

引用格式: 郑建国, 文豪, 毛义军. 基于多孔介质定子前缘的泵喷推进器降噪研究[J]. 中国舰船研究, 2026, 21(2): 240-255.
ZHENG J G, WEN H, MAO Y J. Study on noise reduction of pump-jet propulsors based on porous media stator leading edges[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2026, 21(2): 240-255 (in Chinese).

基于多孔介质定子前缘的 泵喷推进器降噪研究



扫码阅读全文

郑建国*, 文豪, 毛义军

华中科技大学 航空航天学院, 湖北 武汉 430074

摘要: [目的] 为从源头上抑制水动力噪声, 提出一种基于多孔介质的泵喷推进器降噪方法。[方法] 通过将泵喷推进器定子叶片的金属前缘替换为多孔介质材料, 以有效调控叶片尾流与导管内壁面的相互干涉, 进而降低壁面压力脉动。采用大涡模拟和声学类比分析, 开展基于定子叶片多孔介质前缘的流动与噪声控制分析, 研究多孔介质对流场的调制机制和噪声抑制效果, 得出孔隙率与进速系数等不同性质参数对水动力噪声控制的影响规律。[结果] 对比结果表明, 定子前缘多孔介质的调控作用有效降低了导管壁面的低频段声压级分量和远场辐射噪声, 其中泵喷推进器在垂直于旋转轴方向的噪声声压级的最大降幅为 5.52 dB。[结论] 研究成果可为泵喷推进器的流动与水动力噪声控制提供参考。

关键词: 泵喷推进器; 旋转机械; 定子叶片前缘; 多孔介质; 流动控制; 噪声控制; 降噪

中图分类号: U661.1

文献标志码: A

DOI: 10.19693/j.issn.1673-3185.04602

0 引言

随着声呐探测技术的发展, 军事应用领域对水下航行器的航速极限、声学隐身效能等关键指标提出了更为严苛的技术要求。相对于螺旋桨等传统推进装置而言, 泵喷推进器作为一种新型推进装置, 具有噪声低、运行效率高等优点, 已逐渐成为推进装置领域的研究重点。水下航行器为提高航行速度, 一般会选择提高泵喷推进器转速, 但随着转子叶片转速的增加, 泵喷推进器将产生更大的水动力噪声, 进而影响航行器的隐蔽性与安全性。因此, 为有效降低泵喷推进器噪声, 需开展装置优化与改进方面的研究工作。

泵喷推进器水动力噪声来自泵体内部的不稳定流动^[1-2]。依据其产生机理, 水动力噪声主要分为3类: 单极子噪声(叶片厚度噪声)、偶极子噪声(脉动力辐射噪声)以及四极子噪声(湍流噪声), 这3类噪声主要源于旋转部件在流体中运动时, 其表面受到的非定常水动力载荷以及流场中的非定常扰动。对于泵喷推进器水动力噪声而

言, 其偶极子噪声占据主导地位。从流动特性角度来看(图1), 偶极子噪声主要来源于3个方面: 1) 从航行器尾舵流入推进器的湍流涡流与定子叶片之间干扰产生的噪声; 2) 定子尾流涡流与转子叶片之间干涉产生的噪声; 3) 转子叶片的隙涡流与导管内壁表面之间干涉产生的噪声。这3种声源分别与定子叶片、转子叶片及导管部件产生的噪声密切相关, 其中声源2)和声源3)是2个相对重要的噪声源。泵喷推进器中既有低频单音噪声信号, 也有宽带噪声信号, 因此噪声控制极具挑战性。另外, 由于水下声速约为 1 500 m/s, 远大于空气声速, 因此在相同频率下, 水中声波波长明显大于空气中声波波长。与此同时, 泵喷推进器结构一般较为紧凑, 其内部空间受限, 所以许多在空气介质中表现良好的吸声材料难以直接应用于水下环境, 从而限制了传统声学吸声降噪方法的适用性。鉴于泵喷推进器噪声的特殊性, 研究人员开始探索主动或被动流动控制方法, 用以降低噪声。这些方法旨在控制泵喷推进器周围的流动演化模式, 从源头上有效抑制噪声的产生, 而

收稿日期: 2025-07-08 修回日期: 2025-09-13 网络首发时间: 2026-03-26 17:51

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52076086)

作者简介: 郑建国, 男, 1978年生, 博士, 教授。研究方向: 流动控制。E-mail: zhengjg@hust.edu.cn

文豪, 男, 2000年生, 硕士生。研究方向: 流动控制

毛义军, 男, 1981年生, 博士, 教授。研究方向: 流动噪声

*通信作者: 郑建国

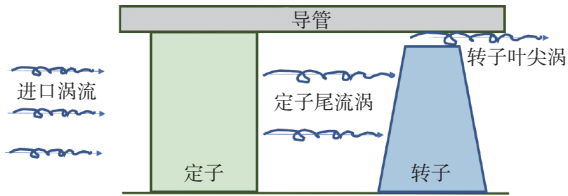


图1 泵喷推进器的流动特征

Fig. 1 Flow characteristics of pump-jet propulsor

不仅仅关注噪声的吸收。

近年来,新材料的快速发展为复杂流动和噪声控制提供了全新技术手段。由仿生学发展而来的多孔介质因其在流动和气动噪声控制方面的优越性引起了国内外学者的广泛关注。多孔介质是指含有大量孔隙结构的固体材料^[3],随着材料制造工艺的成熟,通过精确控制其结构形式、几何参数以及金属成分,即可优化其硬度、强度等力学性能。此外,多孔介质还具有良好的耐潮、耐火、耐腐蚀等性能,所以适用于极端运行环境。

多孔介质依靠其渗透性等物理特性,能够在不显著改变作用对象整体几何结构的前提下对局部流场进行调控,从而改变声源附近的非定常流动结构,实现从源头降低水动力噪声的效果。这种基于被动流动控制的降噪方式,具有结构简单、能耗低、适应性强等优势,被业内视为一种具有应用前景的先进降噪技术。近年来,国内外学者围绕多孔介质流动调控机制及其噪声控制效果已开展大量研究工作,涵盖了实验测试、数值模拟以及理论建模等多个方面。

早期研究中,对多孔介质的研究主要集中在钝体绕流问题。Sueki等^[4]通过风洞实验研究了多孔材料在圆柱体绕流的气动噪声控制效果,发现开孔多孔材料能够明显削弱涡脱落引起的声压波动,进而抑制窄带噪声。PIV(粒子图像测速技术)测量结果表明,该材料通过削弱尾流动量和稳定剪切层,可有效抑制尾涡不稳定运动,从而明显降低气动噪声。Geyer等^[5]在风洞中对多孔圆柱进行声学实验分析,结果表明,多孔介质可抑制涡脱落频率下的单音噪声分量。Naito等^[6]通过研究圆柱表面的多孔介质,发现在高雷诺数工况下,多孔介质在抑制速度、压力脉动方面的效果更显著。Liu等^[7]深入研究了泡沫金属对圆柱体气动噪声的影响,发现通过调控尾涡结构、降低涡脱落频率,可实现最高20 dB以上的噪声衰减,验证了该被动控制方法的有效性与适用性。Liu等^[8-10]的研究成果表明,串联圆柱体上游产生的脱落涡将与下游圆柱体相互作用,而多孔介质可使上游脱落涡重新附着于下游圆柱体,因此,多孔圆柱噪声得到控制的核心是上游圆柱的

尾迹被多孔介质调控。

多孔介质还被应用于翼型的不同位置,以降低噪声。例如,Bowen等^[11-12]通过实验研究了3种多孔前缘结构对翼型湍流干涉噪声的影响,指出孔径与湍流尺度之间的比例对降噪效果而言非常关键,多孔前缘通过削弱近壁区的速度脉动与远场的压力相干性,有效降低了翼型湍流干涉噪声。Chaitanya等^[13]通过实验研究翼型前缘多孔结构的降噪机制,提出“声源截止效应”和“前缘与孔洞边界干涉效应”两种关键机制,揭示了多孔前缘翼型降噪频谱的特征规律。Ocker等^[14]通过风洞实验与轴流风扇测试,系统研究多孔前缘结构在翼型与风扇叶片的降噪性能,证实了翼型的宽频降噪效果可成功转移至旋转风扇工况,但同时也伴随一定的气动性能损失。刘汉儒等^[15-16]对翼型尾缘开展多孔化设计,并进行数值模拟与实验研究,结果表明,尾缘多孔介质的渗透流动削弱了因吸力面与压力面压力差而引发的噪声。除了在空气介质,多孔介质还被用于水下设备的降噪。例如, Teruna等^[17]采用格子玻尔兹曼方法分析3D打印多孔尾缘结构的宽频降噪机制,发现多孔材料的渗透性及其几何特性与尾缘区域的压力释放过程密切相关,这也是实现良好降噪效果的关键。

多孔介质在降低涡轮机械噪声方面也展现了巨大潜力。Sutliff等^[18-20]通过低速风扇与高速涡轮发动机试验,验证在风扇转子附近安装泡沫金属声衬的降噪潜力(图2),发现该结构通过调控近场声源可实现优于传统声衬的噪声衰减效果,且在高速条件下可获得高达5 dB的前向远场降噪,对发动机性能的影响也相对有限。Xu等^[21-22]将不同类型多孔介质安装在离心风机的出口机匣处,发现开孔多孔介质对离心风机噪声的控制效果最好;通过将半开孔、全开孔多孔介质分别应用于轴流风机,发现前者使轴流风机噪声降低了5 dB,而后者则使噪声进一步降低了2 dB。Liu等^[23]设计了一种由多孔介质构成的风扇外壳,有效抑制了风扇的叶尖泄漏流强度,从而使A计权噪声级降低了10 dB。Jiang等^[24]将转子叶片尾缘替换为多孔介质材料,从而使转子叶片的宽带噪声降低了5~10 dB,且二阶叶片通过频率下的单音噪声降低了4 dB。Bozak等^[25]通过实验研究发现,在风机周向安装多孔介质材料可将1~2 000 Hz频率范围内的噪声降低1.7 dB;将风机叶片表面制成多孔介质结构,可以使风机噪声声压级降低1~2 dB。

图 2 多孔介质声衬示意图^[20]Fig. 2 Schematic diagram of porous-media acoustic liner^[20]

综上所述,多孔介质在圆柱绕流、翼型与旋转机械的流动与噪声控制方面均展现了良好效果。然而,由于多孔介质流动与噪声控制领域涉及流体力学、声学等交叉学科,鉴于其复杂性和多样性,目前尚未形成成熟的理论体系,鲜有关于多孔介质流动控制机理和核心参数方面的研究成果。为了从流动控制角度探索多孔介质在复杂推进器系统中的应用,实现对推进器流动特性和水动力噪声的有效调控,本文将泵喷推进器作为研究对象,采用数值模拟方法开展推进器定子多孔介质前缘设计的流动与噪声控制分析,进而揭示多孔介质流动控制机制,阐释其降噪机理,并进一步探讨孔隙率与进速系数对降噪效果的影响。需说明的是,本文仅关注推进器本身的水动力噪声,而不涉及其他部件的噪声贡献,也不考虑结构振动引起的声辐射。

1 研究模型与方法

1.1 泵喷推进器几何模型

本文以 DARPA Suboff 潜艇搭载的泵喷推进器作为研究对象,其布置方式如图 3 所示。潜艇总长 $L_m = 4.36$ m,艇体最大直径为 0.508 m。泵喷推进器来流入口位于距艇首轴向位置 $x/L_m = 0.98$ 处。水平舵、垂直舵及推进器轮毂等附属结构均遵循 DARPA 潜艇原始设计规范。

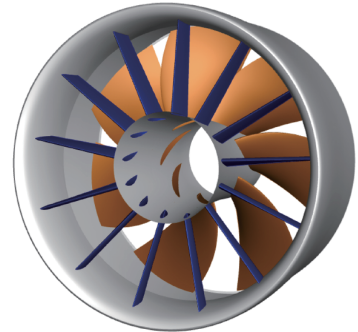
图 4 展示了泵喷推进器几何结构与尺寸参数,推进器采用前定子-后转子的典型布局(图 4(a)),



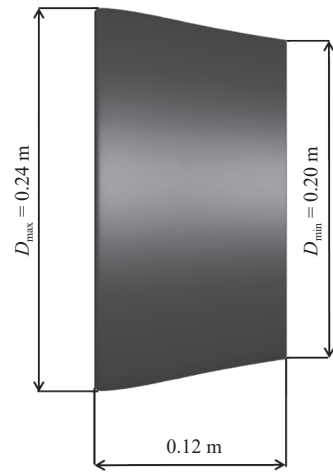
图 3 DARPA Suboff 潜艇-泵喷推进器组合模型

Fig. 3 DARPA Suboff submarine-pump-jet propulsor integrated model

由导管、定子和转子构成^[26-27],具体详见文献[26]。如图 4(b)所示,导管长度为 0.12 m,近艇尾端外径约为 0.24 m,下游端外径约为 0.20 m。定子组件包含 13 片叶片,转子组件包含 7 片叶片,两组叶片均沿轴向等间距布置。转子半径为 $D_r = 195.3$ mm,定子半径为 $D_s = 205$ mm。



(a) 设计外观



(b) 设计尺寸

图 4 泵喷推进器几何构型

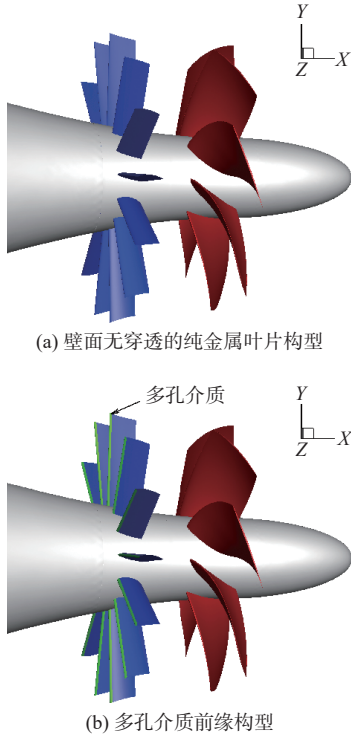
Fig. 4 Geometry of the pump-jet propulsor

1.2 定子多孔介质前缘几何模型

图 5(a)所示为原始泵喷推进器定子叶片的几何构型,其材质为壁面不可渗透的金属结构;图 5(b)则是在定子叶片前缘引入多孔介质之后的几何模型,图中的绿色区域即为多孔介质布置范围,其沿弦向的长度约占定子叶片弦长的 10%。通过对比多种不同弦长占比的前缘多孔介质布置方案,可知弦长占比为 10% 的构型具有更优的流动控制效果,因此本文将选取该方案作为研究对象。需说明的是,多孔介质前缘的几何轮廓应与原定子叶片前缘保持一致。

1.3 流动控制方程

本文所涉及的流动与噪声数值模拟均在商业软件 ANSYS Fluent 中完成,并采用大涡模拟(large eddy simulation, LES)求解流场,其中流动控制方



(a) 壁面无穿透的纯金属叶片构型
(b) 多孔介质前缘构型

图5 定子叶片构型

Fig. 5 Stator blade configurations

程为滤波后的三维不可压缩 Navier–Stokes 方程。

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \\ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial (\overline{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} \end{cases} \quad (1)$$

式中: x_i, x_j 为笛卡尔坐标分量 ($i, j = 1, 2, 3$); u_i, u_j 分别为 i, j 方向的速度分量; \bar{u}_i, \bar{u}_j 为滤波后的平均速度分量; t 为时间; ρ 为流体密度; \bar{p} 为滤波后的流场压力; μ 为流体动力黏性系数; $-(\overline{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j) = \tau_{ij}$, 为亚格子尺度 (subgrid-scale, SGS) 的应力张量。本文将采用壁面自适应局部涡黏 (wall-adapting local eddy-viscosity, WALE) 亚格子模型来封闭亚格子应力, 相关模型的细节在此从略。

1.4 声学模拟计算方法

本文基于 Lighthill 声学类比理论, 采用 Ffowcs-Williams and Hawkings (FW-H) 方程来预测泵喷推进器的远场辐射噪声。该方程由流动连续性方程与 Navier–Stokes 方程推导得到, 本质上是一个非齐次波动方程, 可将流场扰动转换为远场声压信号。在实际建模过程中, 本文将选取不可渗透的固体边界作为积分面, 并施加非渗透条件以保证流体与边界法向速度相等。在该条件下, FW-H 方程的声源项可分为表面积分项和体积分项, 分别对应偶极子源和四极子源。在本研究所涉及的低马赫数条件下, 体积源项贡献可忽略, 仅保

留偶极子贡献, 用于声压预测。

值得注意的是, 虽然 Fluent 中的 FW-H 模块在形式上源于可压缩声学类比理论, 但其核心在于通过积分面捕捉非定常流动扰动并将其转换为远场声信号, 而并非直接依赖于可压缩流动解。因此, 即使流场采用不可压缩方法, FW-H 方程依然可合理提取与声学相关的流动扰动信息。在低马赫数条件下, 流动的可压缩效应对水动力噪声影响有限, 声辐射主要由偶极子源项主导。这也是大量已有研究成果 (例如文献 [28–29]) 广泛采用“不可压缩流场模拟+FW-H 方法”的重要原因。

1.5 多孔介质区域流动模拟方法

本研究在数值建模中采用 Darcy 定律与 Forchheimer 修正模型, 通过在流体动量方程中引入附加源项, 以模拟多孔介质区域对流体阻力效应。该源项包括黏性阻力项与惯性阻力项, 其表达式为

$$\frac{|\Delta p|}{l} = \frac{150\mu(1-\varepsilon)^2}{D_p^2 \varepsilon^3} V_\infty + \frac{1.75\rho(1-\varepsilon)}{D_p \varepsilon^3} V_\infty^2 \quad (2)$$

式中: $|\Delta p|$ 为流体经过多孔介质区域的压差; l 为多孔介质区域长度; D_p 为多孔介质的平均粒子直径; ε 为孔隙率; V_∞ 为来流速度。本研究中, 将多孔介质的平均粒子直径设定为 $D_p = 0.25 \text{ mm}$, 孔隙率取 $\varepsilon = 0.8$, 以实现最佳的降噪效果 (详见 2.6 节结果)。

1.6 计算域网格及边界条件

本研究聚焦于潜艇尾部及舵面影响下的泵喷推进器水动力与噪声特性, 为提高计算效率, 本文数值模型截去了包含指挥室围壳在内的潜艇首部结构, 如图 6 所示, 最终采用的截断模型总长为 $L = 1.7 \text{ m}$, 其中 U_0 为计算域入口速度。基于潜艇截断模型的几何构型, 即可构建包围潜艇的三维长方体计算域, 其沿流向的长度为 $3L$, 垂直方向的高度为 $2.14L$, 且横向宽度与高度一致。边界条件设置如下: 计算区域左侧、上下面、前后端面均采用速度入口边界, 右端面设为压力出口边界; 潜艇模型表面及推进装置表面均采用无滑移壁面条件。为确保推进器周围的流场不受边界干扰, 计算区域外边界与推进器应保持足够距离, 以保证流动性的充分发展。需注意的是, 包围推进器的局部流动区域通过交界面与外流域相连, 并被独立划分为子计算域, 即可实现对该关键区域流动特性的精细模拟; 该子域包含静止的定子叶片区域和以转子转速而旋转的运动域, 其中旋转运

动通过滑移网格技术实现,并通过交界面与静止区域耦合。

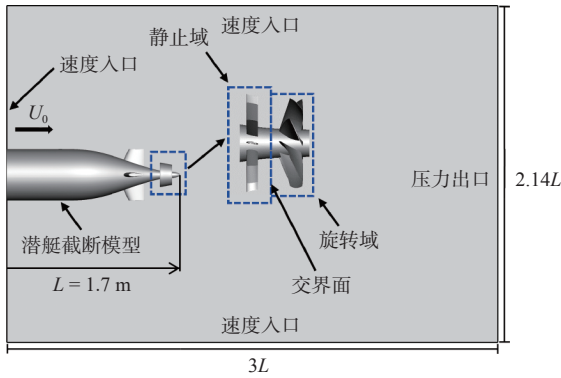
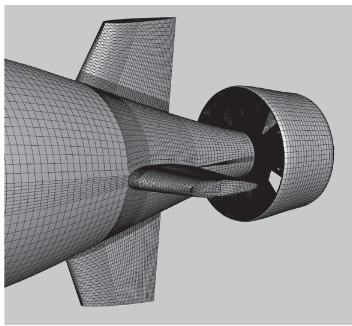


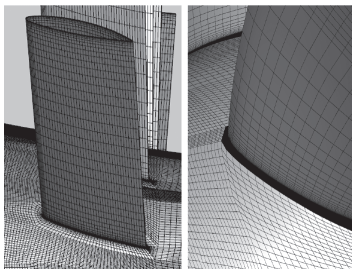
图6 计算域及边界条件示意图

Fig. 6 Schematic diagram of computational domain and boundary conditions

本文采用高质量的结构化六面体网格进行网格划分。图7(a)所示为潜艇尾部(含舵面和导管)的表面网格分布,图7(b)~图7(c)则分别展示了推进器定子和转子叶片的局部网格细节。为提升推进器区域的计算精度,本文对定子控制域和转子旋转域进行了网格加密。同时,为准确模拟壁面附近的黏性流动,在模型表面附近设置了高密度网格层,以确保首层网格的无量纲法向尺寸 y^+ 控制在1之内,以满足壁面流动解析要求。



(a) 潜艇尾部表面的网格视图



(b) 定子叶片和轮毂面网格视图 (c) 转子叶片和轮毂面网格视图

图7 网格划分

Fig. 7 Mesh generation

1.7 计算条件

将图6中的计算域入口速度(即潜艇运动速度) U_0 设为2.1 m/s,泵喷推进器的转速 n 设为

612 r/min,由此可计算得到第1阶旋转频率为10.2 Hz,据此确定推进器的进速系数 J 与第1阶叶片通过频率。进速系数为1.0,并定义为

$$J = U_0 / (nD_r) \quad (3)$$

将第1阶叶片通过频率 f_{BPF} (blade passing frequency, BPF)设为71.4 Hz,定义为

$$f_{\text{BPF}} = kn \quad (4)$$

式中, k 为转子叶片的数量。基于泵喷推进器沿流向的最大长度,即可确定雷诺数 $Re = 5 \times 10^5$ 。

表征泵喷推进器水动力性能的主要参数包括推力系数 K_T 、扭矩系数 K_Q 以及推进效率 η ,并分别定义为

$$K_T = T / (\rho n^2 D_r^4), K_Q = Q / (\rho n^2 D_r^5), \eta = \frac{J K_T}{2\pi K_Q} \quad (5)$$

式中:参数 T 和 Q 分别为转子叶片的推力和转矩;水的密度 $\rho = 998.2 \text{ kg/m}^3$ 。

根据网格无关性验证结果,最终选择单元数量约为3 000万的中等精度网格进行计算。瞬态计算时间步长设为 $\Delta t = 5.43 \times 10^{-5} \text{ s}$,对应于转子叶片旋转 0.2° 的时间间隔,具体细节详见文献[30]。

1.8 数值方法验证

为验证本文数值方法的准确性,本节将针对潜艇截断模型与泵喷推进器的组合体进行水动力预测研究。基于1.7节的设计工况,即可监测推进器产生的推力,进而通过快速傅里叶变换提取其主频及峰值,并与实验结果进行对比,结果如表1所示。由表可知,数值预测的推力主频即为转子第1阶叶片通过频率71.4 Hz,对应主频峰值为0.120 N/Hz,相较于文献[26]的实验数据,偏差均小于3%,这说明本文采用的数值方法可以较准确地预测非定常水动力特性。

表1 泵喷推进器推力计算与实验结果对比

Table 1 Comparison between calculated and experimental results of pump-jet propulsor thrust

对比结果	主频/Hz	主频峰值/(N·Hz ⁻¹)
计算值	71.4	0.120
实验值 ^[26]	72.1	0.123

此外,本文还针对不包含泵喷推进器的完整Suboff潜艇模型流场进行了数值模拟,在3.05 m/s的航速下,预测的艇体平均阻力为102.2 N,与文献[31-32]中的计算结果偏差小于1%,进一步验证了本文数值方法的有效性。

2 计算结果及分析

2.1 压力脉动对比研究

图 8 展示了定子金属前缘与多孔介质前缘工况下, 转子叶片与定子叶片的压力分布均方根(RMS)值对比结果。由图 8 可知, 采用多孔介质进行流动控制之后, 转子叶片的压力均方根分布与采用定子金属前缘时的分布基本相似, 这表明多孔介质前缘不会显著改变转子/定子干涉流场之间的流动形态。通过进一步对比压力分布的均方根值可知, 转子叶片前缘以及尾缘区域的压力均方根峰值并未出现明显降低, 仍然存在压力均方根值高于 450 Pa 的大量区域, 这说明转子叶片的压力脉动并没有得到有效抑制。

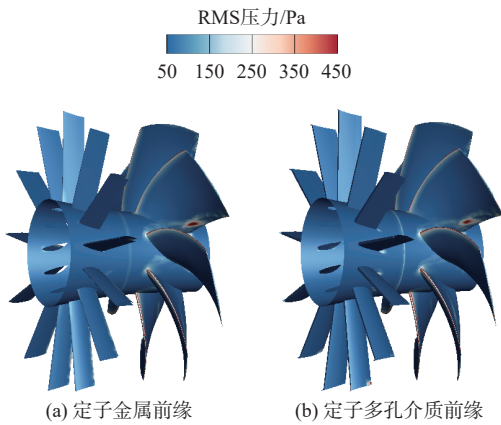


图 8 转子叶片与定子叶片压力均方根值的分布情况
Fig. 8 Distribution of root mean square (RMS) pressure on the rotor and stator blades

图 9 展示了定子金属前缘与多孔介质前缘工况下, 导管壁面的压力均方根值分布情况。通过定子多孔介质前缘进行流动控制之后, 可以有效降低位于定子尾流区域和叶顶间隙上游区域的导管壁面压力均方根值(如图 9(a)中的红色椭圆虚线所示区域), 其中叶顶间隙上游区域处于 150~200 Pa 范围内的压力均方根值基本得到了有效控制。然而, 定子多孔介质前缘对叶顶间隙区域的压力均方根峰值的流动控制效果并不明显。总体而言, 时域下的压力脉动对比分析结果表明, 定子多孔介质前缘对导管壁面部分区域的压力脉动有一定控制效果, 但对转子叶片的压力脉动控制效果较弱。

图 10 和图 11 分别展示了定子金属前缘与多孔介质前缘工况下, 第 1 阶旋转频率(10.2 Hz)和第 2 阶旋转频率(20.4 Hz)下导管壁面的压力脉动分布情况。通过对定子多孔介质前缘进行流动控制, 导管壁面在 50~90 Pa 范围内的压力脉动明

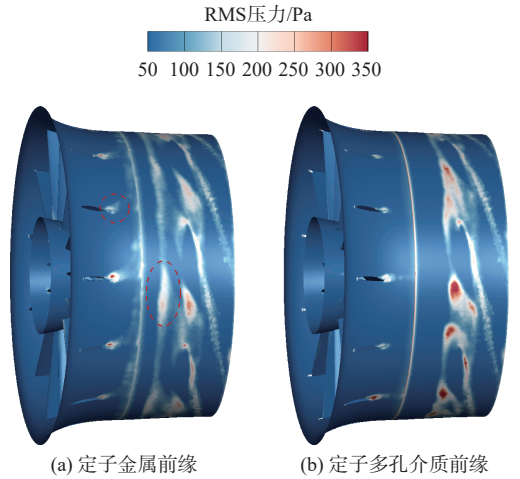


图 9 导管壁面压力均方根值的分布情况
Fig. 9 Distribution of RMS pressure on the duct wall

显降低; 与时域分析结果相似, 频域下导管壁面压力脉动大幅降低的区域主要集中在定子尾流区域以及叶顶间隙区域上游两部分, 这表明定子多孔介质前缘可有效降低导管壁面上以叶片旋转频率为特征的低频压力脉动分量。

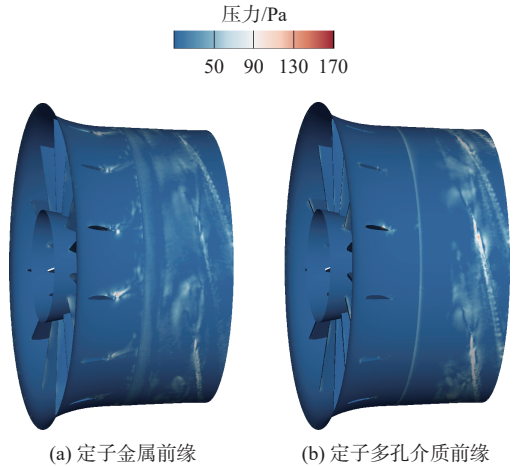


图 10 第 1 阶旋转频率下导管壁面压力脉动分布对比
Fig. 10 Comparison of pressure fluctuation distribution on the duct wall at the first rotational frequency

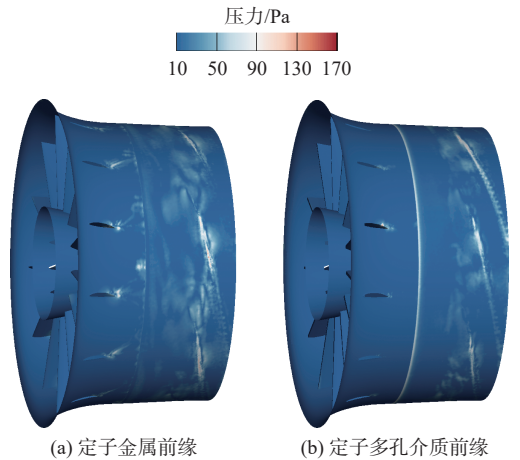


图 11 第 2 阶旋转频率下导管壁面压力脉动分布对比
Fig. 11 Comparison of pressure fluctuation distribution on the duct wall at the second rotational frequency

2.2 涡量对比研究

本节将从涡量场角度分析泵喷推进器内部流场的基本流动特性。如图 12 所示,在流场中定义 3 个不同直径的环形监测面 S1, S2, S3,用于分析不同叶片高度的流场特性。设定截面直径为 $D = D_h + (D_r - D_h) \times s$, 则 S1, S2, S3 截面的面积分别为 25%, 50%, 75%, 其中 D_h 为轮毂直径。

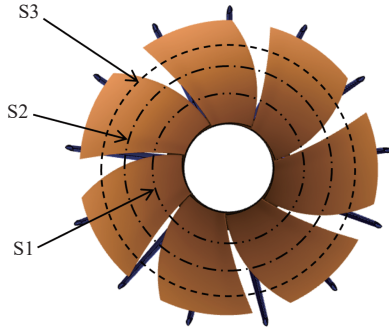
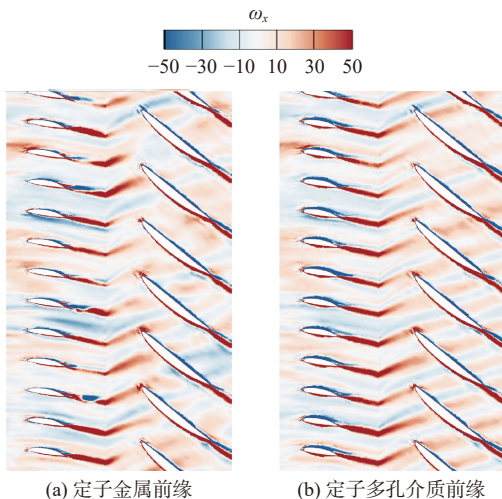


图 12 流场内定子的环形监测面位置

Fig. 12 Locations of annular monitoring surfaces on the stator in the flow field

图 13~图 15 分别展示了定子金属前缘与多孔介质前缘工况下, 3 个环形监测面经过坐标变换展开为平面之后的流向涡量分量 ω_x (单位: s^{-1}) 的分布情况。由图 13(b) 可知, 在 S1 截面所在高度, 由于定子叶片预旋角较大, 定子多孔介质前缘会诱导流动分离点前移, 进而形成更强的湍流尾迹, 加剧流场中的转子/定子干涉效应, 使转子叶片前缘处及叶片尾缘处的涡量强度无法得到有效控制, 因此不能有效降低转子叶片尾缘区域的脉动压力峰值。

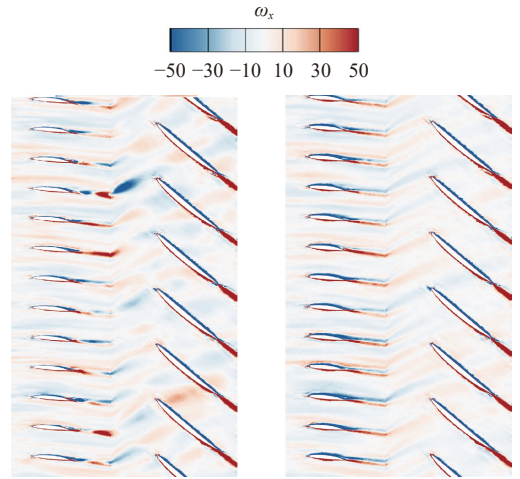
由图 14(b) 可知, 随着截面高度的增加, 定子叶片预旋角减小, 在 S2 截面处定子多孔介质前缘诱导的流动分离得到缓解, 多孔介质前缘的渗透



(a) 定子金属前缘 (b) 定子多孔介质前缘

图 13 S1 环形截面处的流向涡量对比结果

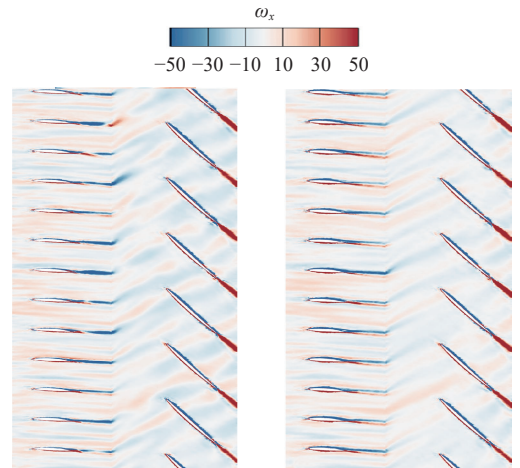
Fig. 13 Comparison results of streamwise vorticity at the S1 annular surface



(a) 定子金属前缘 (b) 定子多孔介质前缘

图 14 S2 环形截面处的流向涡量对比结果

Fig. 14 Comparison results of streamwise vorticity at the S2 annular surface



(a) 定子金属前缘 (b) 定子多孔介质前缘

图 15 S3 环形截面处的流向涡量对比结果

Fig. 15 Comparison results of streamwise vorticity at the S3 annular surface

流动产生的阻力效应开始发挥作用, 从而减弱了定子叶片的尾流涡量强度。由图 15(b) 可知, S3 截面处定子叶片预旋角更小, 叶片流动相对稳定, 多孔介质前缘进行流动控制后产生的分离愈加不明显, 这说明在渗透流动调控作用下, 定子叶片的尾流强度明显减弱。

图 13~图 15 所示不同高度处环形截面的涡量强度对比分析结果表明: 随着高度的增加及定子叶片预旋角的减小, 由多孔介质前缘诱导的流动分离逐渐缓解, 而渗透流动产生的阻力效应随之发挥作用, 使定子叶片尾流的涡量强度逐渐减弱, 从而有效降低了导管壁面压力脉动。

2.3 速度剖面对比研究

为了验证定子多孔介质前缘的调控机制与涡量分析的准确性, 本节将针对定子金属前缘与多

孔介质前缘工况, 对比分析定子叶片前缘下游 $0.2c$ (c 为定子叶片的弦长) 处的速度尾迹剖面。图 16 展示了 3 个不同环形截面高度的多孔介质前缘经流动控制前后, 其流向速度剖面的分布情况。由图 16 中蓝色曲线峰值的对比结果可知, 通过定子多孔介质前缘的流动控制, 3 个截面处速度剖面的峰值均有所降低, 这表明多孔介质前缘因渗透流动而产生的阻力效应发挥了作用。但从图 16(a) 中可以明显发现, 多个叶片前缘下游分离区的速度剖面谷值明显降低, 导致峰值与谷值的差值增大, 进而使多个定子叶片的前缘分离明显加剧, 这说明多孔介质前缘对流动控制产生了负面作用。由图 16(b) 可知, 随着叶片高度的增加和定子叶片预旋角 θ 的减小, 前缘分离区的速度剖面谷值大幅降低的问题有所缓解, 进而明显缩小了谷值与峰值的差值, 在一定程度上控制了多孔介质前缘引起的剧烈分离现象, 减弱了其对流动控制的负面作用; 图 16(c) 表明, 在 S3 截面处, 随着叶片高度继续增加, 定子叶片预旋角 θ 进一步减小, 大部分定子叶片前缘下游分离区的速度剖面谷值没有发生变化, 这表明此时多孔介质前缘所带来的负面作用非常小。

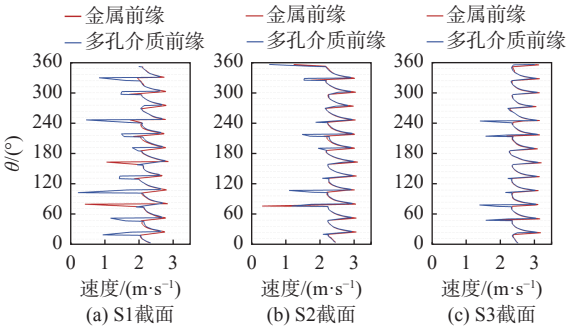


图 16 定子叶片前缘下游处的流向速度剖面

Fig. 16 Streamwise velocity profiles downstream of the stator blade leading edge

基于流向速度尾迹剖面的分析结果可知, 多孔介质前缘对流动的调控机制受 2 个方面影响: 前缘下游的流动分离与多孔介质渗透流动的阻力效应。此外, 不同高度的多孔介质前缘均可发挥阻力效应以控制涡量强度, 当叶片高度值较大时, 多孔介质前缘对流动控制的负面效应较小, 因而在高叶片高度区域(即导管近壁面区域)的涡量控制效果最好。

2.4 多孔介质前缘的降噪效果分析

首先, 针对安装无穿透金属定子叶片的原始泵喷推进器, 分析其远场辐射噪声的指向性以及声压级频谱; 然后, 在流场计算达到准周期性状态后, 开启声学模块预测远场辐射噪声。在声学

计算模型中, 将整个泵喷推进器系统(包含转子、定子、导管及轮毂表面)均定义为声源面, 其中, 水下参考声压 $p_{ref}=1 \times 10^{-6}$ Pa, 水下声速约 1 500 m/s。如图 17 所示, 定义 18 个噪声监测点以获取泵喷推进器中央纵截面内的噪声声压级, 各监测点与泵喷推进器中心距离为转子直径的 15 倍, 且按 20° 间隔分布, 并逆时针方向编号(P1~P15)。将声学计算时长设定为转子旋转周期的 10 倍, 当完成计算之后, 即可输出各监测点的声压级数据, 进而开展噪声分析。

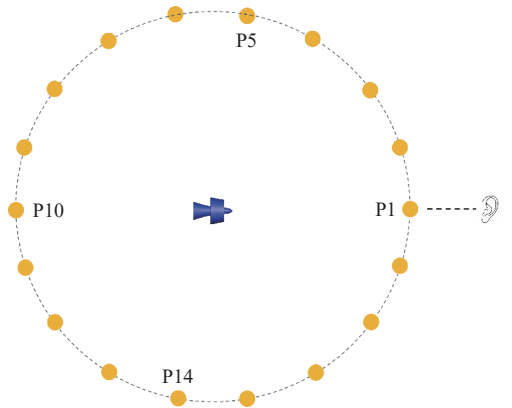


图 17 远场噪声监测点示意图

Fig. 17 Schematic diagram of far-field noise monitoring points

图 18 展示了安装无穿透金属定子叶片的原始泵喷推进器及其各部件远场辐射噪声的指向性分布情况(本文所有指向性图中, 周向坐标均表示角度, 径向坐标均表示声压级), 结果表明, 不同部件的声压级指向性存在显著差异: 导管部件的声压级指向性呈“8”字形特征, 在垂直转子旋转轴方向的声压级最大值为 68.32 dB, 在沿旋转轴方向的声压级仅为 54.32 dB; 转子叶片在沿转子旋转轴方向的声压级最大值为 63.48 dB, 而垂直旋转轴方向的声压级仅为 58.59 dB; 定子

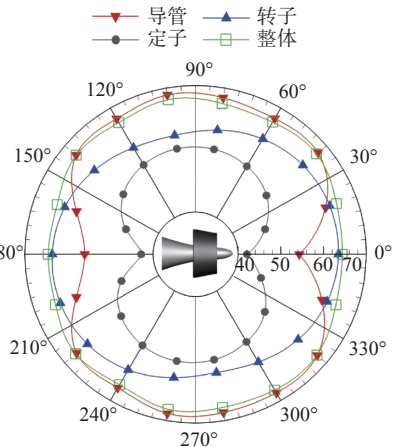


图 18 原始泵喷推进器及其组件的远场辐射噪声指向性图

Fig. 18 Far-field radiation noise directivity of the original pump-jet propulsor and its components

叶片的声压级相对较小,其沿旋转轴方向和垂直旋转轴方向的噪声分别为 42.08 dB 和 55.38 dB。

需说明的是,本文计算的远场辐射噪声频带范围为 2~9 200 Hz,频率分辨率为 2 Hz,文中总声压级和指向性分布均为基于该频带计算得到。此外,由于本研究涉及的泵喷推进器尺寸远小于实际潜艇,且仅关注其水动力噪声,并未考虑其他部件及结构振动引起的噪声,因此,本文预测所得远场辐射噪声普遍低于真实潜艇噪声水平^[29]。

由图 18 可知,导管部件对垂直于转子叶片旋转轴方向的推进器总声压级(sound pressure level, SPL)贡献较大,对沿旋转轴方向的推进器总声压级贡献较小;转子叶片与导管部件相反,对沿转子叶片旋转轴方向的推进器总声压级贡献较大,对垂直于旋转轴方向的推进器总声压级贡献较小;定子叶片对推进器总声压级的贡献远小于导管与转子部件,故可忽略不计。另外,轮毂产生的噪声比定子更小,因此图中不予显示。

图 19 展示了定子金属前缘与多孔介质前缘工况下,泵喷推进器远场辐射噪声的声压级及指向性变化。由图中蓝色曲线可知,多孔介质前缘的引入使泵喷推进器各方向噪声声压级均有所降低,且降幅具有明显的方向性;多孔介质前缘可以有效降低垂直于旋转轴方向的泵喷推进器噪声声压级,降幅最大值可达 5.52 dB,而沿旋转轴方向的降幅相对较小,最小值仅 1.43 dB。另外,经多孔介质前缘的流动控制之后,泵喷推进器的远场辐射噪声指向性呈现出不同的指向性特征。

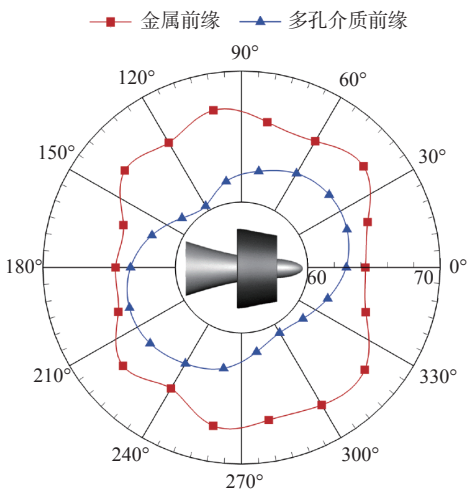


图 19 定子金属前缘与多孔介质前缘工况下泵喷推进器远场辐射噪声的声压级及指向性对比

Fig. 19 Comparison of far-field radiation noise SPL and directivity of the pump-jet propulsor with metallic and porous-media stator blade leading edges

图 20 对比了定子金属前缘与多孔介质前缘工况下, P1, P5, P10, P14 这 4 个代表性监测点处的

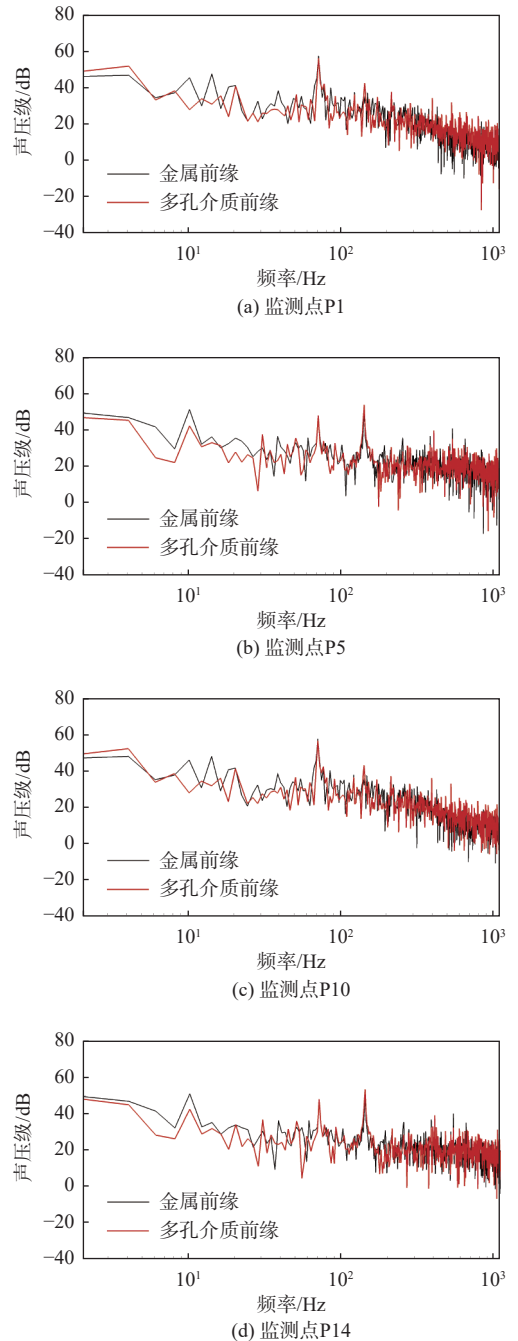


图 20 不同噪声监测点处的泵喷推进器总声压级频谱对比
Fig. 20 Comparison of overall SPL spectra of the pump-jet propulsor at different noise monitoring points

泵喷推进器噪声声压级频谱的变化情况。经多孔介质前缘流动控制之后,垂直于旋转轴方向的监测点(P5 与 P14)噪声声压级频谱中,低阶旋转频率对应的声压级分量明显降低;监测点 P5 处的噪声声压级频谱在第 1 阶旋转频率(10.2 Hz)、第 2 阶旋转频率(20.4 Hz)附近的单音噪声分量从 51.47, 35.76 dB 降至 42.49, 28.06 dB,即分别降低了 8.98, 7.7 dB;监测点 P14 的噪声声压级频谱在第 1 和第 2 阶旋转频率下的单音噪声分量从 51.32, 32.71 dB 降至 42.50, 22.28 dB,分别降低了 8.82, 10.43 dB。而在沿旋转轴方向的监测点 P1 与 P10

处, 噪声声压级频谱的降幅并不明显, 其在第 1 阶叶片通过频率下的单音噪声峰值仅分别降低了 1.18 dB 与 1.11 dB。

上述泵喷推进器的噪声声压级及指向性分析结果表明, 在定子多孔介质前缘进行流动控制之后, 显著降低了泵喷推进器垂直于旋转轴方向的噪声声压级, 而沿旋转轴方向的噪声声压级控制效果欠佳。噪声声压级的频谱分析结果表明, 在低阶旋转频率下, 多孔介质前缘可显著降低泵喷推进器垂直于旋转轴方向的单音噪声分量, 其噪声声压级降低了 5.52 dB; 而在沿旋转轴方向, 多孔介质前缘对第 1 阶叶片通过频率下的单音噪声分量控制效果欠佳, 导致沿旋转轴方向的噪声声压级仅降低了 1.43 dB, 由此可见, 定子多孔介质前缘对垂直于旋转轴方向的噪声声压级的控制效果明显优于沿旋转轴方向。

2.5 多孔介质前缘降噪的声源分析

为探究定子多孔介质前缘对泵喷推进器远场辐射噪声的控制机理, 图 21 对比分析了定子金属前缘与多孔介质前缘工况下, 泵喷推进器各组件的噪声声压级指向性。由图 21 可知, 当定子多孔介质前缘进行流动控制之后, 在泵喷推进器各个组件中, 导管壁面噪声声压级各方向均大幅降低, 最大降幅达到了 5.4 dB; 而转子叶片噪声声压级变化较小, 仅在沿旋转轴方向降低了 0.7 dB。此外, 定子叶片噪声声压级也明显降低, 但由于其声压级相对较小, 降噪效果对泵喷推进器而言可以忽略不计。

对泵喷推进器各组件远场辐射噪声的指向性分析结果表明: 当定子多孔介质前缘进行流动控制之后, 导管壁面是整个泵喷推进器中噪声声压级降低最为明显的部件, 也是泵喷推进器的噪声声压级指向性中垂直于旋转轴方向的主要贡献者, 因此, 通过大幅降低导管壁面噪声声压级, 可明显降低泵喷推进器在垂直于旋转轴方向的噪声声压级, 进而改变该方向的噪声指向性。

为分析定子多孔介质前缘进行流动控制后, 垂直于旋转轴方向的声压级频谱变化特征, 本文对比了泵喷推进器及各组件在监测点 P5 处的声压级频谱, 如图 22 所示。由图 22(a) 与图 22(c) 可知, 采用多孔介质前缘后, 导管壁面声压级频谱在 10 Hz 下的声压级分量从 50.84 dB 降至 42.38 dB, 降幅达 8.46 dB; 在 10~100 Hz 频段内, 导管壁面的声压级分量均有所降低, 导致泵喷推进器声压级频谱在低频段显著降低, 进而使其垂直于旋转轴方向的噪声声压级进一步降低。

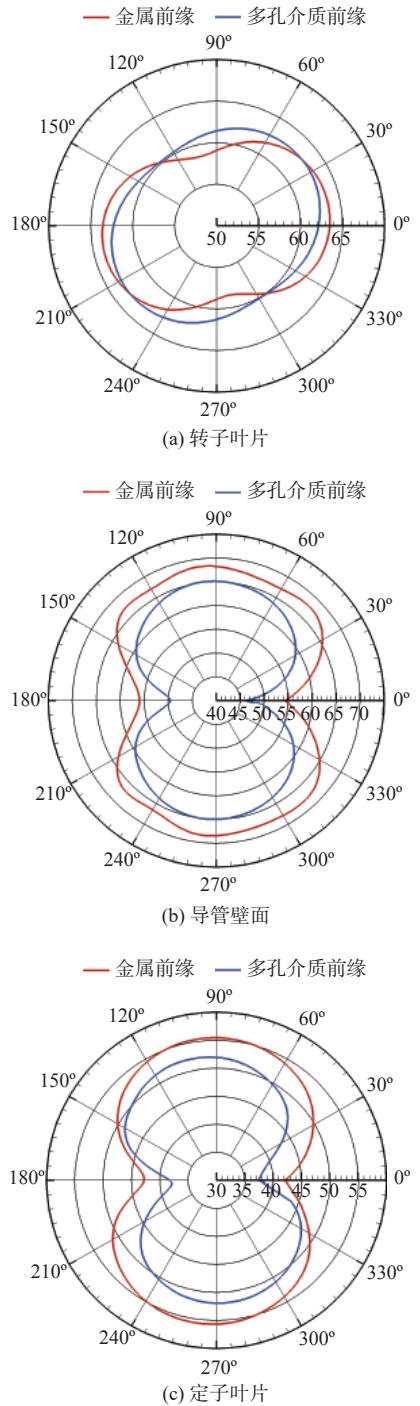


图 21 定子金属前缘与多孔介质前缘工况下泵喷推进器各组件的远场辐射噪声指向性对比

Fig. 21 Comparison of far-field radiated noise directivity of individual components of the pump-jet propulsor with metallic and porous-media stator blade leading edges

总体而言, 定子多孔介质前缘可降低导管壁面在低频段的压力脉动, 使导管壁面低频噪声分量降低, 从而减小导管远场辐射噪声声压级, 并有效控制泵喷推进器噪声声压级与指向性。

2.6 不同孔隙率的多孔介质前缘对比研究

为了分析不同特征参数下定子多孔介质前缘对泵喷推进器流动与噪声性能的影响差异, 本节

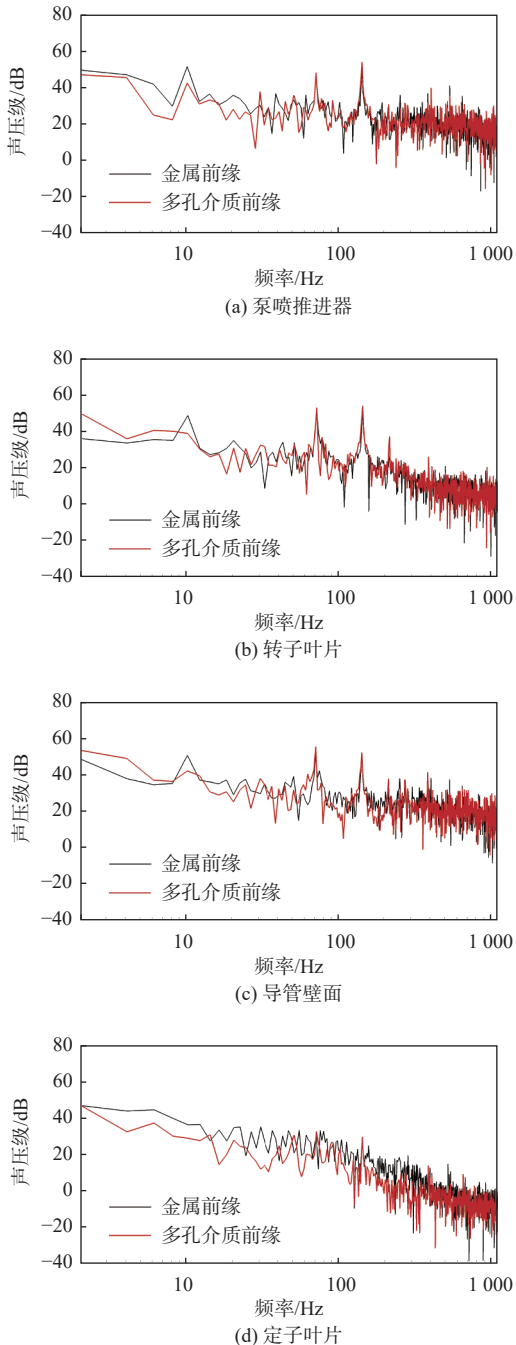


图 22 定子金属前缘与多孔介质前缘工况下泵喷推进器及其各组件在监测点 P5 处的声压级频谱对比

Fig. 22 Comparison of SPL spectra at monitoring point P5 under metallic and porous-media stator blade leading edges for the pump-jet propulsor and its components

在多孔介质平均粒子直径保持不变的情况下,分别研究不同孔隙率($\varepsilon = 0.2, 0.4, 0.6, 0.8$)时的泵喷推进器远场辐射噪声控制效果。

上文压力脉动对比分析结果表明,定子多孔介质前缘可有效降低导管部件的压力脉动,而转子叶片压力脉动的降低并不明显;此外,多孔介质前缘主要降低低阶旋转频率下的压力脉动分量。图 23 所示为不同孔隙率导管壁面第 1 阶旋转频率下的压力脉动分量,结果表明,通过不同

孔隙率多孔介质前缘调控之后,有效削弱了定子尾流引起的导管壁面压力脉动。然而,在不同孔隙率下,多孔介质前缘对叶顶间隙区域上游的压力脉动峰值控制效果存在明显差异:通过 $\varepsilon = 0.8$ 和 0.6 的多孔介质前缘调控之后,叶顶间隙区域上游的压力脉动峰值明显减少,但 $\varepsilon = 0.6$ 时,叶顶间隙区域的压力脉动幅值明显高于 $\varepsilon = 0.8$ 工况(见图 23 中黑色椭圆标识的区域);当 $\varepsilon = 0.4$ 和 0.2 时,叶顶间隙区域上游的压力脉动峰值控制效果相对较差,相比 $\varepsilon = 0.8$ 和 0.6 时更弱,但 $\varepsilon = 0.4$ 时该区域的压力脉动明显高于 $\varepsilon = 0.2$ (见图中黑色矩形域)。与 $\varepsilon = 0.2$ 时相比, $\varepsilon = 0.8$ 的导管壁面幅值在 90 Pa 左右的压力脉动区域明显减少,这表明 $\varepsilon = 0.8$ 时导管壁面压力脉动小于 $\varepsilon = 0.2$ 工况。由此可见, $\varepsilon = 0.8$ 时,多孔介质前缘对导管壁面的压力脉动控制效果最好。

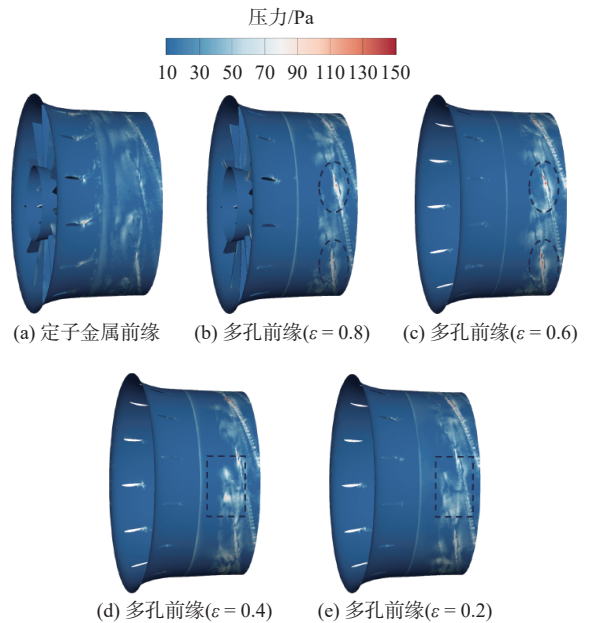


图 23 不同孔隙率导管壁面第 1 阶旋转频率下压力脉动分量对比
Fig. 23 Comparison of pressure fluctuation components at the first blade rotational frequency on the duct wall under different porosities

图 24~图 26 分别展示了 S1, S2, S3 截面处,采用不同孔隙率的定子多孔介质前缘时,叶片前缘下游处的速度剖面对比结果。不同孔隙率多孔介质前缘在不同高度的速度剖面分布均呈现了相同特征,即随着叶片高度的增加,多孔介质前缘诱导产生的更大流动分离现象明显缓解。然而,通过对比 S1 与 S2 截面高度下不同孔隙率的速度剖面分布可知,随着孔隙率的降低,前缘分离区的速度剖面峰值控制效果明显减弱;当孔隙率降至 0.2 时,前缘分离区的速度剖面峰值明显增加,这表明在较低孔隙率时,孔隙个数的减少将导致多孔介质前缘因渗透流动产生的阻力效应难以发

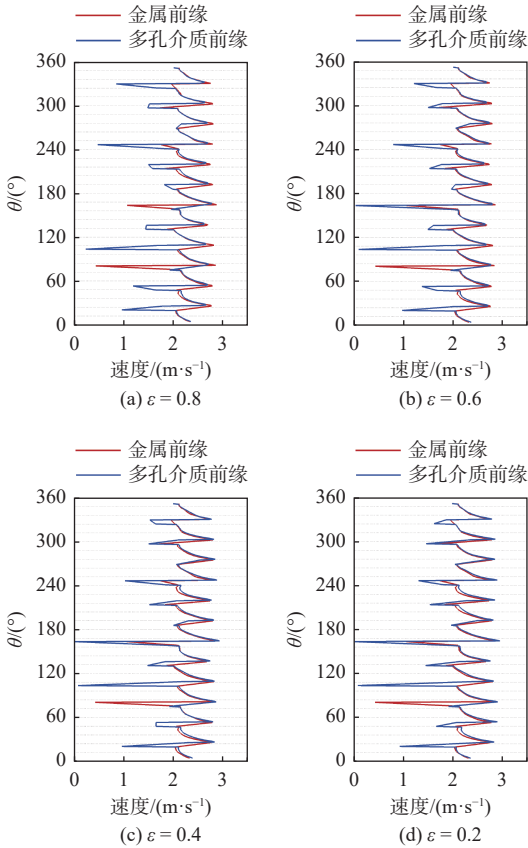


图 24 不同孔隙率 S1 截面处流向速度剖面对比

Fig. 24 Comparison of streamwise velocity profiles at the S1 surface under different porosities

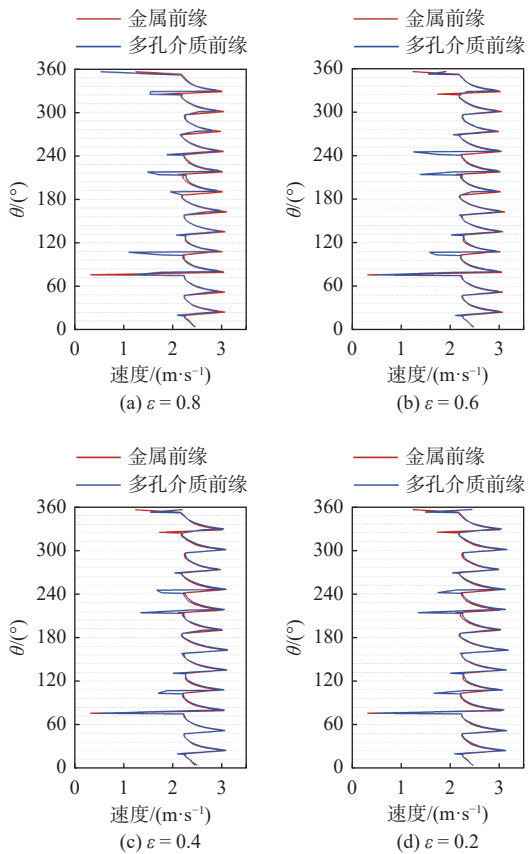


图 25 不同孔隙率 S2 截面处流向速度剖面对比

Fig. 25 Comparison of streamwise velocity profiles at S2 surface under different porosities

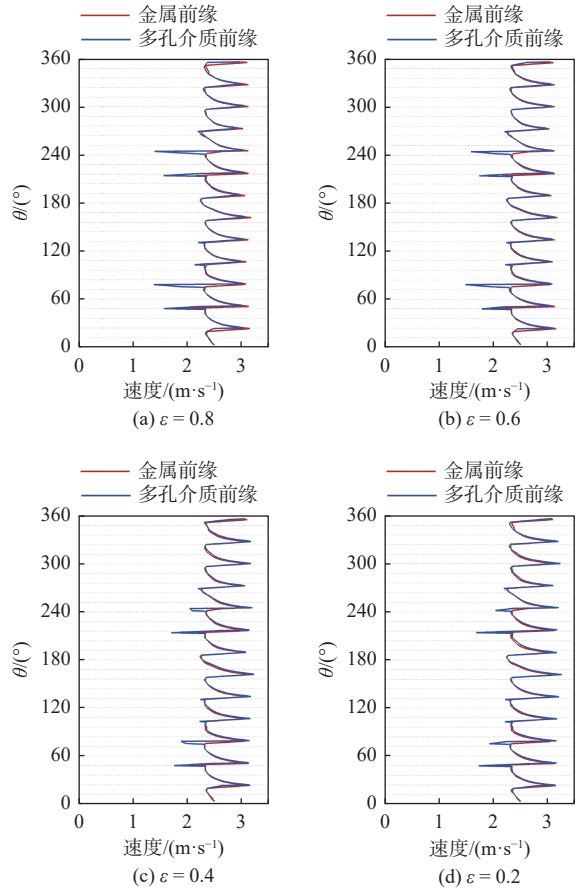


图 26 不同孔隙率 S3 截面处流向速度剖面对比

Fig. 26 Comparison of streamwise velocity profiles at S3 surface under different porosities

挥作用。此外,随着孔隙率的降低,采用多孔介质前缘后的速度剖面峰值与谷值的差值明显减小,这表明多孔介质前缘引起的更大流动分离现象得到了有效抑制。

前述流向涡量强度对比结果表明,多孔介质前缘主要调控了叶片较高区域的流场涡量强度,从而明显降低了导管部件的压力脉动。通过观察图 26 中 S3 截面处前缘下游分离区的速度剖面分布情况可知,对于不同孔隙率的多孔介质前缘而言,大部分叶片前缘下游分离区的速度剖面谷值基本一致,这主要归因于该区域的定子叶片预旋角较小,弱化了多孔介质前缘带来的负面效应。因此,在高叶片高度区域,孔隙率 $\epsilon = 0.8$ 时的多孔介质前缘对定子叶片的流动控制效果最好,进而使导管部件压力脉动幅值达到最小。

图 27 展示了不同孔隙率的定子多孔介质前缘进行流动控制后,泵喷推进器远场辐射噪声声压级及指向性对比结果。可见,泵喷推进器各方向声压级均出现不同程度的降低,且经控制后的泵喷推进器声压级指向性特征基本相同。当孔隙率 $\epsilon = 0.8, 0.6, 0.4, 0.2$ 的多孔介质前缘经流动调控后,泵喷推进器垂直于旋转轴方向的噪声声压

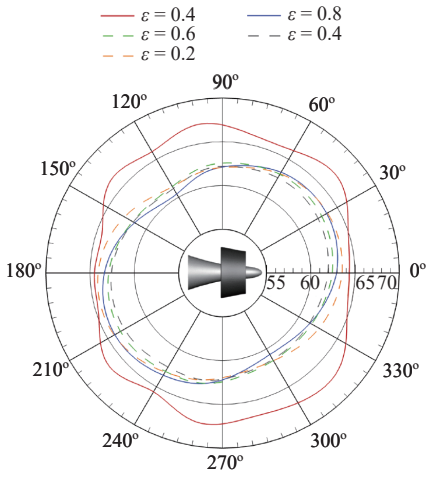


图 27 不同孔隙率泵喷推进器远场辐射噪声声压级及指向性对比
Fig. 27 Comparison of far-field radiated noise SPL and directivity of the pump-jet propulsor under different porosities

级分别降至 61.66, 62.33, 62.00, 61.86 dB, 与定子金属前缘的 67.19 dB 相比, 分别降低 5.53, 4.86, 5.19, 5.33 dB, 即当 $\varepsilon = 0.8$ 时, 泵喷推进器垂直于旋转轴方向的噪声声压级降幅最大。

图 28 对比分析了不同孔隙率的多孔介质前缘进行流动控制之后, 泵喷推进器垂直于旋转轴方向(监测点 P5)的声压级频谱在第 1 阶旋转频率下的单音噪声分量, 其中孔隙率 $\varepsilon = 0$ 表示定子金属前缘工况。由图 28 可知, 孔隙率分别为 $\varepsilon = 0.8, 0.6, 0.4, 0.2$ 时, 泵喷推进器监测点 P5 处第 1 阶旋转频率下的单音噪声分量分别降低 8.98, 2.5, 2.21, 4.38 dB, 其中, 当 $\varepsilon = 0.8$ 时, 该频率下的单音噪声分量的降低幅度最为明显。

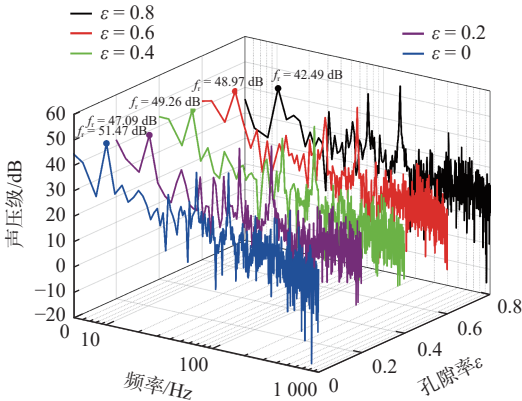


图 28 不同孔隙率泵喷推进器远场(监测点 P5)辐射噪声声压级在第 1 阶旋转频率 f_r 处的单音噪声分量对比
Fig. 28 Comparison of tonal components at the first blade rotational frequency f_r in far-field radiated noise SPL at monitoring point P5 for the pump-jet propulsor with different porosities

总体而言, $\varepsilon = 0.8$ 的多孔介质前缘对定子尾流与导管壁面压力脉动的控制效果最好, 可以使泵喷推进器的远场辐射噪声声压级、指向性及单音噪声分量等噪声特性得到最有效控制。

2.7 不同进速系数下的多孔介质前缘对比分析

为了分析多孔介质前缘的工况适应性, 本节在相同转子叶片转速下, 通过改变自由来流速度, 对比分析不同进速系数 ($J = 0.8, 1.0, 1.2$) 工况下, 多孔介质前缘对泵喷推进器远场辐射噪声的控制效果, 如图 29 所示。其中, 多孔介质前缘的孔隙率均为 0.8, 平均粒子直径为 0.25 mm。

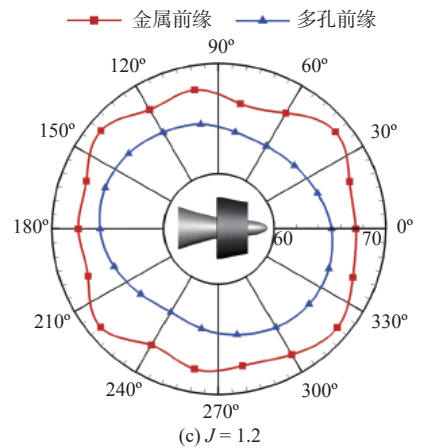
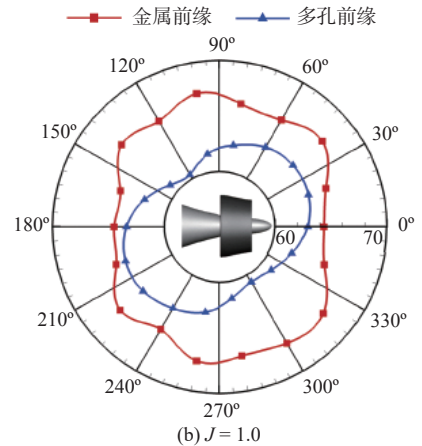
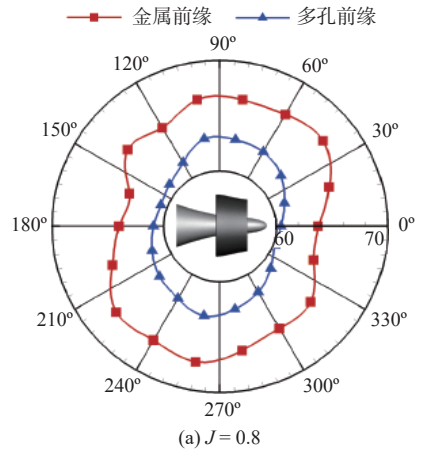


图 29 不同进速系数下多孔介质前缘对泵喷推进器远场辐射噪声声压级及指向性的影响规律

Fig. 29 Effects of porous-media leading edges on far-field radiated noise SPL and directivity of the pump-jet propulsor under different advance coefficients

由图 29 可知,采用多孔介质前缘进行流动控制之后,不同进速系数下的泵喷推进器远场辐射噪声声压级均明显降低,这表明多孔介质前缘的工况适应性较好。然而,不同进速系数下的降幅存在差异:当 $J=0.8$ 时,泵喷推进器垂直于旋转轴方向的噪声声压级降幅最大为 3.66 dB,同时,沿旋转轴方向的噪声声压级也明显降低,降幅 3.1 dB 以上;当 $J=1.0$ 时,泵喷推进器在垂直于旋转轴方向的噪声声压级明显降低,降幅最大为 5.52 dB,但沿旋转轴方向的噪声声压级控制效果有所减弱,降幅最大仅为 1.43 dB;当 $J=1.2$ 时,各方向的噪声声压级控制效果均有所减弱,沿旋转轴和垂直旋转轴方向的噪声声压级降幅仅为 1.82 dB 和 2.62 dB。由此可知,当 $J=0.8, 1.0, 1.2$ 时,采用多孔介质前缘的泵喷推进器噪声平均声压级分别从 65.72, 66.01, 67.81 dB 降至 61.73, 62.44, 64.79 dB, 分别降低 3.99, 3.57, 3.02 dB, 这表明,随着进速系数的增加,平均声压级的控制效果逐渐减弱。

此外,多孔介质前缘有效抑制了泵喷推进器垂直于旋转轴方向的噪声声压级,且 $J=1.0$ 时的控制效果最好;沿旋转轴方向的噪声声压级也得到有效控制,但相对较弱。

图 30 对比了不同进速系数工况下,采用多孔介质前缘进行流动控制后,泵喷推进器垂直于旋转轴方向(监测点 P5 处)的噪声声压级频谱变化结果。由图 30 可知,在不同进速系数工况下,多孔介质前缘可有效控制泵喷推进器声压级频谱在 20~100 Hz 内的低频噪声分量,但随着进速系数的增加,其控制效果逐渐减弱。此外,仅当 $J=1.0$ 时,多孔介质前缘可有效抑制第 1 阶旋转频率下的单音噪声分量(降幅 8.89 dB);而对于泵喷推进器垂直于旋转轴方向的噪声声压级频谱低频噪声分量,控制效果最好。

总体而言,多孔介质前缘的工况适应性较好,在较低进速系数条件下,其对泵喷推进器噪声声压级及低频噪声分量的控制效果较好。当 $J=0.8$ 时,噪声平均声压级的控制效果最好;当 $J=1.0$ 时,垂直于旋转轴方向的声压级频谱的低频噪声分量降幅最明显。

3 结论

本文提出了一种新型泵喷推进器降噪方法,即将定子叶片前缘设计为多孔介质结构,并基于大涡模拟与声学类比方法,开展了高精度数值计算,系统分析了多孔前缘结构对泵喷推进器流动特性与远场噪声分布的影响规律,主要结论如下:

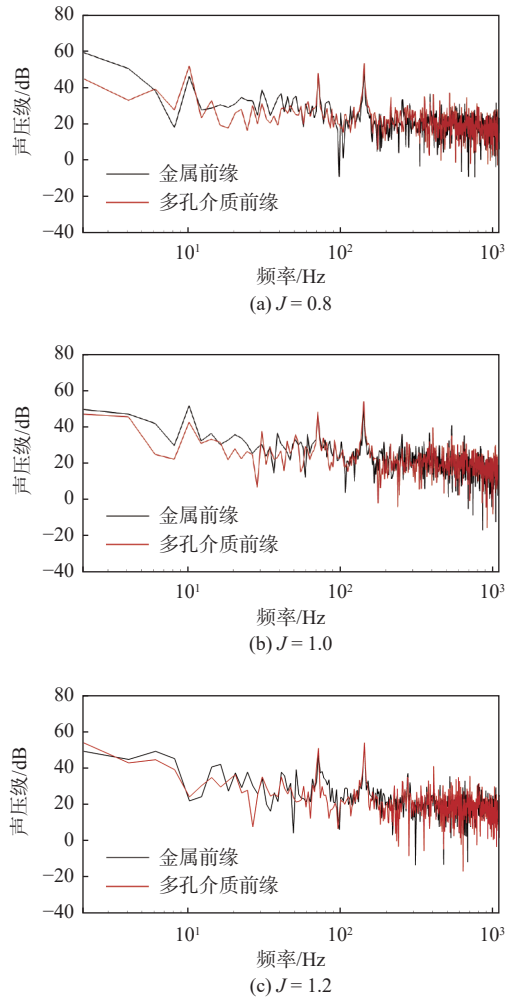


图 30 不同进速系数下多孔介质前缘对泵喷推进器监测点 P5 处声压级频谱的影响规律对比

Fig. 30 Comparison of effects of porous-media leading edges on SPL spectra at monitoring point P5 of the pump-jet propulsor under different advance coefficients

1) 压力脉动等流场结果表明,在导管近壁面区域,多孔介质前缘因流动分离导致的负面效应较小,且渗透流动的阻力效应作用明显,因而有效控制了该区域的定子尾流涡量强度,并进一步降低了低阶旋转频率下的导管壁面压力脉动分量。

2) 远场噪声声压级及频谱分析结果表明,在垂直于旋转轴方向,多孔介质前缘有效控制了泵喷推进器在低阶旋转频率下的单音噪声分量,从而使该方向的噪声声压级明显降低。由声源分析结果可知,采用多孔介质前缘进行流动控制之后,推进器噪声声压级与单音噪声分量的降低分别归因于导管噪声声压级的降低与导管壁面在低阶旋转频率下的噪声分量降低。

3) 不同孔隙率的研究结果表明,孔隙率 $\varepsilon=0.8$ 的多孔介质前缘对泵喷推进器的远场辐射噪声与垂直于旋转轴方向第 1 阶旋转频率下的单音噪声分量控制效果最好。根据不同进速系数对比分析

结果可知,定子多孔介质前缘在不同进速系数条件下均能有效降低推进器噪声,且工况适应性较好;此外,在较低进速系数条件下,多孔介质前缘对泵喷推进器噪声声压级及低频噪声分量的控制效果较好。

综上所述,本研究验证了多孔介质定子前缘在水动力噪声调控中的可行性。目前已启动相关实验方案设计,并计划开展后续验证性试验,进一步评估其工程适用性与鲁棒性。

参考文献:

- [1] LANGTHJEM M A, OLHOFF N. A numerical study of flow-induced noise in a two-dimensional centrifugal pump. Part I. Hydrodynamics[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2004, 19(3): 349–368.
- [2] LANGTHJEM M A, OLHOFF N. A numerical study of flow-induced noise in a two-dimensional centrifugal pump. Part II. Hydroacoustics[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2004, 19(3): 369–386.
- [3] HUTTER C, ALLEMANN C, KUHN S, et al. Scalar transport in a milli-scale metal foam reactor[J]. *Chemical Engineering Science*, 2010, 65(10): 3169–3178.
- [4] SUEKI T, TAKAISHI T, IKEDA M, et al. Application of porous material to reduce aerodynamic sound from bluff bodies[J]. *Fluid Dynamics Research*, 2010, 42(1): 015004.
- [5] GEYER T F, SARRADJ E. Circular cylinders with soft porous cover for flow noise reduction[J]. *Experiments in Fluids*, 2016, 57(3): 30.
- [6] NAITO H, FUKAGATA K. Numerical simulation of flow around a circular cylinder having porous surface[J]. *Physics of Fluids*, 2012, 24(11): 117102.
- [7] LIU H R, WEI J J, QU Z G. Prediction of aerodynamic noise reduction by using open-cell metal foam[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331(7): 1483–1497.
- [8] LIU H R, AZARPEYVAND M, WEI J J, et al. Tandem cylinder aerodynamic sound control using porous coating [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 334: 190–201.
- [9] LIU H R, AZARPEYVAND M. Passive control of tandem cylinders flow and noise using porous coating[C]//Proceedings of the 22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Lyon: AIAA, 2016: 2016–2905. DOI: 10.2514/6.2016-2905.>
- [10] LIU H R, WANG Y G, WEI J J, et al. The importance of controlling the upstream body wake in tandem cylinders system for noise reduction[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 2018, 232(3): 517–531.
- [11] BOWEN L, CELIK A, WESTIN M F, et al. The role of porous structure on airfoil turbulence interaction noise reduction[J]. *Physics of Fluids*, 2024, 36(2): 025113.
- [12] BOWEN L, CELIK A, ZHOU B, et al. The effect of leading edge porosity on airfoil turbulence interaction noise[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2022, 152(3): 1437–1448.
- [13] CHAITANYA P, JOSEPH P, CHONG T P, et al. On the noise reduction mechanisms of porous aerofoil leading edges[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2020, 485: 115574.
- [14] OCKER C, GEYER T F, CZWIELONG F, et al. Permeable leading edges for airfoil and fan noise reduction in disturbed Inflow[J]. *AIAA Journal*, 2021, 59(12): 4969–4986.
- [15] 刘汉儒, 陈南树. 多孔渗透结构影响尾缘噪声的试验 [J]. *航空学报*, 2017, 38(6): 120746.
LIU H R, CHEN N S. Test on effects of porous permeable section on trailing edge noise[J]. *Acta Aeronautica Sinica*, 2017, 38(6): 120746 (in Chinese).
- [16] 刘汉儒, 王掩刚, 张俊. 尾缘多孔结构流动控制影响的数值研究 [J]. *西北工业大学学报*, 2017, 35(1): 103–108.
LIU H R, WANG Y G, ZHANG J. Numerical simulation of the effects of porous-trailing-edge on flow control[J]. *Journal of Northwestern Polytechnical University*, 2017, 35(1): 103–108 (in Chinese).
- [17] TERUNA C, AVALLONE F, RAGNI D, et al. Numerical analysis of a 3-D printed porous trailing edge for broadband noise reduction[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2021, 926: A17.
- [18] SUTLIFF D L, JONES M G. Low-speed fan noise attenuation from a foam-metal liner[J]. *Journal of Aircraft*, 2009, 46(4): 1381–1394.
- [19] SUTLIFF D L, JONES M G, HARTLEY T C. High-speed turbofan noise reduction using foam-metal liner over-the-rotor[J]. *Journal of Aircraft*, 2013, 50(5): 1491–1503.
- [20] SUTLIFF D L, JONES M G. Foam-metal liner attenuation of low-speed fan noise[C]//Proceedings of the 14th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Vancouver: AIAA, 2008: 2008–2897. DOI: 10.2514/6.2008-2897.
- [21] XU C, MAO Y J. Experimental investigation of metal foam for controlling centrifugal fan noise[J]. *Applied Acoustics*, 2016, 104: 182–192.
- [22] XU C, MAO Y J, HU Z W. Tonal and broadband noise control of an axial-flow fan with metal foams: design and experimental validation[J]. *Applied Acoustics*, 2017, 127: 346–353.
- [23] LIU N T, JIANG C Y, HUANG L X, et al. Effect of porous casing on small axial-flow fan noise[J]. *Applied Acoustics*, 2021, 175: 107808.
- [24] JIANG C Y, YAUWENAS Y, FISCHER J, et al. Control of rotor trailing edge noise using porous additively manufactured blades[C]//Proceedings of 2018 AIAA/CE-

- AS Aeroacoustics Conference. Atlanta: AIAA, 2018: 2018–3792. DOI: 10.2514/6.2018-3792.
- [25] BOZAK R F, DOUGHERTY R P. Measurement of noise reduction from acoustic casing treatments installed over a subscale high bypass ratio turbofan rotor[C]//Proceedings of 2018 AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Atlanta: AIAA, 2018: 2018–4099. DOI: 10.2514/6.2018-4099.
- [26] XIONG Z Y, RUI W, LU L Z, et al. Experimental investigation of broadband thrust and loading noise from pumpjet due to turbulence ingestion[J]. *Ocean Engineering*, 2022, 255: 111408.
- [27] 王永生. 喷水推进和泵喷推进的概念: 共性、特性及区别 [J]. *中国舰船研究*, 2019, 14(5): 1–9, 41.
WANG Y S. Concepts of waterjet propulsion and pumpjet propulsion: their common characteristics, special characteristics and differences[J]. *Chinese Journal of Ship Research*, 2019, 14(5): 1–9, 41 (in Chinese).
- [28] 曾黎, 韩汉桥, 潘治, 等. 阵列式涡流发生器对泵喷推进器的减振降噪效果研究 [J]. *中国舰船研究*, 2025, 20(5): 103–112.
ZENG L, HAN H Q, PAN Z, et al. Investigation of the influence of vortex-generator array on vibration and noise reduction of pump-jet propeller[J]. *Chinese Journal of Ship Research*, 2025, 20(5): 103–112 (in both Chinese and English).
- [29] 卢博, 宋博扬, 黄桥高, 等. 复合材料转子泵喷推进器的结构响应及流噪声特性研究 [J]. *中国舰船研究*, 2025, 20(5): 150–159.
LU B, SONG B Y, HUANG Q G, et al. Study on structural response and flow-induced noise characteristics of a composite rotor pump-jet propulsor[J]. *Chinese Journal of Ship Research*, 2025, 20(5): 150–159 (in Chinese).
- [30] 文豪. 基于多孔介质的泵喷推进器流动与噪声控制研究 [M]. 武汉: 华中科技大学, 2025.
WEN H. Investigation of flow and noise control of pump-jet propulsor based on porous medium[M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2025.
- [31] 汤王豪, 黄修长, 饶志强, 等. 泵喷定子襟翼作动对转子非定常力抑制方法数值研究 [J]. *中国舰船研究*, 2023, 18(6): 21–29.
TANG W H, HUANG X C, RAO Z Q, et al. Numerical investigation on unsteady force suppression of pump-jet rotor by oscillating stator trailing edge flaps[J]. *Chinese Journal of Ship Research*, 2023, 18(6): 21–29 (in both Chinese and English).
- [32] BHUSHAN S, ALAM M F, WALTERS D K. Evaluation of hybrid RANS/LES models for prediction of flow around surface combatant and Suboff geometries[J]. *Computers & Fluids*, 2013, 88: 834–849.

Study on noise reduction of pump-jet propulsors based on porous media stator leading edges

ZHENG Jianguo^{*}, WEN Hao, MAO Yijun

School of Aerospace Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China

Abstract: [**Objective**] To suppress hydrodynamic noise at the source, a noise reduction method for pump-jet propulsors based on porous media is proposed. [**Methods**] By replacing the metallic leading edges of the stator blades of the pump-jet propulsor with porous materials, the interaction between the blade wake and the inner wall of the duct can be effectively modulated, thereby reducing wall pressure fluctuations. Large eddy simulation (LES), combined with acoustic analogy analysis, was employed to investigate the flow characteristics and noise control performance of the stator blades with porous leading edges. The mechanisms by which the porous media modulates the flow field and suppresses noise were analyzed, and the effects of key parameters, such as porosity and advance coefficient, on hydrodynamic noise control were examined. [**Results**] Comparative results indicate that the porous leading edges of the stator significantly reduce the low-frequency sound pressure level components on the duct wall and the far-field radiation noise. The maximum reduction in the sound pressure level (SPL) reaches 5.52 dB in the direction perpendicular to the rotation axis of the pump-jet propulsor. [**Conclusion**] The findings of this study provide useful guidance for flow control and hydrodynamic noise reduction in pump-jet propulsors.

Key words: pump-jet propulsor; rotating machinery; stator blade leading edge; porous media; flow control; noise abatement; noise reduction