水　利　学　报

2021年6月　SHUILI　XUEBAO　第52卷　第6期

文章编号:0559-9350(2021)06-0731-08

贯流式水轮机内部压强变化对鱼体损伤分析研究

杨春霞[1]，徐顶娥[1]，祝双桔[2]，赵　雷[2]，于　安[1]，何香凝[3]

（1. 河海大学 能源与电气学院，江苏 南京　211100；2. 重庆航运建设发展(集团)有限公司，重庆　401121；
3. 中水东北勘测设计研究有限责任公司，吉林 长春　130021）

摘要：鱼类在通过贯流式水轮机流道时会遭遇撞击、压强变化等引发的损伤。本文基于试验和CFD分析方法探究了不同工况下贯流式水轮机全流道压强变化对鱼的损伤机理及阈值。通过试验实现鱼经过水轮机过程中压强变化情况的高精度仿真，研究鱼类在贯流式水轮机内部受压强及压强梯度的影响。试验结果表明：正压状态下加压至最大压强0.68 MPa时，对鱼损伤不明显；随着压强阈值的降低，受损伤和死亡的试验鱼越多，负压状态下降压至压强-0.015 MPa时，鱼类受到损伤，下降至-0.075 MPa时，鱼类全部死亡。通过数值计算分析得出：相对压强小于-15 kPa的区域主要位于叶片背面靠近进口边的位置，且当贯流式水轮机在不同导叶开度下运行时，相对压强小于-15 kPa的区域随着流量的增加呈增多趋势，鱼类遭受压强损伤概率随着流量的升高呈增大趋势。当水轮机在最小水头的大流量工况时，鱼类遭受压强损伤概率达到了最大值6.45%。鱼类遭受压强梯度损伤概率随着流量的升高呈先增大后减小趋势。当水轮机在最大水头的导叶开度为60 mm时，鱼类遭受压强梯度损伤概率达到了最大值4.61%。

关键词：贯流式水轮机；压强阈值；鱼体损伤概率；压强梯度；数值模拟

中图分类号：TK733+.3　　**文献标识码：**A　　**doi：**10.13243/j.cnki.slxb.20200691

1　研究背景

当鱼类资源通过水轮机时会产生不可避免的损伤和死亡[1-2]，受伤和死亡的鱼类会对水域造成污染。随着生态环境保护成为社会关注的热点问题，研究者们开始聚焦于鱼类友好型水轮机的研究。1995年，美国陆军工程师兵团成立水轮机流道鱼类存活率研究小组。小组专家们通过分析，将鱼类通过水轮机流道下行时可能受到的伤害机理分为机械、压强、剪切力和空蚀四种原因[3-4]。

美国橡树岭国家实验室Cada等[5-7]主导开展了多项鱼类过机损伤机理研究，发现通过水轮机流道到达下游的鱼类伤亡类型和程度与鱼类下行路径有很大关系。Neitzel等[8-9]通过实验得到了鱼类承受剪切速度的安全极限值，最大为500 s^{-1}。美国太平洋西北实验室的Abernethy等[10-11]和Richmond等[12]则主要关注流体内部压强梯度大小对鱼类的损伤程度及损伤的生物学机理，Abernethy开展了一系列的实验研究压强及压强梯度大小对不同类型鱼类的损伤频率、部位以及严重程度；而Richmond则综合生物性能评价法与CFD模拟方法，对大马哈鱼幼鱼游经轴流式水轮机时可能遭受的气压损伤开展了分析研究。Deng等[13-15]使用传感器鱼实测鱼类在通过水轮机流道或溢洪道时的运动参数，分别得出了传感器鱼在通过水轮机流道和溢洪道时的旋转速度、运动加速度和静压随时间(位置)的变化曲线，其还采用仿鱼型传感器，对鱼类在通过水轮机恶劣流动环境时所受到的物理作用开展了研究。

收稿日期：2020-09-02；网络首发时间：2021-04-19

网络首发地址：https://kns.cnki.net/kcms/detail/11.1882.TV.20210416.1749.007.html

基金项目：国家自然科学基金青年项目(51709086)；国家重点研发计划政府间国际科技创新合作专项(2019YEF0105200)；中央高校基本科研业务费项目(B210202060)

作者简介：杨春霞(1988-)，博士，讲师，主要从事生态友好型水力机械优化设计、固液两相流动及海洋能开发利用研究。E-mail：yangchunxia@hhu.edu.cn

吴玉林等[16-17]采用实验方法人工模拟水力机械内压强变化过程，通过观察、解剖分析负压状态下压强变化过程对鲤鱼和草鱼的损伤类型，发现负压状态下压强梯度对鱼的生存构成威胁，鱼鳔受损，在肝、肾等处有出血点，得到了压强梯度对鱼类影响的安全阈值。王煜和李成[18-20]研究了水轮机转轮叶片数及泄水锥尺寸对草鱼存活率的影响，并对家鱼幼鱼对水轮机流道水力剪切响应进行了实验研究，结果表明四种家鱼幼鱼在受到流速应变率大于或等于2179 m/(s/m)的射流冲击时，均出现不同程度的损伤，损伤程度随流速应变率的增大而加强。朱国俊等[21]对鱼类通过混流式水轮机转轮时受压强及剪切损伤的概率进行了分析，发现在大流量工况下，鱼类受最低压强和高压强梯度损伤的概率更大，在小流量工况下则是压强梯度损伤概率相对较高。

已有的研究成果表明机械结构和水动力学特性是影响鱼类通过水轮机时受伤程度和存活率的主要原因，但目前对贯流式水轮机内部水动力学特性与鱼类的损伤关系尚未进行深入研究。本文首先对高压损伤、低压损伤、快速降压损伤等可能对鱼造成损伤的过程进行试验研究，确定损伤及致死阈值。然后基于得出的阈值，采用CFD模拟方法对鱼类下行通过贯流式水轮机进行全流道非定常计算，对压强、压强梯度造成的鱼体损伤进行分析，以此揭示鱼类通过贯流式水轮机的损伤机理和影响规律。

2 试验研究

2.1 试验装置 本研究基于水轮机过鱼压强损伤机理试验装置，如图1，模拟鱼类通过水力机械时压强变化，通过调节压强变化阈值及变化速度，实现压强的可控调节。将试验用鱼放置于试验设备中，观察鱼的活动特性，在试验结束后统计损伤情况并进行分析。

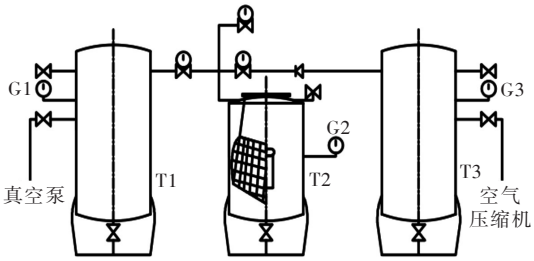


图1 水轮机过鱼压强损伤机理试验装置

T1是与真空泵相连通的真空储气罐，T2是观察试验罐，T3是与空气压缩机相连通的高压储气罐。三个压力罐通过管路连通，分别连接了真空表、压力表，用于观察各项设备调控及运行是否正常，同时准确测量并记录试验过程中的压强变化。其中高压储气罐压力等级为0.8 MPa，压力表量程为0至1.6 MPa，真空储气罐真空表量程为-0.1至0 MPa，观察储气罐压力表量程为-0.1至0.9 MPa，精度均为1.6级。试验观察罐T2内部装水，并且设有观察窗，罐口通过螺栓和密封圈压紧，以便反复拆卸，用于试验前后将鱼放入和取出。

2.2 试验方案 本次试验选用鲫鱼作为试验鱼。试验前，测量鱼体长100～120 mm，并在实验室环境下喂养8 h，使其充分适应人工环境，去除生命活力不旺盛个体，然后进行试验。实验室水池养殖环境：水温20～22 ℃，水中平均氧溶解量约0.0008%，pH值为7。

本次试验进行了高压损伤阈值测定和低压阈值测定，高压和低压阈值测定时分别进行3种工况方案的测试，每组10条试验鱼，每组进行5次反复试验。具体方案如表1和表2所示。

表1 高压损伤阈值测定工况

序号	压强阈值 P/MPa	加压时间 t_1/s	加压速率 V/(kPa/s)	保持时间 t_2/min
第1组	0.25	10.54	23.72	2
第2组	0.40	22.72	17.61	2
第3组	0.68	50.28	13.52	2

表2 低压损伤阈值测定工况

序号	压强阈值 P/MPa	加压时间 t_1/s	加压速率 V/(kPa/s)	保持时间 t_2/min
第4组	-0.015	5.01	2.99	2
第5组	-0.05	10.09	4.96	2
第6组	-0.075	18.22	4.12	2

2.3 试验结果及分析 高压损伤阈值测定试验过程中，通过观察窗可看到观察试验罐T2内鱼群向上游动，负压损伤阈值测定试验过程中，通过观察窗可看到观察试验罐T2内鱼群向下游动，反应较强烈。每组试验结束后，将罐中网兜内的鱼取出编号，并在供氧条件下喂养，分别于试验后即时、12 h、36 h、6 d进行观察记录，分别记录各组鱼未受损伤、受损伤失去平衡和死亡三种状态。

2.3.1 高压阈值分析 表3对高压损伤阈值测定试验进行了分析。通过对试验结果分析可知，正压状态下加压至最大压强0.68 MPa时，仅1条鱼死亡，可以判定为试验误差。因此，可认为所有试验鱼在正压状态下可以保持平衡，状态较好，鱼体损伤不明显。对试样鱼进行解剖观察均正常。分析原因如下：正压状态下，鱼处于利用自身生存的富氧环境，鱼可以通过鱼鳔及自身调节系统保持压强变化过程中鳔内外压强平衡。

表3 高压损伤阈值测定试验分析

组别	压强阈值/MPa	试验后即时损伤			试验后12h损伤			试验后36h损伤			试验后6d损伤		
		A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
1	0.25	50	0	0	50	0	0	50	0	0	50	0	0
2	0.40	50	0	0	50	0	0	50	0	0	50	0	0
3	0.68	50	0	0	49	0	1	49	0	1	49	0	1

注：状态A、B和C分别表示未受损伤、受损伤失去平衡和死亡

2.3.2 低压阈值分析 表4对低压损伤阈值测定试验进行了分析。试验结束时，各组试验鱼出现不同程度的损伤，鱼体无法保持自身平衡，甚至死亡。对试验鱼进行解剖后发现鱼鳔部分或全部受损，鳔内气体减少。分析原因如下：负压状态下，试验过程中的压强梯度超过鱼鳔的承受能力，使其难以通过自身膨胀和排气平衡内外压差，从而造成鱼鳔不同程度损伤，使鱼失去平衡，甚至死亡；同时鱼处于负压缺氧状态。

由表4可知，随着压强阈值的降低，受损伤和死亡的试验鱼越多，当压强阈值为−0.015 MPa时，试验结束后发现2条试验鱼损伤，后死亡；实验完成6 d后，有3条鱼死亡。当压强阈值为−0.075 MPa时，试验后发现所有试验鱼均损伤，后全部死亡。

表4 低压损伤阈值测定试验分析

组别	压强阈值/MPa	试验后即时损伤			试验后12h损伤			试验后36h损伤			试验后6d损伤		
		A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
4	−0.015	48	2	0	48	0	2	47	0	3	47	0	3
5	−0.05	36	14	0	30	20	0	17	27	6	5	35	10
6	−0.075	0	50	0	0	11	39	0	5	45	0	0	50

注：状态A、B和C分别表示未受损伤、受损伤失去平衡和死亡

通过上述对高压和低压阈值分析可见，对于本文研究的贯流式水轮机，其水头较低，由于高压导致的过机鱼体损伤相对较小，主要分析由于负压以及压强梯度造成的过机鱼体损伤。结合试验结果，采用第4组试验的阈值，重点分析不同工况下，转轮内部负压阈值低于−15 kPa以及转轮内部负压强梯度大于3 kPa/s的区域体积，并由此分析可能造成鱼体损伤的概率。

3 数值模拟方法

3.1 几何模型和网格划分 本文计算采用的贯流式水轮机的三维实体模型如图2。在三维建模过程中，将整个水轮机组划分成4个部分，分别是进水流道、导叶、转轮、尾水管。该水轮机的基本参数为H_r=4 m，最小水头H_{min}=3 m，最大水头H_{max}=5 m，转速n=200 r/min，额定出力P_r=205 kW，转轮叶片数Z=3，导叶数Z_0=15，转轮直径D_1=1.6 m。

采用ICEM CFD软件对该贯流式水轮机进行了网格划分，由于该模型较为复杂，尤其是转轮部分，因此在网格划分时采用了自适应性较好的非结构化网格。在网格划分时，忽略了叶片轮缘与转

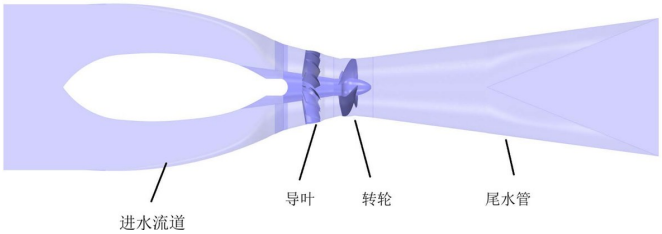


图2　贯流式水轮机三维模型

轮体外壳间的间隙流动，注意了对近壁面等关键部位的局部加密。同时对该水轮机在网格划分时进行无关性验证，采用4种方案进行了网格划分，如图3所示，网格数达到610万时，效率的相对差值在0.1%以内。综合考虑计算精度与节省计算资源，最终网格数为610万，图4为网格划分示意图。

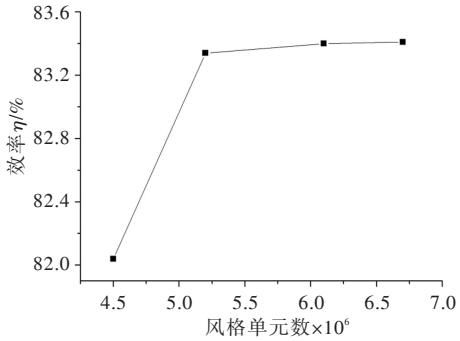
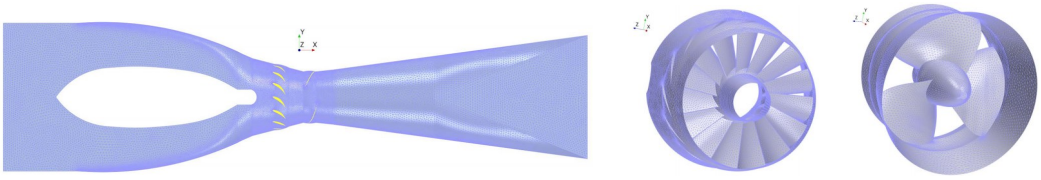


图3　网格无关性验证

3.2　湍流模型和边界条件　本文计算中采用了标准$k-\varepsilon$湍流模型，该湍流模型可以较为精确的模拟转轮、导叶区域的湍流流动状态，从而捕捉水轮机内部的流动特性。在N-S方程求解过程中，采用有限体积法对控制方程组进行离散，对流项采用高阶求解格式。贯流式水轮机所包括的部件中，除了转轮是高速旋转的部件外，其余均为静止部件。在数值计算中，认为壁面是绝热无滑移壁面(no slip)，采用近壁函数法对湍流流动的近壁进行处理，同时采用冻结转子法(Frozen rotor)设置导叶与转轮和转轮与尾水管的交界面。进口边界条件设置为压力进口(total pressure)，进口处的压力根据水轮机的水头换算得出，出口处的边界条件为自由出流(opening)相对压力设置为0，计算精度为10^{-5}。



(a)水轮机整体网格划分　(b)导叶体网格划分　(c)转轮体网格划分

图4　贯流式水轮机网格划分

4　鱼类运动轨迹及损伤概率研究方法

鱼体顺水流进入贯流式水轮机中的运轨迹受到水轮机流道内流场的影响情况比较明显，因此，本文在贯流式水轮机流道内选取一条水流质点迹线作为鱼类运动轨迹来进行相关研究。

本文参考第2节中压强阈值的试验测量结果，选取相对压强小于-15 kPa和负压强梯度大于3 kPa/s作为鱼类不发生压强损伤的阈值。鱼体通过贯流式水轮机转轮时受压强损伤概率的计算方法如下：$P(A)$即表示鱼类遭遇贯流式水轮机转轮内压强损伤的概率，可根据贯流式水轮机转轮内鱼类遭受低压损伤的区域体积占转轮过流通道总体积的百分比进行计算，计算公式

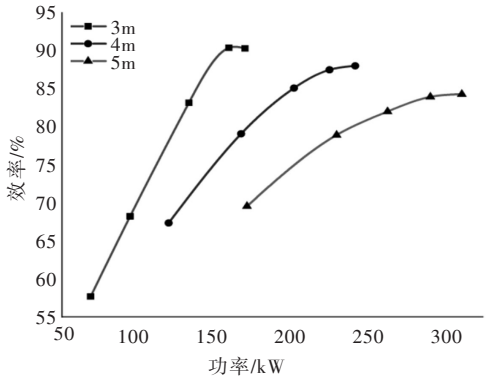


图5　贯流式水轮机各工况下的效率曲线

如下：

$$P(A)=\frac{V_P}{V_{\text{total}}}\times 100\% \tag{1}$$

式中：$P(A)$为鱼类遭受转轮内压强损伤的概率；V_p为转轮内相对压强小于-15 kPa的区域体积，m^3；V_{total}为转轮内部过流通道区域的总体积，m^3。

以贯流式水轮机三维过流通道的数值模拟结果为基础，根据文献[21]所提到的水轮机内部压强梯度的计算方法进行分析计算，其计算方程式如下所示：

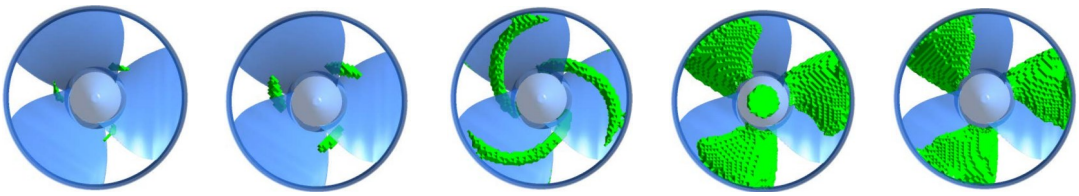
$$P(B)=\frac{V_{pg}}{V_{\text{tatal}}}\times 100\% \tag{2}$$

式中：$P(B)$为鱼类遭受高压强梯度而受伤的概率；V_{pg}为贯流式水轮机转轮内压强梯度大于3 kPa/s的区域体积，m^3；V_{total}为贯流式水轮机转轮过流区域的总体积，m^3。

5 数值模拟结果及分析

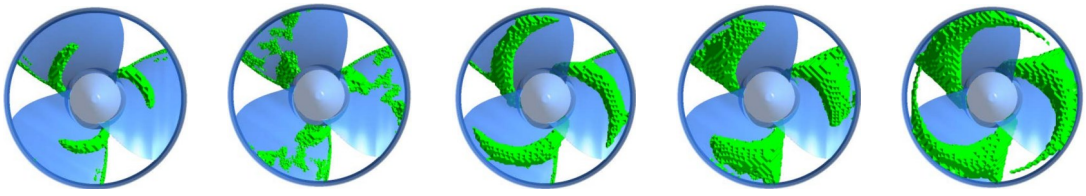
本文选取了5种不同导叶开度下贯流式水轮机在最小水头$H_{\min}$、设计水头H_r、最大水头$H_{\max}$3种水头进行数值模拟，图5给出了不同水头下效率随开度变化的曲线。在计算的工况中，开度较大时，效率增长减缓，在3 m水头，导叶最大开度为90 mm时，水轮机效率最高达到90.30%。

5.1 贯流式水轮机中鱼类遭受压强损伤概率分析 通过数值模拟计算了贯流式水轮机在最小水头$H_{\min}$、设计水头H_r、最大水头$H_{\max}$ 3种水头下，不同导叶开度下转轮内相对压强小于-15 kPa的区域体积，且已知该贯流式水轮机转轮内部过流通道区域的总体积V_{total}=1.958 13 m^3。根据式(1)计算得到该贯流式水轮机在各流量工况下运行时鱼类遭受转轮内压强损伤的概率$P(A)$。图6、图7、图8为同一叶片安放角时，不同水头时不同导叶开度下相对压强小于-15 kPa的区域。



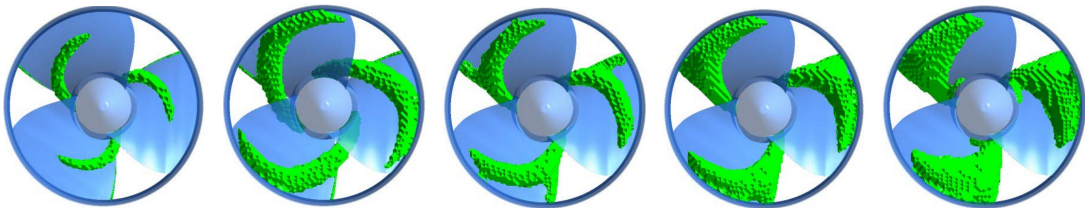
(a)导叶开度50mm (b)导叶开度60mm (c)导叶开度70mm (d)导叶开度80mm (e)导叶开度90mm

图6 $H_{\min}$=3m:转轮处压强低于-15kPa区域



(a)导叶开度50mm (b)导叶开度60mm (c)导叶开度70mm (d)导叶开度80mm (e)导叶开度90mm

图7 H_r=4m:转轮处压强低于-15kPa区域



(a)导叶开度50mm (b)导叶开度60mm (c)导叶开度70mm (d)导叶开度80mm (e)导叶开度90mm

图8 $H_{\max}$=5m:转轮处压强低于-15kPa区域

图9为最小水头H_{min}、设计水头H_r、最大水头H_{max}下鱼类遭受转轮内压强损伤概率$P(A)$随水轮机出力的变化情况。根据图6至图8可知，相对压强小于−15 kPa的区域主要位于叶片背面靠近进口边的位置，且当水头一定时，贯流式水轮机在不同导叶开度下运行时，相对压强小于−15 kPa的区域随着流量的增加呈增多趋势，因此根据式(1)可知，鱼类遭受压强损伤概率随着流量的升高呈增大趋势。在大水头工况时，相对压强小于−15 kPa的区域随着流量的增加而增多的趋势减缓，在小水头工况时，该区域面积增多的趋势迅速。该原因主要是在低水头工况时，水轮机进口压力相对较低，经过转轮将压能转换之后，转轮内部的压强相对较低。同时，在小开度时，相对压强小于−15 kPa的区域随着水头的增大呈增多趋势；而在大开度时，相对压强小于−15 kPa的区域随着水头的增大呈减少趋势。该原因主要是：在小开度时，随着水头的提高，水轮机的过流量增大，效率增高快，被转轮转换利用的水流压能相对增加，故经过能量转换后的转轮内部低压区增多。而在大开度时，随着水头的提高，水轮机的过流量增大，效率下降，被转轮转换利用的水流压能相对减少，故经过能量转换后的转轮内部低压区减少。

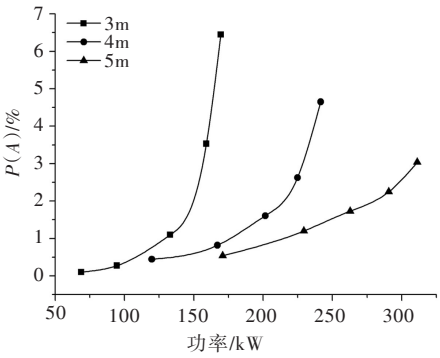


图9　不同水头时鱼类遭受压强损伤概率

根据图9可知，鱼体遭受压强损伤的概率随着流量的增大而增大。当水轮机在最小水头H_{min}=3 m的大流量工况时，鱼类遭受压强损伤概率达到了最大值$P(A)$=6.45%。各种导叶开度下，最小水头H_{min}=3 m鱼类遭受压强损伤概率平均值为2.289%，设计水头H_r=4m鱼类遭受压强损伤概率平均值为2.029%，最大水头H_{max}=5 m鱼类遭受压强损伤概率平均值为1.752%。其中最小水头H_{min}=3 m鱼类遭受压强损伤概率平均值最大，因此在水头较小时，通过该贯流式水轮机转轮时鱼体遭受压强损伤概率越大。

5.2　贯流式水轮机中鱼受压强梯度损伤概率分析　通过数值模拟计算了贯流式水轮机在最小水头H_{min}、设计水头H_r、最大水头H_{max}3种水头下，不同导叶开度下转轮内压强梯度大于3 kPa/s的区域体积。图10为同一叶片安放角时，设计水头4 m时不同导叶开度下压强梯度大于3 kPa/s的区域。该区域主要出现在叶片进水边，在小开度时，出现在偏叶片外缘位置；随着开度的增大，靠近轮毂处也出现压强梯度大于3 kPa/s的区域；当导叶开度继续增加到90 mm时，靠近轮毂处，压强梯度大于3 kPa/s的区域又减小。根据式(2)计算得到贯流式水轮机在各流量工况下运行时鱼类遭受转轮内压强梯度损伤的概率$P(B)$。

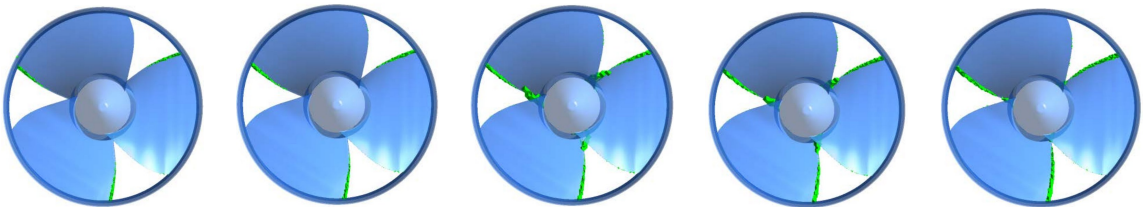

(a)导叶开度50mm　(b)导叶开度60mm　(c)导叶开度70mm　(d)导叶开度80mm　(e)导叶开度90mm

图10　H_r=4m:转轮处压强梯度高于3kPa/s区域

图11为最小水头H_{min}、设计水头H_r、最大水头H_{max}下鱼类遭受转轮内压强梯度损伤概率$P(B)$随水轮机出力的变化情况。根据图11可知，该贯流式水轮机在不同导叶开度下运行时，压强梯度大于3 kPa/s的区域随着流量的增加呈先增多后减少，鱼类遭受压强梯度损伤概率随着流量的升高呈先增大后减小趋势。当水轮机在最大水头的导叶开度为60 mm时，鱼类遭受压强梯度损伤概率达到了最大值$P(B)$=4.61%。各种导叶开度下，最小水头H_{min}=3 m鱼类遭受压强梯度损伤概率平均值为1.969%，设计水头H_r=4 m鱼类遭受压强梯度损伤概率平均值为3.197%，最大水头H_{max}=5 m鱼类遭受压强梯度损伤概率平均值为4.067%。其中最大水头H_{max}=5 m鱼类遭受压强梯度损伤概率平均值最大，因此在水头较大时，通过该贯流式水轮机转轮的鱼体遭受压强梯度损伤概率越大。

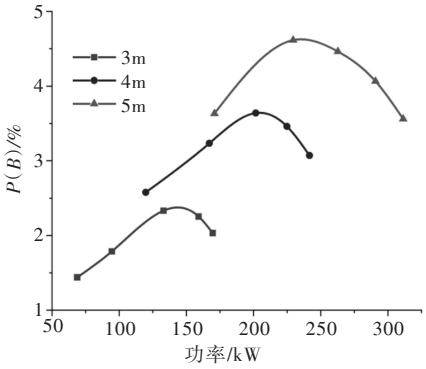


图11　不同水头时鱼类遭受压强梯度损伤概率

6　结论

本文通过试验和数值模拟的方法分析了鱼类通过贯流式水轮机流道时遭受压强及压强梯度损伤的概率，结论如下：(1)基于水轮机过鱼压强损伤机理试验装置，进行了鲫鱼在高压和低压时的损伤阈值测定，负压区压强值越低，鱼类压强调节能力越弱，鱼类受损伤越大；鱼类可承受一定的压强梯度，压强梯度值越高，对鱼类损伤越大。(2)正压状态下加压至最大压强0.68 MPa时，对鱼损伤不明显。负压状态下，随着压强阈值的降低，受损伤和死亡的试验鱼越多，压强下降压至-0.015 MPa时，鱼类受到损伤，选取该值作为数值计算分析鱼体损伤概率的阈值；当压强继续下降至-0.075 MPa时，鱼类全部死亡。(3)根据试验测得阈值，通过该贯流式水轮机内部时，鱼类遭受压强损伤概率随着流量的升高呈增大趋势，当水轮机在最小水头的大流量工况时，鱼类遭受压强损伤概率达到了最大值6.45%；鱼类遭受压强梯度损伤概率随着流量的升高呈先增大后减小趋势，当水轮机在最大水头的导叶开度为60 mm时，鱼类遭受压强梯度损伤概率达到了最大值4.61%。

参　考　文　献：

[1] 潘强，张德胜，施卫东. 基于叶片撞击模型的鱼友好型轴流泵优化设计[J]. 农业机械学报，2015，46(12)：102-108.

[2] 刘雪飞，林俊强，彭期冬，等. 应用PTV粒子追踪测速技术的鱼卵运动试验研究[J]. 水利学报，2018，49(4)：501-511.

[3] 张艳艳，何贞俊，何用，等. 低水头闸坝工程鱼道过鱼效果评价[J]. 水利学报，2017，48(6)：748-756.

[4] ČADA G F. The Development of advanced hydroelectric turbines to improve fish passage survival[J]. Fisheries，2001，6(9)：14-23.

[5] ČADA G F，SCHWEIZER P E. The application of traits-based assessment approaches to estimate the effects of hydroelectric turbine passage on fish populations[R]. Washington：Oak Ridge National Laboratory，2012.

[6] TIMOTHY W H，ČADA G F，AMARAL S V. The status of environmentally enhanced hydropower turbines[J]. Fisheries，2014，39(4)：164-172.

[7] ČADA G F，LOAR J，GARRISON L，et al. Efforts to eeduce mortality to hydroelectric turbine-passed fish：locating and quantifying damaging shear stresses[J]. Environment Management，2006，37(6)：898-906.

[8] NEITZEL D A，RICHMOND M C，DAUBLE D D，et al. Laboratory studies on the effects of shear on fish：final report[R]. USA：The Pacific Northwest National Laboratory，Richland，2000.

[9] NEITZEL D A，DAUBLE D D，ČADA G F，et al. Survival estimates for juvenile fish subjected to a laboratory generated shear environment[J]. Transactions of the American Fisheries Society，2004，133(2)：447-454.

[10] ABERNETHY C S，AMIDAN B G，ČADA G F. Laboratory studies of the effects of pressure and dissolved gas supersaturation on turbine-passed fish[R]. Washington：Pacific Northwest National Laboratory，2001.

[11] ABERNETHY C S，AMIDAN B G，ČADA G F. Simulated passage through a modified Kaplan turbine pressure

regime: A supplement to "Laboratory studies of the effects of pressure and dissolved gas super saturation on turbine passed fish"[J]. European Journal of Operational Research, 2003, 73(1): 1-16.

[12] RICHMOND M C, SERKOWSKIA J A, EBNERB L L, et al. Quantifying barotraumas risk to juvenile fish during hydro-turbine passage[J]. Fisheries Research, 2014, 154(6):152-164.

[13] DENG Z, CARLSON T J, PLOSKEY G R. Evaluation of blade-strike models for estimating the biological performance of Kaplan turbines[J]. Ecological Modelling, 2007, 208(2/4):165-176.

[14] DENG Z, CARLSON T J, JOANNE P, et al. Six degree of freedom sensor fish design and instrumentation [J]. Sensors, 2007, 7(12): 3399-3415.

[15] DENG Z, CARLSON T J, DAUBLE D D, et al. Fish passage assessment of an advanced hydropower turbine and conventional turbine using blade-strike modeling[J]. Energies, 2011, 4(1): 57-67.

[16] 邵奇, 李萌, 吴玉林, 等. 水力机械内鲤鱼草鱼的压力损失模拟试验[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(6): 954-957.

[17] 邵奇, 李海峰, 吴玉林, 等. 水力机械内压力变化梯度对鱼类的损伤模拟试验[J]. 机械工程学报, 2002, 38(10): 7-12.

[18] 王煜, 翟振男, 李金峰. 家鱼幼鱼对水轮机流道水力剪切响应实验研究[J]. 水力发电学报, 2020, 39(4): 10-20.

[19] 张洋, 王煜, 戴会超. 水轮机流道非恒定流对过机鱼类影响研究[J]. 水利水电技术, 2016, 48(2): 89-96.

[20] 李成, 王煜. 轴流式水轮机流道内压力分布对幼鱼影响研究[J]. 三峡大学学报(自然科学版), 2015, 37(6): 65-69.

[21] 朱国俊, 吉龙娟, 冯建军, 等. 鱼类通过混流式水轮机转轮时受压强及剪切损伤的概率分析[J]. 农业工程学报, 2019, 35(2): 55-62.

Analysis and research on fish damage caused by internal pressure change of tubular turbine

YANG Chunxia[1], XU Ding'e[1], ZHU Shuangju[2], ZHAO Lei[2], YU An[1], HE Xiangning[3]

(1. *College of Energy and Electrical Engineering, Hohai University, Nanjing* 211100, *China*;
2. *Chongqing Shipping Construction Development Co., Ltd., Chongqing* 401121, *China*;
3. *China Water Northeastern Investigation, Design & Research Co., Ltd., Changchun* 130021, *China*)

Abstract: Fishes will suffer damage caused by impact and pressure change when passing through the passage of tubular turbine. In this paper, based on the experimental and CFD analysis methods, the damage mechanism and threshold of fish caused by the change of pressure in the whole channel of tubular turbine under different working conditions are explored. The high-precision simulation of the pressure change of fish passing through the turbine is realized through experiments, and the influence of pressure and pressure gradient on fish in the tubular turbine is studied. The results showed that when the pressure was increased to 0.68 MPa under positive pressure, there was no obvious damage to the fish; with the decrease of the pressure threshold, more and more fish were injured and died. When the pressure decreased to -0.015 MPa, the fish were injured, and when it dropped to -0.075 MPa, all the fish died. Through numerical calculation and analysis, it is concluded that the area with relative pressure less than -15 kPa is mainly located at the back of blade near the inlet side, and when the tubular turbine operates under different guide vane openings, the area with relative pressure less than -15 kPa increases with the increase of flow rate, and the probability of fish suffering from pressure damage increases with the increase of flow rate. When the turbine is in the condition of large discharge with the minimum head, the probability of fish suffering from pressure damage reaches the maximum value of 6.45%. With the increase of flow rate, the damage probability of fish increases first and then decreases. When the guide vane opening of the turbine is 60mm at the maximum head, the probability of fish suffering from pressure gradient damage reaches the maximum value of 4.61%.

Keywords: tubular turbine; fish pressure threshold; fish casualty probability; pressure gradient; numerical simulation

(责任编辑: 杨　虹)