doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.03.013

轴流泵叶顶泄漏涡流体动力学特性数值模拟*

张德胜　邵佩佩　施卫东　潘大志　王海宇
(江苏大学流体机械工程技术研究中心，镇江 212013)

摘要：基于 SST $k-\omega$ 湍流模型和局部优化的高质量结构化网格，对南水北调工程天津同台测试的 TJ04－ZL－02 型轴流泵水力模型进行了数值计算，并探究了叶顶泄漏涡的流场结构和流体动力学特性。数值计算和试验结果表明，基于 SST $k-\omega$ 湍流模型可准确地对间隙泄漏流和边界层流动进行数值模拟；叶顶泄漏涡形成的动力为叶片工作面和背面的压差，由于叶片进口边压差最大，叶顶间隙泄漏流的流速较高，随着叶片弦长系数 λ 的逐渐增大，叶片工作面和背面之间的压差逐渐减小，间隙泄漏流的速度和泄漏涡强度均逐渐降低；叶顶区的局部低压区主要集中在靠近压力面间隙内分离涡的旋涡区以及叶片背面下部叶顶泄漏涡区域，叶片背面局部低压区域随着叶片弦长系数 λ 的逐渐增大，距离叶片背面的间距增大；叶片轮缘靠近叶片工作面附近的局部低压区主要是由叶顶拐角诱导的分离涡引起，而叶片下部的局部低压区主要是由叶顶泄漏涡引起，上述过程揭示了轴流泵叶顶间隙泄漏涡的流动特性。

关键词：轴流泵　叶顶间隙　叶顶泄漏涡　数值模拟
中图分类号：TH311　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1000-1298(2014)03-0072-05

引言

轴流泵在我国南水北调工程、大中型泵站、船舶喷水推进和潜艇水下导弹发射装置等国家重大战略工程上具有广泛的应用[1]。轴流泵内部存在非常复杂的流动结构，特别是在端壁附近，由于叶片工作面和背面之间的压差使得反向泄漏流通过叶尖和泵壳端壁之间的间隙。该压差和叶顶间隙是旋转机械叶片的固有特性，故泄漏流是不可避免且必须要考虑的。在叶顶间隙出口处，泄漏流通常与主流碰撞，卷吸成叶顶泄漏涡[2]。研究表明[3-5]，泄漏涡干扰主流运动，对水力性能造成了一些不利的影响。

轴流泵叶顶间隙的泄漏流在 20 世纪 50 年代已被关注，但和气体透平机械相比，研究进展较慢。Rains[6]通过实验发现了轴流泵叶顶泄漏涡中的空化现象，并通过空泡分布观察到泄漏流在流道中卷成的泄漏涡；Chen[7]等也对叶顶间隙流动建立了简化模型，并推导出二维泄漏涡运动轨迹的函数表达式。戴辰辰[8]、杨昌明[9]、张德胜[10-13]等应用 CFX 软件，研究了轴流泵端壁间隙的流动特性和泄漏流空化特性，分析了不同叶顶间隙下泄漏流对轴流泵性能的影响。Wu Huixuan 等[14]利用粒子图像测速技术(PIV)对喷水推进轴流泵叶顶区域的流动结构进行测量，揭示了叶顶泄漏涡流动的非均匀性及叶顶间隙内的相关湍流特性。

本文基于轴流泵叶顶区精细化流场数值模拟，探究叶顶泄漏涡的流场结构和动力学特性，得到叶顶区间隙泄漏流速度和湍动能分布及叶顶区不同截面的压力、速度矢量等流体动力学特性。

1　几何模型与数值计算方法

1.1　几何模型

本文研究对象为南水北调工程天津同台实验型号为 TJ04－ZL－02 的模型缩放泵，其基本参数为：叶轮直径 $D=200$ mm，叶片数 $Z=4$，导叶叶片数 $Z'=7$，转速 $n=1\,450$ r/min，设计流量 $Q=392.80$ m^3/h。基于 UG 三维造型软件对轴流泵叶轮、导叶、后部支撑板以及其他过流部件进行三维实体建模，叶轮进口和导叶出口分别进行 3 倍和 5 倍管路直径距离的延伸，主要计算域如图 1 所示。

1.2　网格划分与计算方法

网格质量直接影响计算的敛散性及结果的准确性与计算精度。本文均采用全六面体网格分别对进水管、叶轮、导叶和出水管进行离散。叶顶间隙为

收稿日期：2013－04－16　修回日期：2013－05－09
*国家自然科学基金资助项目(51109093)、江苏省自然科学基金资助项目(BK2011503)、中国博士后基金面上和特别资助项目(2011M500117、2012T50468)和“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAF14B01、2012BAB17B02－4)
作者简介：张德胜，副研究员，博士，主要从事流体机械设计理论及流动特性研究，E-mail：zds@ujs.edu.cn

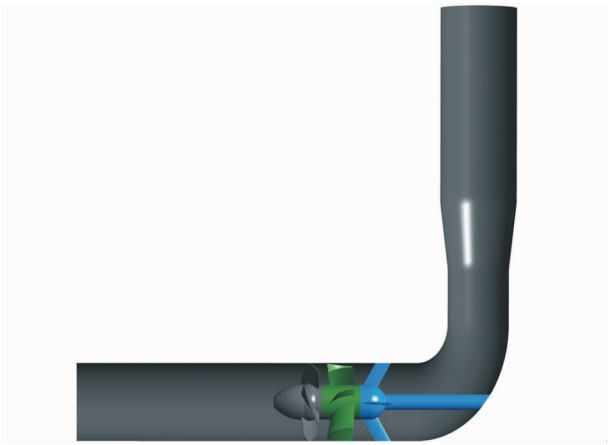


图 1　模型泵计算区域

Fig. 1　Computational domain of the model pump

1 mm，为了模拟叶顶泄漏涡边界层精细化流场，叶轮区域选用“J”型拓扑结构，用“O”型拓扑控制叶片近壁面的边界层分布。在叶轮叶顶间隙区设置了 30 层网格，间隙区网格高度大约为 0.02 mm。并对叶片叶顶区域 30% 的区域进行加密，网格密度与间隙区的网格相近，已通过网格无关性分析后，最终叶轮局部及计算域整体网格如图 2 所示。叶片和转轮室壁面 y^+ 值在 0 ~ 50 之间，符合 SST $k-\omega$ 湍流模型的计算要求。

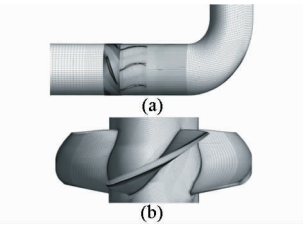


图 2　计算区域结构化网格

Fig. 2　Structured mesh of computational zone

（a）计算区域网格

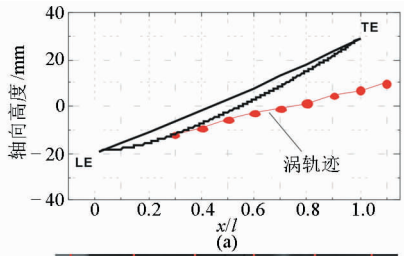
（b）叶轮表面网格

SST $k-\omega$ 湍流模型使用混合函数将 $k-\varepsilon$ 和 $k-\omega$ 结合起来，在主流区采用 $k-\varepsilon$，叶顶间隙区边界层采用 $k-\omega$ 模型，可较准确模拟各种压力梯度引起的分离涡。采用有限元的有限体积方法对方程组进行离散，其中对流项采用了 high resolution scheme，其他项采用中心差分格式，边界条件根据实验条件进行设置，设置如下：泵进口采用均匀速度条件，泵出口采用自由出流条件，壁面采用光滑无滑移壁面，参考压力为 101 325 Pa，动静交界面设置为 Stage，计算收敛精度设置为 10^{-5}。

1.3　叶顶泄漏涡轨迹的实验对比

图 3 将设计流量工况下的涡核轨迹计算结果与实验进行了比较，图中 TE 为叶片尾缘，LE 为叶片前缘，x 表示弦长位置变量，l 表示弦长。

在实验中通过空泡分布得到泄漏流在流道中卷成的泄漏涡，涡核轨迹与叶顶泄漏涡截面的旋涡强度最大值基本重合[15]，因此用空泡来捕捉叶顶泄漏涡的轨迹具有一定的理论依据。提取不同涡截面的最大旋涡强度坐标，并连接成涡核轨迹。通过对比



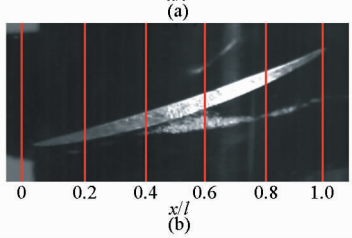


图 3　设计工况涡核轨迹计算结果与空化涡带实验结果对比

Fig. 3　Comparison of leakage vortex between calculated and exerimental results

（a）计算结果　（b）实验结果

可知，在设计工况下计算的叶顶涡轨迹与高速摄影机拍摄的泄漏涡轨迹基本一致，验证了本文所采用的数值方法和分析方法的正确性。

2　叶顶泄漏涡特性分析

2.1　叶顶泄漏涡的结构特性

旋涡强度是基于局部速度梯度张量的临界点分析，它提供了一种从速度场提取小尺度涡的方法，包括那些速度分解不能看到的涡结构。旋涡强度也就是局部速度梯度张量特征值的虚部。

叶顶泄漏涡是叶片工作面与背面的压差以及叶片轮缘与转轮室之间相对运动作用下形成的并随主流卷吸影响流道内部流场结构。为了深入分析叶顶泄漏涡的形成过程，对轴流泵内部泄漏涡的流场结构以及其所引起的叶轮流道内压力和旋涡强度进行分析。根据叶顶间隙 $\delta = 1$ mm 的轴流泵在设计流量工况下的叶顶泄漏涡运动轨迹，在叶轮流道内部靠近端壁区域选取 5 个截面 A、B、C、D、E，如图 4a 所示。为了阐明流线、旋涡强度和涡核轨迹的关联性，做出了图 4b 和图 4c 的涡结构图。图 4b 表示叶顶泄漏涡相对运动轨迹线与截面旋涡强度的组合图，图 4c 表示旋涡强度为 900 s^{-1} 的叶顶泄漏涡等值面、流线和 5 个截面上旋涡强度组合图。

从图 4a 中可见，5 个截面均存在局部旋涡强度最大区域。通过叶顶泄漏涡流线图可见，叶顶泄漏涡的流线经过 5 个截面的最大旋涡强度圆形区域，因此发现叶顶泄漏涡的涡核为旋涡强度最大区域。从图 4b 中可见，叶顶间隙泄漏流从间隙区以高速射流流向背面，在叶片的高速旋转作用下，与叶片流道内的主流相互作用后发生卷吸，叶顶泄漏涡的卷吸

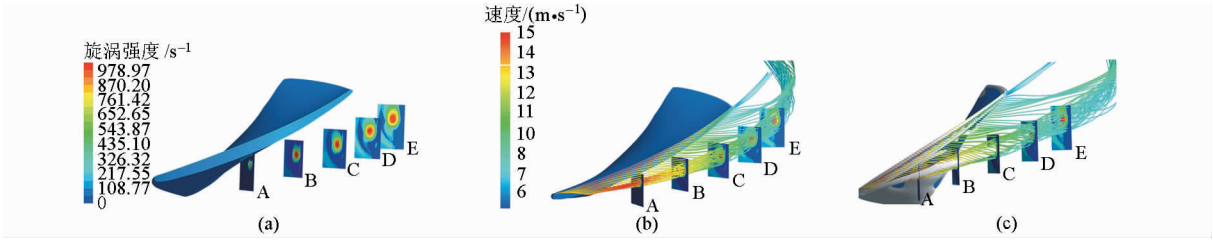


图 4 叶顶泄漏涡计算结果

Fig. 4 Structure of tip leakage vortex

(a) 5 个截面上的旋涡强度图 (b) 叶顶区域流线图 (c) 叶顶区流线与旋涡强度等值面组合图

方向与叶轮旋转方向相反;在弦长约为 10% 的位置,叶顶间隙泄漏流的流速较高,达到约 15 m/s,间隙区的泄漏流速随着叶片弦长系数增大而逐渐减小,主要原因为叶片工作面和背面的压差在叶片进口边最大,由于叶片背面的压力往出口逐渐增加,工作面和背面间压差逐渐减小,导致泄漏涡的动力随之降低。由图 4c 可见,通过旋涡强度等值面显示的叶顶泄漏涡轨迹与流线分布完全一致。

为了进一步分析叶顶泄漏涡不同截面的流场信息及其特征,提取了 5 个截面的静压以及旋涡强度分布等流场信息,如图 5 所示。从图中可见,叶顶泄漏涡截面的压力最低区域与旋涡强度最大区域基本重合;且 5 个截面旋涡强度最大值分别为 4 087、1 791、1 357、1 033 和 711 s^{-1},由于叶片叶顶间隙两侧压差最大,驱动泄漏流的动力最大,因此在靠近叶尖的 A 截面,旋涡强度较大,最大旋涡强度达到4 087 s^{-1},而 B、C、D、E 截面旋涡强度逐渐减小,涡动力逐渐减小,且泄漏流在运动过程中存在涡量耗散,旋涡强度随着旋涡的运动方向逐渐减小,在 E 截面旋涡强度最大值为 711 s^{-1},仅为 A 截面的 17.40% 。

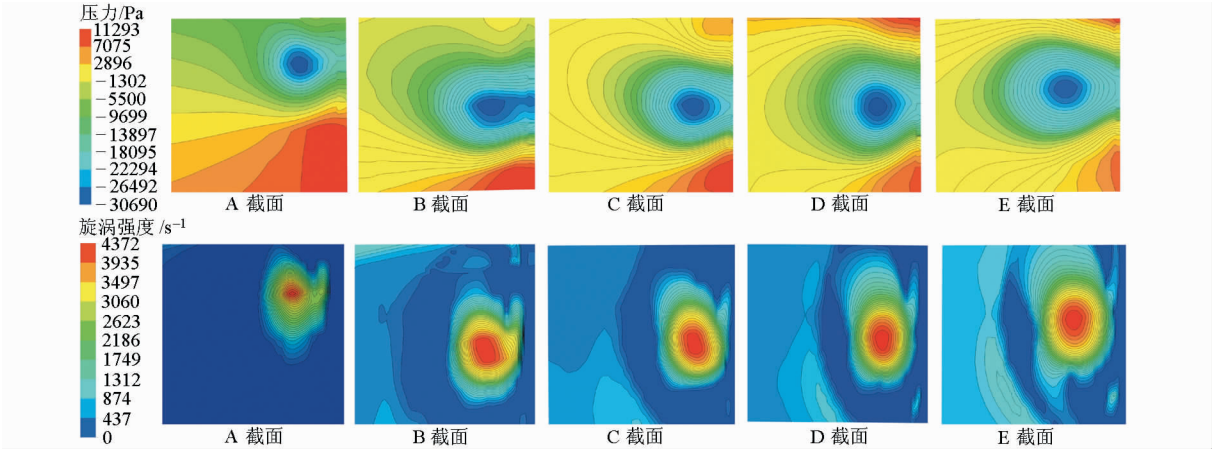


图 5 不同截面的压力以及旋涡强度分布图

Fig. 5 Distribution of pressure and swirling strength of different cross-sections

2.2 叶顶间隙区轴向速度和湍动能特性

选取叶片轮缘进口端到叶片轮缘出口边的叶片弦长系数 $\lambda=1$,且取叶片轮缘进口边的叶片弦长系数 $\lambda=0$,如图 6a 所示。对截面进行如图 6b 所示处理,其中 L 为叶片截面厚度,λ 表示叶片弦长系数,ζ 为不同叶片厚度位置。PS 表示工作面,SS 表示背面。径向系数 $r^*=2r/D_3$,其中 D_3 为转轮室直径,r 为圆周半径。

采取图 6b 描述的方法对叶片弦长系数 $\lambda=0.5$ 的截面在叶片间隙内流体的轴向速度以及湍动能进行分析,从图 7 可清晰看到,在整个叶顶间隙区域,叶片厚度方向 ζ/L 在 0.2 ~ 0.4 区域,在靠近叶片轮缘区域即半径系数 r^* 在 0.99 ~ 0.991 5 区域,流体的轴向速度为正值,呈逐渐减小的趋势,且在此区域的湍动能几乎达到最大值;随着半径系数的逐渐增大,轴向速度呈现与来流方向相反的趋势逐渐增大,即逆向速度梯度,从速度零点位置往转轮室方向,逆向速度逐渐增大,间隙内的流体质点在压差作用下加速运动,在转轮室近壁面边界层区域由于湍流粘度和壁面零速度影响,速度逐渐向壁面减小;同时可看到随着叶片厚度方向 ζ/L 逐渐增大,在间隙分离涡区域(r^* 为 0.990 ~ 0.993),分离涡的旋转速度逐渐减小,流场计算结果也验证了同一径向系数点的轴向速度逐渐减小的规律,与图 4b 中的泄漏涡的相对流线流速图相对应。

2.3 叶顶区不同截面的流场特性

为了深入探寻叶片间隙区边界层流场与叶顶泄漏涡形成过程的关联性,分别选取叶片弦长系数

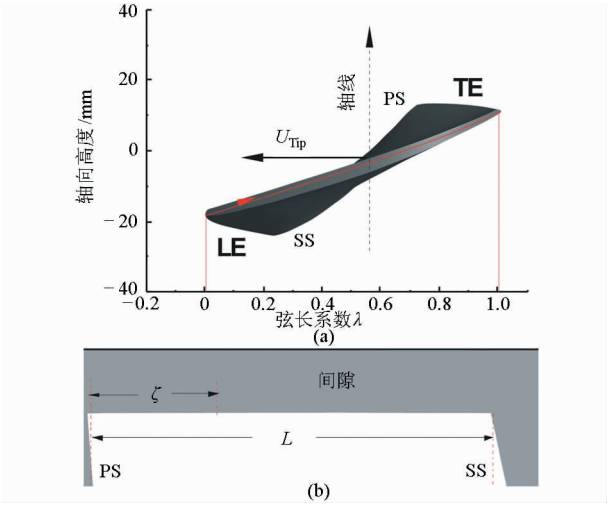


图 6　叶顶间隙的参数定义

Fig. 6　Parameters definition of tip clearance

（a）弦长系数示意图　（b）叶顶间隙结构

λ = 0.15、0.3、0.5、0.65 等 4 个截面，并对各截面的相对速度矢量和静压场进行关联分析。图 8 为 4 个叶片弦长系数 λ 截面的流场信息图。从图 8 各图中可见，叶片工作面和叶片背面之间的压差较大，从叶片进口到出口，是压差逐渐降低的一个过程。对于一个叶片弦长系数截面，如图 8a，从叶顶间隙区叶片工作面开始，流体在压差的作用下，经过 1 mm 的间隙，静压值随着 ζ 的增大而逐渐降低，最后到达叶片背面区域；压差为叶顶泄漏涡的形成提供动力，间隙区为泄漏涡的形成提供通道。在间隙区叶片工作面区域，边界层在剪切力作用下，速度场出现了明显的梯度，并出现了逆向梯度，其与叶轮内流体的相对速度矢量方向相反，在叶顶间隙的拐角处侧出现了明显的分离涡。在分离涡的作用下，叶顶轮缘边界层速度梯度再次出现了逆向梯度，其速度矢量方向

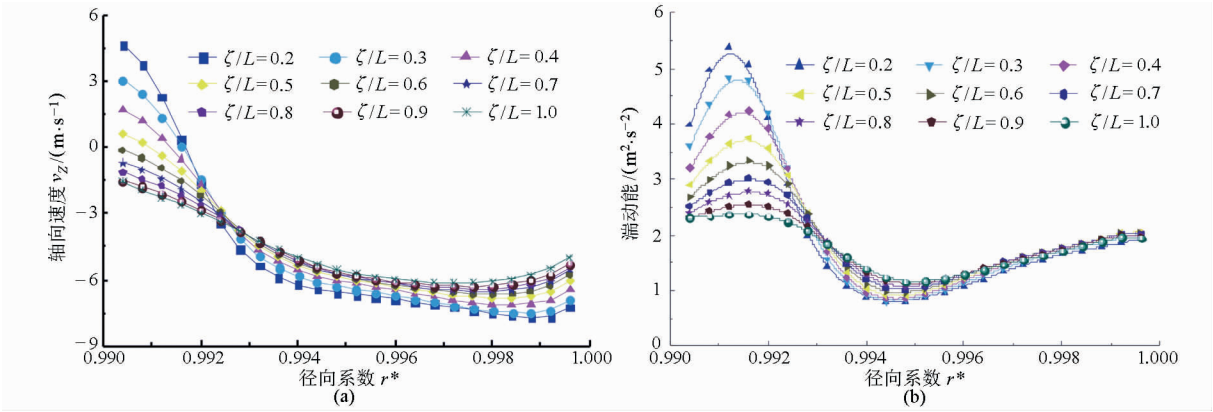


图 7　叶顶间隙内轴向速度和湍动能分布

Fig. 7　Distribution of axial velocity and turbulent kinetic energy in the tip gap

（a）轴向速度分布　（b）湍动能分布

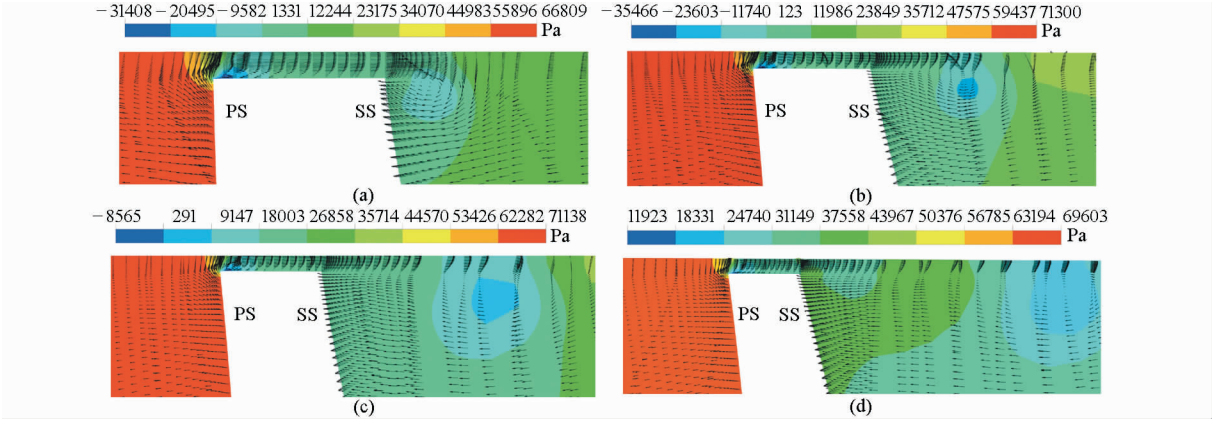


图 8　不同截面压力以及轴向速度分布

Fig. 8　Distribution of pressure and axial velocity of different cross-sections

（a）λ = 0.15　（b）λ = 0.30　（c）λ = 0.50　（d）λ = 0.65

与叶片内的主流方向相同，但随着间隙泄漏流叶片背面运动，分离涡对间隙流场的影响逐渐减小，逆向梯度（与间隙泄漏主流方向相反）逐渐消失，泄漏流进入叶片厚度中部后，在叶片旋转和剪切力作用下，从叶顶轮缘面到转轮室壁面速度也呈现明显的梯度分布，叶顶轮缘面附近速度接近零，在端壁附近达到最大。从对应的压力云图可见，间隙区的局部低压区主要集中在叶片轮缘 ζ/L = 0.1 附近分离涡的旋

涡区以及叶片背面下部叶顶泄漏涡区域,叶片背面局部低压区域随着叶片弦长系数 λ 的逐渐增大,距离叶片背面的间距增大;叶片轮缘靠近叶片工作面附近的局部低压区主要由叶顶拐角诱导的分离涡引起,而叶片下部的局部低压区主要由叶顶泄漏涡引起;同时随着叶片弦长系数 λ 的逐渐增大,叶片工作面和背面之间的压差逐渐减小,间隙泄漏流的速度和泄漏涡强度均逐渐降低。

3 结论

(1) 叶顶泄漏涡形成的动力为叶片工作面和背面的压差,在叶片进口边压差最大,叶顶间隙泄漏流的流速较高,随着叶片弦长系数 λ 的逐渐增大,叶片工作面和背面之间的压差逐渐减小,间隙泄漏流的速度和泄漏涡强度均逐渐降低。

(2) 叶顶区的局部低压区主要集中在靠近压力面间隙内分离涡的旋涡区以及叶片背面下部叶顶泄漏涡区域,叶片背面局部低压区域随着叶片弦长系数 λ 的逐渐增大,距离叶片背面的间距越大。

(3) 叶片轮缘靠近叶片工作面附近的局部低压区主要由叶顶拐角诱导的分离涡引起,而叶片下部的局部低压区主要由叶顶泄漏涡引起。

参 考 文 献

1 关醒凡. 轴流泵和斜流泵[M]. 北京:宇航出版社,2009.

2 Lakshminarayana B. Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery [M]. New York: Wiley Interscience, 1996.

3 Mailach R, Lehmann I, Vogeler K. Rotating instabilities in an axial compressor originating from the fluctuating blade tip vortex [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2001, 123(3): 453 - 461.

4 Farrell K J, Billet M L. A correlation of leakage vortex cavitation in axial-flow pumps[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1994, 116(3): 551 - 557.

5 Arndt R E A. Cavitation in fluid machinery and hydraulic structures [J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 1981, 13: 273 - 328.

6 Rains D A. Tip clearance flows in axial compressors and pumps [D]. Pasadena: California Institute of Technology, 1954.

7 Chen G T, Greitzer E M, Tan C S, et al. Similarity analysis of compressor tip clearance flow structure[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1991, 113(2): 260 - 271.

8 戴辰辰,郭鹏程,罗兴锜. 轴流泵端壁间隙流动特性的数值分析[J]. 流体机械,2009,37(6):32 - 35.
Dai Chenchen, Guo Pengcheng, Luo Xinqi. Numerical analysis of tip clearance flow characteristic in axial flow pump[J]. Fluid Machinery, 2009, 37(6): 32 - 35. (in Chinese)

9 杨昌明,陈次昌,王金诺,等. 轴流泵端壁间隙流动特性的数值研究[J]. 机械工程学报, 2003, 39(9): 49 - 51.
Yang Changming, Chen Cichang, Wang Jinnuo, et al. Numerical study for behavior of tip clearance flow in axial-flow pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(9): 49 - 51. (in Chinese)

10 张德胜,施卫东,张华,等. 轴流泵叶轮端壁区流动特性数值模拟[J]. 农业机械学报,2012,43(3):73 - 77.
Zhang Desheng, Shi Weidong, Zhang Hua, et al. Numerical Simulation of flow field characteristics in tip clearance region of axial-flow impeller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(3):73 - 77. (in Chinese)

11 张德胜,吴苏青,施卫东,等. 轴流泵小流量工况条件下叶顶泄漏空化特性[J]. 农业工程学报,2013,29(22):68 - 75.
Zhang Desheng, Wu Suqing, Shi Weidong, et al. Numerical simulation and experiment on tip leakage vortex cavitation in axial flow pump at small flow rate condition[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013,29(22):68 - 75. (in Chinese)

12 施卫东,张华,陈斌,等. 不同叶顶间隙下的轴流泵内部流场数值计算[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(5):374 - 377.
Shi Weidong, Zhang Hua, Chen Bin, et al. Numerical simulation of internal flow field in axial-flow pump with different clearance sizes[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery and Engineering, 2010,28(5):374 - 377. (in Chinese)

13 施卫东,李通通,张德胜,等. 轴流泵叶轮区域空化特性数值模拟[J]. 农业工程学报,2012,28(13):88 - 93.
Shi Weidong, Li Tongtong, Zhang Desheng, et al. Numerical simulation on cavitating characteristic in impeller of axial-flow pump [J]. Transactions of the CSAE, 2012,28(13):88 - 93. (in Chinese)

14 Wu Huixuan, Rinaldo L Miorini, Joseph Katz. Measurements of the tip leakage vortex structures and turbulence in the meridional plane of an axial water-jet pump [J]. Experiments in Fluids, 2011, 50(4): 989 - 1003.

15 Adrian R J, Christensen K T, Liu Z C. Analysis and interpretation of instantaneous turbulent velocity fields[J]. Experiments in Fluids, 2000,29(3):275 - 290.

(下转第 82 页)

Zhang Xiang, Wang Yang, Xu Xiaomin, et al. Relationship between wrap angle of impeller and performance of pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,41(11):38 - 42. (in Chinese)
15 朱祖超, 王乐勤, 黄敦回. 轴向入口旋涡泵的研制[J]. 水泵技术, 1995(3):11 - 15.

Effects of Channel with M-type Section on the Performance of Vortex Pump

Wang Yang Li Yacheng Cao Puyu Liu Yang Lü Zhongbin
(*Technical and Research Center of Fluid Machinery Engineering*, *Jiangsu University*, *Zhenjiang* 212013, *China*)

Abstract: An M-type section had been designed to reduce internal shock losses in the channel of votex pump. The reasonable M section was based on the theory of the same area, with the constant height, section of channel sharped like an M was more in line with law of fluid flow. The nearest distance of the wall of channel and the outlet of blades was 1 mm. In order to research the inner flow in channel, computational fluid dynamics software CFX was adopted in the inner flow field analysis. Head, efficiency curve and velocity vector of rectangular and M-type channel were obtained from the simulation. The results show that the head and efficiency have improved; fluid flows more smoothly in the M-type channel; turbulence and small reverse spiral at the outlet of blades is less. However, the friction losses increase with the larger flow area.

Key words: Vortex pump Channel Shock loss Friction loss Numerical simulation

(上接第 76 页)

Numerical Simulation of Tip Leakage Vortex Hydrodynamics Characteristics in Axial Flow Pump

Zhang Desheng Shao Peipei Shi Weidong Pan Dazhi Wang Haiyu
(*Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology*, *Jiangsu University*, *Zhenjiang* 212013, *China*)

Abstract: The scaled model pump of TJ04 - ZL - 02 hydraulic model, which has been applied on the Tianjin same test-bed for South-to-North Water Transfer Project, was simulated base on fine calculation for tip region flow field and SST $k-\omega$ turbulence model, and flow field structure for tip leakage vortex as well as filed dynamic characteristics were studied. Numerical calculations and experimental results show that numerical simulations for clearance leakage and boundary layer flow based on SST $k-\omega$ turbulence model are relatively accurate. The power arose from tip leakage vortex is regard as differential pressure between the pressure side and the suction side of blade. For the pressure difference of blade leading edge is the largest, velocity of tip leakage flow is higher. The pressure difference between blade pressure and suction side is increased gradually with the increase of blade chord coefficient λ, and clearance leakage flow velocity as well as leakage vortex strength is decreased gradually. The local low pressure of blade tip region mainly occurs on vortex region of separated vortex near the pressure surface, as well as tip leakage vortex region at the lower part of blade suction side. The local low pressure region of blade suction side is getting further away from blade suction side with the increase of blade chord coefficient λ. The local low pressure region of blade rim near blade pressure side is mainly caused by separated vortex which is induced by blade tip corner, and the low pressure near suction side of blade is resulted from tip leakage vortex, and the process reveals the flow characteristic of tip leakage vortex for axial flow pump.

Key words: Axial-flow pump Tip clearance Tip leakage vortex Numerical simulation