro, D'} \quad (8)$$

## 3 研究对象和方法

**3.1 水泵水轮机模型** 本文以某抽水蓄能电站模型水泵水轮机为研究对象，该模型为立轴单级混流式水泵水轮机，其主要过流部件由蜗壳、固定导叶、活动导叶、转轮和尾水管组成，该水泵水轮机的三维几何模型如图1所示，主要参数如表1所示。

**3.2 网格无关性验证** 网格划分是CFD求解技术中解决流动控制方程数值离散的重要步骤，所以网格质量对求解的准确性有着至关重要的影响<sup>[16]</sup>。本文采用ANSYS ICEM对各过流部件进行网格划分，所有网格均采用结构化六面体网格，为了更好地求解近壁区的流动，在靠近壁面设置12层边界层，叶片壁面 $y^+$ 分布于0~30范围内<sup>[17-18]</sup>，各部件网格如图2所示。使用5种不同密度的网格在设计工况下进行无关性验证，不同网格数下的水头和效率如图3所示，最终确定的网格节点总数约为546万，各过流部件网格划分如表2所示。

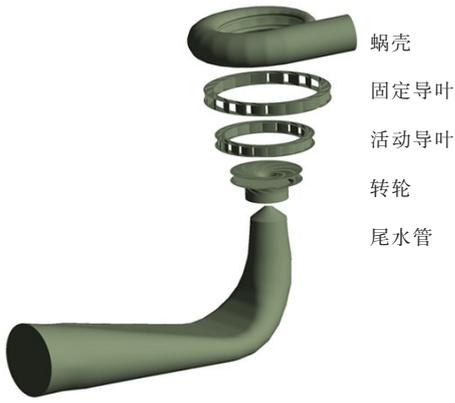


图1 水泵水轮机几何模型

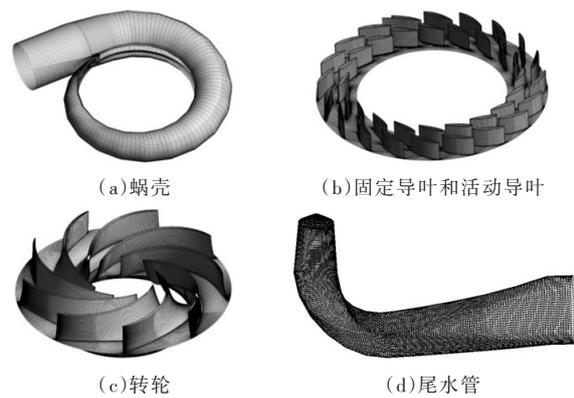


图2 各过流部件网格

表1 水泵水轮机几何参数

参数	符号/单位	数值
固定导叶数	$Z_f$ /个	20
活动导叶数	$Z_m$ /个	20
转轮叶片数	$Z_{bl}$ /个	9
实验转速	$n_e$ /(r/min)	750
实验水头	$H_e$ /m	20
转轮进口直径	$D_1$ /m	0.468
转轮出口直径	$D_2$ /m	0.3

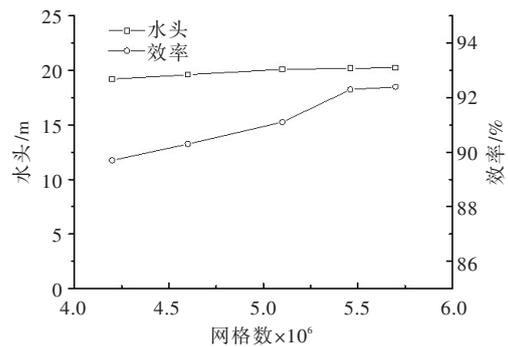


图3 网格无关性验证

表2 各部件网格数

	蜗壳	固定导叶	活动导叶	转轮	尾水管	总数
网格数( $\times 10^6$ )	0.26	1.05	1.45	1.80	0.8	5.46

**3.3 边界条件** 在数值模拟中，边界条件的设定会对计算结果产生很大的影响，本文中所采用的边界条件如下：

(1)数值计算采用ANSYS CFX软件，水泵水轮机内部流场计算基于牛顿不可压缩流体的连续性方程和动量守恒方程。采用SST  $k-\omega$ 湍流模型求解涡黏性系数。

(2)水轮机工况边界条件采用给定蜗壳进口质量流量条件；

(3)尾水管出口给定静压出口条件；

(4)固定部件与转动部件采用Frozen Rotor交界面，固壁面采用无滑移边界条件；

(5)非定常计算以定常计算的收敛结果为初始条件进行，转轮每旋转 $1^\circ$ 所需的时间作为一个时间步长，其值为 $1.77 \times 10^{-4}$ s，瞬态计算转动区域与静止区域交界面模式选择Transient Rotor Stator模式进行求解。

**3.4 计算工况及监测点** 本文对不同负荷下水泵水轮机内部流态进行数值模拟，各工况点(OP1-OP7)参数如表3所示，为了方便，使用单位参数进行工况点的描述，定义如下：

$$Q_{11} = Q/D^2\sqrt{H} \quad (9)$$

式中： $Q_{11}$ 为无量纲流量； $D$ 为转轮出口直径，m； $H$ 为计算水头，m； $Q$ 为流量， $m^3/s$ 。

为了详细掌握水泵水轮机涡带的运动规律和压力脉动特性，每个工况选取12个压力脉动监测点，监测其压力脉动特性。测点(DTA\_1-DTA\_4; DTB\_1-DTB\_4; DTC\_1-DTC\_4)分别设置在靠近尾水管进口和直锥段的截面S1、S2和S3上，各个测点的位置和名称如图4所示。

表3 计算工况点参数

计算工况点	负荷/%	导叶开度 $\theta/(^\circ)$	单位流量 $Q_{11}/(m^3/s)$
OP1	45	14	0.41
OP2	55	16	0.48
OP3	70	18	0.57
OP4	80	20	0.63
OP5	90	22	0.70
OP6	105	24	0.75
OP7	110	26	0.81

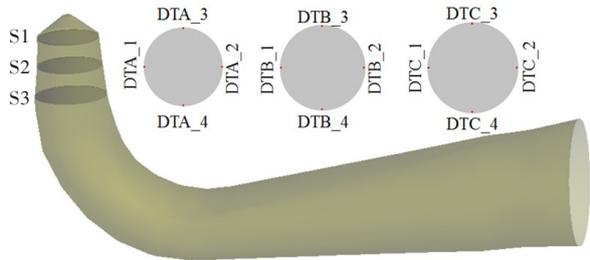


图4 尾水管压力脉动监测点

**3.5 实验台** 水泵水轮机模型试验在富安水力机械研究所试验台进行。试验台如图5所示。试验中试验水头波动的最大与最小值之差，不大于 $\pm 0.5\%$ ；转速波动的最大与最小值之差，不大于 $\pm 0.2\%$ 。基于先进的试验测试方法和高精度的仪器仪表，模型效率综合测试误差小于 $\pm 0.2\%$ ，模型效率重复性测试误差小于 $\pm 0.1\%$ ，试验台精度满足IEC标准<sup>[19]</sup>。



图5 模型试验台

## 4 计算结果分析

**4.1 计算结果验证** 为了保证数值模拟的准确性，首先将数值模拟结果与实验结果进行对比，如图6所示。数据分析发现，计算结果和试验结果吻合较好，数值模拟效率高于实验效率。在计算过程中未考虑泄露损失，其次由于模型制造加工精度的高低以及内部存在间隙流动等因素的影响，导致计算值和试验值存在一定的误差，但是数值计算与实验的误差小于2%，该误差精度满足工程实际要求，说明数值计算方法合理，计算结果可靠。

**4.2 总熵产分布规律** 不同负荷下，水泵水轮机各过流部件的总熵产和水力损失变化如图7和图8所示，其中，固定部件的水力损失通过总压差值来计算，旋转部件的通过旋转输入功减去流体总压升高来计算。总熵产变化趋势规律与水力损失基本一致，说明熵产理论可以很好的反映内部流动。不同工况下，蜗壳和固定导叶内的总熵产基本上保持不变，且接近于0，说明流量变化对蜗壳和固定导叶内的流态影响比较小，没有产生漩涡和回流等不良流动。活动导叶内的总熵产随着负荷的降低先维持不变，当负荷降低到55%及以下时，熵产明显增加，说明在比较小的流量工况下，活动导叶内的流态会逐渐变差，在导叶进口形成撞击，尾部产生流动分离等，如图9所示，增加了流动损失。在所有部件中，总熵产最大的分别是转轮和尾水管，两者的变化趋势基本相同，在接近额定负荷时，熵产最小，偏离之后熵产均以不同的速度增加。这是因为在部分负荷和超负荷工况下，转轮进口存在撞击，容易产生流动分离，导致漩涡的形成，同时在转轮出口切向速度增大，产生较大的速度环量，在尾水管内形成不同形式的尾水管涡带，在转轮和尾水管内的不稳定涡流导致了总熵产的增大。

**4.3 流场分析** 为了进一步掌握转轮和尾水管内的流动情况，选取工况OP2、OP3和OP5进行详细分析。漩涡通常会表现为复杂的湍流结构，可以通过 $Q$ 准则来表征<sup>[20-22]</sup>。图10为工况OP2和OP3工况下的通过数值模拟得到尾水管涡带和实验涡带，涡带的形态通过 $Q$ 准则来呈现， $Q$ 值为 $2000 s^{-2}$ ，

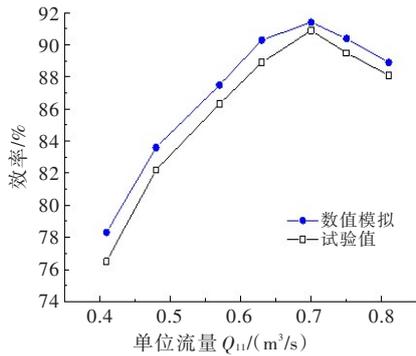


图6 模拟结果与试验结果对比

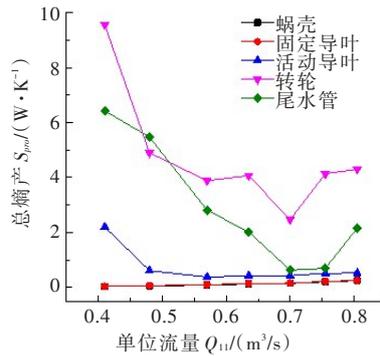


图7 不同过流部件总熵产

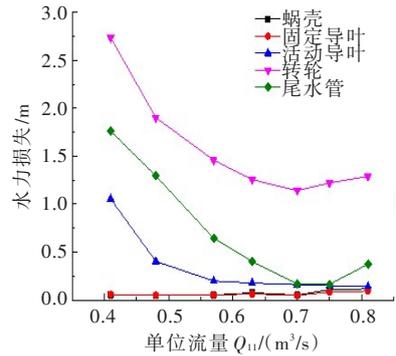


图8 不同过流部件水力损失

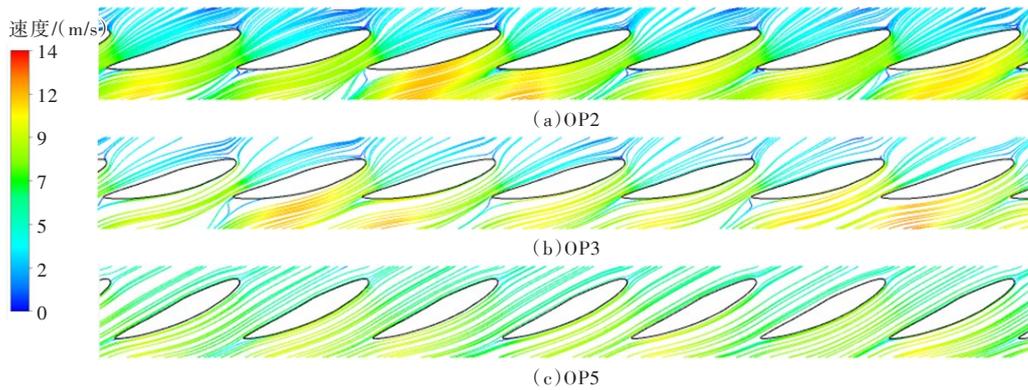


图9 活动导叶中间截面不同工况流场分布

数值模拟与实验尾水管涡带形态相似。在工况 OP2，涡带主要分布在尾水管直锥段和弯肘段上部，比较粗壮呈现螺旋形。在工况 OP3，涡带除了占据整个直锥段外，同时深入弯肘段；涡带比较纤细，严重偏心。由于涡带的旋转，直锥段任意截面的过水断面在不停的变化，主流受到干扰不停地撞击尾水管壁面，使得尾水管处于交变载荷的作用下，产生的压力脉动会引发机组的振动加剧。

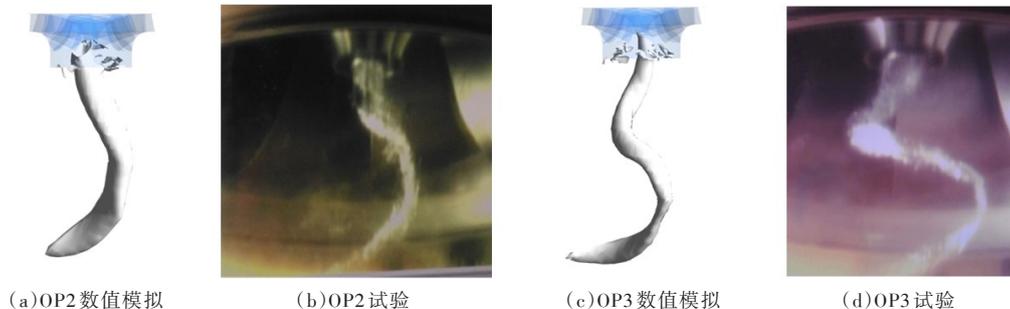


图10 数值模拟和实验涡带对比( $Q=2000\text{s}^{-2}$ )

图11为转轮中间截面熵产率分布，由图可以看出，在转轮进出口熵产率较小。对于OP5，在整个流道内，熵产率分布均很小；在OP3，叶片进口靠近压力面逐渐出现高熵产率分布区域；到OP2，高熵产率分布区域明显增加，已经延伸至吸力面。这是因为随着导叶开度和流量的减小，叶片进口相对液流角减小，在叶片进口容易形成负冲角，在叶片压力面产生流动分离，流量进一步减小，流动分离现象持续发展，逐渐扩散到整个流道。

由水轮机基本理论可知，叶片出口环量会影响下游尾水管的流态分布，为了探究尾水管涡带与叶片出口环量的关系，分别取叶片出口不同叶高处环量沿周向的分布规律，如图12所示，其中0.1h靠近上冠，0.9h靠近下环。OP5不同叶高环量波动较小，波动趋势靠近零环量。随着流量的减小，OP3和OP2的环量也逐渐减小，并且波动范围更大，越来越远离零环量。另外环量从沿上冠到下环呈现减小的趋势。叶片出口环量绝对值的增大是引起尾水管涡带的重要原因。

图13为上述3种工况下尾水管内的流态分布，其中S1、S2和S3为直锥段截面，中间黑点为截面

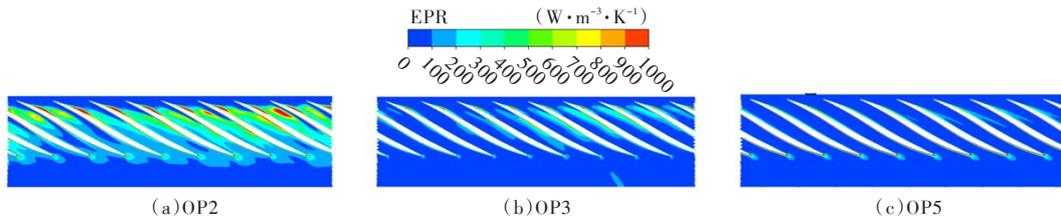


图 11 转轮中间截面熵产率分布

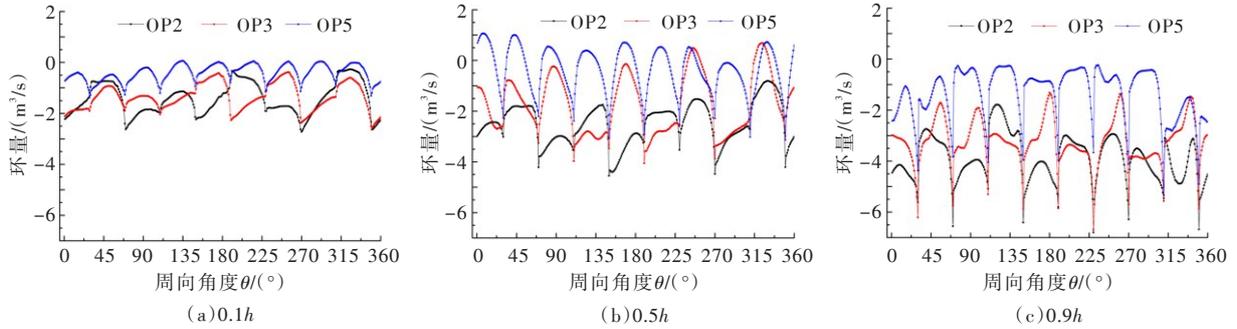


图 12 叶片出口不同叶高环量周向分布

几何中心位置。OP2尾水管流态分布很差，在直锥段和弯肘段存在两个明显的涡流，阻塞尾水管通道，容易形成死水区；在3个截面上可以观察到涡带的涡核中心偏离几何中心，且随着截面位置的不同有所改变。随着流量的增加，在OP3，尾水管流态与OP2类似，但是直锥段流态有所改善，大尺度漩涡减小；对于OP5，可以很明显观察到尾水管内的流线比较顺畅，不存在涡流和回流，水流能够顺利的流出尾水管。

图 14 为直锥段不同截面上熵产率分布，在OP2，3个截面上均存在熵产率较大的区域，尤其是S2和S3截面，在圆周方向，出现了高熵产率的带状区域，该区域包含涡带中心，但范围更大，占据圆周方向的角度大约为180°。在OP3，熵产率分布规律与OP2类似，但是高熵产率区域面积和数值均减小；对于OP5工况，熵产率沿圆周方向分布比较均匀，几乎呈现同心圆分布，且数值很小，没有出现不稳定流的扰动。熵产率的分布规律与图9流场分析结果一致，不同截面上涡核分布的周向位置不同，说明涡带呈螺旋形，同时涡带会引起漩涡等不稳定流动，增加尾水管的水力损失。

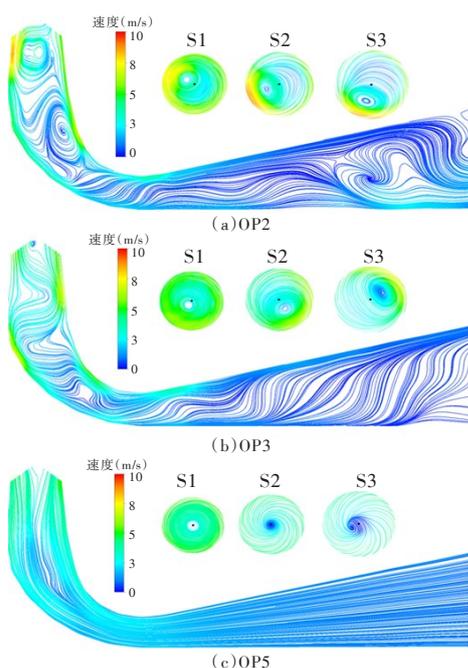


图 13 尾水管不同工况流场分布

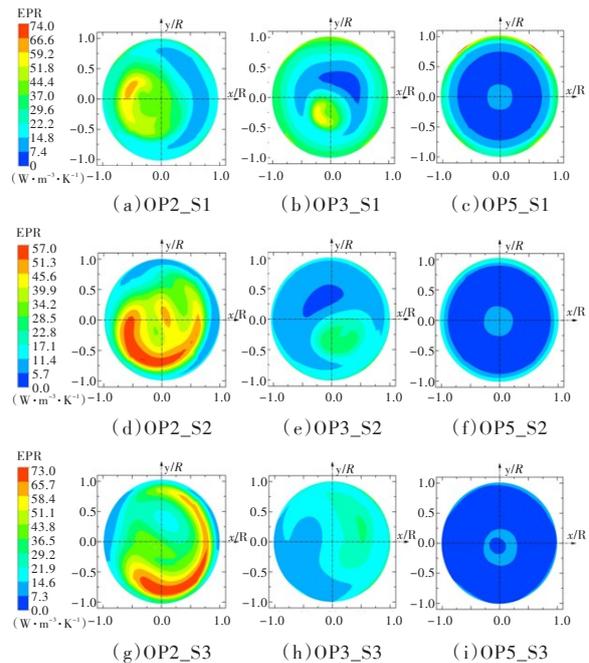


图 14 不同截面熵产率分布

**4.4 尾水管压力脉动特性** 为了方便分析, 本文在对水轮机工况各个监测点压力脉动数据进行处理时引入无量纲数  $C_p$  (压力脉动系数), 式(10)为  $C_p$  的定义式, 它表示压力脉动占水头大小的百分比。

$$C_p = \frac{\Delta P}{\rho g H} \times 100\% \quad (10)$$

式中:  $\Delta P = P - \bar{P}$  为压力脉动的绝对幅值,  $P$  为数值模拟计算的压力, Pa;  $\bar{P}$  为数值模拟计算的压力均值, Pa;  $\rho$  为水的密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $H$  为水轮机运行工况的水头, m。

为了分析尾水管涡带的运动规律, 不同时刻下尾水管涡带的形态如图 15 所示。可见, 随着转轮的旋转, 尾水管涡带也在旋转, 且旋转方向相同, 但是转速远小于转轮旋转速度。根据计算结果, 转轮旋转三圈, 涡带大约旋转一圈, 涡带转速约为转轮转速的三分之一, 所以压力脉动主频约为转轮的三分之一。在旋转过程中, 涡带的形态变化较小, 只是在涡带末端出现了少许断裂发展的情况。

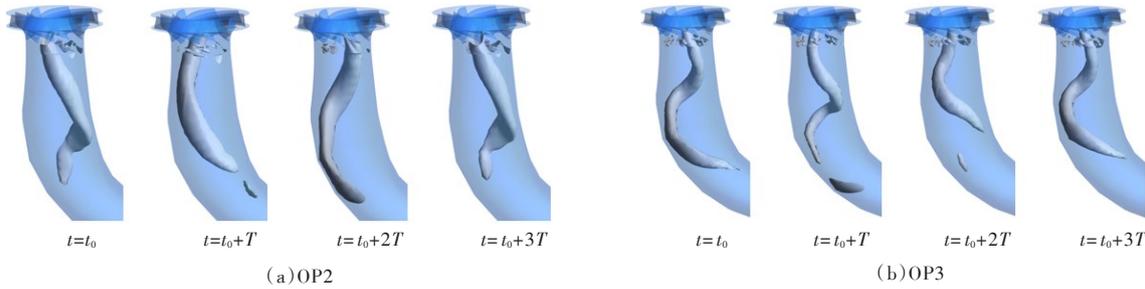


图 15 不同时刻尾水管涡带分布

为了研究不同工况下尾水管内各测点压力脉动的特点, 对其幅值和频率进行分析, 不同测点压力脉动频域图如图 16 所示。其中转轮的转频  $f_n$  为 15.65 Hz。

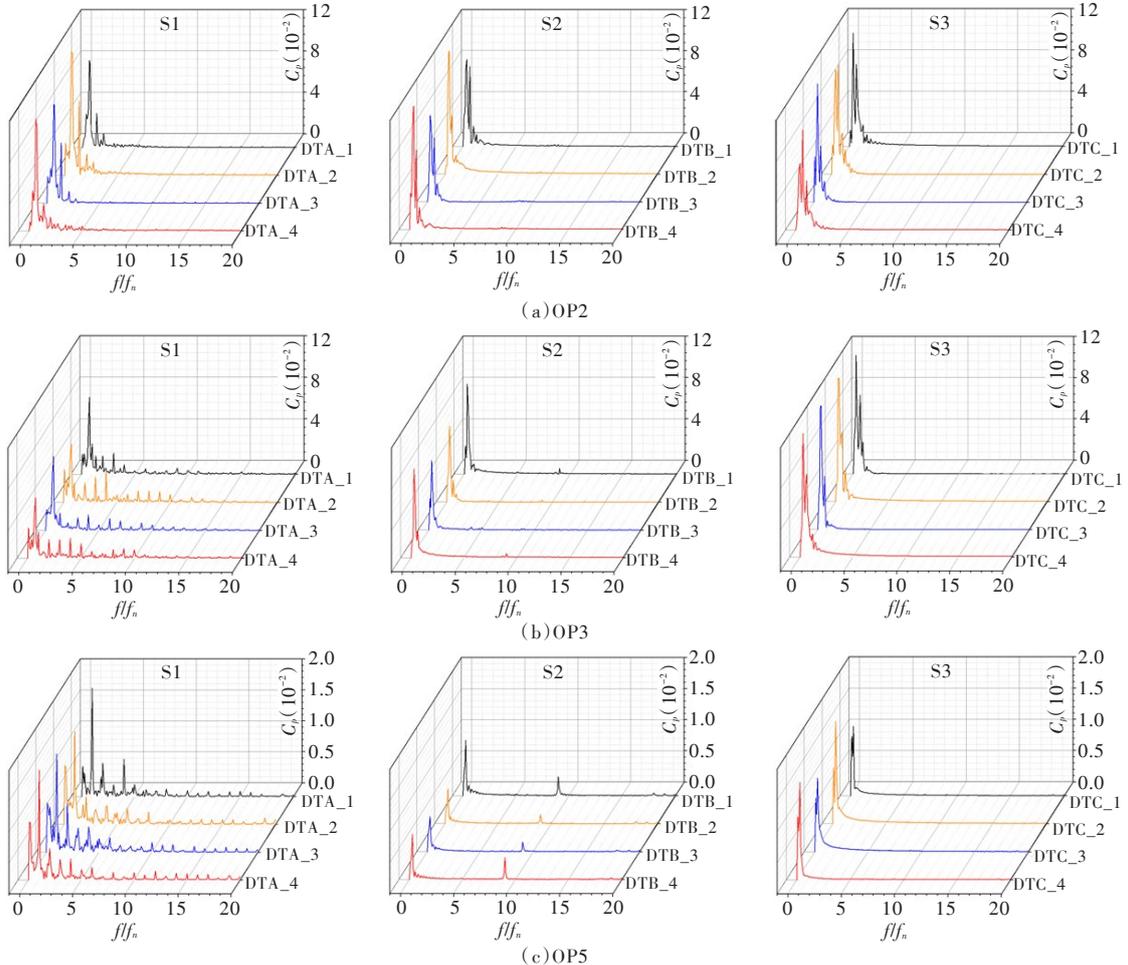


图 16 各测点压力脉动频域

从图中可以看出,各测点主频均以低频压力脉动为主。在工况 OP2, S1 截面上的各测点的主频为  $0.636f_n$ , S2 和 S3 截面主频为  $0.363f_n$ , 幅值随着水流向下游流动, 在从 S1 到 S3, 呈现先增大后减小的趋势, 这是由于涡带主要集中在直锥段, 只有部分进入弯肘段。在工况 OP3, S1 截面上的各测点的主频为  $0.636f_n$ , S2 和 S3 截面为  $0.272f_n$ , S1 和 S2 截面测点幅值均明显小于 OP2, 这是因为 OP3 涡带比较纤细, 而 OP2 涡带比较粗壮, 如图 10; 但是 S3 截面的幅值明显大于 OP2, 这是由于涡带深入弯肘段引起的。在工况 OP5, 几乎没有涡带产生, 所以靠近尾水管进口 S1 截面受转轮旋转影响, 主频为  $f_n$ 。并且各测点幅值很小, 约为其他两个工况幅值的十分之一。

## 5 结论

本文采用数值模拟的方法对水泵水轮机部分负荷工况进行全流道定常和非定常数值模拟, 通过对各负荷工况下尾水管内的涡带形态、流场及压力脉动进行分析, 可以得出以下结论:

(1) 在部分负荷下水泵水轮机各部件内的总熵产主要受流场的影响, 其中在固定导叶和蜗壳内的总熵产很小, 几乎接近于 0, 而转轮和尾水管内的总熵产明显较大。随着导叶开度和流量的减小, 在叶片压力面产生流动分离导致逐渐出现高熵产率分布区域, 流量进一步减小, 流动分离影响范围逐渐扩散到整个流道, 出现了大面积的高熵产率分布区域。

(2) 数值模拟与实验尾水管涡带形态非常相似。在部分负荷出现了粗壮形和纤细形两种涡带, 均呈现螺旋形, 叶片出口环量偏离零环量, 直锥段和弯肘段涡流阻塞尾水管通道, 容易形成尾水管涡带; 直锥段截面涡核中心偏离几何中心, 且随着截面位置的不同有所改变, 出现了高熵产率的带状区域; 而在接近额定负荷工况尾水管流态较好, 熵产率沿圆周方向分布比较均匀。

(3) 在部分负荷工况下, 压力脉动主频以低频压力脉动为主, 随着水向下游流动, 压力脉动幅值呈现先增大后减小的趋势。在接近设计负荷工况, 主频为  $f_n$ , 同时幅值很小, 约为其他两个工况的十分之一。

## 参 考 文 献:

- [ 1 ] 何世恩,董新洲.大规模风电机组脱网原因分析及对策[J].电力系统保护与控制,2012,40(1):131-137.
- [ 2 ] HOUDE S, LLIESCU M S, FRASER R, et al. Experimental and numerical analysis of the cavitating part load vortex dynamics of low-head hydraulic turbines[C]//Proceedings of ASME Joint Fluids Engineering Conference. Shizuoka Japan, 2011.
- [ 3 ] KIRSCHNER O, RUPECHT A, GODE E, et al. Experimental investigation of pressure fluctuations caused by a vortex rope in a draft tube[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental science, 2012, 15(6): 1-8.
- [ 4 ] ZHANG R K, MAO F, WU J Z, et al. Characteristics and control of the draft-tube flow in part-load Francis turbine[J]. Journal of Fluids Engineering, 2009, 131(2): 539-544.
- [ 5 ] LUO X W, YU A, JI B, et al. Unsteady vertical flow simulation in a Francis turbine with special emphasis on vortex rope behavior and pressure fluctuation alleviation[J]. Journal of Power and Energy, 2017, 231(3): 215-226.
- [ 6 ] 钱忠东,陆杰,郭志伟,等.水泵水轮机在水轮机工况下压力脉动特性研究[J].排灌机械工程学报,2016,34(8):672-678.
- [ 7 ] KAZUYOSHI M, KOJI T, JIRO Y, et al. Flow instability in an elbow draft tube for a Francis pump turbine[C]//Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Lausanne, Switzerland. 2002.
- [ 8 ] BEJAN A, KESTIN J. Entropy generation through heat and fluid flow[M]. New York: John Wiley & Sons Inc, 1982.
- [ 9 ] SULLIVAN T. Novel aerodynamic loss analysis technique based on CFD predictions of entropy production[C]//Aerospace Atlantic Conference Dayton. Ohio. America, 1995.
- [ 10 ] BEHZADMEHR A, MERCADIER Y. Numerical study of flow parameters and entropy generation on a centrifugal fan[J]. International Journal of Energy, 2009, 6(1): 80-92.

- [ 11 ] BOHN D, KREWINKEL R, WOLFF A . Numerical analysis of heat transfer and flow stability in an open rotating cavity using the maximum entropy production principle[J] . Journal of Turbomachinery, 2013, 135(4): 041023 .
- [ 12 ] NAN X, LIU L, MA M, et al . Numerical investigation of entropy generation distribution in a transonic compressor [C]//ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition, Seoul, South Korea, 2016 .
- [ 13 ] LI D Y, WANG H J, QIN Y L, et al . Entropy production analysis of hysteresis characteristic of a pump-turbine model[J] . Energy Conversion and Management, 2017, 149: 175-191 .
- [ 14 ] GONG R Z, WANG H J, CHEN L X, et al . Application of entropy production theory to hydro-turbine hydraulic analysis[J] . Science China . Technological Sciences, 2013, 56(7): 1636-1643 .
- [ 15 ] HERWIG H, KOCK F . Direct and indirect methods of calculating entropy generation rates in turbulent convective heat transfer problem[J] . Heat and Mass Transfer, 2007, 43(3): 207-215 .
- [ 16 ] 王李科, 廖伟丽, 卢金玲, 等 . 基于弱可压缩的水泵水轮机S区压力脉动分析[J] . 水力发电学报, 2017, 36(6): 69-78 .
- [ 17 ] ZHAO X R, XIAO Y X, WANG Z W, et al . Numerical analysis of non-axisymmetric low characteristic for a pump turbine impeller at pump off-design condition[J] . Renewable Energy, 2018, 115: 1075-1085 .
- [ 18 ] XIAO Y X, YAO Y Y, WANG Z W, et al . Hydrodynamic mechanism analysis of the pump hump district for a pump-turbine[J] . Engineering Computations, 2016, 33(3): 957-976 .
- [ 19 ] IEC60193, Hydraulic turbines storage pumps and pump turbines model acceptance tests[S] . International Electrotechnical Commission, 1999 .
- [ 20 ] BUREN T V, WHALEN E, AMITAY M . Eddies, stream and convergence zones in turbulent flows[J] . Physics of Fluids, 2015, 30(10): 512-516 .
- [ 21 ] TRISTAN F . Dynamics of the cavitation processing vortex rope for Francis turbines at part load operating conditions[D] . École Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2016 .
- [ 22 ] ANUP K C, LEE Y H, THAPA B . CFD study on prediction of vortex shedding in draft tube of Francis turbine and vortex control techniques[J] . Renewable Energy, 2016, 86: 1406-1421 .

## Entropy production analysis for vortex rope of a turbine model

LU Jinling, WANG Like, LIAO Weili, ZHAO Yaping, JI Qingfeng

(Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

**Abstract:** In order to study the causes and pressure pulsation characteristics of the vortex rope under the partial load condition of the pump turbine, the model pump turbine was set as the research object in this paper. Both the steady and unsteady three-dimensional numerical simulation was carried out to simulate the internal flow, which was analyzed by the entropy production theory further. The results show that the numerical simulation is in good agreement with the experimental data. The entropy production in the scroll and stay vane is very small, while it is greater in the runner and draft. The flow separation produced on the pressure surface in the small discharge condition and it leads to the appearance of the high entropy production rate distribution area. And the area will expand as the discharge is further reduced. There are two kinds of vortex ropes with strong and fine shape at partial load, which are all spiral. The formation of the vortex rope has a great relationship with the circulation of the blade outlet  $\Gamma$  deviating from the zero. The appearance of the vortex rope will form a vortex in the draft tube, blocking the draft tube passage. The vortex rope will rotate in the same direction with the runner, but the rotation speed is lower, resulting in low frequency pressure pulsation with large amplitude in the draft tube.

**Keywords:** pump turbine; entropy production; vortex rope; pressure fluctuation; flow field

(责任编辑: 杨虹)