

DOI: 10.3901/JME.2009.06.222

叶片数对喷水推进器性能影响的计算 流体动力学分析*

杨琼方¹ 王永生¹ 张志宏² 丁江明¹
(1. 海军工程大学船舶与动力学院 武汉 430033;
2. 海军工程大学理学院 武汉 430033)

摘要: 分析和界定了喷水推进器数值计算所需流场控制体。联用结构化网格和非结构化网格对该流场区域进行离散。选择切应力输运(Shear stress transport, SST)二方程紊流模型,采用稳态多参考系方法进行数值计算。根据实船试航时泵转速和航速,计算“船—泵”匹配特性线上六个工况点对应的功率和推力,并与设计单位提供的精确设计值进行比较,在分析网格无关性的基础上检验了数值计算方法的可信性。在此基础上从三个方面分析和比较了该喷水推进器:叶轮叶片数从5叶变化到7叶时对 Stodola 滑移系数和喷水推进器外特性的影响;导叶体叶片数从9叶变化到13叶时对叶轮出口流体整流结果的影响以及由此引起的流体动力性能的改变;叶轮和导叶体15种不同叶片数匹配时在给定工况下各自对应的流体动力性能数据。结果表明,在给定运动参数工况下,随着叶轮叶片数增加,Stodola 滑移系数增加,喷水推进泵扬程增加,产生的轴向推力和消耗的轴功率也增大,效率下降;导叶叶片数增加时,喷口出流的旋转作用减弱,11叶后再增加已无明显改进,导叶为10叶和11叶时喷水推进器性能较接近,对应扬程和推力均较12叶和13叶时大;叶轮为5叶时与9叶导叶组合使整体性能最佳,而6叶和7叶叶轮均是与11叶导叶匹配时性能最佳。

关键词: 船舶 喷水推进 混流泵 叶片数 数值模拟

中图分类号: U664.34

Computational Fluid Dynamics Analysis of Effects of Number of Pump Blades on Water-jet Propeller Performance

YANG Qiongfang¹ WANG Yongsheng¹ ZHANG Zhihong² DING Jiangming¹
(1. College of Ship and Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033;
2. College of Science, Naval University of Engineering, Wuhan 430033)

Abstract: The solution domain of waterjet propeller is analyzed and defined, and meshed by both structured and unstructured grids. The computational fluid dynamics (CFD) code solves 3D Reynolds-averaged Navier-Stokes equations in rotating and stationary coordinate systems with multiple reference frame method, and turbulence effects are modeled by using a shear stress transport (SST) turbulence model. Power absorption and thrust of six operating conditions of load and drive characteristics are used to compare the results of CFD with manufacturer data with the same pump revolution and ship velocity, which shows good agreement, indicating that the geometrical model is exact and CFD can be used to accurately predict water-jet propeller performance. Effects of changing the number of pump blades of both rotor and stator on the characteristics of flow pattern and water-jet propeller performance are principally investigated, which include the changes of rotor blade number from 5 to 7 to the effect of Stodola slip factor, of stator blade number from 9 to 13 to the effect of commutating result acting on the outflow of impeller, and of both rotor and stator blade numbers simultaneously to the new pump performance. Results of this study show that: given the condition of fixed pump revolution and vessel speed, the Stodola slip factor, the head, axial thrust and power consumption all go up as the number of rotor blades increases, but the efficiencies decline; the circumferential velocity of the nozzle outflow weakens with the increase of number of stator blades, but the improvement is approximately unchangeable when it comes to 11. The water-jet propeller performances are close when the stator blades are 10 and 11, both of their head and axial-thrust are bigger than that with 12 or 13 stator blades; the water-jet optimum performances can obtained when 5 blades of rotor match 9 blades of stator, while the rotor blades are 6 or 7, the

* 国防“十一五”预研项目资助项目。20080624收到初稿,20090121收到修改稿

best number of stator blades both are 11.

Key words: Ship Water-jet propelling Mixed flow pump Blade numbers Numerical simulation

0 前言

叶片数对泵的扬程、效率、气蚀性能都有显著的影响。一般而言,这种影响作用是非线性的。客观实际中,从综合性能最优的角度来看,一定存在着最优叶片数。STEPANOFF^[1]曾给出过针对离心泵和轴流泵的最优叶片数经验公式。选择叶片数时,一方面要尽量减少叶片的排挤和表面摩擦,一方面又要使叶道有足够的长度,以保证液流的稳定性和叶片对流体的充分作用^[2]。文献[3-5]分别研究了叶片数对离心泵、轴流泵和旋涡泵性能的影响,而有关叶片数对混流式喷水推进泵性能影响方面的资料很少。本文研究了某型喷水推进泵叶片数变化对推力、功率和效率性能的影响。该喷水推进船采用的是混流泵,设计参数对应比转速约为460。

设计具有优良性能泵的关键问题在于对泵水动力性能的深入理解和准确预测,这就需要同时对泵内部叶片通道间流场有清晰的了解。计算流体动力学(Computational fluid dynamics, CFD)已越来越多地应用于旋转机械中固定的和旋转的叶片通道间流场性能的研究。MINER^[6]用CFD手段分析了双级混流泵单级叶轮和导叶体内流场特性并与试验测量数据进行了比较, HU等^[7]使用单叶片通道、全叶轮通道是否加上导叶体和轴等模型对喷水推进泵叶轮和喷口流场进行了CFD计算,估算了叶轮的制动转矩,两者均论述了CFD方法能够用于准确预报喷水推进泵的性能,包括推力分布。

本文利用CAD软件,根据数值模拟中流场区域网格划分和参数设置的要求,完成该喷水推进器的几何建模。然后通过在设计工况下改变网格数的量级计算相应的外特性值来进行网格无关性分析。再通过计算“船—泵”匹配特性线上六个工况点在给定泵转速和航速下对应的功率和推力值来检验上述数值方法的可信性。最后分别针对只改变叶轮叶片数、只改变导叶体叶片数和同时改变两者叶片数来比较它们对喷水推进器流体动力性能的影响。

1 RANSEs 模拟理论基础

本文利用基于有限体积法的计算流体力学程序来求解RANS方程。选择切应力输运(Shear stress

transport, SST)模式来对湍流进行模拟,其结合了 $\kappa-\varepsilon$ 和 $\kappa-\omega$ 两种湍流模式的优点,即在边界层边缘和自由剪切层采用 $\kappa-\varepsilon$ 模式,而在近壁面区域($y^+ < 5$)使用 $\kappa-\omega$ 模型中的低雷诺数公式,两者之间通过一个混合函数来过渡。已经证明该模式在湍流粘性底层比 $\kappa-\varepsilon$ 具有更好的数值稳定性,并且对于较强的逆压梯度流动,该模式在对数律层能较好地模拟边界层的流动特性^[8-9]。

叶轮内部流动处于旋转坐标系下,对应的质量方程和动量方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt}(\rho \mathbf{v}) + 2\rho \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v} + \rho \boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} = \rho \mathbf{F} - \nabla p + (\mu + \mu_t) \nabla^2 \mathbf{v} \quad (2)$$

式中, \mathbf{F} 为质量力,水流从船底吸入管道时势能改变,故水流的重力也应考虑在内, p 为流体旋转对应的压力, ρ 为海水密度, μ 为海水的动力粘性系数, μ_t 为湍流动力粘性系数, \mathbf{v} 为速度矢量, $\boldsymbol{\omega}$ 为旋转角速度矢量, \mathbf{r} 为空间位置矢量。

导叶体和进流管道内部流动处于固定坐标系下,质量方程与叶轮内流场一样,动量方程变为

$$\frac{d}{dt}(\rho \mathbf{v}) = \rho \mathbf{F} - \nabla p + (\mu + \mu_t) \nabla^2 \mathbf{v} \quad (3)$$

利用上述方程和速度进口与压力出口边界条件来求解喷水推进器内部三维粘性不可压湍流。

2 喷水推进器流场控制体选取

喷水推进器由进流管道、叶轮、导叶体和喷口组成。适当选择船底各边界与进流管道进水口的距离来确定船底流场控制体。整个喷水推进器流场控制体分为导叶体(含喷口)、叶轮、进流管道(含叶轮进口导流罩)和船底四部分,如图1所示。依据工程图纸,采用CAD软件和网格划分软件相结合完成几何建模。混流泵整体造型流程如图2所示。叶轮叶片子午面如图3所示。混流泵几何模型如图4所示。



图 1 喷水推进器数值流场控制体

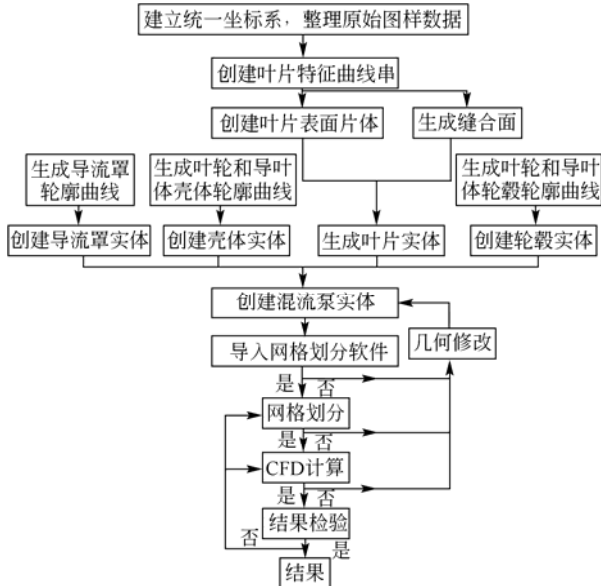


图 2 混流泵整体造型及 CFD 计算流程图

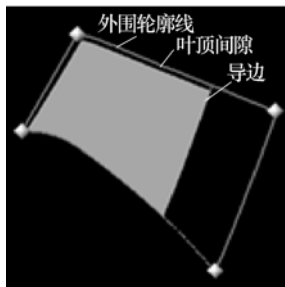


图 3 叶轮叶片子午面

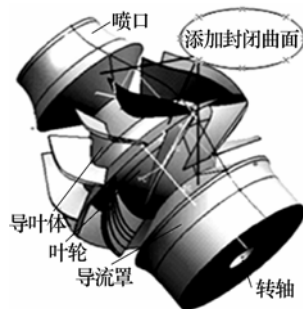


图 4 混流泵数值计算几何模型

3 网格密度合理性设置检验

对整个喷水推进器数值计算区域进行网格划分。进流管道及船底作为整体采用非结构化网格,对进水口等流动变化剧烈区域进行局部网格加密。喷嘴采用六面体结构化网格。考虑叶栅通道的周期

性,导叶体和叶轮网格划分只需针对叶片单通道进行。叶片单通道流场控制体结构如图 5 所示。喷水推进器叶片流道间结构化网格如图 6 所示。

网格密度的选取既影响数值计算精度,又影响计算耗时。MINER^[10]比较了轴流泵叶轮单通道网格节点数分别为 22 176 和 40 131 时的流体速度场和压

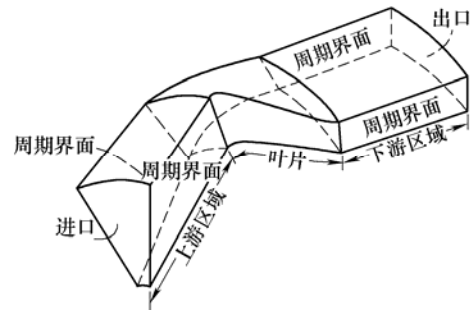


图 5 叶片单通道控制体结构

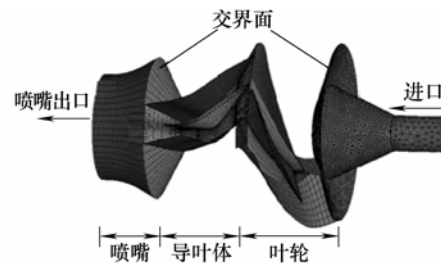


图 6 喷水推进器叶片流道间网格

力场,结果无明显差别。文献[11]参照文献[10]计算了混流泵叶轮的内流场,文献[6]也参照文献[10]取混流泵(比转速 388.54)叶轮节点数为 26 229,导叶体节点数为 20 517,计算所得流场内部速度和压力值与试验测量数据吻合良好。因本文所分析的混流泵与文献[6]中比转速和几何尺寸均很接近,所以在分析叶片数改变对应不同的几何模型时,叶轮和导叶体网格节点数量级均控制为 20 000,作为泵本体网格无关性的依据。对泵本体进行网格划分时,近壁面第一层网格厚度约取为 $0.000\ 01D_{1m}$, D_{1m} 为叶轮进口平均直径,以使壁面 $y^+ = 3 \sim 50$ ^[12],近壁面布置 8~10 层网格,层与层之间延展比取为 1.2。喷嘴取节点数为 57 024。因喷嘴形状较简单,与导叶体之间无明显的交界面,故不单独进行网格无关性的分析,只要尽量满足交界面上的网格尺寸一致,使数据交换顺畅即可。进流管道和船体部分网格节点数经比较后量级取为 90 000 时为优。在设计工况下计算结果为:功率误差 1.39%,推力误差 0.56%。计算时边界条件取为速度进口和喷嘴出口面背压出口,背压取为一个标准大气压,与实际情况稍有差异,即认为喷嘴射流收缩断面正好位于喷嘴处。采用全隐式的压力-速度耦合数值算法进行求解,对叶轮旋转区域和导叶体静止区域采用稳态多参考系

(Multiple reference frame, MRF)方法进行处理。计算结果后处理显示泵级叶面主要部分 $y^+ = 4 \sim 80$ ，满足湍流模型要求。推力计算采用的是壁面积分法。计算时考虑了船底边界层对喷水推进器性能的影响。本文所述计算和分析均采用上述量级的网格节点数。

几何建模的合理性和准确度、湍流模型的选择、近壁面函数的处理方式、相关计算参数的设置等因素和网格密度的选取一样，都会影响数值模拟的精度。在上述确定的网格节点数下，分别计算了“船—泵”匹配特性线上一个设计工况点和五个非设计工况点在给定泵转速和航速下对应的功率和推力值，并与设计单位提供的精确设计值进行比较，即将 CFD 计算推力和功率值与相同转速和航速下由“船—泵”匹配曲线查得推力和功率值进行比较，归一化处理后如图 7、8 所示。

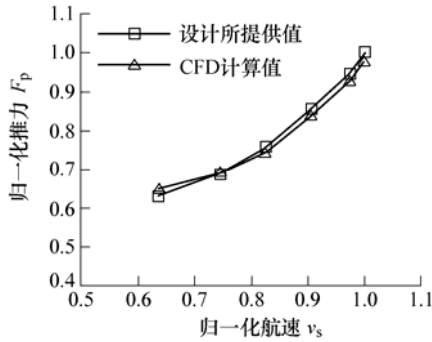


图 7 “船—泵”匹配点推力比较

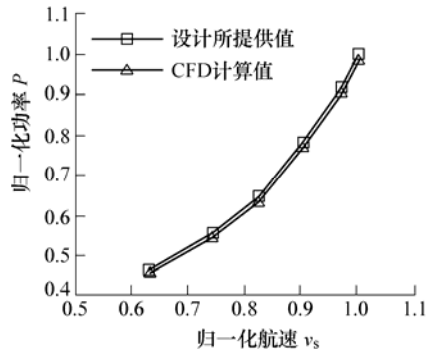


表 1 叶轮不同叶片数时几何参数

叶片数 Z/叶	比转速 n_s	叶片出口 宽度 b_2/m	进口平均 直径 D_{1m}/m	出口平均 直径 D_{2m}/m	出口轴面 速度 v_{m2}/m	出口最大 直径 D_{2a}/m	出口最小 直径 D_{2e}/m	出口角 $\beta_2/(^\circ)$	STODOAL 系数 S_s
5	469.390	0.073	0.135	0.135	0.229	0.943	0.881	21.594	0.757
6	466.060	0.073	0.136	0.137	0.228	0.950	0.887	21.606	0.803
7	462.749	0.073	0.136	0.138	0.227	0.953	0.890	21.601	0.829

图 8 “船—泵”匹配点功率比较

由图 7、8 可知，6 点的推力预报误差均小于 4%，功率预报误差均小于 2%，它们都处于可接受的工程误差范围内。

4 叶片数变化对性能的影响

4.1 只改变叶轮叶片数时对性能的影响

该船喷水推进泵叶轮为 6 叶叶片，导叶体为 11 叶叶片。在设计工况转速和航速下计算得到叶轮水力设计基本参数：比转速 $n_s = 465.7$ ，叶轮进口平均直径 $D_{1m} = 0.136$ m，叶轮出口平均直径 $D_{2m} = 0.137$ m，叶轮出口宽度 $b_2 = 0.073$ m，叶轮出口最小直径 $D_{2e} = 0.887$ m，叶轮出口最大直径 $D_{2a} = 0.950$ m，叶片出口安放角 $\beta_{b2} = 21.6^\circ$ ，STODOLA 滑移系数 $S_s = 0.803$ 。上述计算理论依据来自于文献[2,13]。只改变叶轮叶片数，反映的是叶栅稠密度的变化，即轴面内中线的展开长度 l 与叶片节距 t_m 的比值变化，其他几何参数无明显改变^[4]，见表 1。对应叶轮轴面的部分几何参数意义如图 9 所示。图中下标 1、2 分别对应进口和出口，下标 a、e 和 m 分别对应为叶梢、叶根和叶高平均位置。 α_1 、 α_2 和 α_3 分别为叶轮出口边倾角、轮缘侧流线倾角和轮毂侧流线倾角，可从文献[13]中查得。分析叶片数对性能影响时所取工况运动参数为：0.995 倍设计航速、1.001 倍设计转速。该工况下叶轮不同叶片数时几何参数比较如表 1 所示。表 1 中所取比较参量对应为文献[13]中给出的进行叶轮水力设计的主要参数。

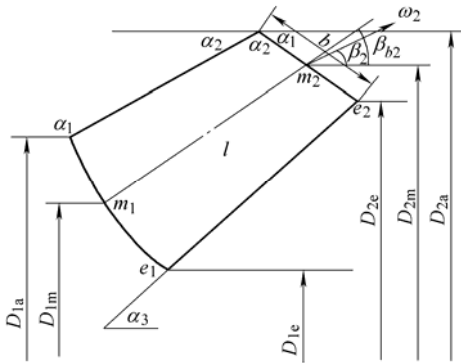


图 9 叶片轴面部分几何参数

图 9 中所示叶片出口流动角 $\beta_2 \neq \beta_{b2}$ (出口安放角), 这两者之间的滑差通过滑移系数 S 来描述, 它是由于叶片通道间的旋转流引起叶轮出口流动的不均匀而造成的。STODOLA(1927)首先认识了该旋转流对泵流动性能有着重要影响, BUSEMANN(1928)首先从理论上计算了该旋转流对无限薄叶片泵扬程流量特性的影响, STODOLA 同时也给出了该滑移系数的近似估算公式, $S_s = 1 - \pi \sin \beta_{b2} / Z$, Z 为叶片数^[14]。由表 1 可得: 三种叶轮出口角约为 21.6° 。随着叶片数增多, 滑移系数增加, 旋转流不断减弱, 将使泵扬程减小的趋势变缓^[14]。这是对泵性能影响的内在原因。三种叶轮对应的喷水推进器扬程近似成线性增加, 如图 10a 所示。泵的效率如图 10b 所示。三种叶轮对应喷水推进器产生的轴向推力和消耗的轴功率变化如图 10c、10d 所示。实际中, 叶片数的增多也会带来叶表面摩擦损失的增大。对于比较普遍的工程标准, 叶片数应取出口角的 $1/3$ ^[14]。

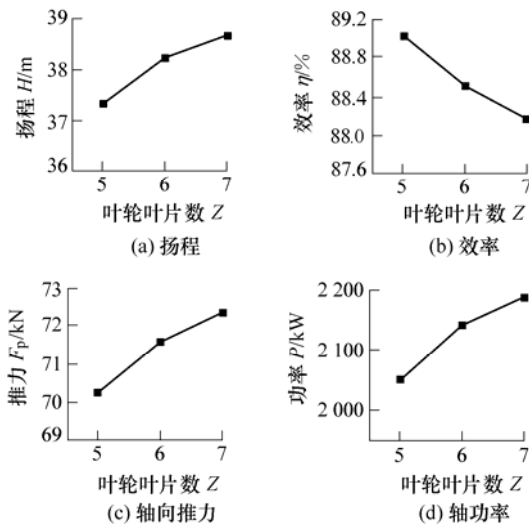


图 10 给定运动参数工况下叶轮叶片数对喷水推进器性能的影响

由图 10 可得: 在给定运动参数工况下, 喷水推进泵效率叶轮为 5 叶时最大, 7 叶时最小; 而对应的喷水推进器推力和功率均是叶轮为 7 叶时最

大, 5 叶时最小。依据泵的效率计算公式

$$\eta = \frac{\rho g q_V H}{P}$$

式中, q_V 为体积流量, H 为泵扬程, P 为轴功率, 虽然 7 叶时产生的扬程最大, 但对应的轴功率变化程度要大, 反而使效率下降。在该运动参数下, 7 叶水泵需要消耗的功率大于主机所能提供的功率, 将使主机过载, 而 5 叶水泵所需要功率又较主机提供功率小, 会使主机轻载过多, 不能完全发挥其做功能力。综合内部流动特性和外特性值, 在保证设计工况运动参数下, 该喷水推进装置叶轮叶片为 6 叶时性能最佳。在其他保证运动参数的四个工况点得到的结论也是一样。如图 11、12 所示。

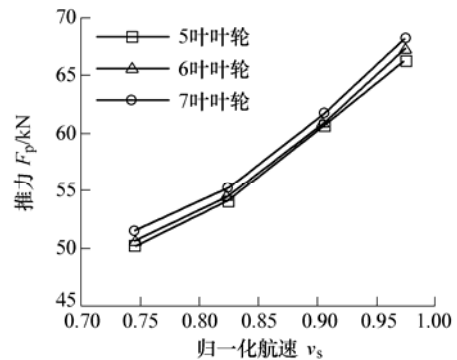


图 11 给定运动参数工况点三种喷水推进器推力

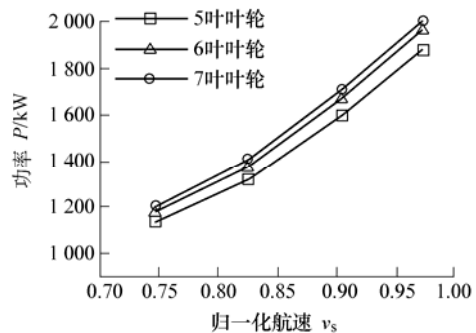


图 12 给定运动参数工况点三种喷水推进器功率

4.2 只改变导叶体叶片数时对性能的影响

导叶体处于固定坐标系中, 主要是对叶轮出流整流, 将水流的旋转运动变成轴线运动, 并通过渐缩通道把水流压能转化为动能。理想情况时喷口出流应完全没有旋转, 只有轴向高速流部分。通过喷嘴出口面速度等值线来反映出流的均匀程度。依据动量定理, 喷嘴出口面的速度分布与喷水推进泵推力的预报紧密相关。

针对原喷水推进器导叶体叶片数进行变化, 比较叶片数从 9 叶增加到 13 叶的情况。改变导叶体叶片数时, 叶轮不变, 且导叶体轮毂和外壳轴向各断面半径与原喷水推进器相同。给定运动参数工况同第 4.1 节。五种叶片数导叶体对应的喷嘴出口面速

度等值线如图 13a~13e 所示,对应喷水推进器的功率、推力值如表 2 所示。

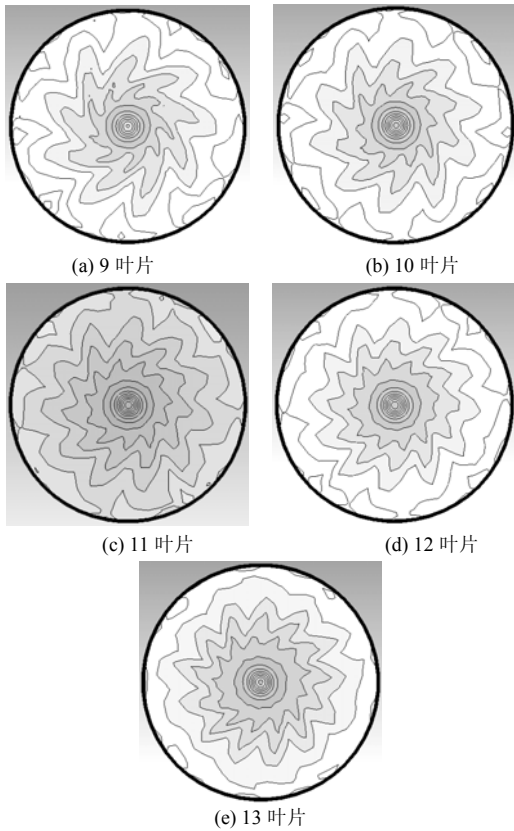


图 13 不同导叶体叶片数时对应喷口速度等值线云图

表 2 不同导叶体叶片数时喷水推进器性能参数

叶片数 Z/叶	推力 F_p/kN	轴功率 P/kW	效率 $\eta/\%$	扬程 H/m
9	71.261	2137.553	88.921	38.266
10	71.583	2143.661	88.612	38.277
11	71.596	2142.872	88.511	38.219
12	71.089	2133.264	88.370	38.007
13	70.962	2132.854	88.434	37.976

由图 13 可以看出:随着导叶体叶片数增多,喷口出流的旋转作用减小,趋于均匀,11 叶后再增加已无明显变化。结合表 2,10 叶、11 叶对应的喷水推进器扬程、效率、功率和推力值均比较接近,11 叶时对应的推力最大。9 叶对应的效率最高,这时叶表面摩擦损失最少。12 叶和 13 叶与 11 叶相比对应的功率、推力值均下降较多,且两者对应的外特性值又比较接近。综合泵内流场微观特性和泵外特性的宏观性能,该工况下导叶体叶片数为 11 时所对应的性能最佳。

4.3 叶轮和导叶体不同叶片数组合对性能的影响

混流泵导叶为空间导叶,轴向长、径向短。在导叶体叶片设计时,要考虑和叶轮出口的衔接问题^[2]。两者在性能上会互相影响。原喷水推进器泵体叶片轴面压力轮廓如图 14 所示,网格线对应为叶

轮叶片和导叶体叶片。可以看出,导叶进口边基本上和叶轮出口边平行,两者间隙很小,属于扭曲度大的导叶^[2]。当同时改变叶轮和导叶体叶片数时,泵叶片轴面会发生改变,引起整个泵通道间的流线改变,从而使喷水推进器的性能发生改变。同样在上述给定的运动参数工况下进行分析。不同叶轮和导叶体叶片数组合时对应的喷水推进器扬程、效率、推力和功率比较如图 15a~15d 所示。图 15 中不同线型所代表的叶轮系列见图注。

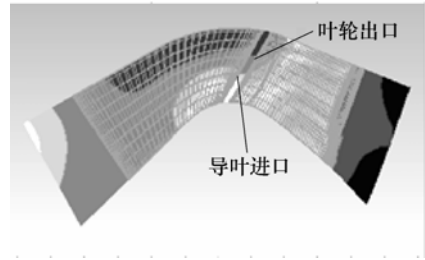


图 14 喷水推进泵叶片轴面压力轮廓

由图 15 可以看出:6 叶叶轮和五种导叶组合时对应上述四项指标值均处于 5 叶和 7 叶叶轮组合系列之间。扬程和效率变化趋势与只改变叶轮叶片数时相同,也是叶轮 7 叶时扬程最高、效率最低,而 5 叶时效率最高、扬程最低。叶轮 6 叶片系列和 7 叶片系列两者随导叶叶片数变化时上述四项指标变化趋势很接近。对于叶轮 5 叶片系列,与 9 叶导叶匹配性能最佳;叶轮 7 叶片系列,也是与 11 叶导叶匹配性能最佳。

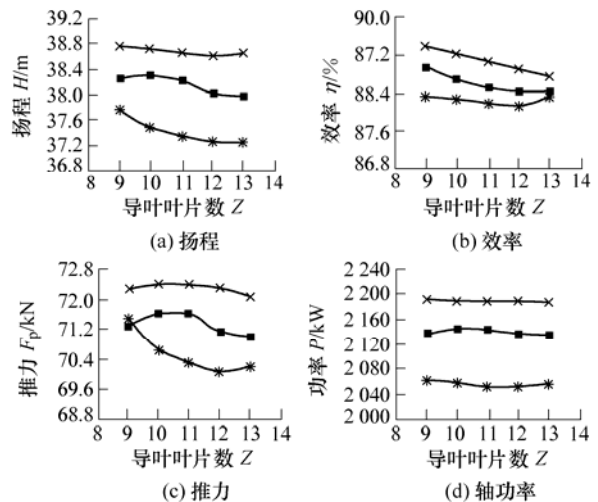


图 15 喷水推进泵叶轮和导叶体不同叶片

数组合时对应的外特性值比较

—*—5 叶叶轮 —■—6 叶叶轮 —×—7 叶叶轮

5 结论

(1) 给定运动参数工况下,该喷泵效率当叶轮

叶片为 5 叶时最大, 7 叶时最小; 推力和功率均是 7 叶时最大, 5 叶时最小; 随着叶轮叶片数增加, STODOLA 滑移系数增加, 叶片通道间旋转流作用减弱, 扬程增加。

(2) 只改变导叶体叶片数时, 随着叶片数增加, 出口出流的旋转作用减小, 趋于均匀, 11 叶后再增加已无明显变化, 反而使效率因叶表面摩擦损失增大而减小。给定运动参数工况下, 该喷水推进器导叶为 10 叶和 11 叶时性能比较接近, 11 叶时推力最大。12 叶和 13 叶时推力和扬程均比 11 叶小。

(3) 叶轮叶片数由 5 叶增加到 7 叶的同时将导叶叶片数由 9 叶增加到 13 叶, 两者不同组合时叶轮 6 叶片系列对应的该喷水推进器外特性值处于 5 叶片系列和 7 叶片系列之间。5 叶片系列效率最高, 扬程最低, 而 7 叶片系列效率最低, 扬程最高。叶轮 5 叶片系列与 9 叶导叶匹配时性能最佳, 而 6 叶片系列和 7 叶片系列均是与 11 叶导叶匹配时性能最佳。

参 考 文 献

- [1] STEPANOFF A J. Centrifugal and axial flow pumps[M]. New York: John Wiley & Sons Inc., 1957.
- [2] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 宇航出版社, 1995.
GUAN Xingfan. Modern pump handbook[M]. Beijing: China Astronautic Publishing House, 1957.
- [3] 李文广, 邓德力, 苏发章, 等. 输送水时叶片数对离心油泵性能的影响[J]. 水泵技术, 2000(3): 3-6.
LI Wenguang, DENG Deli, SU Fazhang, et al. Effects of blade numbers on centrifugal oil pump performances draining water[J]. Pump Technology, 2000(3): 3-6.
- [4] 鄢碧鹏, 汤方平. 叶片数变化对轴流泵性能影响的研究[J]. 扬州大学学报(自然科学版), 1998, 1(3): 53-55.
YAN Bipeng, TANG Fangping. Study on the performance of axial-flow pump by changing the number of its blades[J]. Journal of Yangzhou University (Natural Science Edition), 1998, 1(3): 53-55.
- [5] 沙毅, 何明, 张广志, 等. 微型旋涡泵叶片数对性能的影响[J]. 排灌机械, 1994(2): 19-20.
SHA Yi, HE Ming, ZHANG Guangzhi, et al. Effects of blade numbers on micro-vortex-pump performances[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 1994(2): 19-20.
- [6] MINER S M. CFD Analysis of the first-stage rotor and stator in a two-stage mixed flow pump[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2005(1): 23-29.
- [7] HU P, ZANGENEH M. CFD calculation of the flow through a waterjet pump[C]//International Conference on Waterjet Propulsion III, Sweden: RINA, 2001: 1-10.
- [8] LLOYD G, ASTILLEROS E. Best practice guidelines for marine applications of computational fluid dynamics[R]. WS Atkins Consultants and members of the NSC, MARNET-CFD Thematic Network, 2002: 37-42.
- [9] MENTER F R. Ten years of industrial experience with SST turbulence model[C]//Fourth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer (ICHMT), Turkey: Antalya, 2003: 625-632.
- [10] MINER S M. 3D viscous flow analysis of an axial flow pump impeller[C]//International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC'96), Hawaii: Honolulu, 1996, 2: 336-344.
- [11] MINER S M. 3D viscous flow analysis of a mixed flow pump impeller[C]//International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC'98), Hawaii: Honolulu, 1998, 2: 1 492-1 501.
- [12] WATANABE T, KAWAMURA T, TAKEKOSHI Y. Simulation of steady and unsteady cavitation on a marine propeller using a RANS CFD code[C]//Fifth International Symposium on Cavitation (CAV2003), Japan: Osaka, 2003: 1-8.
- [13] 何希杰, 劳学苏. 混流泵叶轮叶片设计方法[J]. 河北工程技术高等专科学校学报, 2000(1): 1-5.
HE Xijie, LAO Xuesu. Design method of mixed-flow pump impeller's blade[J]. Journal of Hebei Engineering and Technical College, 2000(1): 1-5.
- [14] BRENNER C E. Hydrodynamics of pumps[M]. Vermont: Concepts ETI, Inc., 1994.
- [15] STODOLA A. Steam and gas turbines[M]. New York: McGraw-Hill, 1927.
- [16] BUSEMANN A. Das forderhohenverhältnis radialer kreiselpumpen mitlogarithmisch-spiraligen schaufeln[J]. Z. angew. Math. U. Mech., 1928, 8: 372.

作者简介: 杨琼方, 男, 1984 年出生。主要研究方向为舰船喷水推进。获湖北省 2006 年优秀学士学位论文一等奖。

E-mail: yqfhaijun2008@126.com

王永生, 教授, 博士研究生导师。主要研究领域为舰船喷水推进。

张志宏, 教授, 博士研究生导师, 教育部高等学校力学教学指导委员会委员。从事流体力学教学科研工作。

丁江明, 博士研究生, 讲师。研究方向为舰船喷水推进。