

不同湍流模型在轴流泵性能预测中的应用

张德胜, 施卫东, 张 华, 姚 捷, 关醒凡

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘 要: 为了评价不同湍流模型在轴流泵性能预测中的精度, 该文以南水北调工程轴流泵模型作为研究对象, 分别选取了 3 种湍流模型标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型 (standard $k-\varepsilon$)、重正化群 $k-\varepsilon$ 湍流模型 (renormalization group $k-\varepsilon$, RNG) 和雷诺应力模型 (reynolds stress model, RSM), 基于 SIMPLE 算法 (semi-implicit method for pressure-linked equations) 和结构化网格, 进行了轴流泵性能预测和全流场数值模拟, 并以水利部天津同台测试的试验结果作为基准对预测扬程和效率进行了误差分析。研究表明, 网格密度对模拟结果具有较大影响, 较疏的网格导致性能预测精度降低, 在大流量和小流量工况下预测的扬程和效率误差将达到 3% 以上; 在最优工况下, Standard $k-\varepsilon$ 、RNG $k-\varepsilon$ 和 RSM 湍流模型的扬程预测误差分别为 0.97%、1.12% 和 1.24%, 效率预测误差分别为 2.93%、2.49% 和 2.97%, 可满足工程应用要求; 但在非设计工况下, 由于二次回流、空化等复杂流动的存在, 内部流场复杂, 3 种湍流模型的扬程最大预测误差范围为 9.40%~14.30%, 效率最大预测误差范围为 4.48%~8.30%。该结论将为轴流泵性能预测的可靠性提供依据。

关键词: 轴流, 泵, 湍流模型, 误差分析, 性能预测, 网格

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2012.01.013

中图分类号: TH312

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2012)-01-0066-06

张德胜, 施卫东, 张 华, 等. 不同湍流模型在轴流泵性能预测中的应用[J]. 农业工程学报, 2012, 28(1): 66—71.
Zhang Desheng, Shi Weidong, Zhang Hua, et al. Application of different turbulence models for predicting performance of axial flow pump[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(1): 66—71. (in Chinese with English abstract)

0 引 言

轴流泵内 z 部受叶顶间隙、叶根间隙和轮毂旋转等边界条件的影响, 常伴有冲击、二次流、尾迹、马蹄涡、叶顶泄漏涡、刮起涡等复杂流动, 其内部属于复杂的三维黏性非定常流动。轴流泵模型试验成本高^[1]、周期长, 通过计算流体动力学 (computational fluid dynamics, CFD) 对轴流泵内部流场的数值计算和性能预测, 可以减少甚至取代部分模型试验^[2-3]。近几年来, 基于雷诺时均方程的轴流泵数值模拟方法在轴流泵流场分析、泵站进出水流道优化等方面应用非常广泛^[4-12]。杨敬江^[13]提出了一种轴流泵的水力设计方法并对内部流动进行数值模拟; 李忠等^[14-15]利用五孔探针叶对叶直径 200 mm 的轴流泵模型进行了测量和流动模拟; 施法佳等^[16]采用了定常和非定常方法对单台轴流泵模型流动进行了数值试验分析, 并提出对于不同轴流泵和不同泵工况的数值模拟精度有待进一步研究。陈红勋等^[17]研究表明, 在最优工况下, Standard $k-\varepsilon$ 模型预测扬程相对误差为 2.12%, 重正化群 (renormalization group, RNG $k-\varepsilon$) 模型预测扬程相对误差为 7.15%; 王国玉等^[18]研究表明, 在最优工况附近, Standard $k-\varepsilon$ 和 RNG $k-\varepsilon$ 模型预测相

对误差均在 5% 之内。

由于轴流泵属于低扬程泵, 试验台测试精度、安装调试等对轴流泵的测试结果均有较大的影响^[19], 作者在长期的试验研究过程中发现, 对于同一台模型泵, 在不同人员安装和不同试验台测试时, 随机误差较大, 每次试验数据均有一定差异, 因此选择可靠的模型和试验数据进行对比分析非常必要。对于轴流泵的数值计算, 网格质量对计算结果也有一定的影响。为此, 本文选取了水利部南水北调工程天津同台测试轴流泵模型 (编号 TJ04-ZL-02) 作为研究对象, 以同台测试的试验结果作为误差分析基准, 讨论了六面体结构化网格数对计算结果的无关性。基于 Fluent 软件, 选择不同的湍流模型对轴流泵不同工况下的性能预测精度进行了比较, 以期基于 CFD 的轴流泵性能预测提供依据。

1 网格无关性

1.1 几何模型和计算区域

选取南水北调工程天津同台试验的轴流泵模型 (模型编号 TJ-ZL-02) 作为分析对象, 轴流泵水力模型如图 1 所示, 其基本参数: 叶轮直径 $D_2=300$ mm, 叶轮叶片数 $z=4$, 导叶叶片数 $z'=7$, 转速 $n=1\ 450$ r/min, 叶片转角为 0 时最优工况的流量 $Q_{opt}=367.50$ L/s, 扬程 $H=7.262$ m, 效率 $\eta=85.6\%$ 。叶轮和导叶的三维模型如图 1 所示。数值计算区域主要包括: 进口延伸段、进水锥管、转轮室、导叶、出水弯管和出口延伸段。

1.2 网格和计算条件

网格分布是流动控制方程数值离散的基础, 因此,

收稿日期: 2011-05-25 修订日期: 2011-10-14

基金项目: 国家自然科学基金 (51109093, 51079063); 江苏省自然科学基金 (BK2011503); 国家博士后科学基金 (2011M500117); 东南大学水声信号处理教育部重点实验室开放研究基金 (UASPI006); 江苏大学高层次人才启动基金 (11JDG038); 江苏省博士后基金 (1101019B)。

作者简介: 张德胜 (1982—), 男, 江苏南通人, 助理研究员, 博士, 主要从事流体机械流动特性的研究。镇江 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 212013。Email: zds@ujs.edu.cn

网格生成技术是 CFD 成功实现数值模拟的关键前提之一，网格质量的好坏直接影响到计算的敛散性及结果的精度。叶轮和导叶为轴流泵的核心水力部件，其网格的质量和分布对性能的预测有着直接影响。本文对叶轮，选用 C 型拓扑结构；对于直型导叶，选用 H 型拓扑结构；为控制叶片近壁面的边界层分布，选用 O 型拓扑环绕。为了获得较为经济的网格，本文以 TJ-ZL-02 模型泵为研究对象，对网格总数为 576454 和 1030859 的 2 套网格进行网格无关性分析，如图 2 所示。

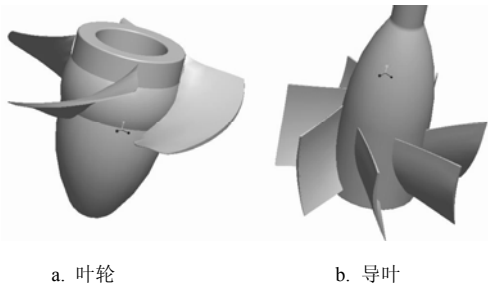
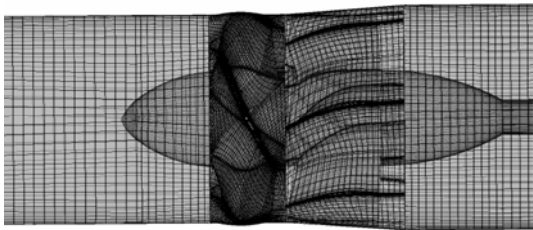
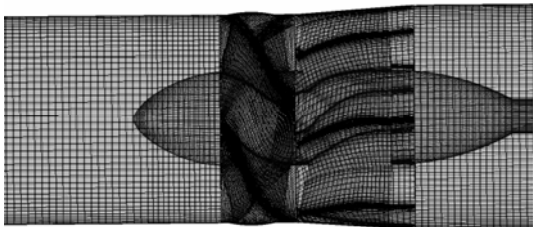


图 1 轴流泵三维模型
Fig.1 3D model of axial-flow pump



注：网格总数为 576454。



注：网格总数为 1030859。

图 2 不同密度的结构化网格
Fig.2 Structural grids of different densities

选择了轴流泵的最优工况 ($Q/Q_{opt}=1$, Q 为流量, Q_{opt} 为最优工况流量)，基于商用软件 ANSYS CFX 和定常、不可压流动假设，采用雷诺时均 N-S 控制方程，利用有限体积法对控制方程进行离散，运用重正化群 $k-\epsilon$ 湍流模型 (RNG $k-\epsilon$) 对不同网格密度的模型进行数值计算，主要边界条件为泵进口采用均匀速度进口，出口采用自由出流，近壁区采用标准壁面函数处理，基于 SIMPLE (semi-implicit method for pressure-linked equations) 算法^[20]，压力项采用标准格式，动量、湍动能和耗散率项采用二阶迎风格式。根据 2 种网格的计算结果，分析轴流泵的预测扬程和效率随着网格密度的变化趋势，以此为依据选择适合大小的计算网格，其不同计算区域的网格

单元数和网格质量参数见表 1。2 种网格结构中各计算区域的网格质量均大于 0.3，其中叶轮和导叶计算域的网格质量在 0.4 左右，可以满足 CFD 的计算精度要求。

表 1 结构化网格参数
Table 1 Parameters of structural grid

计算区域	网格 1		网格 2	
	网格数	网格质量	网格数	网格质量
进水管	37248	0.57	110492	0.71
叶 轮	359040	0.43	533520	0.45
导 叶	103558	0.38	256347	0.38
出水管	76608	0.32	130500	0.32

注：网格 1 和网格 2 为划分网格密度不同。

1.3 不同网格的计算结果

网格密度对数值计算的结果影响较大，只有当网格数的增加对计算结果影响不大时，此时的数值模拟计算结果才具有意义。因此本文采用 2 种不同密度的网格，分析网格密度对计算结果的影响，当模拟结果与试验值误差在 3%之内时，说明计算结果是网格无关的。

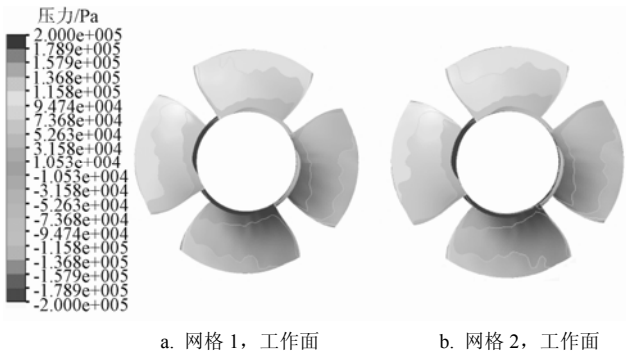
表 2 为在 2 种不同网格密度下，扬程与效率的数值计算结果。从表 2 中可以看出，扬程和效率的计算值均有随网格数增加而接近试验值的趋势，网格 1 由于网格数较少，不能适应非设计工况的复杂流场，在大流量和小流量区预测误差均较大；网格 2 的计算结果已与试验值非常接近，认为网格 2 的计算结果具有网格无关性。

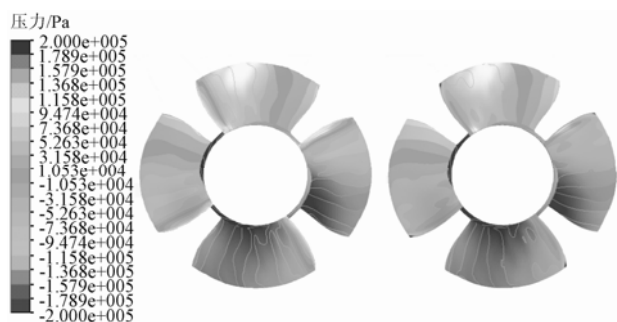
表 2 基于 RNG $k-\epsilon$ 模型的泵特性的计算结果和试验结果
Table 2 Calculated results based on RNG $k-\epsilon$ model and experimental values of pump performance

网格密度	工况流量 ($L \cdot s^{-1}$)	试验扬程值 /m	试验效率值 /%	扬程预测值 /m	效率预测值 /%	扬程误差值 /%	效率误差值 /%
网格 1	440.91	3.492	66.90	4.255	75.91	21.84	13.406
	367.50	7.262	85.60	7.005	81.53	3.54	4.75
	315.60	8.674	78.88	8.015	75.76	7.60	3.95
网格 2	440.91	3.492	66.90	3.514	65.74	0.62	1.74
	367.50	7.262	85.60	7.132	83.58	1.79	2.36
	315.60	8.674	78.88	8.627	77.70	0.54	1.50

注：网格 1 和网格 2 为不同划分密度下的网格。

从最优工况下叶片工作面和背面的静压分布（见图 3）来看，用网格 1 和网格 2 的网格数量计算的工作面和背面的静压分布情况趋于一致。对于 100 万量的结构化网格规模，计算结果对网格的依赖性已经很小，考虑到计算的经济性，不需要再对网格加密，因此选用网格 2 的网格密度进行后续的数值计算和对比分析。





c. 网格 1, 背面 d. 网格 2, 背面

注: 轴流泵的最优工况 (Q/Q_{opt}) 为 1, 网格 1 和网格 2 为不同划分密度下的网格。

图 3 不同网格密度下叶片工作面及背面静压力的分布

Fig.3 Distribution of static pressure at pressure and suction side of blade with different grid densities

表 3 Standard $k-\varepsilon$ 、RNG $k-\varepsilon$ 、RSM 3 种湍流模型的模拟值与试验值的对比

Table 3 Comparison of simulated and experimental values of Standard $k-\varepsilon$ turbulence model

流量 工况 ($L \cdot s^{-1}$)	扬程 试验 值 /m	效率 试验 值 /%	Standard $k-\varepsilon$ 湍流模型				RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型				RSM 湍流模型			
			扬程 预测值 /m	效率 预测值 /%	扬程 误差值 /%	效率 误差值 /%	扬程 预测值 /m	效率 预测值 /%	扬程 误差值 /%	效率 误差值 /%	扬程 预测值 /m	效率 预测值 /%	扬程 误差值 /%	效率 误差值 /%
440.91	3.492	66.90	3.820	70.29	9.40	5.07	3.942	72.45	12.89	8.30	3.901	71.76	11.71	7.26
428.19	4.408	75.49	4.517	75.50	2.48	0.02	4.649	77.64	5.47	2.85	4.618	77.21	4.77	2.28
413.20	5.217	80.61	5.269	79.40	1.00	1.50	5.399	81.37	3.49	0.94	5.372	81.02	2.97	0.50
397.11	6.022	83.82	6.011	81.85	0.19	2.35	6.120	83.48	1.62	0.40	6.100	83.19	1.29	0.75
379.62	6.766	84.92	6.739	83.11	0.40	2.13	6.807	84.22	0.61	0.83	6.792	83.89	0.38	1.21
367.50	7.262	85.60	7.191	83.10	0.97	2.93	7.181	83.47	1.12	2.49	7.172	83.05	1.24	2.97
352.24	7.767	84.40	7.674	82.23	1.20	2.57	7.463	80.35	3.92	4.79	7.567	80.87	2.57	4.19
315.60	8.674	78.88	8.212	75.48	5.33	4.31	7.992	74.03	7.86	6.15	8.028	74.68	7.44	5.33
275.38	9.721	71.79	8.616	68.58	11.40	4.48	8.327	66.73	14.30	7.05	8.624	67.81	11.30	5.55

注: 叶片转角为 0 时的性能。

由表 3 可知, 基于 Standard $k-\varepsilon$ 湍流模型的扬程和效率模拟值在最优工况附近 ($Q=367.50 \sim 397.11$ L/s) 预测误差较小; 在最优工况时 ($Q=367.50$ L/s), 扬程预测误差为 0.97%, 效率预测误差为 2.93%。在最优工况附近 ($Q=367.50 \sim 397.11$ L/s) 两侧的非设计工况下, 随着流量的增大和减小, 扬程和效率预测误差绝对值均呈增大的趋势, 在大流量工况 $Q=440.91$ L/s, 扬程和效率预测误差分别为 9.40% 和 5.07%; 在小流量工况 $Q=275.38$ L/s, 扬程和效率预测误差分别为 11.40% 和 4.48%。

基于 RNG $k-\varepsilon$ 预测的扬程和效率误差与 Standard $k-\varepsilon$ 预测的误差分布规律相同。在最优工况附近 ($Q=367.50 \sim 397.11$ L/s) 预测误差较小; 在偏离高效区工况后, 误差逐渐增大, 且偏离最优工况越远, 误差越大。在大流量工况 $Q=440.91$ L/s, 扬程和效率预测误差分别为 12.89% 和 8.30%; 在小流量工况 $Q=275.38$ L/s, 扬程和效率预测误差分别为 14.30% 和 7.05%。

基于 RSM 湍流模型预测的扬程和效率误差分布规律与其它湍流模型相同。在最优工况附近 ($Q=367.50 \sim 397.11$ L/s), 扬程和效率预测误差最小。在大流量工况 $Q=440.91$ L/s, 扬程和效率预测误差分别为 11.71% 和 7.26%; 在小流量工况 $Q=275.38$ L/s, 扬程和效率预测误差

2 不同湍流模型预测精度比较

2.1 控制方程及边界条件

目前的研究中, 通常采用 Standard $k-\varepsilon$ 和 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型模拟轴流泵内部流动。本文基于 Fluent 平台, 选取了 3 种湍流模型, 即 Standard $k-\varepsilon$ 、RNG $k-\varepsilon$ 模型和雷诺应力模型 (reynolds stress equation model, RSM), 分别进行了数值计算, 并将计算结果与试验值进行对比分析。控制方程和边界条件同 1.2 节。

2.2 试验与预测结果对比分析

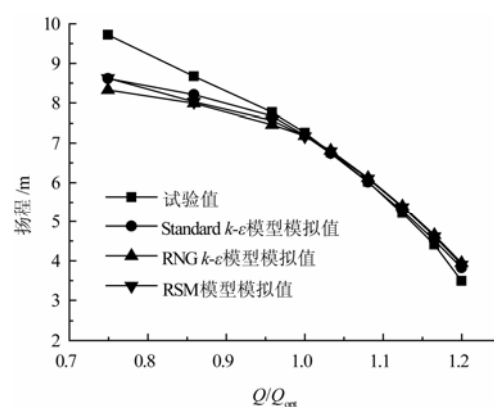
轴流泵模型 (编号 TJ04-ZL-02) 在天津中水北方水力机械实验台进行了同台测试。

表 3 为 3 种湍流模型 Standard $k-\varepsilon$ 、RNG $k-\varepsilon$ 和 RSM 分别在叶片转角为 0 时的性能预测值与试验值的对比分析。

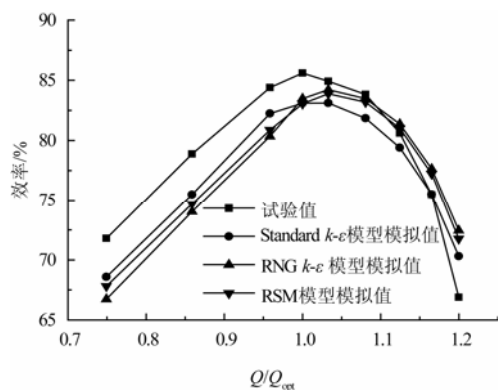
差分别为 11.30% 和 5.55%。

总体来说, 在最优工况附近 ($Q=367.50 \sim 397.11$ L/s), 3 种不同的湍流模型预测的扬程和效率误差均在 3% 之内, 完全满足工程应用要求。在大流量 ($Q > 397.1$ L/s) 和小流量 ($Q < 367.5$ L/s) 工况下, 预测误差相对较大, 综合 3 种不同湍流模型, 从表 3 中可知扬程最大预测误差范围为 9.40%~14.30%, 效率预测最大误差范围为 4.48%~8.30%。

图 4 为基于 3 种不同湍流模型的外特性计算值与试验值的对比图。



a. 扬程对比



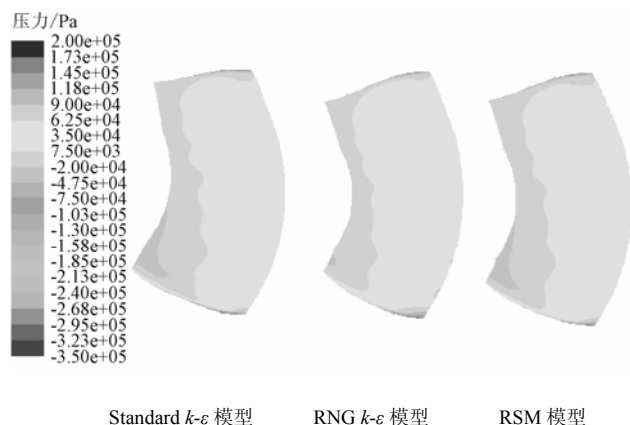
b. 效率对比

注: Q/Q_{opt} 为轴流泵的工况比, $Q_{opt}=367.50 \text{ L/s}$ 。

图 4 不同湍流模型预测值与试验值对比

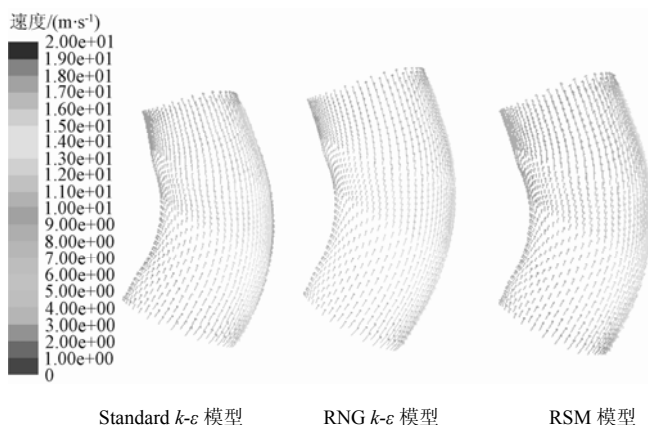
Fig.4 Comparison of simulated and experimental valves based on different turbulence model

从 Standard $k-\varepsilon$ 模型、RNG $k-\varepsilon$ 模型和 RSM 模型的数值模拟和试验值对比分析可知:

Standard $k-\varepsilon$ 模型 RNG $k-\varepsilon$ 模型 RSM 模型

a. 叶轮叶片工作面静压分布图

注: 轴流泵的最优工况 (Q/Q_{opt}) 为 1, $Q_{opt}=367.50 \text{ L/s}$ 。

Standard $k-\varepsilon$ 模型 RNG $k-\varepsilon$ 模型 RSM 模型

b. 叶轮叶片工作面相对速度分布

图 5 最优工况下不同湍流模型计算的叶片工作面流场对比图

Fig.5 Comparison of flow field at pressure side of blade under optimal condition with different turbulence models

从在工程技术领域应用来看, 本文引入的 3 种湍流模型具有较好的适用性和计算可靠性。通过对比发现, 3 种不同湍流模型计算的轴流泵叶片表面静压分布趋势和大小一致, 预测的外特性结果也近似相等, 在设计工况下 3 种湍流模型均能满足轴流泵数值模拟的要求。由于轴流泵流道中主要以轴向旋转运动为主, 所以 Standard $k-\varepsilon$ 、RNG $k-\varepsilon$ 和 RSM 湍流模型在轴流泵内部流场的数值计算中均具有较好的适用性。

3 结 论

本文以南水北调同台测试模型试验数据为基准, 分析了网格无关性, 讨论了不同湍流模型对轴流泵性能预测的精度, 并对关键流场信息进行了对比, 得到了以下结论:

1) 在设计工况下, Standard $k-\varepsilon$ 、RNG $k-\varepsilon$ 和 RSM 模型在轴流泵流场中都具有较好的适用性, 扬程和效率误差均低于 3%, 均可满足工程应用要求。

2) 在非设计工况, 由于轴流泵内部流场结构复杂, 3 种湍流模型尚未能准确描述其流场结构, 导致预测误差

1) 采用 3 种湍流模型 Standard $k-\varepsilon$ 、RNG $k-\varepsilon$ 和 RSM 计算的外特性曲线与试验曲线吻合度较好;

2) 在最优工况附近 ($Q=367.50 \sim 397.11 \text{ L/s}$), 3 种湍流模型预测的扬程和效率相对误差均在 3% 之内。在小流量工况下, 轴流泵内部存在二次流、流动冲击等复杂流动结构, 预测扬程比试验值低; 在大流量工况下, 这 3 种湍流模型在大流量区预测的扬程均偏高, 可能主要由于湍流模型在大流量工况下没有考虑汽蚀诱导的复杂流动现象。可见, 目前 Standard $k-\varepsilon$ 、RNG $k-\varepsilon$ 和 RSM 3 种湍流模型在水力机械最优工况流场计算中具有均较高的预测精度, 但目前尚不能准确描述非设计工况下轴流泵内部的流动结构。

从预测的统计数据分析, 设计工况预测值与试验值的误差值较小, 可满足工程应用要求, 非设计工况的流场计算的湍流模型在今后需要重点进行改进和优化。

2.3 不同湍流模型内部流场计算结果

图 5 为设计工况下不同湍流模型计算的叶轮流场工作面面对比图。

较大, 扬程最大误差范围为 9.40%~14.30%, 效率最大误差范围为 4.48%~8.30%。

3) 本文的数值计算方法和误差分析可为轴流泵的性能预测提供参考, 为进一步研究非设计工况下轴流泵数值预测的湍流模型指明了发展方向。

[参 考 文 献]

- [1] 张德胜, 施卫东, 关醒凡, 等. 轴流叶轮进出口流场的测量[J]. 排灌机械, 2009, 27(4): 210-214.
Zhang Desheng, Shi Weidong, Guan Xingfan, et al. Measurement on flow field at inlet and outlet of axial-flow pump impeller[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2009, 27(4): 210-214. (in Chinese with English abstract)
- [2] Zhang Desheng, Shi Weidong, Chen Bin, et al. Unsteady flow analysis and experimental investigation of axial-flow pump[J]. Journal of Hydrodynamics: Ser B, 2010, 22(1): 35-44.
- [3] Shi Weidong, Zhang Desheng, Guan Xingfan, et al. Numerical and experimental investigation on high-efficiency

- axial-flow pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 23(1): 38—44.
- [4] 张德胜. 轴流泵叶轮非线性环量分布理论及实验研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2011: 12—14.
- Zhang Desheng. Theoretical Analysis and Experimental Investigation of Non-linear Circulation Distribution in Axial-flow Pump Impeller[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2011: 12—14. (in Chinese with English abstract)
- [5] 李雪明. 蒸发循环轴流泵内部流动研究[D]. 成都: 西华大学, 2010: 6—10.
- Li Xueming. The inner flow study on evaporation cycle axial flow pump[D]. Chengdu: Xihua University, 2010: 6—10. (in Chinese with English abstract)
- [6] 丛国辉, 王福军. 湍流模型在泵站进水池漩涡模拟中的适用性研究[J]. 农业工程学报, 2008, 24(6): 31—35.
- Cong Guohui, Wang Fujun. Applicability of turbulence models in numerical simulation of vortex flow in pump sump[J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(60): 31—35. (in Chinese with English abstract)
- [7] Li Yaojun, Wang Fujun. Numerical investigation of performance of an axial-flow pump with inducer[J]. Journal of Hydrodynamics: Ser B, 2007, 19(6): 705—711.
- [8] 王福军, 张玲, 张志民. 轴流泵不稳定流场的压力脉动特性研究[J]. 水利学报, 2007, 38(8): 1003—1009.
- Wang Fujun, Zhangling, Zhang Zhimin. Analysis on pressure fluctuation of unsteady flow in axial-flow pump[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2007, 38(8): 1003—1009. (in Chinese with English abstract)
- [9] 黄欢明, 高红, 沈枫, 等. 轴流泵内流场的数值模拟与实验[J]. 农业机械学报, 2008, 39(8): 66—69.
- Huang Huanming, Gao Hong, Shen Feng, et al. Numerical simulation and experimental validation of the flow field in axial flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(8): 66—69. (in Chinese with English abstract)
- [10] 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 with English abstract)
- [11] 冯卫民, 宋立, 左磊, 等. 轴流泵装置三维非定常湍流流场的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(6): 531—536.
- Feng Weimin, Song Li, Zuo Lei, et al. 3D numerical simulation on unsteady turbulence flow in axial flow pump system[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery and Engineering, 2010, 28(6): 531—536. (in Chinese with English abstract)
- [12] 杨正军, 王福军, 刘竹青, 等. 基于 CFD 的轴流泵空化特性预测[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(1): 11—15.
- Yang Zhengjun, Wang Fujun, Liu Zhuqing, et al. Prediction of cavitation performance of axial flow pump based on CFD[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery and Engineering, 2011, 29(1): 11—15. (in Chinese with English abstract)
- [13] 杨敬江. 轴流泵水力模型设计与数值模拟研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2008: 62—76.
- Yang Jingjiang. Studies on Hydraulic Design Method and Numerical Simulation of Axial Flow Pump Model[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2008: 62—76. (in Chinese with English abstract)
- [14] 李忠, 杨敏官. 轴流泵内部流场数值模拟及实验研究[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(11): 1847—1850.
- Li Zhong, Yang Minguan. Numerical simulation and experimental study of the interior flow in axial-flow pump[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(11): 1847—1850. (in Chinese with English abstract)
- [15] 李忠, 杨敏官. 轴流泵内部流场数值模拟及实验研究[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(11): 1847—1850.
- Li Zhong, Yang Minguan. Numerical simulation and experimental study of the interior flow in axial-flow pump[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(11): 1847—1850. (in Chinese with English abstract)
- [16] 陈红勋, 朱兵. 单台轴流泵模型 0°安放角的数值计算分析[J]. 水动力学研究与进展: Ser A, 2009, 24(4): 480—481.
- Cheng Hongxun, Zhu Bing. Analysis of numerical calculation on an axial-flow pump model with 0° installation angle[J]. Journal of Hydrodynamics: Ser A, 2009, 24(4): 480—481. (in Chinese with English abstract)
- [17] 施法佳, 陈红勋. 轴流泵内部流动数值模拟中湍流模式可用性的研究[J]. 上海大学学报: 自然版, 2006, 12(3): 273—277.
- Shi Fajia, Chen Hongxun. Applicability of turbulent models in simulation of internal flow within axial flow pump[J]. Journal of Shanghai University: Natural Science, 2006, 12(3): 273—277. (in Chinese with English abstract)
- [18] 王国玉, 霍毅, 张博, 等. 湍流模型在轴流泵性能预测中的应用与评价[J]. 北京理工大学学报, 2009, 29(4): 309—313.
- Wang Guoyu, Huo Yi, Zhang Bo, et al. Evaluation of turbulence models for predicting the performance of an axial flow pump[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2009, 29(4): 309—313. (in Chinese with English abstract)
- [19] 关醒凡. 新系列轴流泵模型试验研究成果报告[J]. 排灌机械, 2005, 23(4): 1—5.
- Guan Xingfan. Test reports of a new series of axial-flow model pumps[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2005, 23(4): 1—5. (in Chinese with English abstract)
- [20] 王福军. 计算流体力学分析—CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 78—80.

Application of different turbulence models for predicting performance of axial flow pump

Zhang Desheng, Shi Weidong, Zhang Hua, Yao Jie, Guan Xingfan

(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: In order to evaluate the performance prediction accuracy of axial flow pump under different turbulence models, the axial flow model used in South-to-North Water Diversion Project was study object, the standard $k-\varepsilon$ 、RNG $k-\varepsilon$ (renormalization group $k-\varepsilon$)and RSM(reynolds stress model) are used to predict the performance of axial flow pump and numerically simulate its flow field based on SIMPLE(semi-implicit method for pressure-linked equations) algorithm and structured hexahedral mesh. The simulated head and efficiency error compared with experimental results which are tested by ministry of water resources in Tianjin were analyzed. The results showed that simulation results were affected by the mesh density, and the head and efficiency prediction errors were increased by the sparse grid in the large flow rate and small flow rate conditions, which would reach 3% or more; Predictive errors of the head for Standard $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$ and RSM turbulence model were 0.97%, 1.12% and 1.24% respectively, and the efficiency of errors were 2.93%, 2.49% and 2.97% under the optimal conditions, which could meet the needs of engineering applications. However, the flow field is complex because the secondary flow and cavitations exist under off-design conditions. The head maximum predictive error range of three turbulence models was 9.40%-14.30%, the efficiency was 4.48%-8.30%. The conclusions in this paper will provide a reliable performance prediction data and practice for the axial flow pump.

Key words: axial flow, pumps, turbulence models, error analysis, performance predictions, grid

张德胜, 等. 不同湍流模型在轴流泵性能预测中的应用 (图3、5)

Zhang Desheng, et al. Application of different turbulence models for predicting performance of axial flow pump (Figure 3, 5)

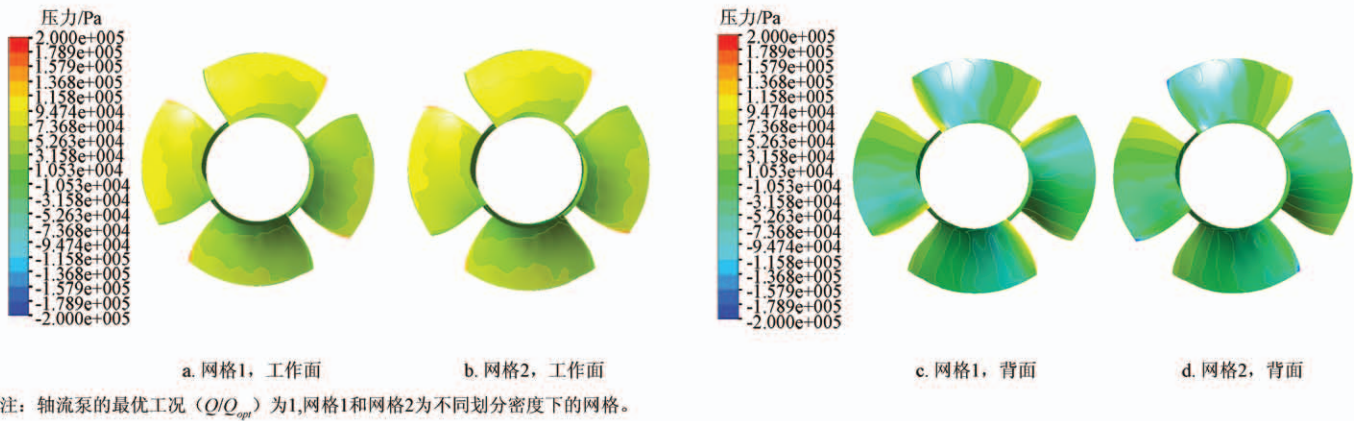


图3 不同网格密度下叶片工作面及背面静压力的分布

Fig.3 Distribution of static pressure at pressure and suction side of blade with different grid densities

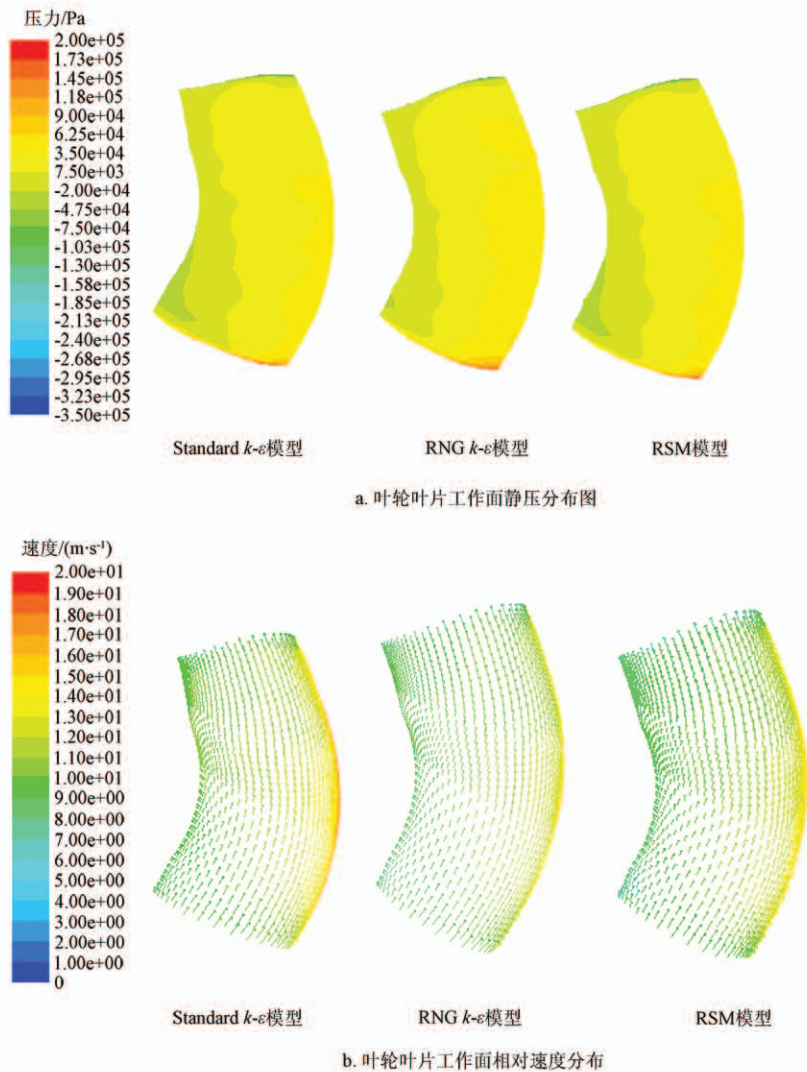


图5 最优工况下不同湍流模型计算的叶片工作面流场对比图

Fig.5 Comparison of flow field at pressure side of blade under optimal condition with different turbulence models