排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2020 年 12 月 Dec. 2020 | 第 38 卷 Vol.38 | 第 12 期 No.12

导流板安放角对喷水推进器倒车水斗性能影响

宗平*，潘中永，岑春海
（江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心，江苏 镇江 212013）


宗平

摘要：为了研究导流板安放角对喷水推进器倒车水斗性能的影响，基于 ANSYS-CFX 软件对不同导流板安放角（5°，10°，15°，20°，25°和 30°）下倒车水斗进行数值计算，对比分析了导流板安放角对倒车水斗推力性能以及流道内流场分布情况的影响，得出了倒车水斗导流板安放角对喷水推进器倒车水斗性能的影响规律.结果表明：相较于无导流板，安装导流板后倒车水斗壁面压力分布得到很大程度改善，出口流速最大值增加.随着导流板安放角的增加，倒车水斗出口流速最大值呈现先增加后减小的趋势，而其流道各截面的压差呈现先增加后减小、然后再增加的变化趋势；导流板安放角为 15°左右时，倒车水斗流道内流场分布较好，同时其推力相对较大，此时喷水推进器倒车水斗性能最佳.因此合适的导流板安放角可以有效避免倒车水斗流道内过高压区与过低压区的出现，并导致流动分离现象的发生.

关键词：喷水推进器；倒车水斗；导流板安放角；流动分离；数值模拟
中图分类号：S277.9　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2020)12-1251-07
Doi：10.3969/j.issn.1674-8530.19.0145

宗平，潘中永，岑春海. 导流板安放角对喷水推进器倒车水斗性能影响[J]. 排灌机械工程学报，2020，38(12)：1251-1257.
ZONG Ping，PAN Zhongyong，CEN Chunhai. Influence of setting angle of deflector on performance of reversing bucket of waterjet propulsion[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering(JDIME)，2020，38(12)：1251-1257.(in Chinese)

Influence of setting angle of deflector on performance of reversing bucket of waterjet propulsion

ZONG Ping，*PAN Zhongyong*，*CEN Chunhai*
(National Research Center of Pumps，Jiangsu University，Zhenjiang，Jiangsu 212013，China)

Abstract：In order to study the influence of the setting angle of the deflector on the performance of the reversing bucket of the waterjet propulsion，based on the ANSYS-CFX software，the numerical calculation of the reversing bucket with different setting angles of the deflector was carried out (5°，10°，15°，20°，25°and 30°). The influence of the angle of the deflector on the thrust perfor-mance of the reversing bucket and the flow field distribution in the flow channel was compared and analyzed. The influence of the angle of the bucket deflector on the performance of the waterjet propulsion was obtained. The results show that the wall pressure distribution of the reversing bucket is greatly improved and the maximum outlet velocity is increased when the deflector is added. With the increase of the deflector′s angle，the maximum velocity at the outlet of the reversing bucket increases first and then decreases，while the pressure difference of each section of the flow passage increases first，then decreases，and then increases again；when the setting angle is about 15°，the flow field distribution in the flow passage

收稿日期：2019-06-14；**修回日期**：2019-08-14；**网络出版时间**：2020-12-04
网络出版地址：https://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20201202.1727.014.html
基金项目：国家自然科学基金资助项目(51879120)
第一作者简介：宗平(1993—)，男，江苏泰州人，硕士研究生(通信作者，1152128355@qq.com)，主要从事流体机械内部流场研究.
第二作者简介：潘中永(1973—)，男，山东济南人，副研究员，博士(pzy@ujs.edu.cn)，主要从事流体机械及工程研究.

of the reversing bucket is better, and its thrust is larger. Therefore, the proper angle of deflector can effectively avoid the occurrence of over-high pressure area and over-low pressure area in the flow passage of reversing bucket, which leads to flow separation.

Key words: waterjet propulsion; reversing bucket; setting angle of deflector; flow separation; numerical simulation

由于喷水推进器具有高速时效率高、震动噪声小、抗空化能力强等优点,因此喷水推进器在船舶上的使用越来越广泛,人们对其性能要求也越来越高[1-4].目前,国内外对喷水推进器的研究逐渐增多,但大多数都是集中于喷水推进器叶轮和进水流道上,而对其倒车水斗研究不多.传统喷水推进器倒车水斗的倒车效率低、水力性能差,这些都影响到船舶航行的安全性[5-6].因此,需要通过分析不同导流板安放角对倒车水斗水力特性的影响,从而提出优化倒车水斗的方案,为后期提高倒车水斗性能提供借鉴.

喷水推进器内部流场稳定性以及推力性能一直都是国内外研究者关注的重点,但是对于喷水推进器倒车水斗的研究还比较少.ESLAMDOOST 等[7]提出了一种快速而稳健的水射流船体相互作用模拟方法,通过将预测结果与测量数据进行比较发现喷水推进器的净推力和总推力不相同并且彼此偏离.潘中永等[8]重点研究了喷水推进器不同流量下内部流动不稳定性情况,结果发现,相较于大流量工况,在小流量工况下斜流式喷水推进器运行不稳定性更加明显.倪永燕等[9]通过 CFD 仿真技术对喷水推进器以及喷嘴进行优化设计,并与试验对比达到期望要求.刘承江等[10]在证明数值模拟可行性的基础上探究了喷水推进器泵与船体相互作用对其性能的影响.杨晓枫等[11]对蝶型倒车水斗水力性能进行理论与试验对比分析,发现计算蝶型倒车水斗推力时需要考虑其受力损失.

文中采用数值模拟的方法,对不同导流板安放角的蝶型倒车水斗在进口流速 6 m/s 下内部流场进行深入研究,探究其内部的流动特性,以及倒车水斗推力性能的变化和流道内流场的分布变化情况,从而分析导流板安放角对喷水推进器倒车水斗性能的影响.

1 计算模型及推力理论分析

1.1 计算模型

研究对象为自主设计蝶型喷水推进器倒车水斗,倒车水斗的设计参数:进口宽 $B_1=108.0$ mm,出口宽 $B_2=97.2$ mm,进口高 $H_1=158.0$ mm,出口高 $H_2=142.2$ mm,进出口法线夹角 $\Phi=40°$,出流下偏角 $\beta=20°$,进口 V 角 $\theta=30°$.图 1 为倒车水斗二维结构示意图.

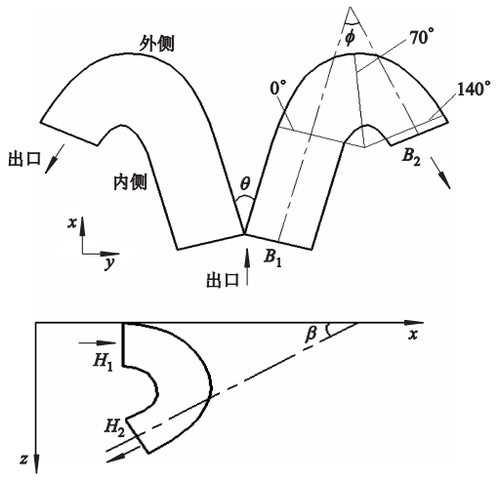


图 1 倒车水斗二维结构示意图

Fig.1 Two-dimensional structure diagram of reversing bucket

倒车水斗进口与转向喷嘴出口之间需要有 40 mm的间隙,避免船舶倒车转弯与倒车水斗升降同时进行时,倒车水斗和转向喷嘴发生干涉.同时为了流体在喷嘴进口充分发展且避免回流,适当延长喷嘴进口.建立实体三维几何模型如图 2 所示.在泵的其他几何结构参数不变的情况下,建立不同倒车水斗导流板安放角模型.

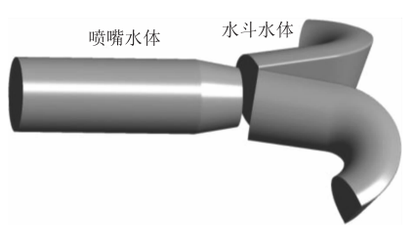


图 2 倒车水斗三维造型图

Fig.2 Three-dimensional geometry model of reversing bucket

原倒车水斗导流板设计参数:安放角 λ 为 20°,基点安放距离 L 为 20 mm,导流板的厚度 d 为5 mm.图 3 为倒车水斗流道进口面示意图.

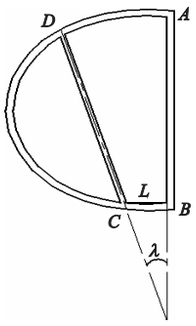


图 3　流道进口面示意图
Fig.3　Schematic diagram of inlet surface

1.2　倒车水斗推力理论分析

喷水推进泵叶轮高速转动对从船底吸入的水流做功，使水流从喷嘴喷射，喷射出的水流进入倒车水斗，最后从倒车水斗出口喷出，从而产生与喷嘴出口方向相反的推力.

倒车水斗进口和出口存在动量差，动量差就是其推力大小.倒车水斗是由 2 个完全相同的流道组成的，因此不需要同时计算 2 个流道的推力，选取其中 1 个流道研究即可.当舵角为 0°时，建立图 4 所示的坐标系[12]，图中 S_1 和 S_2 分别为其中 1 个流道的进出口面积，v_1 和 v_2 为进出口流速.

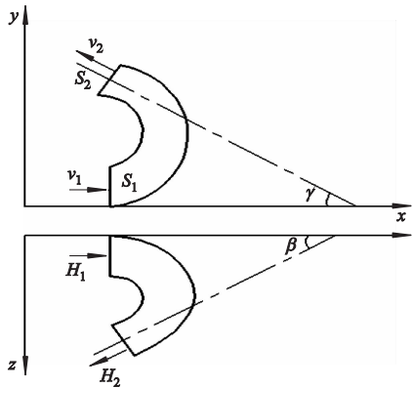


图 4　倒车水斗受力分析
Fig.4　Force analysis of reversing bucket

根据动量定理可知：

$$P_x' = \rho v_1^2 S_1 - \rho v_2^2 S_2 \cos\gamma\cos\beta, \tag{1}$$

$$P_y' = -\rho v_2^2 S_2 \cos\beta\sin\gamma, \tag{2}$$

$$P_z' = -\rho v_2^2 S_2 \sin\beta. \tag{3}$$

倒车水斗左右两流道是相同的，因此其在 y 方向上所受的力互相抵消，即：$P_y = 0$，x 方向上的力为 $P_x = 2P_x'$，z 方向上的力为 $P_z = 2P_z'$.

当喷嘴的舵角为 δ 时，则倒车水斗左右流道的流量不再相等.此时可以设左边流道内的流量与整个倒车水斗流量的比值为分流系数 ξ，则喷口喷射出的水流进入左右流道内的流量分别为 $Q_r = \xi Q$ 和 $v_l = (1-\xi)\cdot Q/S_2$，左右流道出口流速分别为 $v_r = \xi Q/S_2$ 和 $v_l = (1-\xi)Q/S_2$，则：

$$\begin{aligned} P_x = &-\rho\xi Q(v_r\cos\gamma\cos\beta - \delta v_l) - \\ &\rho(1-\xi)Q(v_l\cos\gamma\cos\beta - \delta v_l), \end{aligned} \tag{4}$$

$$P_y = \rho(1-\xi)Qv_l\cos\beta\sin\gamma - \rho\xi Qv_r\cos\beta\sin\gamma. \tag{5}$$

分流系数 ξ 可以通过喷水推进试验获得，也可通过近似式得到：

$$\xi(\delta) = (\delta_{max} - \delta)/\delta_{max}, \tag{6}$$

式中：δ_{max} 为喷水推进器喷嘴的最大转动角度[13].

2　数值计算及性能预测

2.1　网格划分与边界条件

采用 ANSYS ICEM 对倒车水斗各部件进行六面体结构化网格划分，并且为提高数值计算的精度，对进口面网格进行细化.计算域网格如图 5 所示.对比数值计算结果，进行网格无关性验证，如表 1 所示，当网格数 N 超过 106 万时，推力 F 趋于稳定.因此，最终网格节点数确定为 1 066 174.

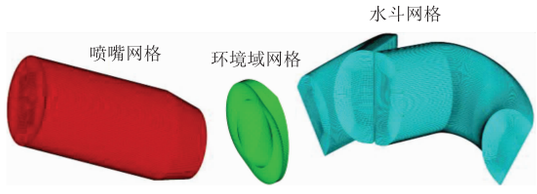


图 5　喷嘴和倒车水斗网格
Fig.5　Mesh of nozzle and bucket

表 1　网格无关性检验
Tab.1　Mesh independence analysis

N	F/N
270 691	2 148
391 383	2 231
564 365	2 289
776 352	2 433
875 367	2 593
1 066 174	2 931
1 352 572	2 917
1 993 825	2 925

采用三维湍流数值模拟时均雷诺 N-S 动量方程和更适用于分离流动计算的 SST $k-\omega$ 湍流模型[14].边界条件设置为速度进口，压力出口；环境域边界设置为 opening；壁面定义为无滑移壁面，相邻计算域之间采用静-静交界面连接.

2.2　计算方案

在倒车水斗进口流速为 6 m/s 的条件下，对导

流板不同安放角的倒车水斗进行数值模拟，并将图 6 所示的 0°截面、70°截面、140°截面的压力、速度分布进行对比分析，从而揭示倒车水斗流道内部的流动特性.

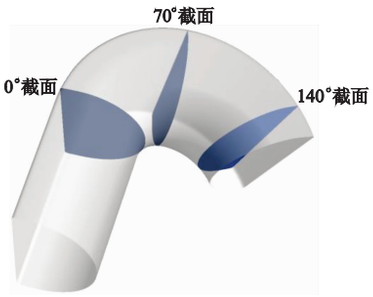


图 6 倒车水斗截面示意图
Fig.6 Sections of reversing bucket

2.3 性能预测

图 7 为试验台布置简图.图 8 为倒车水斗推力试验现场实物图.从图 8a 中可知，板环式拉力传感器一端与试验固定支架连接，另一端连接喷水推进器试验系统的移动底座.试验中，数据采集器接收到电信号，在多通道数据采集软件中显现出所得到的数据.

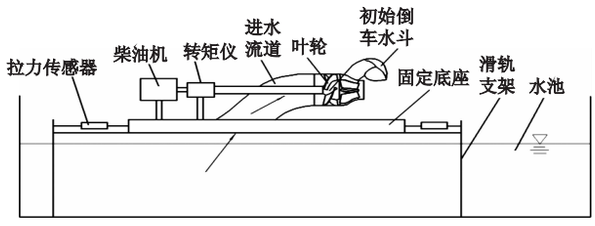


图 7 试验台布置简图
Fig.7 Schematic of test rig

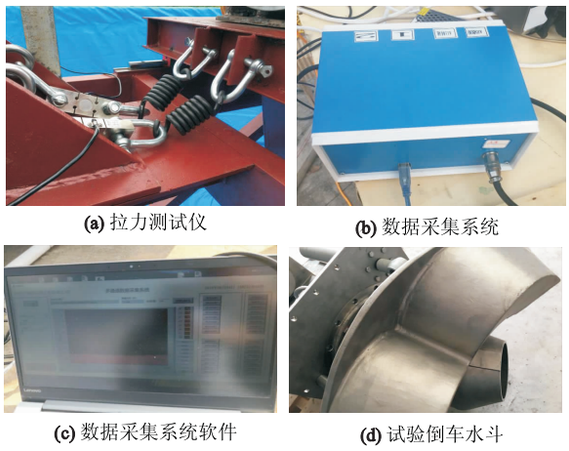


图 8 倒车水斗试验采集系统
Fig.8 Test collection system of reversing bucket

喷水推进器倒车水斗的实际运行工况非常复杂，其倒车水斗的进口与转向喷嘴的出口之间存在一定的间隙，由于间隙的存在使环境流体与喷射流相互作用形成卷吸环层流，从而会使环境流体与喷射流被一起卷入倒车水斗流道中，且实际运行中其推力还受吃水深浅、航速等因素的影响.数值模拟时没有考虑以上因素，因此导致倒车水斗模拟推力值高于试验推力值.

采用数值模拟的方法计算不同进口流速下倒车水斗（加设导流板）的推力大小，并将计算结果与试验结果进行对比，结果如图 9 所示.从曲线图中可以看出，当进口流速在 3～7 m/s 时，模拟值与试验值相差较小，且进口流速 6 m/s 时相差最小；而当进口流速较小与较大的工况下，模拟值与试验值存在较大的偏差.这表明数值模拟对喷水推进器倒车水斗优化设计具有较好的可靠性[15].

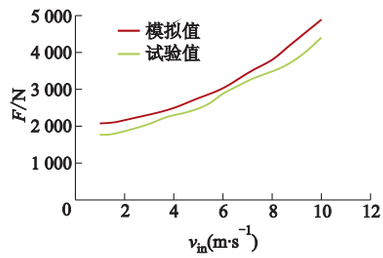


图 9 喷水推进器倒车水斗推力性能曲线
Fig. 9 Performance curves of reversing bucket of waterjet propulsion

3 计算结果及分析

3.1 倒车水斗流道 0°截面处流线图

图 10—12 为不同导流板安放角下倒车水斗流道内速度流线变化图.导流板将倒车水斗流道分为左右 2 个流道，定义左右流道分别为内流道和外流道.从图 10 倒车水斗流道 0°截面处流线图可知，当导流板安放角 λ 小于 15°时，旋涡主要出现在内流道左侧区域，这是因为高速射流主要集中在内流道右侧，导致倒车水斗流道内产生较大速度梯度，流动不稳定性增加，同时由于内流道左侧壁面附近滞水区的存在，使得此区域更易产生旋涡；随着导流板安放角增加到大于 15°时，外流道左侧上半区域开始出现旋涡，这是由于安放角的增加使得外流道内部流体离心力增大，导致内流道左侧出现低速区，形成旋涡.倒车水斗内流道内部流动不稳定性也随着安放角的增大而加剧，在内流道上半区域出现反向涡对，且从图 10d，10e 以及 10f 可以看出，外流道内部二次涡的尺度也随着安放角的增加逐渐增大.

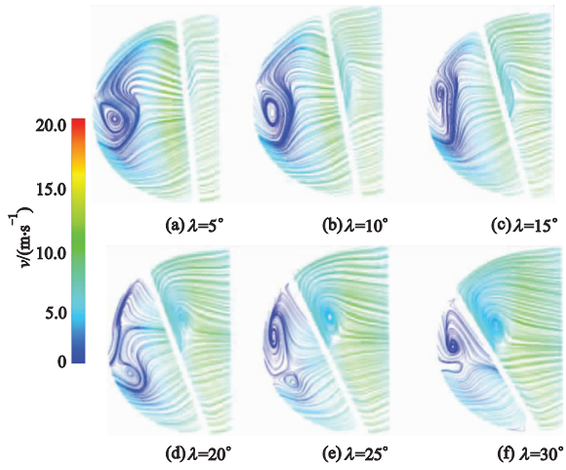


图 10　0°截面不同安放角速度流线图

Fig. 10　Velocity streamline of different angles on 0° section

3.2　倒车水斗流道 70°截面处的流线图

图 11 为倒车水斗流道 70°截面处流线图，结合图 10 可知，内流道左侧旋涡以反向涡对为主，这是由于流体沿着倒车水斗流道流转时，其所受到的离心力增大，使得内流道流动不稳定性加剧，内流道左侧区域低速流体和右侧区域高速流体各自向彼此区域流动，导致内流道上半区域内单个旋涡逐渐演变成反向涡对；随着导流板安放角的增大，内流道上半区域的反向涡对开始相互靠近并融合，形成了 1 个尺度较大的大旋涡，如图 11f 所示.受到流体所受离心力增大的影响，外流道流动紊乱加剧，同时由于安装导流板，外流道出流向左侧偏转 λ，向 Z 轴偏转的 β 角，使得高速水流聚集在外流道左下方，外流道流动不均匀性变强，从而在其上壁面低压区发生回流，且随着导流板安放角的增加，该区域回流现象加剧.

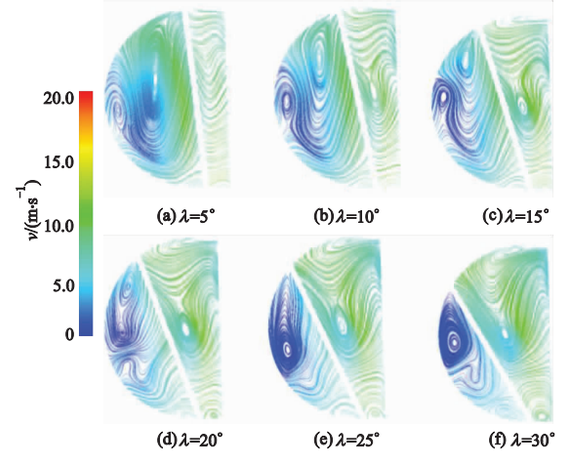


图 11　70°截面不同安放角速度流线图

Fig. 11　Velocity streamline of different angles on 70° section

3.3　倒车水斗流道 140°截面处的流线图

图 12 为倒车水斗流道 140°截面处流线图，从图中可以看出，当安放角小于 20°时，该截面处流动均较为平稳；当安放角大于 20°时，内流道上半区域及外流道中部区域均出现旋涡，表明此时导流板安放角大于 20°时，并没有起到改善倒车水斗流道内部流场分布的作用.

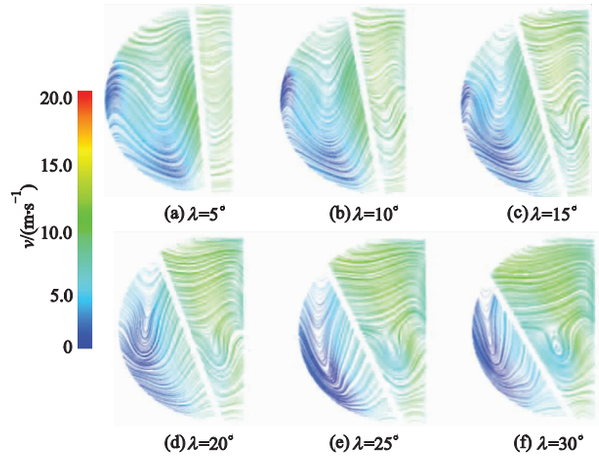


图 12　140°截面不同安放角速度流线图

Fig. 12　Velocity streamline of different angles on 140° section

图 13 为不同安放角 λ 下倒车水斗出口面最大流速 v_{max} 曲线图，图中 λ 为 0°代表无导流板.从图中可知，相较于无导流板，安装导流板能够增大倒车水斗出口最大流速值.并且随着导流板安放角的增加，倒车水斗出口最大流速值逐渐增大，并在 λ 为 15°时达到最大值，随后其最大流速值开始减小，研究表明导流板安放角为 15°时，倒车水斗出流速度最佳.

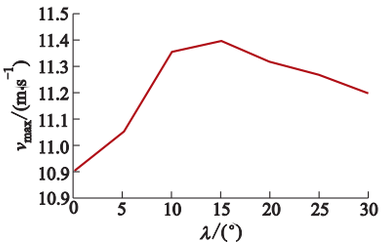


图 13　不同安放角水斗出口最大流速曲线

Fig.13　Outlet maximum velocity curve at different angles

3.4　倒车水斗流道壁面静压分布云图

图 14 为不同安放角下倒车水斗壁面静压图.从图中可以看出，安装导流板能够改善倒车水斗压力 p 分布.无导流板时，倒车水斗流道上侧及外侧壁面

处可以明显观察到大面积的高压区域;相较于无导流板,安装导流板后,倒车水斗流道上侧及外侧壁面处仅出现局部高压区,流道壁面上的压力分布得到很大程度改善,且随着导流板安放角的增加,流道壁面上高压区域面积呈现出先增大后减小的趋势.尤其当导流板安放角为15°时,倒车水斗流道壁面上高压区面积减小最为明显,有效改善了其流道壁面上的压力分布.从以上分析可知,合适的安放角能有效改善倒车水斗壁面压力分布.

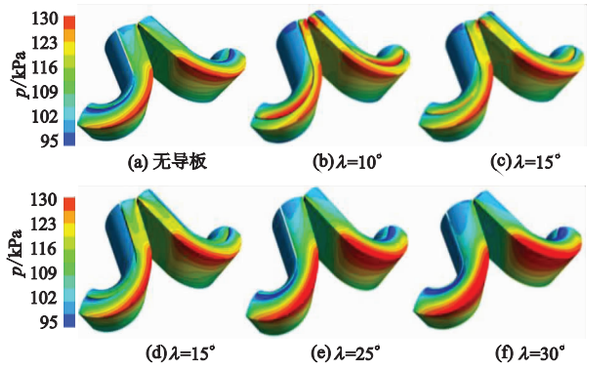


图14 不同安放角倒车水斗壁面压力分布图

Fig.14 Pressure distribution of reversing bucket wall at different angles

从图15中的曲线变化可以发现,0°截面压差(此截面最大压力与最小压力的差值 Δp)最小值、70°截面压差最小值、140°截面的压差最小值均在 λ 为10°~20°之间,表明导流板安放角为10°~20°时,倒车水斗流道内的流动较平稳.各截面压差值随着导流板安放角的增加呈现出先增加后减小、最后再增加的趋势,这说明需要选择合适的导流板安放角,不宜过大或过小.

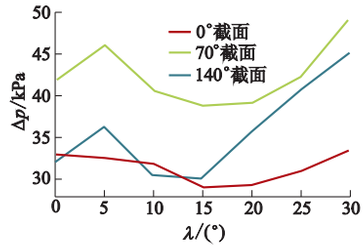


图15 不同安放角各截面压力差曲线图

Fig.15 Pressure gradient curves of each section at different angles

3.5 倒车水斗推力大小变化图

图16为不同安放角下倒车水斗推力 F 曲线图.从图中可知,随着导流板安放角的增加,倒车水斗的推力值先增大后减小,并且在 λ 为15°时达到最大值.结合图15可以看出,倒车水斗流道内压差的增大与推力的减小相对应.

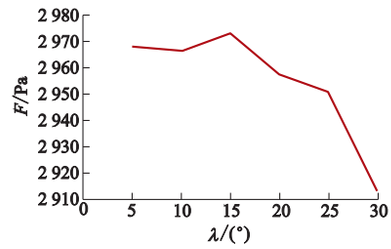


图16 不同安放角水斗推力曲线

Fig.16 Thrust curve of reversing bucket at different angles

4 结 论

采用CFX软件对不同导流板安放角倒车水斗进行数值模拟及对比分析,得到结论如下:

1)在喷水推进器倒车水斗流道中安装导流板能够很大程度上改善倒车水斗壁面的压力分布,增大其出口最大流速.

2)各截面压差值随着导流板安放角的增加呈现出先增加后减小、最后再增加的趋势.因此合适的导流板安放角可以有效避免压差过大,使倒车水斗流道内发生流动分离.

3)倒车水斗推力的大小与流道中压力梯度有很大的关系,安放角 λ 为15°时水斗的推力值达到了最大.

4)综合分析,λ 在5°~30°之间变化时,在大约15°时倒车水斗流道内流场分布较好,同时其推力值较大.

参考文献(References)

[1] 金平仲. 船舶喷水推进[M]. 北京:国防工业出版社, 1986.

[2] 刘承江, 王永生, 丁江明. 喷水推进研究综述[J]. 船舶工程, 2006,28(4):49-52.
LIU Chengjiang, WANG Yongsheng, DING Jiangming. Summary of water jet propulsion research[J]. Ship engineering, 2006,28(4):49-52.(in Chinese)

[3] 吴梵,陈昕. 喷水推进装置及其在舰艇上的应用[J]. 海军工程大学学报, 2003, 15(6):44-48.
WU Fan, CHEN Xin. Water-jet propulsion device and its application on ships[J]. Journal of Naval Engineering University, 2003, 15(6):44-48.(in Chinese)

[4] 王立祥. 喷水推进及喷水推进泵[J]. 通用机械, 2007, 37:12-15.

WANG Lixiang. Water-jet propulsion and water-jet propulsion pump[J]. General machinery, 2007, 37:12-15. (in Chinese)

[5] 倪永燕，潘中永. 高比转速轴流式和斜流式泵喷水推进器推进特性分析[J]. 海洋工程，2015，44(2)：71-73.
NI Yongyan, PAN Zhongyong. Analysis of propulsion characteristics of high specific speed axial flow and diagonal flow pump water-jet propulsion[J]. Marine engineering, 2015, 44(2):71-73. (in Chinese)

[6] 倪永燕，刘为民. 泵喷水推进器研究进展[J]. 船海工程，2013，42(5)：1-5.
NI Yongyan, LIU Weimin. Research progress of pump water jet propeller[J]. Ship and sea engineering, 2013, 42(5):1-5. (in Chinese)

[7] ESLAMDOOSTA, LARSSON L, BENSOW R. A pressure jump method for modeling water-jet/hull interaction[J]. Ocean engineering, 2013, 88:120-130.

[8] 潘中永，吴涛涛，潘希伟. 斜流式泵喷水推进器内部流动不稳定性分析[J]. 华中科技大学学报，2012，40(9)：118-121.
PAN Zhongyong, WU Taotao, PAN Xiwei. Analysis of internal flow instability of oblique flow pump water-jet[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology, 2012, 40(9):118-121. (in Chinese)

[9] 倪永燕，吴涛涛. 泵喷水推进器分析与设计改进[J]. 船海工程，2012，41(5)：61-63.
NI Yongyan, WU Taotao. Analysis and design improvement of pump water jet propeller[J]. Ship and sea engineering, 2012, 41(5):61-63. (in Chinese)

[10] 刘承江，王永生. 船-泵相互作用对喷水推进器推进性能的影响[J]. 上海交通大学学报，2016，50(1)：91-97.
LIU Chengjiang, WANG Yongsheng. Influence of ship-pump interaction on propulsion performance of waterjet[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2016, 50(1):91-97. (in Chinese)

[11] 杨晓枫，黄胜，李凤来. 高速喷水推进船倒车斗水动力性能研究[J]. 船舶，2002(3)：30-33.
YANG Xiaofeng, HUANG Sheng, LI Fenglai. Study on hydrodynamic performance of backing bucket of high speed water jet propulsion vessel[J]. Ship, 2002(3):30-33. (in Chinese)

[12] 高双. 喷水推进船舶的航向/航速控制研究[D]. 哈尔滨：哈尔滨工程大学，2008.

[13] 陈德龙. 喷水推进船舶运动仿真及进水管道流场数值模拟[D]. 青岛：青岛科技大学，2015.

[14] 王雪豹. 喷水推进器内部流动特性研究[D]. 镇江：江苏大学，2017.

[15] NORBERT B. Numerical analysis of a water-jet propulsion system[D]. Netherlands: Library Eindhoven University of Technology, 2006.

（责任编辑　朱漪云）