

doi: 10.3969/j.issn.1674-8530.2011.04.007

反转双涡轮机械非定常流动与干涉控制

杨栗晶^{1,2}, 安源¹, 王幼青¹, 韩凤琴¹, 久保田乔^{1,3}

(1. 华南理工大学电力学院, 广东 广州 510640; 2. 广东水利电力职业技术学院水利工程系, 广东 广州 510635; 3. 神奈川大学工学院, 日本 横滨 221)

摘要: 为了大幅度提高水力机械的动力性能及运行稳定性, 开发研制了反转双涡轮灯泡贯流式水轮机组。水轮机的前后涡轮均采用可动翼型, 依新提出的翼型公平负荷设计方法, 寻求两涡轮间欧拉能量需求及交换的合理化, 在严密取得欧拉能量均衡之下设计两涡轮由轮毂至轮缘的翼型形状; 接着通过非定常流动数值解析探讨双涡轮水轮机的欧拉能量平衡程度及干涉控制效果。研究结果表明: 流量相等、落差相同、几何尺寸与单涡轮相同时, 前后涡轮出力相加动力输出增为2倍。分析了两涡轮间、后涡轮出口与尾水管入口间的非定常流动干涉现象, 得到了如下的结论: 新开发的双涡轮间流动干涉程度非常小, 协联工况时水力脉动只为各落差的2%程度左右, 未见压力突变的发生, 亦可以说干涉程度得到了成功的控制; 反转两涡轮之间的动力矩相平衡, 因此稳定性好。

关键词: 涡轮机械; 反转双转轮; 非定常流动; 流动干涉

中图分类号: S277.9; TK730.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2011)04-0307-05

Unsteady flow and interaction control of counter-rotating double-rotor turbine

Yang Lijing^{1,2}, An Yuan¹, Wang Youqing¹, Han Fengqin¹, Kubota Takashi^{1,3}

(1. College of Electric Power, South China University of Technology, Guangzhou, Guangdong 510640, China; 2. Department of Water Resources, Guangdong Technical College of Water Resources and Electric Engineering, Guangzhou, Guangdong 510635, China; 3. Engineering College, Kanagawa University, Yokohama 221, Japan)

Abstract: In order to drastically increase the power performance and the operating stability of hydraulic machinery, a new bulb turbine with counter-rotating double-rotor was developed. An adjustable-blade system was applied to both rotors of the turbine. Based on the new concept of fair-blade loading, a logical balance of supply and demand for Euler energies between the two rotors was sought. The blade profiles from hub to tip were designed to keep the equilibrium of Euler energy strictly. By the numerical unsteady flow analysis, the degree of Euler energy balance and the control of their interaction were investigated. The research results show that when the front and rear rotors have the same discharge and head, and is under the same size as that of a single rotor turbine, the sum of output powers from the front and rear rotors was doubled. By analyzing the flow interaction between two rotors and between the outlet of rear rotor and inlet of diffuser, the following conclusions are obtained: the output power is doubled without changing the unit size. The Euler energy interaction between the counter-rotating double-rotor is controlled to be small. The amplitude of hydraulic fluctuations is only about 2% of respective head without pressure surge under the on-cam operation. The rotating torques of the two rotors are compensated with good stability.

Key words: turbomachinery; counter-rotating double-rotor; unsteady flow; flow interaction

收稿日期: 2010-12-27

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50679027, 50879026)

作者简介: 杨栗晶(1974—), 女, 江苏淮安人, 博士研究生(yanglj7411@163.com), 主要从事流体机械设计与仿真研究。

韩凤琴(1951—), 女, 北京宣武人, 教授, 博士生导师(通信作者, ephanfq@scut.edu.cn), 主要从事流体机械及工程研究。

近年来,超梯度提高涡轮机械动力性能被业界广泛重视,反转双涡轮机械可以满足这样的要求^[1-2],但是涡轮间的干涉对其性能会造成严重影响,需要引起重视.近年来混流式水力机械旋转界面流动干涉现象^[3-4]、水泵非定常流动^[5-6]、贯流式水力机械性能方面研究^[7-8]报道较多,反转双涡轮机械方面的文献尚少见.

为了大幅度提高水力机械的动力性能及运行稳定性,本研究新开发了反转双涡轮灯泡贯流式水轮机组.开发过程中着眼于涡轮翼型负荷的公平设计、非定常流动的解读及涡轮间干涉现象,以寻找更确切解决问题的方法,进而为反转双涡轮机械的开发、应用提供理论依据及技术支持.

1 反转双涡轮界面欧拉能量干涉

1.1 反转双涡轮机械构造及非定常流动

图 1 为新研制的反转双涡轮灯泡贯流式水轮机构造图^[9-10].将球面流道上的可动翼斜流涡轮(称前涡轮)替代传统灯泡式贯流式水轮机导水机构活动导叶环列叶栅,前涡轮与原有可动翼涡轮(称后涡轮)组成双涡轮,前后两涡轮遵循合理的能量转换分配进行设计可以反向转动.构造中利用了传统贯流式水轮机较成熟的活动导叶流道的增速流环境,设计的前涡轮是置于球面流道上的斜流涡轮,涡轮入口断面大,出口断面小,为非常好的增速流环境.两涡轮均采用可动翼构造以实现协联工况运行,这样在部分流量域运行也可期待高效率化.

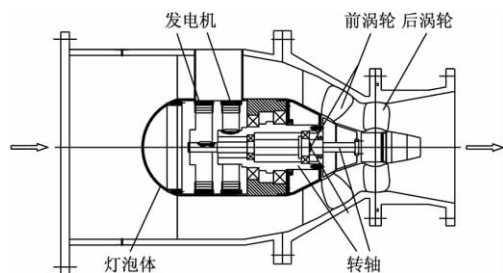


图 1 新型反转双涡轮机械构造

Fig. 1 Layout of new counter-rotating double-rotor unit

灯泡体中放置两台发电机,对水泵而言此处为电动机,前后涡轮各有独立的转轴(或套轴)与发电机连接,进行发电或抽水.该结构不需要增速器,从而也没有增速器所引起的振动.反转涡轮带动发电机(或电动机)旋转,两涡轮旋转方向相反转速增加至 2 倍,可以使内置电动机(或发电机)小型化,灯泡体尺寸会更小,即减小了流动扰动的影响,会对提

高效率产生正面效果.图 2 为新型反转双涡轮机械试验装置,物理试验与模拟仿真表明数值研究是可行的.



图 2 新型反转双涡轮机械试验装置

Fig. 2 Test rig of new counter-rotating double-rotor unit

涡轮机械内部是非定常的流场,实际中涡轮机械效率的提高已达到了上限,新型的涡轮机械要达到更高效率,比传统设计更轻量化、高负荷化及高可靠性的要求,必须考虑动力交换的非定常特性.文中以反转双涡轮间的干涉问题作为研究重点,对反转双涡轮机械内部流动的非定常性、无或少干涉进行研究,探讨典型工况下反转双涡轮机械流道重要界面处的流动特征.

1.2 双涡轮动翼栅欧拉能量形式

单、双涡轮机械欧拉能量设计遵循式(1)~(5),定义单个涡轮机械单位质量的欧拉能量为

$$\Delta E = E_1 - E_2 = \Omega(R_1 v_{u1} - R_2 v_{u2}), \quad (1)$$

式中: E_1 、 E_2 分别为涡轮进口和出口的欧拉能量; Ω 为涡轮角速度; R_1 、 R_2 分别为进口和出口半径; v_{u1} 、 v_{u2} 分别为流体的绝对旋回速度分量.

由于流体的三维特性非常强,计算流体动力学方法数值解析后要质量平均处理.采用各网格点(i, j)的微小流量 dQ_{ij} ,质量平均值可由式(2)和(3)计算得出:

$$E_1 = \Omega \int_{ij} R_{1ij} v_{u1ij} dQ_{1ij} / \int_{ij} dQ_{1ij}, \quad (2)$$

$$E_2 = \Omega \int_{ij} R_{2ij} v_{u2ij} dQ_{2ij} / \int_{ij} dQ_{2ij}. \quad (3)$$

代替传统贯流式水轮机活动导叶翼栅的新前涡轮的欧拉能量为 E_f ,由于入口流动角 α_{f1} 为 90° ,所以 $E_{f1} = 0$,涡轮以反向方向旋转,需满足式(4)且损失为最小,即

$$\Delta E_f = E_{f1} - E_{f2} = 0 - (-\Omega_f R_{f2} v_{uf2}). \quad (4)$$

另一方面,新后涡轮的欧拉能量为 E_r ,后涡轮从前涡轮得到欧拉能量 E_{r2} ,并与前涡轮反向旋转,设计需满足式(5),同时尾水管流动为最优状态,即

$$E_{r2} = -E_{f1}. \quad (5)$$

式(5)表明新前、后涡轮欧拉能量的需求及供给的平衡条件,也是防止流动干涉发生的必要条件.式(5)不仅适用于涡轮的一维能量,对轮毂至轮缘间每一部分的二维能量也适用.

1.3 无欧拉能量干涉的翼公平负荷设计方法

无欧拉能量干涉的翼公平负荷设计方法见图3,图中:横坐标 $l = L/L_{\text{tot}}$ 表示涡轮翼型无量纲化长度;纵坐标 $e_E = E_E/E_R$ 表示翼型长度上的无量纲化欧拉能量分布;H表示涡轮轮毂;T表示涡轮轮缘.图中曲线的变化梯度表示沿翼型的出力变化,可以看出,出力沿轮毂负荷变化小,沿轮缘负荷变化大.负荷设计不公平是指轮毂至轮缘欧拉能量差值过大.

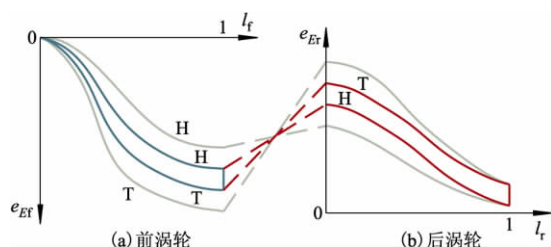


图3 无欧拉能量干涉的公平负荷设计方法

Fig. 3 Fair-loading design without Euler energy interaction

图中红色实线表示一组设计:将传统单涡轮贯流水轮机活动导叶栅列替换成反转可动翼前涡轮,反转前涡轮与传统正转可动翼涡轮组成双涡轮机械.黑色虚线表示两涡轮界面的欧拉能量传递,可以看出:两涡轮间欧拉能量传递时,欧拉能量由轮毂至轮缘差值较大,动量在传递时需要较长时间的整合才能完成传递后的稳定,容易引起能量传递中的干涉现象.图中绿色欧拉能量传递过程将能较好地改善这一现象,设计的涡轮翼型负荷分配更加合理、能量传递更加快捷、更具普遍意义.比较红线与绿色线翼型设计方案,红色曲线设计方案由轮毂至轮缘欧拉能量差值较大,两涡轮间各流线欧拉能量都要满足式(5)的要求难于实现,负荷分配与流动干涉效果亦会比绿色曲线表示的公平负荷设计方案差.

1.4 反转双涡轮机械设计结果

图4为所设计的新型反转双涡轮沿翼型的无量纲化欧拉能量分配,图中:横轴 l 为无量纲化的翼型长度;纵轴 e_E 为无量纲化的欧拉能量分布.可以看出:新设计的反转两涡轮很好的实现了公平负荷设计的方法,因此可以保证有良好的能量传递及运行稳定特性.图5为反转两涡轮中间断面翼型的入、出口速度三角形,图中: M 为沿子午面流线长度; $R\theta$ 为转动方向长度; u 为圆周速度; w 为相对速度; v 为绝

对速度.下标 1 2 分别表示前涡轮的进口和出口;下标 3 4 分别表示后涡轮的进口和出口.

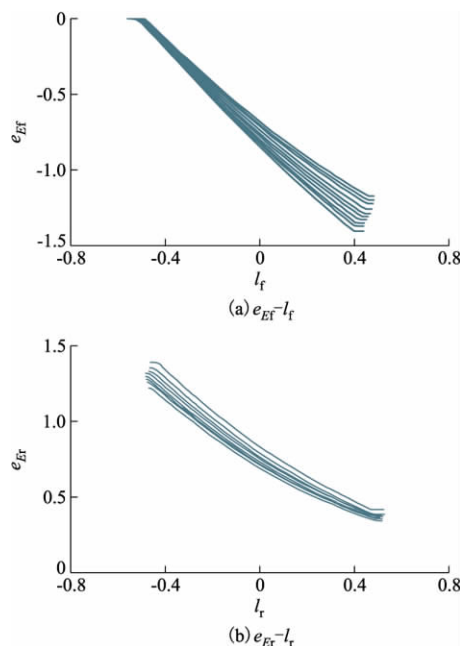


图4 前后涡轮沿翼型的欧拉能量分配

Fig. 4 Euler energy distribution along profiles of runners

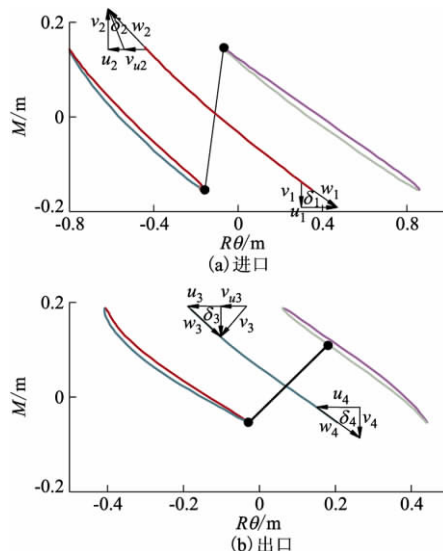


图5 两转轮中间翼型断面进出口速度三角形

Fig. 5 Velocity triangles at inlet and outlet of runners

由于流体的连续条件,双涡轮的流量相同,在设计落差、效率基本相同条件下,前、后涡轮的出力也应该相等,两涡轮的出力合计为2倍,即 $P = P_f + P_r \approx 2P_r$. 前涡轮发生的反转力矩 T_f 被后涡轮的正转力矩 T_r 所完全平衡,反转双涡轮机械所受总力矩 T 几乎为0, $T = -T_f + T_r \approx 0$,稳定性良好.两涡轮均采用可动翼结构,前涡轮安装角 φ_f 与后涡轮安装角 φ_r 可以分别进行控制,以全运行范围的协联工况运行.过去一

般由模型试验得到协联工况角,现在可用精确的数值计算方法进行协联工况的预测^[9]。

使水轮机两涡轮旋转方向逆向反转即成为反转双涡轮水泵。在同一尺寸且贯流水泵相同流量条件下,反转双涡轮水泵扬程可以增大 1 倍。如果扬程与传统贯流泵相同,两涡轮可各承担一半的扬程,且扬程分半后两涡轮的气蚀性能良好,因为水泵前涡轮(水轮机后涡轮)吸入扬程有裕度不会引起气蚀发生,并且水泵后涡轮进口是前涡轮所给的扬程,也有充分的裕度,不会发生气蚀。

2 数值计算及干涉控制

2.1 非定常流动数值计算

对于设计的新型反转双涡轮水轮机,应用高雷诺数 $k-\varepsilon$ 湍流模型进行整体三维非定常流动数值计算,模型采用非结构化网格进行划分,总网格数约为 2 400 000,双涡轮网格数约为 1 000 000,如图 6 所示。为使内部流场最接近实际的流动情况,在计算充分稳定后取计算结果。图 7 为计算充分稳定后反转双涡轮水轮机全装置压力场分布状况。

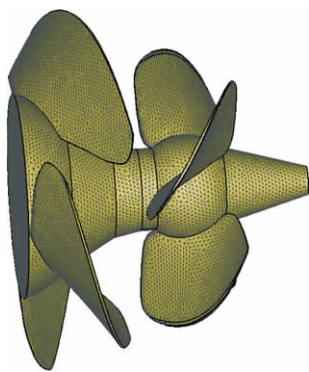


图 6 计算网格
Fig. 6 Numerical grid

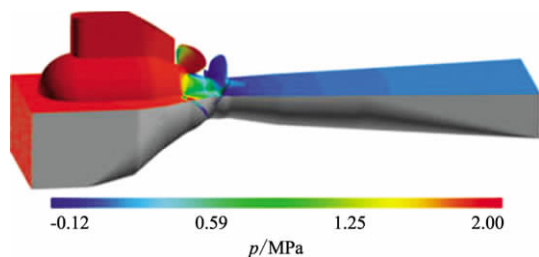


图 7 压力分布
Fig. 7 Pressure distribution

2.2 干涉控制

选择协联运行工况 (on-cam) 及偏协联运行工

况 (off-cam) 进行计算,检测了 3 个境界面流动的干涉程度,分别为固定导叶出口与前涡轮进口界面、前涡轮出口与后涡轮进口界面、后涡轮进口与尾水管进口界面。图 8 为协联工况与偏协联工况频谱分析结果,图中横轴为无量纲化频率,即压力脉动频率与涡轮旋转频率的比值 f_p/f_R ,纵轴为无量纲化振幅,即压力脉动全振幅与落差的比值 $\Delta p/(\rho g H)$ 。当前涡轮安装角 φ_f 与后涡轮安装角 φ_r 在偏离协联工况运行时振幅增大,运行不稳定,但只要控制在协联工况运行,反转双涡轮机械振幅很小,可得到稳定的流动效果。

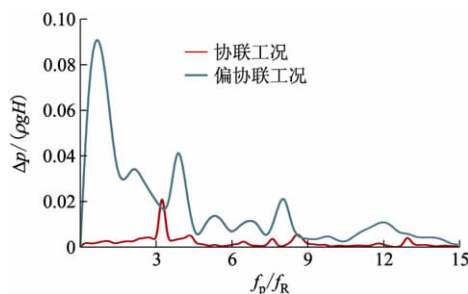


图 8 协联及偏协联工况的频谱分析
Fig. 8 Spectral analysis at on-cam and off-cam

图 9 为在协联工况下固定导叶与前涡轮间、前后涡轮间、后涡轮与尾水管间的压力脉动分布,其中横坐标取涡轮转动一周的角度。可见 3 个境界面压力变化值由高及低有一贯性,在固定导叶与前涡轮间压力变化曲线中可看到前涡轮 3 叶片的影响;前后两涡轮动翼间干涉程度很小,没有共振的发生;3 个境界面压力脉动振幅均较小且没有共振发生。由此可见,遵循新公平负荷设计方法研制的新型反转双涡轮机械,在协联工况运行时的干涉程度得到了成功控制。

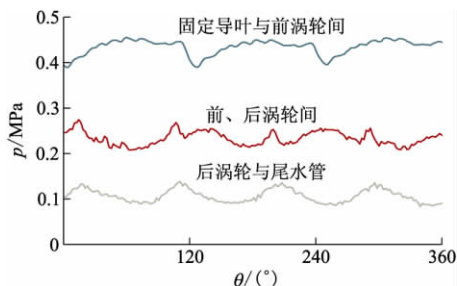


图 9 协联工况压力脉动
Fig. 9 Pressure fluctuations at on-cam

如果使水轮机两涡轮旋转方向逆向反转即可成为新型反转双涡轮水泵,反转双涡轮水泵同样具有良好的性能及稳定特性。

3 结 论

1) 实现了反转双涡轮机械前后涡轮欧拉能量需求及供给相平衡的设计,即前涡轮出口的欧拉能量与后涡轮入口必要的欧拉能量相等的设计,不仅可向后涡轮获取动力,也可以向前涡轮获取动力。

2) 前涡轮与后涡轮流量相等,在两涡轮落差相等、几何尺寸与单涡轮相同的条件下进行设计,后涡轮出力加上前涡轮出力,总出力合计为2倍。

3) 根据新提出的翼公平负荷设计方法进行了翼型设计,前后两涡轮间欧拉能量干涉很小。两涡轮均采用可动翼结构,因此在协联工况运行时干涉控制容易实现。协联工况运行时压力脉动只为各落差的2%左右,可以说干涉程度得到了成功的控制。另外反转两涡轮之间的动力矩相平衡,因此稳定性好。

参考文献 (References)

- [1] 韩凤琴,金元敏明. 正反转双转轮水轮机水力性能研究[J]. 水电能源科学, 2006, 24(5): 37-39.
Han Fengqin, Kanemoto T. Research on hydraulic performance of counter-rotating runners for hydro-turbine [J]. *Water Resources and Power*, 2006, 24(5): 37-39. (in Chinese)
- [2] 王德军,周惠忠,黄志勇. 对旋轴流叶轮不同转速比的设计及CFD分析[J]. 流体机械, 2003, 31(12): 7-10.
Wang Dejun, Zhou Huizhong, Huang Zhiyong. Design and CFD analysis on the contra-rotating axial flow impellers with different revolution ratio [J]. *Fluid Machinery*, 2003, 31(12): 7-10. (in Chinese)
- [3] 谢蓉,单玉姣,王晓放. 混流泵叶轮流动性能数值模拟和叶型优化设计[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(4): 295-299.
Xie Rong, Shan Yujiao, Wang Xiaofang. Numerical simulation on flow performance and blade profile optimal design of mixed-flow pump impeller [J]. *Journal of Drainage Irrigation Machinery Engineering*, 2010, 28(4): 295-299. (in Chinese)
- [4] 肖惠民,于波. 水轮机动静干涉的非定常流动数值模拟[J]. 大电机技术, 2009(5): 33-37.
Xiao Huimin, Yu Bo. Numerical simulation of unsteady-flow in hydraulic machinery induced by rotor-stator interaction [J]. *Large Electric Machine and Hydraulic Turbine*, 2009(5): 33-37. (in Chinese)
- [5] Roger Lawrence. The identification of opportunities to improve pump system maintenance and reduce system energy losses [C] // *Proceedings of the IEEE Record of Annual Pulp and Paper Industry Technical Conference*, 2009: 139-144.
- [6] Yuan Shouqi, Ni Yongyan, Pang Zhongyong. Unsteady turbulent simulation and pressure fluctuation analysis for centrifugal pumps [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 22(1): 1-6.
- [7] 韩凤琴,黄乐平,杨栗晶,等. 可调节活动导叶形状解析[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(2): 263-266.
Han Fengqin, Huang Leping, Yang Lijing, et al. Geometrical analysis of guide vanes for bulb turbine [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2010, 31(2): 263-266. (in Chinese)
- [8] 吴家声,欧清树,韩凤琴,等. 贯流式水轮机协联工况数值预测[J]. 水电能源科学, 2009, 27(3): 141-143.
Wu Jiasheng, Ou Qingshu, Han Fengqin, et al. Prediction of on-cam operation of bulb turbine by geometrical blade analysis [J]. *Water Resources and Power*, 2009, 27(3): 141-143. (in Chinese)
- [9] Yang Lijing, Han Fengqin, Yan Shijie, et al. Advanced bulb turbine with counter-rotating tandem-runner [C] // *Proceedings of the 2010 International Conference on Pumps and Fans*. Hangzhou [s. n.], 2010.
- [10] 韩凤琴,久保田乔,金元敏明. 内外套轴单灯泡体贯流式的两级转轮水轮机: 中国, ZL 0244619.1 [P]. 2009-02-14.

(责任编辑 陈建华)