

【引用格式】乔法, 张琢, 刘报, 等. 仿生轮缘推进器水动力及流体噪声性能分析[J]. 数字海洋与水下攻防, 2025, 8(2): 126-134.

# 仿生轮缘推进器水动力及流体噪声性能分析

乔 法<sup>1</sup>, 张 琢<sup>1</sup>, 刘 报<sup>1, 2</sup>, 欧阳武<sup>1, 2, 3, \*</sup>, 董小伟<sup>1, 4</sup>

(1. 武汉理工大学 交通与物流工程学院, 湖北 武汉 430063;

2. 武汉理工大学 水路交通控制全国重点实验室, 湖北 武汉 430063;

3. 武汉理工大学 国家水运安全工程技术研究中心可靠性与新能源研究所, 湖北 武汉 430063;

4. 招商局邮轮制造有限公司, 江苏 南通 226199)

**摘 要** 座头鲸在捕获猎物时展现出与其庞大体型不匹配的敏捷性, 这归功于其胸鳍上的结节式突起。为提高推进系统的性能并降低其引起的水下辐射噪声, 利用仿生学原理将座头鲸鳍状肢应用于轮缘推进器的设计优化, 并利用 STAR-CCM+ 软件开展仿生轮缘推进器水动力性能和流体噪声性能分析。结果表明: 1) 仿生结节能够提升轮缘推进器的效率, 且进速越高效率提升幅度越大, 在最高效率点可以提升 3.16%; 2) 仿生轮缘推进器可以降低近场和远场噪声, 近场噪声在 1 150 Hz 处最高可以降低 20 dB, 远场低频噪声平均降低 8 dB, 在 1 150 Hz 处最高也可以降低 20 dB。

**关键词** 轮缘推进器; 仿生; 噪声性能; 性能优化; CFD

**中图分类号** U611.31

**文献标识码** A

**文章编号** 2096-5753(2025)02-0126-09

**DOI** 10.19838/j.issn.2096-5753.2025.02.003

## Analysis of Hydrodynamic and Fluid Noise Performance of Biomimetic Rim Thrusters

QIAO Fa<sup>1</sup>, ZHANG Zhuo<sup>1</sup>, LIU Bao<sup>1, 2</sup>, OUYANG Wu<sup>1, 2, 3, \*</sup>, DONG Xiaowei<sup>1, 4</sup>

(1. School of Transportation and Logistics Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China;

2. National Key Laboratory of Waterway Traffic Control, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China;

3. Institute of Reliability and New Energy, National Water Transport Safety Engineering Technology Research Center, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China; 4. China Merchants Cruise Manufacturing Co., Ltd., Nantong 226199, China)

**Abstract** Humpback whales exhibit agility that does not match their large size when capturing preys, which is due to the nodular protrusions on their pectoral fins. To improve the performance of the propulsion system and to reduce the underwater radiation noise caused by it, the fin like limbs of the humpback whale are applied to the design optimization of the wheel rim thruster using biomimetic principles, and the hydrodynamic and fluid noise performance of the biomimetic wheel rim thruster is analyzed using STAR-CCM+ software. The results show that biomimetic nodules can improve the efficiency of wheel rim thrusters, and the higher the speed, the greater the increase in

收稿日期: 2025-03-10

作者简介: 乔法 (1999-), 男, 硕士生, 主要从事轮缘推进器水动力和噪声分析研究。

\*通信作者: 欧阳武 (1987-), 男, 博士, 教授, 主要从事绿色高效推进技术研究。

基金项目: 湖北省自然科学基金面上类项目青年 B 类“座头鲸仿生结构对轮缘推进器水动力特性影响及其流场控制机理”(JCZRQN202500002); 水路交通控制全国重点实验室开放基金“基于仿生原理的高效低噪船舶轮缘推进器设计方法研究”(104972024KFYd0015)。

efficiency, with an increase of 3.16% at the highest efficiency point. In addition, biomimetic wheel rim thrusters can reduce near-field and far-field noise, with a maximum reduction of 20 dB for both near-field and far-field noise at 1 150 Hz, and an average reduction of 8 dB for far-field low-frequency noise.

**Key words** rim thruster; biomimetic; noise performance; performance optimization; CFD

## 0 引言

声学环境对于海洋生物执行如交流、寻找猎物 and 导航等关键功能至关重要,因此国际海事组织(IMO)于2014年制定了非强制性指南,旨在减少或限制商业船舶的水下辐射噪声<sup>[1]</sup>。船舶推进系统产生的噪声是水下辐射噪声中最大的来源,因此减少这一来源的辐射噪声将为海洋环境带来重大益处。而从经济性角度出发,在减轻水下辐射噪声的同时保证充足、高效的推力输出至关重要,即降噪优化应以不牺牲推进效率为前提。

座头鲸尽管体型庞大笨重,却能通过敏捷的动作捕捉猎物,而座头鲸的胸鳍上有称为结节的小突起,这使得鳍呈现出波浪状的外观<sup>[2]</sup>,这一点启发了研究人员。FISH 和 BATTLE<sup>[3]</sup>首先提出,结节的形态和位置起到了增强升力的作用,控制着鳍片上的水流,在大迎角下保持升力,同时改善了与鲸鱼独特的觅食行为相关的操纵性。

结节对空气/水动力性能的影响已经得到了很好的研究,显示了对工业应用的好处,如翼型、风扇、螺旋桨、风力和潮汐涡轮机<sup>[4-10]</sup>,还研究了结节的基本流体动力学。WEI 等人<sup>[11]</sup>对结节在水翼上的流动分离控制行为进行了实验研究,结果表明:在每个结节上都会产生反向旋转的涡旋对,这种涡旋对可以显著改变边界层流动。TROLL 等人<sup>[12]</sup>进行了高精度计算模拟,表明来自结节的反向旋转涡旋对可以干扰并破坏主涡旋结构,与参考翼相比,这促进了尖端涡旋的分散。同样,结节及其对噪声的影响也得到了研究,HANSEN 等人<sup>[13]</sup>在雷诺数为 120 000 的风洞中研究了在翼型上加入结节以减少气动噪声的效果,得出结论:结节能够降低噪声,其中最大振幅和最小波长的配置降低噪声幅度最大。这被认为是因为结节产生的反向旋转涡旋破坏了相干后缘尾迹结构所致。WANG 等人<sup>[14]</sup>对一种流行的 NACA 型水翼进行了大涡模拟,结

果表明:加入结节后,可以将噪声降低 13.1~13.9 dB。在海洋应用中,利用结节进行降噪具有很大的潜力。STARK 等人<sup>[15]</sup>将结节应用于基准导管螺旋桨的导管中,在一些频率范围内,观察到最大减少量为 11 dB。这主要是因为导管螺旋桨尾流结构的破坏,影响了湍流和涡流引起的噪音。

尽管目前已经有诸多证据表明在翼型、风扇、螺旋桨、风力和潮汐涡轮机等增加结节能够有效地提升水动力性能和噪声性能,但尚未研究其在轮缘推进器上的潜在效益。本研究旨在使用商业软件 STAR-CCM+ 采用混合方法,结合高精度 DDES 求解器和 FW-H 声学类比,以深入分析仿生轮缘推进器的水动力性能和噪声性能,从而确定这一经过广泛研究的概念在轮缘推进器上的潜力。

## 1 数值方法

### 1.1 水动力学求解方法

本论文水动力仿真的主要目的是计算推进器的扭矩和推力,对于流体运动的细节要求不高,因此采用耗费资源最少、计算速度最快的 RANS 方程求解推进器的运动。由于流体是水流,对于不可压缩牛顿流体,其连续性方程和动量方程分别为

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial(-\rho \overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j} \quad (2)$$

式中:  $u_i$  和  $u_j$  ( $i, j=1, 2, 3$ ) 为速度矢量在 3 个坐标方向的速度分量;  $x_i$  和  $x_j$  为基于速度分量的 3 个坐标方向的位移;  $t$  为时间;  $p$  为压强;  $\mu$  为动力粘度;  $-\rho \overline{u'_i u'_j}$  为雷诺应力。

采用 MENTER<sup>[16]</sup>开发的 SST  $k-\omega$  湍流模型来计算雷诺应力,且 SONG 等<sup>[17]</sup>采用该模型对 RDT

进行计算,验证了该模型在计算 RDT 时的可靠性和可信度。其具体形式如下:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (4)$$

式中:  $G_k$  为湍流的动能;  $G_\omega$  为  $\omega$  方程;  $\Gamma_k$ 、 $\Gamma_\omega$  分别为  $k$  和  $\omega$  的有效扩散项;  $Y_k$ 、 $Y_\omega$  分别为  $k$  和  $\omega$  的发散项;  $D_k$  为正交发散项;  $S_k$  与  $S_\omega$  为用户自定义。

根据推进器模型的计算结果,将其表达为敞水性能曲线,有关进速系数  $J$ 、推力系数  $K_T$ 、转矩系数  $K_Q$  和推进器效率  $\eta$  的定义如下:

$$J = \frac{V_A}{ND} \quad K_T = \frac{T}{\rho N^2 D^4} \quad K_Q = \frac{Q}{\rho N^2 D^5} \quad (5)$$

$$\eta = \frac{J K_T}{2\pi K_Q} \quad (6)$$

式中:  $V_A$  为航速;  $N$  为螺旋桨转速;  $D$  为螺旋桨直径;  $T$  为桨叶、环转子和导管总推力;  $Q$  为旋转部件桨叶和环转子的转矩。

## 1.2 水声学求解方法

采用 FW-H 方法模拟声波传播到远场,FW-H 方法的控制方程可如公式 (7) 所示。

$$\left( \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \nabla^2 \right) p'(x,t) = \frac{\partial}{\partial t} \left\{ \left[ \rho_0 v_n + \rho(u_n - v_n) \right] \delta(f) \right\} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left[ \Delta P_{ij} + \rho u_i (u_n - v_n) \right] \delta(f) \right\} + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \left[ T_{ij} H(f) \right] T_{ij} \quad (7)$$

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + P_{ij} - c_0^2 \rho' \delta_{ij} \quad (8)$$

$$\rho' = \rho - \rho_0 \quad (9)$$

式中:  $c_0$  为远场中的声速;  $p'$  是远场处的声压 ( $p' = p - p_0$ );  $u$  和  $v$  分别为流体和表面的速度分量;  $n$  为沿表面外法线方向的投影。Lighthill 应力张量可以写为方程 (8), 式中:  $\rho'$  为流体的密度扰动;  $\rho$  为流体的密度。如方程 (9) 中所定义,  $\rho_0$  为自由流密度。

FW-H 声学类比考虑了所有基本噪声源——单极 (叶片和空腔的厚度)、偶极 (叶片载荷) 和 4

极 (与湍流结构相关的非线性贡献, 包括空腔破坏和尾流中涡旋-涡旋相互作用的产物)。但是, 4 极项需要体积分, 这非常耗费资源, 且在远场中与螺旋桨噪声相关的非线性项不能被忽略, 因此开发了渗透表面方法, 一种由文献 [18] 推导出的方法中, 渗透表面包围螺旋桨, 并尽可能多地包围湍流尾迹结构。在这样的公式中, 单极和偶极贡献的项失去了其原始意义, 变成了伪单极和伪偶极项, 只要渗透控制面包含湍流尾迹的一部分, 这些项就包括 4 极项, 因此所有噪声源都能通过表面积分来求解, 同时避免了体积分。FW-H 渗透表面方法和不可压缩流假设的方程首先由方程 (10) 和 (11) 中的 2 个声学变量定义:

$$U_i = u_i \quad (10)$$

$$L_i = \rho u_i (u_n - v_n) + P_{ij} n_j \quad (11)$$

式中,  $u$  和  $v$  是流体和渗透表面的速度。在不可压缩流和固定、静止的数据表面的假设下,  $\rho = \rho_0$  且  $v_n = 0$ , 渗透表面 FW-H 方程简化为方程 (12) 中的定义:

$$4\pi p(x,t) = \int_S \left[ \frac{\rho_0 \dot{U}_n}{r} \right]_r dS + \int_S \left[ \frac{\dot{L}_r}{c_0 r} \right]_r dS \int_S \left[ \frac{L_r}{r^2} \right]_r dS \quad (12)$$

式中,  $r$  是辐射方向, 并且点定义源时间相对于延迟时间的导数。下标  $r$  和  $n$  分别定义了一个量与辐射方向或法线方向的单位向量的乘积。

在每个时间步长中, 在时域内收集声压。通过快速傅里叶变换 (FFT) 将其转换到频域, 然后在频域内计算 SPL 值, 如下所示:

$$\text{SPL} = 20 \log \left( \frac{p}{p_{\text{ref}}} \right) \quad (13)$$

式中:  $p$  是频率域内的声压, Pa;  $p_{\text{ref}}$  是参考声压, Pa (对于水,  $p_{\text{ref}} = 1 \times 10^{-6} \text{ Pa}$ )。

## 2 仿生轮缘推进器模型

### 2.1 几何模型

本文研究使用的是基于 Ka4-70 桨叶设计的轮缘推进器和以此为基准设计的仿生轮缘推进器, 如图 1 所示, 其基本参数如表 1 所示。波浪形仿生结构的参数包括仿生结节的幅值  $H$  和 2 个仿生结节之间的距离波长  $B$ , 幅值  $H$  的改变量是该处切面弦长  $L$  的比例, 波长  $B$  的改变量是桨叶叶长 ( $R$ ) 的比

例。根据先前的优化研究, 选择了仿生结构的几何参数是幅值  $H$  为 14%, 波长  $B$  为  $0.1R$ , 结节数为 10, 在该研究中研究了多种幅值和波长配置, 该模型提升轮缘推进器的水动力性能的幅度最大, 因此选为进一步分析的对象。

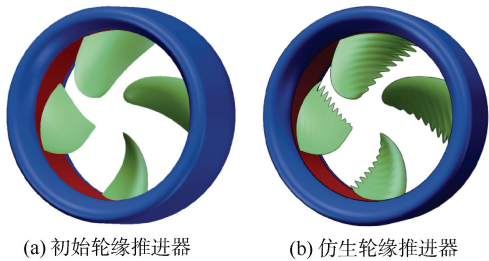


图 1 推进器模型  
Fig. 1 Thruster models

表 1 初始轮缘推进器关键参数  
Table 1 Key parameters of initial wheel rim thruster

参数	定义	参数	定义
桨叶直径 $D/\text{mm}$	400	导管类型	19A 优化版
桨叶数量	4	导管长度/ $\text{mm}$	235
额定转速 $N/(\text{r}/\text{min})$	800	导管直径比	0.587 5
螺距比	1.85	导管毂径比	0.25
盘面比	0.674	间隙厚度/ $\text{mm}$	2.0

2.2 计算域及网格划分

如图 2 所示, 计算域由一个圆柱体组成, 将桨盘面与桨轴中心线的交点作为坐标原点, 以推进器桨叶的直径  $D$  作为各计算域的度量单位, 设定静态域的直径为  $8D$ , 入口距离螺旋桨中心为  $8D$ , 整个静态域的长度为  $18D$ 。水流入口处设置为速度入口, 水流出口处设置为压力出口, 圆柱面设置为对称平面。渗透表面为一个包裹住整个推进器和大部分尾流结构的圆柱体。

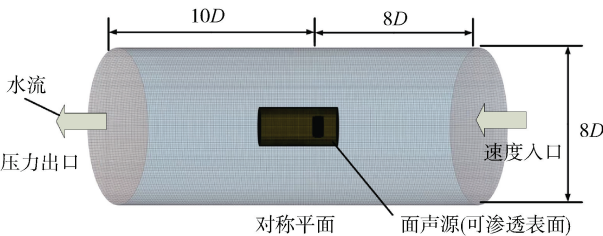


图 2 仿生轮缘推进器的计算域  
Fig. 2 Computational domain of biomimetic wheel rim thruster

建立计算域之后, 由于螺旋桨附近流体的流动较复杂, 网格大小对计算结果精度的影响较大, 因此需要对轮缘推进器周围及尾流部分网格进行加密。较大的静态域体中的流体流动较简单, 可以适当增加网格尺寸, 从而提高计算效率。计算域截面和桨叶表面的网格划分情况如图 3 所示。

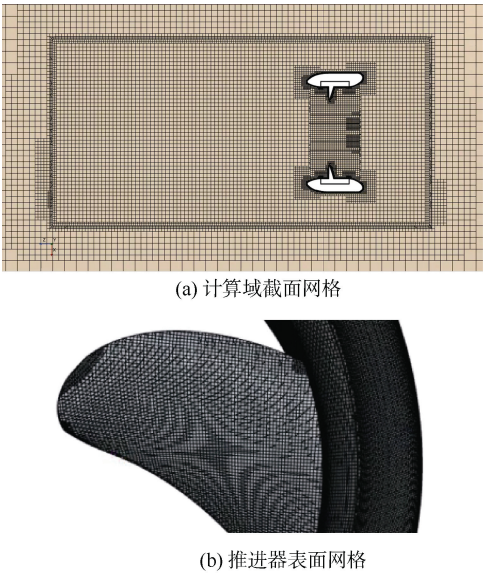


图 3 计算域、推进器的网格划分  
Fig. 3 Grid division of computational domain and thruster

为了消除网格数对计算精度的影响, 有必要进行网格数无相关性验证。采用 227、389、680 和 1 452 万 4 个网格数来预测  $J=1.0$  工况下轮缘推进器的敞水性能。表 2 显示了仿真计算数据在 4 个网格数量下的误差对比, 网格数量为 1 452 万网格的计算结果作为基准值。通过误差对比发现, 仿真的结果随网格数的变化略有改变, 但整体上误差都很小, 可以证明本文所用的仿真方法精度足够。由于需要计算噪声, 需要分辨率很高的网格, 因此最终选用数量为 1 452 万网格的网格划分方式。

表 2 网格无关性验证  
Table 2 Grid independence verification

网格数	$K_T$	$10K_\theta$	$\Delta K_T/\%$	$\Delta 10K_\theta/\%$
277 万网格	0.384 6	1.159 8	-1.23	-0.99
389 万网格	0.389 4	1.171 4	-0.46	0.58
680 万网格	0.391 2	1.164 6	1.18	-0.41
1 452 万网格	0.386 6	1.169 4	/	/

### 2.3 渗透表面设计和接收器位置

渗透表面距离螺旋桨平面距离为  $D$ ，长度为  $4D$ ，以便在噪声预测中考虑部分湍流尾迹结构，渗透表面和噪声接收器位置如图4所示，近场接收器A、B、C、D 4个点距轮缘推进器中心位置一致，均为  $2.5D$ ；E点距轮缘推进器中心位置距离为  $D$ ，这是为了验证噪声计算的准确性；远场接收器位于距螺旋桨  $20D$  处。

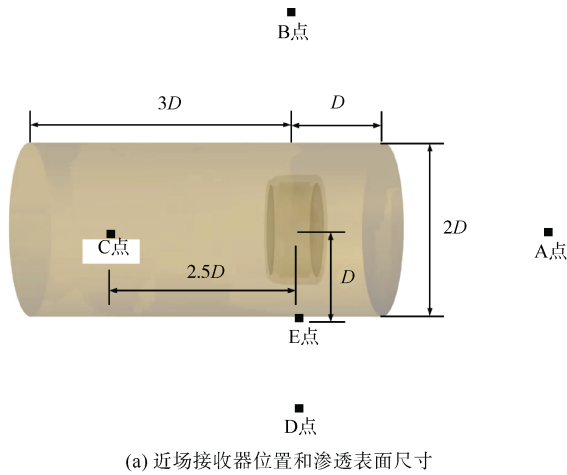


图4 噪声接收器位置和渗透表面尺寸  
Fig. 4 Noise receiver location and permeation surface size

## 3 仿真方法验证

### 3.1 水动力仿真方法的验证

由于缺乏专用的 RDT 实验数据，为验证 CFD 计算方法的正确性和可行性，本文首先对 19A+Ka4-70 型导管螺旋桨进行了敞水性能分析，No.19A+KA 型导管螺旋桨由 NSMB（荷兰船模水池）设计和测试，具有足够的实验数据，可以验证轮缘驱动推进器 CFD 计算方法的有效性。图5为

Ka4-70 导管螺旋桨的整体模型，表3为 Ka4-70 螺旋桨的具体参数。

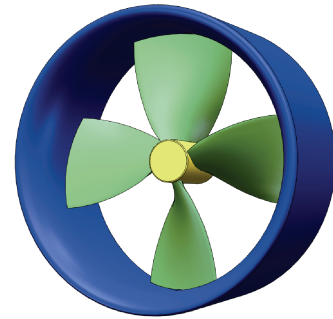


图5 Ka4-70 螺旋桨  
Fig. 5 Ka4-70 propeller

表3 Ka4-70 螺旋桨参数  
Table 3 Ka4-70 propeller parameters

参数	定义	参数	定义
桨叶直径 $D/\text{mm}$	250	导管类型	19A
桨叶数量	4	导管长度/mm	125
额定转速 $N/(\text{r/min})$	600	导管直径比	0.5
螺距比	1.2	导管毂径比	0.167
盘面比	0.7	间隙厚度/mm	1.0

图6显示了导管螺旋桨敞水性能的实验数据与仿真数据的结果对比，实验数据可以从文献[19]中获得。从图中可以看出，导管螺旋桨的 CFD 计算结果中螺旋桨推力系数  $K_{TT}$ 、导管推力系数  $K_{TD}$  和总力矩系数  $K_Q$  与实验数据一致，证明了本论文计算结果的正确性。

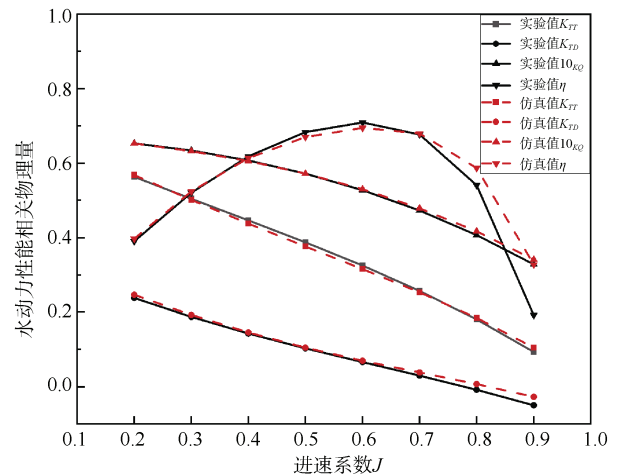


图6 导管螺旋桨实验数据与仿真数据对比  
Fig. 6 Comparison between experimental data and simulation data of ducted propeller



### 3.2 噪声仿真方法的验证

通过 Ka4-70 导管螺旋桨验证了噪声预测方法,将噪声结果与文献[15]中的仿真数据进行比较。噪声接收器与文献中一样位于图 4(a) 中的 E 处,采用相同的边界条件进行 DDES 模拟,计算结果如图 7 所示,噪声接收器获得的噪声强度略低于文献中仿真结果,但差别不大,且随频率变化的趋势一致。因此,本文所用的噪声计算方法是可靠的。

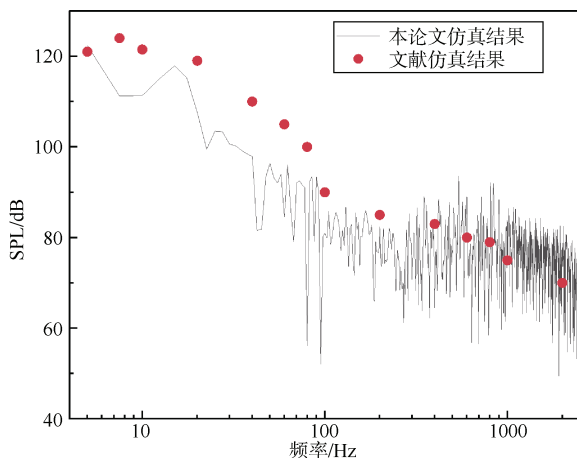


图7 导管螺旋桨噪声仿真数据与文献中仿真数据的结果对比

Fig. 7 Comparison of simulation data of ducted propeller noise with simulation data in literature

## 4 结果

### 4.1 仿生轮缘推进器敞水性能分析

为方便比较不同类型桨的总推力、桨叶转矩和推进效率的差异,本论文将具体计算数值隐去,只展示相对于初始模型的改变量。初始模型的敞水性能计算数据如表 4 所示。

表4 初始轮缘推进器的仿真计算结果

Table 4 Simulation calculation results of initial wheel rim thruster

$J$	$\eta$	$K_T$	$10K_Q$
0.800 0	0.508 1	0.522 4	1.309 1
0.900 0	0.519 6	0.453 0	1.248 9
1.000 0	0.518 2	0.384 3	1.180 2
1.100 0	0.501 3	0.315 2	1.101 0

为侧重研究额定工况下的敞水性能,重点研究额定进速系数  $J=1.0$  的计算结果。由图 8 可知,进速系数越高,仿生结构对轮缘推进器水动力性能的

提升越大,最大可以提升 3.71%,在最高效率点可以提升 3.16%;随进速的增加,推力系数几乎不变,但转矩系数逐渐减小,因此效率更高。

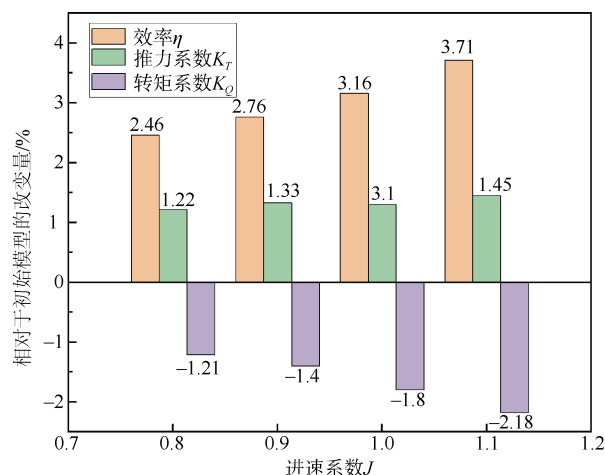
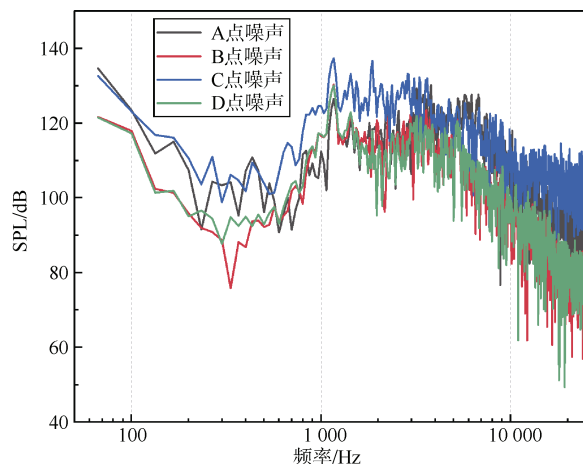


图8 仿生轮缘推进器与初始模型的敞水性能对比 ( $J=0.8\sim 1.1$ )

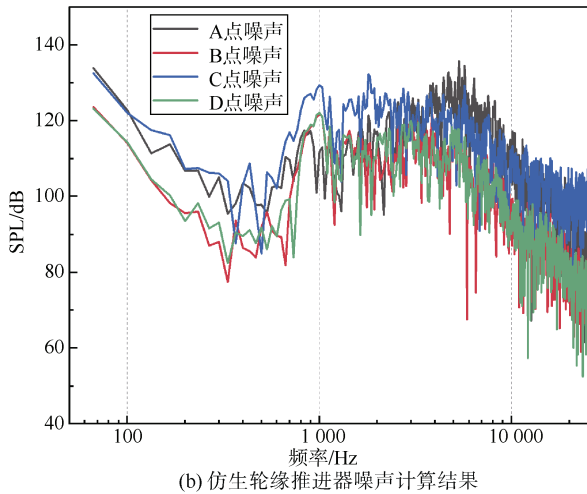
Fig. 8 Comparison of open water performance between biomimetic wheel rim thruster and initial model ( $J=0.8\sim 1.1$ )

### 4.2 仿生轮缘推进器噪声性能分析

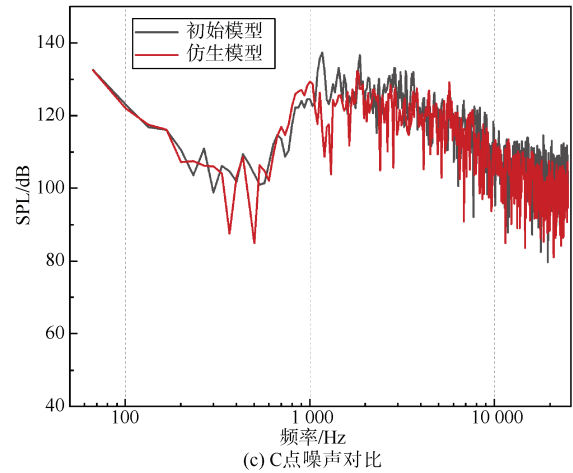
近场接收器如图 4 所示, A 点位于轮缘推进器进水口  $2.5D$  处, B 点和 D 点分别位于径向  $2.5D$  处, C 点位于轮缘推进器出水口  $2.5D$  处。近场仿生轮缘推进器与初始模型的噪声计算结果如图 9 所示, B 点 D 点由于相对于轮缘推进器位置一样,因此噪声计算结果几乎一样,而且由于有导管的阻隔,在整个频率范围内都小于进出口噪声; C 点噪声略高于 A 点噪声,这是因为尾流经过 C 点;仿生轮缘推进器噪声与初始模型规律一致。



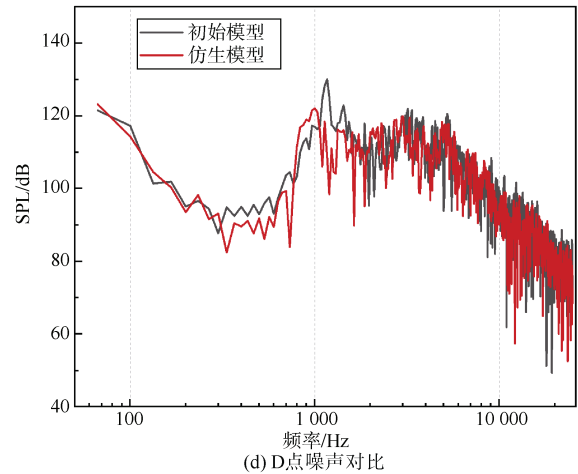
(a) 初始轮缘推进器噪声计算结果



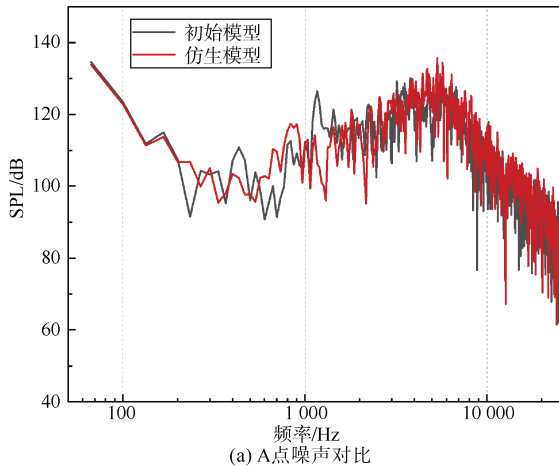
(b) 仿生轮缘推进器噪声计算结果



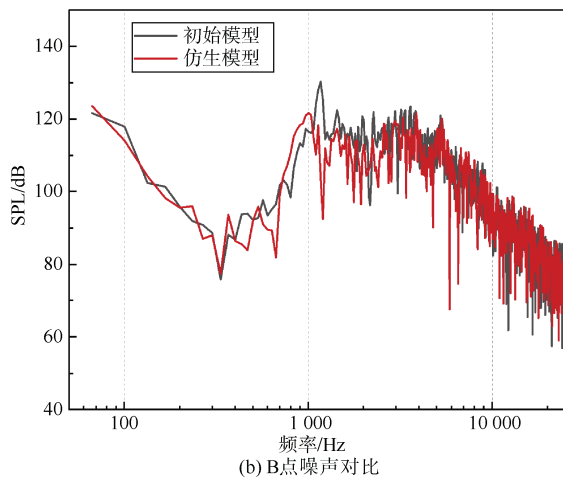
(c) C点噪声对比



(d) D点噪声对比



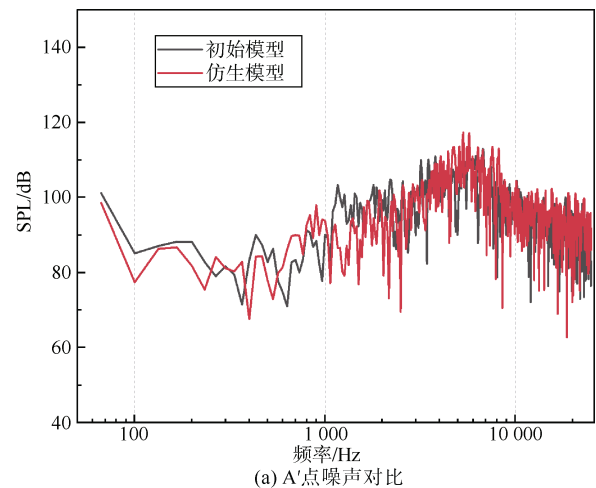
(a) A点噪声对比



(b) B点噪声对比

图 10 近场不同模型相同位置处的噪声数据对比  
Fig. 10 Comparison of noise data at same position of different near-field models

远场不同位置处噪声计算结果对比如图 11 所示, 在轴向  $20D$  处的位置 A' 处仿生轮缘推进器低频和中频的噪声强度都低于初始轮缘推进器, 低频最高可以降低 8 dB, 中频 1 150 Hz 处最高可以降



(a) A'点噪声对比

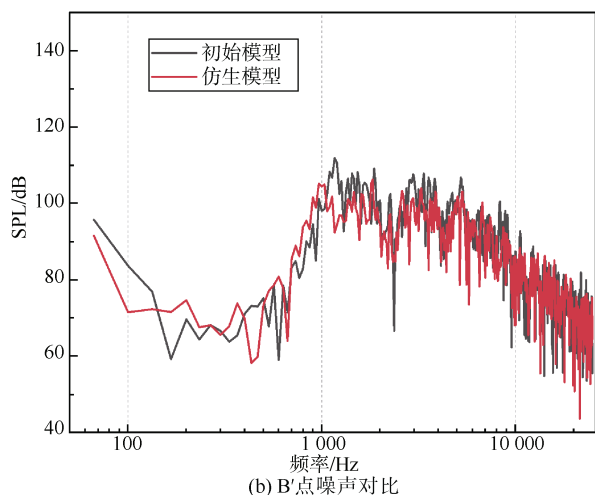


图11 远场不同模型相同位置噪声数据对比

Fig. 11 Comparison of noise data at same position of different far-field models

低 20 dB, 高频噪声 2 者几乎一样; 在径向  $20D$  处的位置 B' 处仿生轮缘推进器低频噪声强度低于初始轮缘推进器, 最高可以降低 10 dB, 中频和高频噪声两者大致相同。

#### 4.3 流场分析

为分析仿生结构提高轮缘推进器水动力性能和降低噪声水平的原因, 现对比分析初始轮缘推进器和仿生轮缘推进器的流场特征。

初始桨叶和仿生桨叶的表面压力云图如图 12 所示, 由图可知, 2 个模型的压力云图大致相似, 但仿生叶背具有更大的负压区域, 叶面具有更大的正压区域, 因此仿生轮缘推进器具有更大的推力。

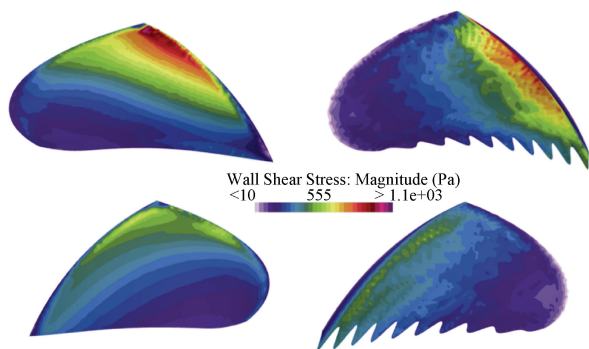


图12 初始桨叶(左)和仿生桨叶(右)表面压力云图

Fig. 12 Surface pressure cloud map of initial blade (left) and biomimetic blade (right)

初始桨叶和仿生桨叶的表面剪切应力云图如图 13 所示, 由图可知, 仿生桨叶叶背剪切应力明显更小, 且不同于初始桨叶剪切应力集中在叶根靠

近导边处, 仿生桨叶剪切应力集中在叶根中部, 叶面与叶背一样, 剪切应力也更小且集中在叶根中部, 因此仿生轮缘推进器具有更小的扭矩。

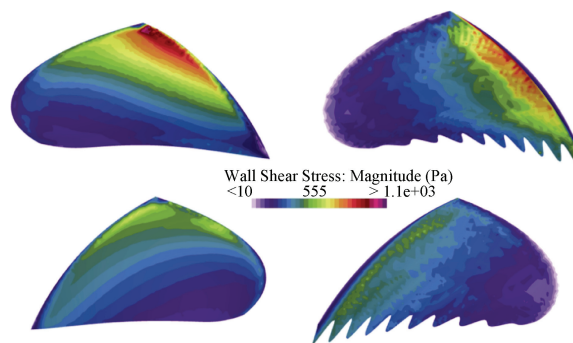
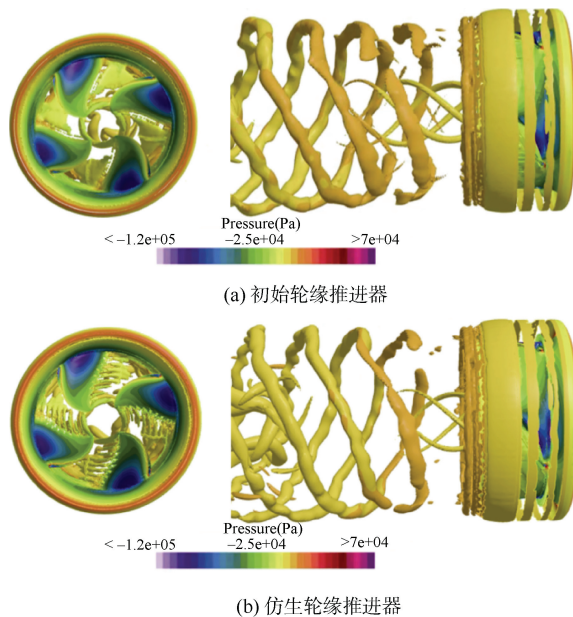


图13 初始桨叶(左)和仿生桨叶(右)表面剪切应力云图

Fig. 13 Surface shear stress cloud map of initial blade (left) and biomimetic blade (right)

2 种轮缘推进器  $Q$  准则尾涡流如图 14 所示, 由图可知, 轮缘推进器尾涡流数量更少, 但更粗且涡流表面压力更大, 仿生轮缘推进器尾涡流数量更多, 但更细且涡流表面压力更小, 可以证明仿生结节通过打碎大尺度涡流来加快尾涡流的消散, 从而降低了噪声。

图14 推进器尾涡流云图 ( $Q=2\ 000/s^2$ )Fig. 14 Wake vortex cloud diagram of initial wheel rim thruster (top) and biomimetic wheel rim thruster (bottom) ( $Q=2\ 000/s^2$ )

## 5 结束语

本文研究了仿生结节对轮缘推进器上水动力



性能和噪声性能的提升效果,从计算结果来看,仿生轮缘推进器相比于初始轮缘推进器效率更高,噪声也更小,得出以下主要结论:

1) 仿生结节能够提升轮缘推进器的效率,且进速越高效率提升幅度越大,最大提升幅度为3.71%,在最高效率点可以提升3.16%。

2) 仿生轮缘推进器可以降低近场中频噪声,在频率约1150 Hz处最高可以降低20 dB;仿生轮缘推进器也可以降低远场低频噪声,低频噪声平均降低8 dB,在中频1150 Hz处最高也可以降低20 dB。

这一发现强调了仿生学在提升水下推进系统性能和降低海洋辐射噪声中的潜力和价值,为船舶和 underwater 航行器的推进系统的高效设计奠定了基础。

### 参考文献

- [1] INTERNAL MARITIME ORGANIZATION. Guidelines for the reduction of underwater noise from commercial shipping to address adverse impacts on marine life[EB/OL]. [2014-04-07]. [https://library.sprep.org/sites/default/files/GUIDELINES\\_FOR\\_THE\\_REDUCTION\\_OF\\_UNDERWATER\\_NOISE\\_FROM\\_COMMERCIAL\\_SHIPPING\\_TO\\_ADDRESS\\_ADVERSE\\_IMPACTS\\_ON\\_MARINE\\_LIFE.pdf](https://library.sprep.org/sites/default/files/GUIDELINES_FOR_THE_REDUCTION_OF_UNDERWATER_NOISE_FROM_COMMERCIAL_SHIPPING_TO_ADDRESS_ADVERSE_IMPACTS_ON_MARINE_LIFE.pdf).
- [2] FISH F E, LAUDER G V. Passive and active flow control by swimming fishes and mammals[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2006, 38 ( 1 ): 193-224.
- [3] FISH F E, BATTLE J M. Hydrodynamic design of the humpback whale flipper[J]. Journal of Morphology, 1995, 225: 51-60.
- [4] WATTS P, FISH F E. The influence of passive, leading edge tubercles on wing performance[EB/OL]. [https://www.researchgate.net/publication/229002925\\_The\\_influence\\_of\\_passive\\_leading\\_edge\\_tubercles\\_on\\_wing\\_performance](https://www.researchgate.net/publication/229002925_The_influence_of_passive_leading_edge_tubercles_on_wing_performance).
- [5] MIKLOSOVIC D S, MURRAY M M, HOWLE L E, et al. Leading-edge tubercles delay stall on humpback whale ( Megaptera novaeangliae ) flippers[J]. Physics of Fluids, 2004, 16 ( 5 ): 39-42.
- [6] ZHAO M, ZHANG M M, XU J Z. Flow physics behind the effects of leading-edge protuberances on the airfoil aerodynamic performance[J]. Journal of Physics : Conference Series, 2018, 1037 ( 2 ): 022035.
- [7] STANWAY M J. Hydrodynamic effects of leading-edge tubercles on control surfaces and in flapping foil propulsion[EB/OL]. [2008-01-22]. [https://www.researchgate.net/publication/38003152\\_Hydrodynamic\\_effects\\_of\\_leading-edge\\_tubercles\\_on\\_control\\_surfaces\\_and\\_in\\_flapping\\_foil\\_propulsion](https://www.researchgate.net/publication/38003152_Hydrodynamic_effects_of_leading-edge_tubercles_on_control_surfaces_and_in_flapping_foil_propulsion).
- [8] WEBER P W, HOWLE L E, MURRAY M M. Lift, drag, and cavitation onset on rudders with leading-edge tubercles[J]. Marine Technology and SNAME News, 2010, 47 ( 1 ): 27-36.
- [9] IBRAHIM M, ALSULTAN A, SHEN S, et al. Advances in horizontal axis wind turbine blade designs: introduction of slots and tubercle[J]. Journal of Energy Resources Technology, 2015, 137( 5 ): 051205.
- [10] SHI W C, ATTLAR M, ROSLI R, et al. Cavitation observations and noise measurements of horizontal axis tidal turbines with biomimetic blade leading-edge designs[J]. Ocean Engineering, 2016, 121: 143-155.
- [11] WEI Z Y, NEW T H, CUI Y D. An experimental study on flow separation control of hydrofoils with leading-edge tubercles at low Reynolds number[J]. Ocean Engineering, 2015, 108: 336-349.
- [12] TROLL M, SHI W C, STARK C. The influence of leading-edge tubercles on wake flow dynamics of a marine rudder[C]// The 9th International Conference on Computational Methods in Marine Engineering ( MARINE 2021 ). Online: IEEE, 2021.
- [13] HANSEN K, DOOLAN C, KELSO R M. Reduction of flow induced airfoil tonal noise using leading edge sinusoidal modifications[J]. Acoustics Australia, 2012, 40 ( 3 ): 1-6.
- [14] WANG J, ZHANG C C, WU Z Y, et al. Numerical study on reduction of aerodynamic noise around an airfoil with biomimetic structures[J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 394: 46-58.
- [15] STARK C, SHI W C. Hydroacoustic and hydrodynamic investigation of bio-inspired leading-edge tubercles on marine-ducted thrusters[J]. Royal Society Open Science, 2021, 8 ( 9 ): 210402.
- [16] MENTER R F. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 2012, 32 ( 8 ): 1598-1605.
- [17] SONG B W, WANG Y J, TIAN W L. Open water performance comparison between hub-type and hubless rim driven thrusters based on CFD method[J]. Ocean Engineering, 2015, 103: 55-63.
- [18] FRANCESCANTONIO P D. A new boundary integral formulation for the prediction of sound radiation[J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 202 ( 4 ): 491-509.
- [19] PENG L, WANG C F, TAN Y Q, et al. Numerical investigation on hydrodynamic performance of shaftless rim-driven thruster[J]. Journal of Marine Engineering & Technology, 2021, 23 ( 1 ): 2266886.

(责任编辑:曹晓霖)