

DOI:10.19322/j.cnki.issn.1006-4710.2020.02.013

混流式水轮机叶片出水边三角块尺寸对转轮应力影响研究

赵道利¹, 陈涛², 孙维鹏¹, 梁武科¹, 马薇¹

(1. 西安理工大学 水利水电学院, 陕西 西安 710048; 2. 云南电力试验研究院(集团)有限公司, 云南 昆明 650217)

摘要: 针对混流式水轮机转轮叶片出水边与上冠连接处应力过大、容易出现裂纹的问题, 采用在该处添加补强三角块以改善该处的应力分布。本文主要研究了两个计算工况下, 不同尺寸三角块对转轮应力的改善情况, 同时分析了对转轮的变形、叶片压力分布、尾水管涡量、水轮机效率的影响。结果表明: 在两个计算工况下, 当三角块两个边长为转轮标称直径的 5.7% 时, 水轮机其他水力性能基本不变, 且转轮的最大应力值降低分别为 26.9% 和 29.5%, 且最大应力位置转移到了叶片出水边与三角块出水边相接的转角处, 叶片出水边和上冠连接处的应力明显减小, 这对于改善转轮叶片出水边与上冠连接处的应力、避免焊缝处裂纹的发生和水轮机的安全稳定运行均具有重要的意义。

关键词: 混流式水轮机; 转轮; 三角块; 应力; 变形

中图分类号: TV734.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1006-4710(2020)02-0230-07

Research on Francis runner stress with the variation of triangular block size on the outlet of blade

ZHAO Daoli¹, CHEN Tao², SUN Weipeng¹, LIANG Wuke¹, MA Wei¹

(1. Institute of Water Resources and Hydroelectric Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China; 2. Electric Power Research Institute of Yunnan Power Grid Co., Ltd., Kunming 650217, China)

Abstract: In view of the problem of excessive stress and cracks at the junction between the outlet of the blade and the crown of Francis runner, the reinforcement triangle block is added to improve the stress distribution at the junction. In this paper, the effect of triangle blocks of different sizes on the stress improvement of runner under two calculation conditions is studied. The influence of triangle blocks on the deformation of runner, the pressure distribution of blade, the vorticity of draft tube and the efficiency of turbine are analyzed. The results show that under two calculation conditions, when the two sides of the triangle block are 5.7% of the nominal diameter of the runner, the other hydraulic performances of the turbine remain basically unchanged, and the maximum stress of the runner decreases by 26.9% and 29.5%, respectively. The maximum stress position shifts to the corner where the outlet edge of the blade joins the outlet edge of the triangle block, with the stress at the junction of the outlet edge of the blade and the upper crown decreasing significantly. It is of great significance to improve the stress at the junction between the outlet edge of runner blade and the upper crown, avoiding the cracks at the weld seam and to the safe and stable operation of the turbine.

Key words: Francis turbine; runner; triangular pieces; stress; deformation

由于运行工况多变、受力复杂, 混流式水轮机转轮叶片出水边近上冠处的应力集中^[1-3]和裂纹问

题^[4-6]日益突出, 严重地影响了水轮机的使用寿命和机组的安全稳定运行。

收稿日期: 2019-11-12; 网络出版日期: 2020-05-18

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1294.N.20200518.0939.004.html>

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51839010); 陕西省自然科学基金基础研究计划资助项目(2018JM5087)

第一作者: 赵道利, 男, 硕士, 副教授, 研究方向为水力机组优化设计与振动分析。E-mail: zhaodaoli@126.com

针对转轮应力过大的问题,肖若富等^[7-9]和周东岳^[10]、姬晋廷^[11]等基于流固耦合方法分析了混流式水轮机转轮应力特性。孙琦等^[12]通过流固耦合数值模拟技术和实测转轮应力进行了比较分析,验证了流固耦合数值模拟分析的可靠性。陈学力等^[13]对真机转轮动应力进行了试验分析。张丽霞^[14]对混流式水轮机转轮叶片疲劳裂纹控制进行了研究,全面分析了叶片裂纹产生的机理。朱国俊等^[15]采用变量耦合强度分析方法对混流式转轮优化后,水力效率、叶片的空化和强度性能均得到了改善。肖若富等^[16]、赵道利等^[17]提出延长转轮叶片近上冠部分出水边和添加补强三角块,改善了叶片根部和焊缝处的受力,但对三角块尺寸对应力改善程度没有详述。实际工程中对于在该处添加补强三角块以改善应力^[18-20]的应用也多次报道。

因此,本文拟针对某电站因转轮应力过高产生裂纹的问题,探讨在转轮叶片出水边添加不同尺寸三角块时转轮应力分布及其改善情况,并考察添加三角块尺寸对水轮机其他水力性能的影响,为进一步改善混流式转轮应力集中和局部应力过高奠定基础。

1 计算模型、边界条件及计算工况

本文选取在实际运行中转轮叶片出水边出现严重裂纹^[21]的某电站水轮机作为研究对象,采用相似原理研究真机在额定工况和最大水头发额定出力工况下,转轮加装三角块后转轮的应力分布情况以及对水轮机其他性能的影响。

原型水轮机额定出力 307.1 MW,最大水头 68.5 m,额定水头 59.5 m,额定转速 75 r/min,转轮直径 8 m;转轮材料为 ZG06Cr13Ni4Mo,弹性模量为 204 MPa,Poisson 比为 0.3,密度为 7 800 kg/m³,屈服强度为 550 MPa,抗拉极限为 750 MPa。图 1 为混流式水轮机全流道三维模型,图 2 为在叶片上加装三角块后的转轮图,图中三角块是通过沿叶片出水边截面直接延伸得到的实体结构。

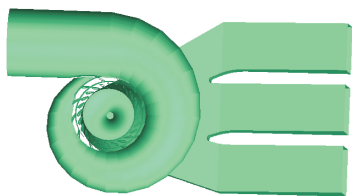


图 1 水轮机三维模型
Fig. 1 3D model of the turbine

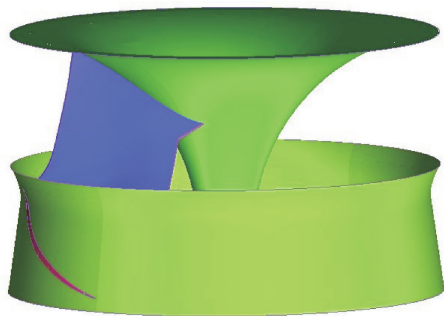


图 2 加装三角块后的转轮
Fig. 2 Francis runner with triangle block

水轮机全流道网格划分采用结构化网格,为保证计算的准确性,采用非结构化网格对三角块、靠近叶片出水边及上冠部分进行了局部网格加密。经网格无关性验证后,确定水轮机蜗壳、导叶、转轮和尾水管的总网格数为 674 万。由于不同尺寸三角块大小不同,所划分的网格数也不同,该部分网格节点数为 70~80 万。

计算时以进口质量流量为进口条件,出口为相对大气压 0 Pa,固体壁面采用无滑移壁面边界条件。在上冠 Flange 面设置全约束条件,即 $U_x = U_y = U_z = 0$ 。图 3 为水轮机流体域和转轮结构域网格。

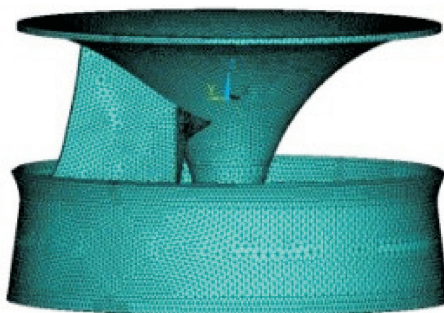


图 3 转轮实体网格
Fig. 3 Grid diagram for runner entity

由于水轮机在运行时的最大应力往往出现在额定工况(即额定水头发额定出力工况)或最大水头发额定出力工况下,因此选取这两个工况作为本文分析的工况点,两个计算工况的参数见表 1,表中工况 1 为额定工况,工况 2 为最大水头发额定出力工况。

表 1 计算工况的单位参数

Tab. 1 Unit parameters for calculation condition

| 工况 | 单位流量/ (m ³ · s ⁻¹) | 单位转速/ (r · min ⁻¹) |
|------|--|-----------------------------------|
| 工况 1 | 1.138 | 78 |
| 工况 2 | 1.060 | 72.5 |

2 计算方法和计算方案

本文所计算的转轮应力是根据第四强度理论^[22]计算得到的等效应力 σ_e ，转轮所受应力是由作用于转轮流道表面的水压力，转轮自重产生的重力以及转轮旋转产生的离心力产生的。

结构强度计算的静力学有限元方程为：

$$\mathbf{Ku} = \mathbf{F}_s + \mathbf{F}_t \quad (1)$$

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{DBu} \quad (2)$$

式中： \mathbf{K} 为整体刚度矩阵； \mathbf{u} 为节点位移； \mathbf{F}_s 、 \mathbf{F}_t 分别为流体流动对流固界面产生的压力以及转轮自身旋转及重力引起的惯性力； $\boldsymbol{\sigma}$ 为应力； \mathbf{D} 为弹性矩阵； \mathbf{B} 为应变矩阵。

转轮结构等效应力为：

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (3)$$

式中： σ_1 、 σ_2 、 σ_3 分别为三个方向的主应力值。

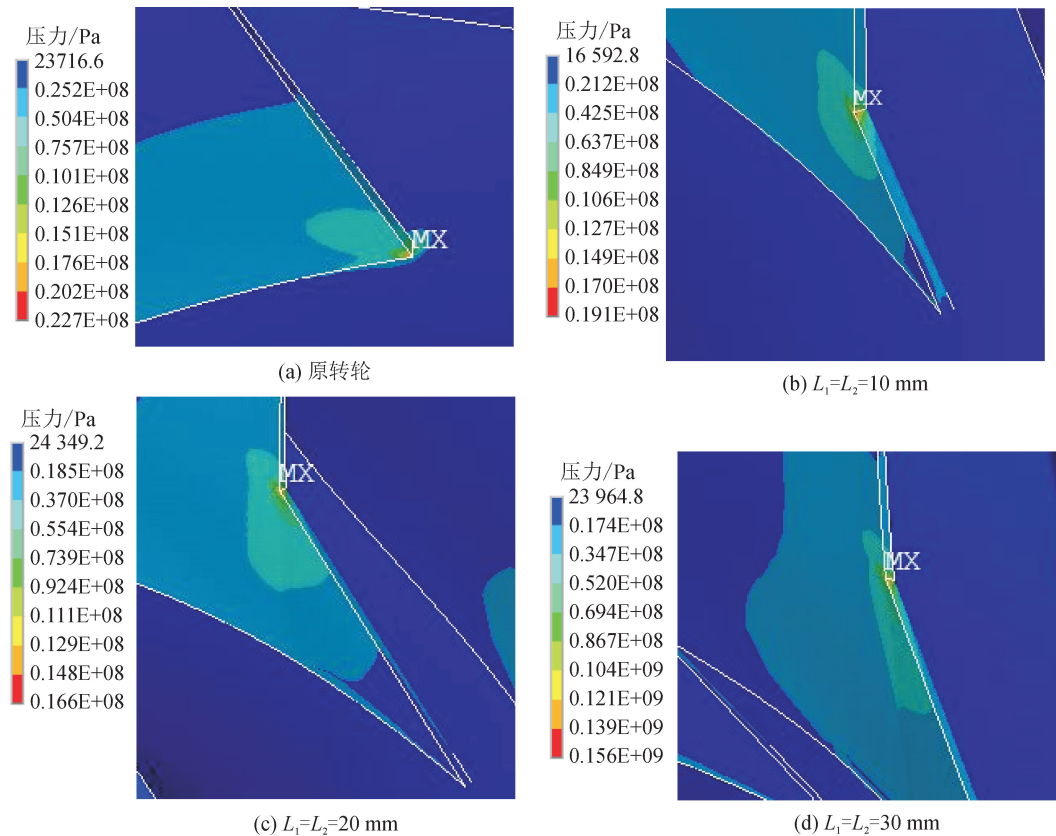


图4 工况1下不同三角块边长转轮应力分布图

Fig. 4 Stress distribution diagram for runner with different side lengths of triangle block under condition 1

为了更直观地观察不同尺寸三角块对转轮应力的影响，将工况1下不同三角块边长时的转轮最大应力值和叶片根部的最大应力值以曲线形式绘出，见图5。同理，还计算了在工况2(即最大水头发额

本文计算中，将三角块与叶片出水边相连接的边长定义为 L_1 ，与上冠相连接的边长为 L_2 。由于 L_1 和 L_2 尺寸组合太多，为了方便分析，本文仅考虑两个边长相等(即 $L_1=L_2=L$)的情况。

为了得到三角块边长 L 对转轮应力、变形和其他性能影响的规律，初步拟定三角块的边长 L 为0(即原转轮)、5、10、15、20、25和30 mm共7个方案，在工况1和工况2下分别对各方案三角块尺寸对转轮应力和变形的影响进行对比分析，再校核转轮叶片正背面压力、尾水管涡量、水轮机效率等性能的影响。

3 不同尺寸三角块的转轮应力与变形分析

3.1 转轮应力分析

首先分析在工况1下，计算了 $L=0$ (原转轮)、5、10、15、20、25、30 mm时转轮的应力，限于篇幅，仅列出原转轮和 $L=10$ 、20、30 mm时转轮的应力分布图见图4。

定出力工况)下， $L=0$ (原转轮)、5、10、15、20、25、30 mm时转轮的应力，得到不同三角块边长时的转轮最大应力值和叶片根部的最大应力值见图6。

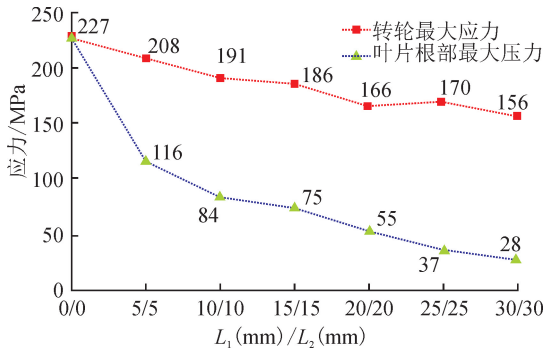


图5 工况1下不同三角块边长的转轮最大应力曲线
Fig. 5 Maximum stress curve of runner with different triangle block side lengths under condition 1

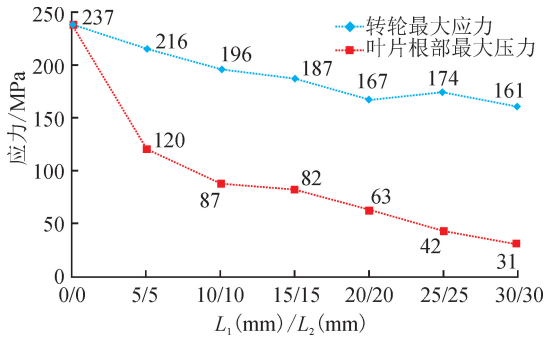


图6 工况2下不同三角块边长的转轮最大应力曲线
Fig. 6 Maximum stress curve of runner with different triangle block side lengths under condition 2

从图4可以看出,原转轮最大应力出现在叶片出水边与上冠相接处(即焊缝处),且较大的应力均分布在叶片出水边靠近上冠处,这与该转轮出现裂纹的部位相吻合,在一定程度上验证了该计算结果的正确性。

从图5和图6可以看出,随着三角块边长的增大,转轮最大应力呈现出逐渐减小的趋势,当 $L=20\text{ mm}$ 时,工况1下转轮最大应力166 MPa比没有添加补强三角块的最大应力227 MPa降低了26.9%,工况2下转轮最大应力167 MPa比没有添加补强三角块的最大应力237 MPa降低了29.5%;同时,转轮叶片根部的最大应力值则降低更为明显。

另外,添加补强三角块后,转轮的最大应力均没有出现在叶片根部与上冠连接处,而是在叶片出水边与三角块 L_1 边连接处,较大应力区也随着三角块边长的增大,逐渐远离叶片根部,避开了转轮运行时最大应力与焊接残余应力^[23]的叠加,这对于改善转轮叶片与上冠焊缝处的应力、进而避免焊缝处出现裂纹具有重要的意义。

3.2 转轮变形分析

过大的转轮变形不利于水轮机的安全稳定运行。图7为工况1下,添加不同尺寸三角块转轮变形分布图。

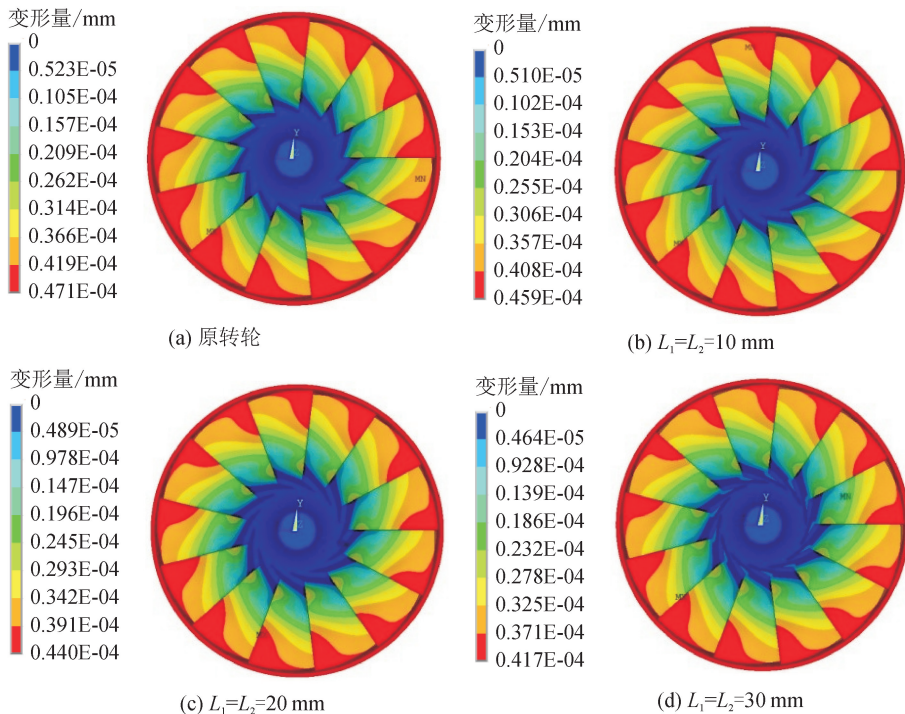


图7 不同三角块边长转轮的变形分布图

Fig. 7 Deformation distribution of runner with different triangular lengths

从图7可以得出如下结论。

1) 无论是否加装三角块,对转轮的变形量分布趋势均是:转轮的变形量皆是由上冠到下环变形量逐渐变大,在转轮叶片出水边靠近下环处出现最大变形量。

2) 添加三角块后转轮的最大变形量的值有所减小,三角块尺寸越大,转轮变形量越小。原转轮的最大变形量为 $47.1 \mu\text{m}$,三角块边长 $L=20 \text{ mm}$ 时,转轮的最大变形量为 $44.0 \mu\text{m}$,较原转轮降低了 6.6% 。因此,是否加装三角块和三角块的尺寸对转轮变形量的影响不大。

将两个计算工况下的转轮变形量汇总,形成添加不同尺寸三角块时转轮变形量曲线,见图8。

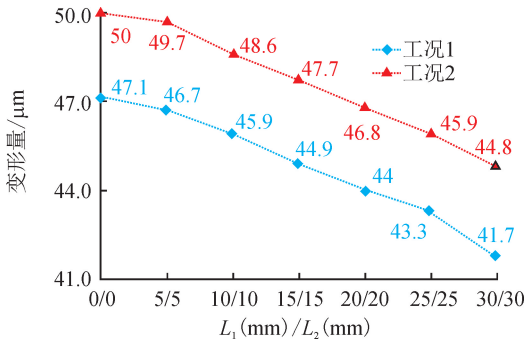


图8 不同三角块尺寸转轮变形量曲线

Fig. 8 Deformation curves of the runners with different triangular lengths

4 添加三角块对水轮机其他性能影响分析

为了搞清楚添加不同尺寸三角块对水轮机其他性能的影响,进行了转轮叶片正背面压力分析、尾水管涡量分析以及转轮效率的分析。

4.1 对转轮叶片压力分布的影响

为了进一步了解加装不同尺寸三角块后,会对转轮的压力分布有何影响,进而了解其对空化性能的影响,进行了转轮叶片正、背面的压力分析。图9为工况2下原转轮和加装不同尺寸三角块转轮的叶片正、背面压力分布图。从整体上看,可以看出在工况2下,不同转轮叶片的正背面压力分布基本没有变化,叶片上的最大压力、最小压力有微小变化,影响可以忽略。因此,在工况2下,加装的不同尺寸三角块均没有改变叶片的最小压力值,对转轮的空化性能基本没有影响。

4.2 对尾水管涡流强度的影响

由于添加三角块后,转轮叶片的面积有所增大,对水轮机转轮出口水流的约束相应有所增大,有可能引起尾水管涡流强度的变化,因此,进行了不同尺寸三角块转轮的尾水管涡流强度的比较分析。

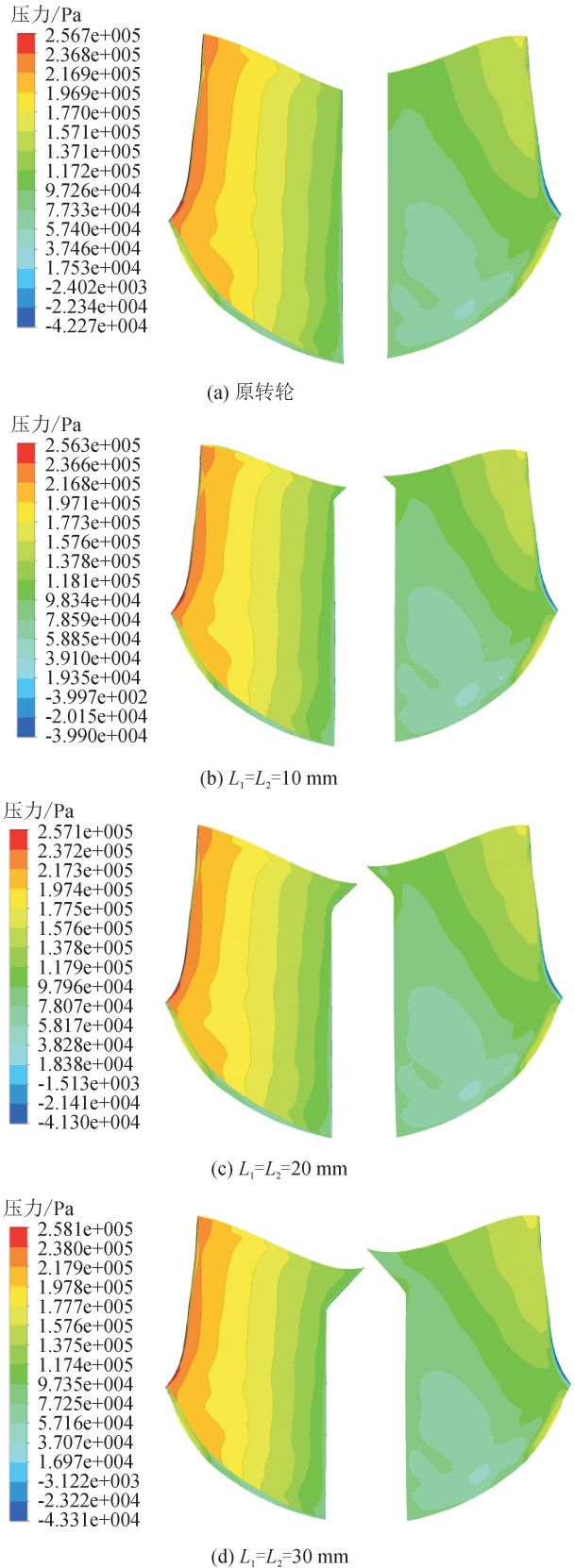


图9 工况2下转轮叶片压力分布图

Fig. 9 Pressure distribution diagram for runner blade under condition 2

图 10 为在同一色标尺下不同尺寸三角块转轮尾水管在 ZX 截面上的涡流强度对比图。

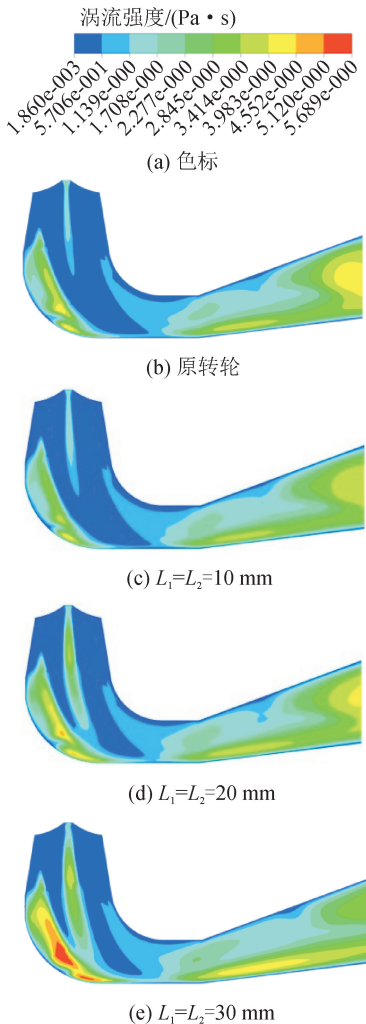


图 10 尾水管涡流强度分布图

Fig. 10 Distribution diagram for vortex intensity in draft tube

从图 10 可以得出如下结论。

1) 尾水管中较大的涡流强度主要出现在尾水管直锥段中间,肘管段壁面附近,这是由于在此处产生了较强的回流。在水流通过支墩分流后,在尾水管底部近壁面涡流强度增大,尾水管出口处仍具有明显的涡流强度。

2) 不同尺寸三角块的转轮,其尾水管中的涡流强度也存在着一定的差别。涡流强度随着三角块尺寸的增大而增大,这是由于三角块尺寸增加,等于是增大了近上冠部分叶片的面积,相当于增大了对此流域水流的约束,使这部分水流在流出转轮时具有更大的环量,造成了尾水管部分流域的涡流强度增大。因此,从这个角度考虑,在满足转轮应力的条件下,不宜选择过大尺寸的三角块。

4.3 对转轮过流能力和效率的影响

添加不同尺寸的三角块后,有可能会对转轮的过流能力和出力产生影响,因此,计算了在额定水头下,不同三角块尺寸转轮发额定出力时的导叶开度和相应的水轮机效率,计算结果见表 2。

表 2 不同尺寸三角块转轮的导叶开度及效率

Tab. 2 Opening of GV and efficiency of the runners with different triangular block size

| 转轮方案 | 导叶开度/mm | 效率 η /% |
|-----------------|---------|--------------|
| 原转轮 | 21.98 | 90.601 |
| $L_1=L_2=10$ mm | 21.99 | 90.589 |
| $L_1=L_2=20$ mm | 22.02 | 90.574 |
| $L_1=L_2=30$ mm | 22.05 | 90.561 |

从表 2 可以得到如下结论。

1) 要保证达到相同出力,加装三角块后就必须增大导叶开度,导叶的开度大小随三角块的尺寸的增大而略有增大,若保持导叶开度不变,则会造成水轮机过流能力的略微减弱,出力也略微下降,这是由于加装三角块后,减小了转轮过流面积,从而使过流能力有所降低。

2) 加装不同尺寸三角块后,水轮机的效率均略有降低,但最大降低值仅 0.04%,相较于转轮最大应力值的减小,添加三角块对水轮机效率的影响基本可以忽略。

5 结论

本文针对混流式水轮机转轮叶片出水边与上冠连接处应力过大的问题,采用在此处添加三角块的方法予以解决。通过对添加不同尺寸三角块转轮应力和转轮变形的分析,同时校核了添加三角块对水轮机其他性能的影响,得出如下结论。

1) 由于混流式水轮机转轮叶片出水边相对较薄,通过在转轮叶片出水边与上冠连接处添加补强三角块,增大了叶片的受力面积及叶片与上冠的接触面积,提高了叶片的局部强度,从而有效降低了叶片局部应力。

2) 添加三角块对水轮机转轮最大应力值的降低较为明显,随着三角块尺寸越大,最大应力值减小越多。当 $L_1=L_2=20$ mm 时,两个计算工况下的降低幅度分别 26.9%和 29.5%;而且添加补强三角块后,转轮的最大应力均没有出现在叶片根部与上冠连接处,避开了转轮运行时最大应力与焊接残余应力的叠加,这对于改善转轮叶片与上冠焊缝处的应力分布、避免焊缝处出现应力集中具有重要的意义。与此同时,

添加三角块后,对尾水管中涡流强度影响较大,三角块尺寸越大,涡流最大强度越大。因此,综合考虑上述两个方面,建议选用的三角块尺寸为 $L_1=L_2=20\text{ mm}$,此时 $L_1/D_1=L_2/D_1=5.7\%$,其中 D_1 为转轮标称直径。

3) 添加三角块后,转轮的变形量有所降低,这有利于水轮机的稳定运行。另外,添加补强三角块后,水轮机过流能力和水轮机效率也略有降低。

总的来说,对容易出现裂纹的水轮机叶片出水边与上冠连接处添加补强三角块,可以明显改善该处的应力集中而对其他性能影响又很小。希望本文对补强三角块尺寸的探讨,能为相关人员提供借鉴。

参考文献:

- [1] 王钊宁,罗兴铸,郭鹏程,等. 大广坝水电站水轮机提效增容改造研究[J]. 西安理工大学学报,2015,31(1): 7-12.
WANG Zhaoning, LUO Xingqi, GUO Pengcheng, et al. Improving efficiency and increasing capacity of the hydraulic turbine in Daguangba Hydropower Plant[J]. Journal of Xi'an University of Technology, 2015, 31(1): 7-12.
- [2] LUINTEL M C, VYAS N S. Dynamic response and stability of a spinning turbine blade subjected to pitching and yawing[J]. International Journal of Dynamics and Control, 2019(3): 1252-1277.
- [3] 杨昆,赵鹏程,顾煜焯,等. 汽轮机扭振作用下叶片响应及应力计算[J]. 动力工程学报,2018,38(3):193-197.
YANG Kun, ZHAO Pengcheng, GU Yujiong, et al. Response and stress calculation of blades under the action of shaft torsional vibration in turbo-generator sets [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2018, 38(3): 193-197.
- [4] 许宏伟,赵明,吴章勤,等. 澜沧江流域大型水轮机转轮裂纹综合防控技术探讨[J]. 水力发电学报,2014,33(1):215-220.
XU Hongwei, ZHAO Ming, WU Zhangqin, et al. Discussion on crack prevention and control technology of large-scale turbine runner in the Lancang River basin [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2014, 33(1): 215-220.
- [5] 赵光宇. 大朝山5号水轮发电机组转轮叶片裂纹分析及处理[J]. 云南水力发电,2012,28(4):107-110, 127.
- [6] 颜尚君,李录平,封江,等. 大功率汽轮机末级轮盘-叶片结构疲劳裂纹扩展分析[J]. 动力工程学报,2018,38(10):807-814.
YAN Shangjun, LI Luping, FENG Jiang, et al. Finite element analysis of fatigue crack growth between last disc and blade of a large capacity steam turbine [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2018, 38(10): 807-814.
- [7] 肖若富,王正伟,罗永要. 基于流固耦合的混流式水轮机转轮静应力特性分析[J]. 水力发电学报,2007,26(3):120-123,133.
XIAO Ruofu, WANG Zhengwei, LUO Yongyao. Stress analysis of Francis turbine runners based on FSI [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2007, 26(3): 120-123, 133.
- [8] XIAO Ruofu, WANG Zhengwei, LUO Yongyao. Dynamic stresses in a francis turbine runner based on fluid-structure interaction analysis[J]. Tsinghua Science and Technology, 2008, 13(5): 587-592.
- [9] 肖若富,王正伟,罗永要. 涡带工况下混流式水轮机转轮动应力特性分析[J]. 水力发电学报,2007,26(4): 130-134,140.
XIAO Ruofu, WANG Zhengwei, LUO Yongyao. Dynamic stress analysis of Francis turbine with partial load [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2007, 26(4): 130-134, 140.
- [10] 周东岳,祝宝山,上官永红,等. 基于流固耦合的混流式水轮机转轮应力特性分析[J]. 水力发电学报,2012,31(4):216-220,250.
ZHOU Dongyue, ZHU Baoshan, SHANGGUAN Yonghong, et al. Stress analysis of Francis turbine runner based on fluid-structure coupling [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2012, 31(4): 216-220, 250.
- [11] 姬晋廷,罗兴铸,郑小波. 考虑水压力的混流式转轮振动特性分析[J]. 西安理工大学学报,2008,24(3): 257-261.
JI Jinting, LUO Xingqi, ZHENG Xiaobo. Vibration characteristic analysis of Francis Runner in view of water pressure [J]. Journal of Xi'an University of Technology, 2008, 24(3): 257-261.
- [12] 孙琦,陈喜阳,章红雨,等. 基于流固耦合的水轮机转轮应力数值模拟分析[J]. 水电能源科学,2015,33(6):151-153.
SUN Qi, CHEN Xiyang, ZHANG Hongyu, et al. Numerical simulation analysis of stress of Francis turbine runner based on fluid-structure coupling [J]. Water Resources and Power, 2015, 33(6): 151-153.
- [13] 陈学力,何永明,王军,等. 水轮机真机转轮动应力试验分析[J]. 排灌机械工程学报,2015,33(7):589-593.
CHEN Xueli, HE Yongming, WANG Jun, et al. Experimental analysis of dynamic stress on blades of hydro-turbine [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(7): 589-593.
- [14] 张丽霞. 混流式水轮机转轮叶片疲劳裂纹控制研究 [D]. 北京:清华大学,2010.
ZHANG Lixia. Research on fatigue crack control for Francis turbine blade [D]. Beijing: Tsinghua University, 2010.

- DSGE model[J]. Journal of Banking and Finance, 2020, (113): 1-12.
- [8] GERTLER M, KARADI P. A model of unconventional monetary policy[J]. Journal of Monetary Economics, 2011, 58(1): 17-34.
- [9] HILBERG B, HOLLMAYR J. Asset prices, collateral and unconventional monetary policy in a DSGE model[R]. Bundesbank Discussion Paper, 2013, 36.
- [10] FÈVE P, MOURA A, PIERRARD O. Shadow banking and financial regulation: a small-scale DSGE perspective[J]. Journal of Economic Dynamics and Control, 2019, 101: 130-144.
- [11] JÚLIO P, MARIA J R. The countercyclical capital buffer: a DSGE approach[M]//Banco de Portugal Economic Studies. Volume V-no 4. Lisboa: Banco de Portugal, 2019: 47-66.
- [12] GE Xinyu, LI Xiaolin, ZHENG Ling. The transmission of financial shocks in an estimated DSGE model with housing and banking[J]. Economic Modelling, 2019, 89: 215-231.
- [13] 张云,李俊青,张四灿. 双重金融摩擦、企业目标转换与中国宏观经济波动[J]. 经济研究, 2020, (1): 17-32.
- ZHANG Yun, LI Junqing, ZHANG Sican. Double financial friction, transformation of enterprises goals and China's economic fluctuations[J]. Economic Research Journal, 2020, (1): 17-32.
- [14] 祝梓翔,高然,邓翔. 内生不确定性、货币政策与中国宏观经济波动[J]. 中国工业经济, 2020, (2): 25-43.
- ZHU Zixiang, GAO Ran, DENG Xiang. Endogenous uncertainty, monetary policy and China's economic fluctuation[J]. China Industrial Economy, 2020, (2): 25-43.
- [15] 彭红枫,鲁维洁. 中国金融市场基准利率的选择研究[J]. 管理世界, 2010, (11): 166-167.
- [16] 彭方平,连玉君. 我国货币政策的成本效应——来自公司层面的经验证据[J]. 管理世界, 2010, (12): 27-33, 64.
- [17] 周建,况明. 中国宏观经济动态传导、可靠性及货币政策机制[J]. 经济研究, 2015, (2): 31-46.
- ZHOU Jian, KUANG Ming. China macroeconomic system dynamic conduct, conduct reliabilities and the dynamic mechanisms of monetary policy[J]. Economic Research Journal, 2015, (2): 31-46.

(责任编辑 王绪迪)

(上接第236页)

- [15] 朱国俊,罗兴畴,冯建军,等. 混流式水轮机转轮设计变量耦合强度分析[J]. 农业工程学报, 2017, 33(22): 36-45.
- ZHU Guojun, LUO Xingqi, FENG Jianjun, et al. Variable coupling strength analysis of Francis turbine runner design[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2017, 33(22): 36-45.
- [16] 肖若富,王福军,桂中华. 混流式水轮机叶片疲劳裂纹分析及其改进方案[J]. 水利学报, 2011, 42(8): 970-974.
- XIAO Ruofu, WANG Fujun, GUI Zhonghua. Fatigue cracks analysis and improvement scheme of the Francis turbine runner blades[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2011, 42(8): 970-974.
- [17] 赵道利,王华有,吴子娟,等. 混流式转轮刚强度分析及改善措施研究[J]. 机械强度, 2015, 37(4): 748-753.
- ZHAO Daoli, WANG Huayou, WU Zijuan, et al. Research on rigidity & strength analysis of Francis runner and improvement measures[J]. Journal of Mechanical Strength, 2015, 37(4): 748-753.
- [18] 王振营. 枫树坝电站水轮机转轮叶片补强三角块设计[J]. 云南水力发电, 2017, 33(1): 52-53, 61.
- [19] 金宇鹏. 斯里兰卡 M 坝水电站转轮裂纹成因分析及修复措施[J]. 水电站机电技术, 2019, 42(10): 4-6, 82.
- JIN Yupeng. Analysis on cause of runner cracks of Moragahakanda Dam in Sri Lanka and corresponding restoration measures [J]. Mechanical & Electrical Technique of Hydropower Station, 2019, 42(10): 4-6, 82.
- [20] 钟苏,王德俊,吕桂萍. 混流式水轮机转轮强度的设计优化[J]. 大电机技术, 2004(5): 36-39.
- ZHONG Su, WANG Dejun, LÜ Guiping. Optimization design of runner intensity of Francis turbine[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2004 (5): 36-39.
- [21] 王茜芸,张乐福,李伟刚. 岩滩电站水轮机更换转轮模型研究[J]. 大电机技术, 2003(1): 26-29.
- WANG Qianyun, ZHANG Lefu, LI Weigang. Research on model runner of replacing turbine runner in Yantan Water Power Station[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2003(1): 26-29.
- [22] 赵均海. 强度理论及其工程应用[M]. 北京: 科学出版社, 2003.
- [23] 李良碧. 船舶结构疲劳强度与焊接残余应力[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2014.

(责任编辑 王绪迪)