

水下推进器转子叶片数与伴流场的匹配关系研究^{*}

陈鹏磊¹, 梁 宁¹, 丁永乐², 张坚伟¹, 李 健², 曹琳琳¹, 吴大转¹

(1. 浙江大学 能源工程学院, 浙江 杭州 310027;

2. 西安精密机械研究所, 陕西 西安 710076)

摘 要: 为了明确水下推进器转子叶片数和伴流场的匹配关系, 以四个不同转子叶片数的水下推进器为对象, 采用数值模拟方法研究了叶片数与水下推进器激振力特性的关联机理。使用分块网格技术对航行体及推进器的计算域进行离散, 采用 RANS 计算方法及 SST $k-\omega$ 湍流模型计算了推进器的激振力。借助谐波分析方法得到了航行体的伴流场特性, 并结合推进器瞬时流场的分布特性, 分析推进器激振力和伴流场的内在联系。结果显示: 使用八个附体的航行体其伴流场以 4, 8, 12 为主要周期。当推进器转子叶片数为 $4a \pm 1$ (a 为任意正整数) 时, 转子横向激振力和垂向激振力脉动幅值较大; 当推进器转子叶片数为 $4a+2$ 时, 转子横向激振力和垂向激振力脉动幅值明显降低, 但转子轴向激振力幅值会有所增大, 且脉动峰值出现在二倍叶频处。随着转子叶片数的增加, 推进器转子和导管的激振力幅值逐渐减小。研究发现, 对于后置定子泵喷推进器而言, 转子叶片数应避免谐波分量较大的阶数, 且转子叶片数与伴流场的匹配关系会影响转子和定子的脉动幅值及峰值出现的位置。同时, 增加转子叶片数可以有效地降低推进器转子和导管的激振力脉动幅值。

关键词: 水下推进器; 转子叶片数; 激振力; 谐波分析; 后置定子

中图分类号: U664.34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2025) 02-2311047-14

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 2311047

参数符号表

a	任意正整数	m	谐波分量阶数
A_m	m 阶谐波分量的幅值	n/rps	转子转速
D/mm	转子直径	$Q/(\text{N} \cdot \text{m})$	转子转矩
f/Hz	频率	$R_{\text{rotor}}/\text{m}$	转子半径
f_a/Hz	轴频	T_R/N	转子推力
f_b/Hz	叶片通过频率	T_S/N	定子推力
F_r/N	径向力	T_D/N	导管推力
F_x/N	横向力	$v/(\text{m/s})$	来流速度
F_y/N	垂向力	Z	转子叶片数
F_z/N	轴向力	$\Delta t/\text{s}$	时间间隔
J	进速系数	η	推进效率
k	叶频阶数	φ_m	第 m 阶谐波分量相位角
K_T	推力系数	φ_n	第 n 阶轴向力相位角
K_Q	转矩系数		

^{*} 收稿日期: 2023-11-19; 修订日期: 2024-04-08。

基金项目: 国家自然科学基金面上项目 (52171326)。

作者简介: 陈鹏磊, 硕士生, 研究领域为船舶推进技术。

通讯作者: 曹琳琳, 博士, 副研究员, 研究领域为船舶推进技术。E-mail: caolinlin@zju.edu.cn

引用格式: 陈鹏磊, 梁 宁, 丁永乐, 等. 水下推进器转子叶片数与伴流场的匹配关系研究[J]. 推进技术, 2025, 46(2): 2311047. (CHEN P L, LIANG N, DING Y L, et al. Matching relationship between number of underwater propulsor rotor blades and wake field[J]. Journal of Propulsion Technology, 2025, 46(2): 2311047.)

1 引 言

随着水下推进技术的进步,声隐身性已成为评估推进器性能的重要标准。泵喷推进器作为一种新型水下特种推进器^[1],当前面临的主要问题是降低运行过程中的振动噪声^[2]。在推进器产生的噪声中,低频线谱噪声对总体振动噪声的贡献度较大^[3]。根据以往学者对推进器噪声的研究^[4],可以得知推进器的线谱激振力是导致低频线谱噪声的主要原因。在航行过程中,附体结构会导致伴流场呈现不均匀的分布状态,这种不均匀来流将引起转子的脉动,进而使推进器产生线谱激振力^[5]。因此,了解推进器激振力与航行体伴流场的响应机制对于推进器的低激振力设计至关重要。

水下高速推进器通常采用定子后置的结构形式^[6],后置定子的设计起到回收尾流环量的作用,使推进器具有较高的推进效率。目前,研究泵喷推进器激振力的方法主要包括试验测量和数值模拟。在这些方法中,数值计算具有较低的成本并能获得较高精度的激振力结果,因此成为目前研究推进器激振力的常用方法^[7]。

近年来,众多学者使用 RANS(雷诺平均纳维-斯托克斯湍流模型)方法来预测推进器的激振力。李晗等^[8]基于 RANS 和 SST $k-\omega$ 湍流模型建立了一套推进器激振力预报方法,通过研究发现,推进器的激振力主要集中在叶频处。Yu 等^[9]同样基于 RANS 方法对推进器进行非定常计算,分析了转子非定常激振力的线谱特征。Jiang 等^[10]使用不同的数值计算方法来计算螺旋桨的激振力,并对计算结果进行了分析和比较。他们发现 RANS 方法和 DES(分离涡模拟)方法在预测螺旋桨的激振力方面都具有较好的效果。虽然 RANS 方法得到的激振力幅值略小于 DES 方法,但在线谱激振力计算上两者没有较大的差距。Shi 等^[11]采用 RANS 方法和 LES(大涡模拟)方法来计算艇后推进器的非定常特性,并对两种方法的求解结果进行了比较和评价。研究发现两种方法在计算转子推力和转矩的时均值方面差距不大,但 RANS 方法对湍流黏度的计算过高,只能求解尾迹中的主涡,得到的涡结构只能提供准稳态结果。相比之下,LES 方法可以获得详细的涡旋结构,并捕捉不同涡旋系统之间的相互作用。

根据以往学者的研究,使用 RANS 法能够较好地预测推进器的线谱激振力。本文重点研究推进器的线谱激振力,考虑到计算效率和计算精度,选择采用

基于 RANS 的计算方法,并结合 SST $k-\omega$ 湍流模型进行推进器的数值模拟计算。

目前的研究表明,影响推进器激振力的因素有很多。于丰宁等^[12]选择 SUBOFF(某标准潜艇模型)及某泵喷推进器作为研究对象,使用 RANS 方法进行仿真,并获得了泵喷在艇后的叶片激振力特性。分析发现,航行体后的不均匀来流会增强转子叶片的激振力,并且显著增强定子叶片和转子叶片之间的干涉。黄桥高等^[13]基于 RANS 方法对不同叶顶间隙的泵喷推进器进行了激振力数值模拟计算,结果发现叶顶间隙尺寸对转子激振力幅值有显著的影响。

对于螺旋桨线谱激振力的形成机理,田畅^[14]通过 RANS 方法对具有不同附体结构的航行体推进器进行了数值模拟计算,发现了附体结构对螺旋桨激振力的影响较大。并且分别对水下航行器附体和推进器进行改型,分析了两者对转子激振力特性的影响,发现了影响螺旋桨激振力的关键因素。

本文以某水下航行器及后置定子泵喷推进器作为研究对象,通过对航行体伴流场进行谐波分析,以明确来流中谐波分量的分布规律。结合转子旋转过程中推进器内部流场的瞬态分布,分析推进器线谱激振力的形成机理。分析不同转子叶片数和伴流场响应后对推进器线谱激振力的影响,明确推进器激振力和伴流场的响应机制。对于水下低噪声推进器的设计具有重要的指导意义。

2 数值计算方法及验证

2.1 研究对象

本文采用的水下航行体模型为基于 MK48 网络公开数据创建的 TPM 模型,其中附体的数量及结构参考姜汉^[15]所用的航行体模型。TPM 模型的几何结构如图 1 所示,主要参数见表 1。TPM 模型含有八个附体,包括四个鳍和四个舵,八个附体结构周向分布均匀。

使用的推进器模型为 CBP-00 推进器(图 2(a)),

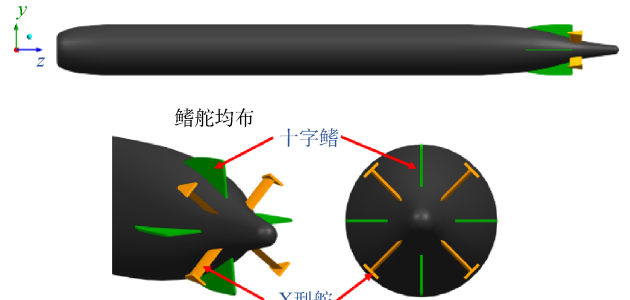


图 1 TPM 模型

表 1 TPM 模型主要参数

参数	数值
模型总长/m	5.880
艇体最大直径/m	0.533
附体数目	8
航速/kn	50

该推进器是根据 TPM 模型的阻力及伴流场特征设计而成的。该推进器基于轴流泵设计方法^[16]设计而成,首先基于推进器设计约束条件、输入参数与工作流场特性,确定推进器转子的设计参数与总体方案,明确合理的环量径向分布规律与子午面流型。转、定子的剖面为翼型,基于柱面层无关假设将叶片沿展向划分为 5 个基元级,对每一级分别进行设计,通过软件的扫略功能生成完整的叶片。后期基于流场后处理进一步优化转、定子的叶型,从而得到最终的推进器模型。

推进器整体由 9 叶转子、11 叶定子和导管构成,采用前转子后定子的结构,具体设计参数见表 2。为了研究转子叶片数对推进器激振力特性的影响,以 CBP-00 推进器为基础推进器,通过改变叶片的设计出三种不同的推进器模型,如图 2(b)~(d)所示,三个推进器的转子叶片数依次为 10,13,14。四个推进器使用相同的导管与轮毂结构,均采用 11 叶定子,转子最大直径及叶型相同,差异主要在于转子叶片数。

表 2 推进器 CBP-00 主要参数

参数	数值
转速/rps	33
转子叶片数	9
定子叶片数	11
转子最大直径/mm	346
叶顶间隙/mm	0.5
喷速比	1.21

为了研究推进器在航行体后的性能,将 TPM 模型与推进器 CBP-00 组合,进行一体式计算,如图 3 所示。本文主要研究无空化情况下推进器流体激励力和伴流场响应关系,主要研究航行体工作在深水区的激振力特性。

2.2 模拟域设置及网格划分

为一体式模型建立如图 4 所示计算域,计算域整体为圆柱体。计算域的大小设置参考秦登辉等^[17]在计算航行体与推进器时的设置。其中 L 代表 TPM 模型的长度,圆柱面和来流入口均设置为速度入口 (Velocity-inlet),出口设置为压力出口 (Pressure-outlet)。

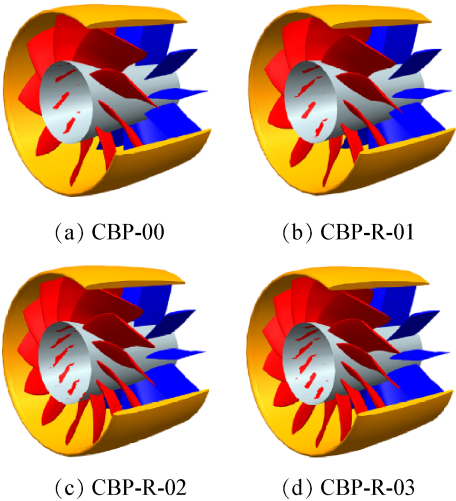


图 2 推进器模型示意图



图 3 TPM-推进器一体式模型示意图

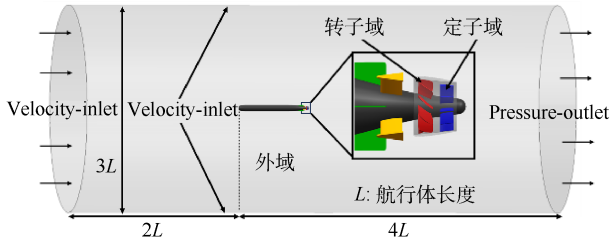


图 4 TPM-推进器计算域及边界条件

模拟域整体分为三个区域:外域、转子域和定子域,不同区域之间通过界面 (Interface) 连接。

考虑到导管及附体结构相对复杂,采用 Fluent meshing 对模拟域外域进行网格划分,网格形式为基于 Mosaic 技术的 poly-hexcore 网格,即以六面体为主,与多面体混合的网格形式,能够充分利用各种网格类型的优势,实现快速、高保真度、高精度的 CFD 仿真^[18]。为了精细模拟航行体表面的流动特征,使用棱柱层网格划分航行体表面边界层的网格。同时对航行体尾流场区域进行局部加密,在兼顾计算精度与网格量需求的同时,更好地捕捉航行体的尾流特征。转子域及定子域使用 Turbo Grid 进行结构化网格的划分,可以减小由于网格不对称对叶片激振力结果的影响,见图 5。

数值模拟计算基于商业软件 Fluent,使用 RANS 方法对航行体模型流场及推进器激振力进行计算,在 RANS 方法中引入 SST $k-\omega$ 湍流模型封闭控制方程,可以更精确地解析近壁面流场,同时也具有更好

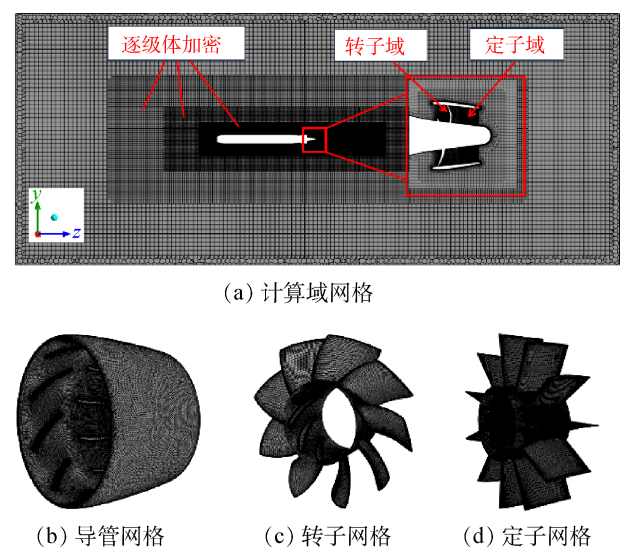


图5 TPM-推进器计算域网格划分

的收敛性^[19]。

对推进器的计算分为稳态和非稳态两个部分，其中稳态计算用于快速评估推进器的水动力性能，同时为非稳态计算提供初始条件；而非稳态计算用于分析推进器的激振力和压力脉动等特性。转子域的旋转在稳态计算中通过运动参考坐标系(MRF)实现，在非稳态计算中通过滑移网格技术实现^[20]。在非稳态计算中，时间步长选取推进器转子转过1°所对应的物理时间，同时监测转子转过20圈的数据，取最后10圈数据进行后续的处理和分析。

2.3 航行体网格收敛性分析

通过计算标准模型SUBOFF的阻力来验证数值计算方法及网格划分的可靠性。SUBOFF模型作为具有公开试验数据的标准模型，被广泛应用于海洋工程相关的学术研究，其试验数据为广大学者提供了数值模拟验证的参考。由于其长度、最大直径等参数与模型TPM较为接近，因此采用SUBOFF模型验证计算方法及网格划分方式的可靠性，见图6。



图6 SUBOFF网格划分

采用与航行体TPM相同的模拟域与边界条件设置方法，并设计三套不同尺寸的网格，网格加细比 $r_c=\sqrt[3]{2}$ ，不同尺度的网格采用相同的壁面边界层设置，保持不同的网格 y^+ 相同且处于30~60的范围，满足湍流模型对网格的要求^[21]。

分别使用三套不同尺寸的网格对SUBOFF模型

进行阻力计算。计算工况为18 kn，并将数值仿真计算的结果与试验值进行对比^[22]，如表3所示。通过对比发现三种网格的计算误差均较小，其中细网格得到的阻力计算值最接近试验值，且中网格的计算值较为接近细网格的计算值。

表3 SUBOFF模型网格无关性验证

网格编号	网格数	阻力计算值/N	试验值/N	误差/%
粗网格	3.282×10^6	834.1	846.23	-1.43
中网格	5.639×10^6	837.4	846.23	-1.04
细网格	9.124×10^6	839.6	846.23	-0.78

根据三套网格的计算结果进行网格不确定度的分析^[23]，表4为网格不确定度分析结果。根据计算结果可知，网格收敛因子 R_c 介于0和1之间，说明三套网格的阻力计算结果是收敛的，证明本文采用的网格划分方法是可行的。解的精度阶数 P_c 为1.06，并且网格不确定度 U_c 的数值较小，表明该计算方法的不确定度处于合理范围，计算结果较为可信。虽然中网格的计算结果误差大于细网格，但是误差在可接受范围内。考虑到计算速度，采用中网格进行后续的计算和研究。

表4 SUBOFF模型网格不确定度分析

参数	R_c	P_c	U_c
数值	0.67	1.06	0.14%

2.4 推进器网格收敛性分析

本文主要研究转、定子的非定常特性，所以转、定子域的网格划分对于模拟的准确性有着较大的影响。为了验证推进器网格划分方式及计算方法的可靠性，基于TPM模型和推进器CBP-00，外域的网格划分方式参考已经验证过的SUBOFF模型的划分方法，同时使用三套不同尺寸的网格划分转、定子的计算域，每套网格使用的划分方法相同，区别在于网格的数量。三套网格的参数如表5所示。

表5 推进器三套网格参数

网格编号	总网格数	转子网格数	定子网格数
粗网格	$1.221\ 1\times10^7$	1.534×10^6	1.868×10^6
中网格	$1.559\ 3\times10^7$	3.208×10^6	3.576×10^6
细网格	$2.165\ 6\times10^7$	6.105×10^6	6.742×10^6

基于这三套网格对航行体和推进器进行一体式定常和非定常计算，验证网格数对推进器水动力性能和非定常性能的影响，水动力性能的计算公式如下

$$J = \frac{v}{nD} \tag{1}$$
$$K_T = \frac{T_R + T_S + T_D}{\rho n^2 D^4} \tag{2}$$
$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \tag{3}$$
$$\eta = \frac{J}{2\pi} \frac{K_T}{K_Q} \tag{4}$$

三套网格计算推进器水动力性能的结果如表 6 所示,表中的收敛率计算方法为细网格与中网格的差值除以中网格与粗网格的差值。从表中可以看出:网格数对推进器水动力性能的计算结果影响较小,三套网格计算得到的结果没有较大差距。且随着网格数的增加,计算结果逐渐收敛,其中,中网格的计算结果与细网格较为接近。

表 6 推进器网格无关性验证

网格编号	K_T	K_Q	$\eta/\%$
粗网格	0.542	0.236	82.35
中网格	0.556	0.242	82.43
细网格	0.561	0.244	82.44
收敛率	0.36	0.33	0.13

接着验证网格数对推进器线谱激振力计算结果的影响,验证同样基于 TPM 模型和推进器 CBP-00,时间步长取 84 μs ,对应转子转过 1° 所经历的时间。由于转子的线谱激振力幅值较大且频率特征明显,所以对转子在叶频处的三向激振力幅值进行网格无关性验证。转子三向力包括横向力、垂向力和轴向力,其在推进器上的具体方位如图 7 所示,图中横向力和垂向力的合力为径向力(即 F_r)。

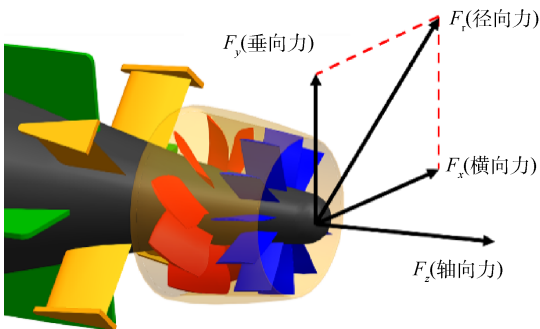


图 7 推进器三向力及径向力示意图

将使用三套网格计算得到的转子三向力激振力幅值汇总于表 7 中,从表中可以看出:网格数对推进器激振力的计算结果影响较大,较少的网格数并不能很好地预报转子激振力幅值,而随着网格数的增加,转子激振力的计算结果趋于收敛。三套网格的

计算结果收敛率都小于 1,证明三套网格具有较好的收敛性,而且中网格的计算结果与细网格较为接近。综合考虑计算精度和计算效率,之后的推进器计算都采用中网格的划分方式。

表 7 三套网格转子叶频处激振力幅值

网格编号	横向力/N	垂向力/N	轴向力/N
粗网格	132.6	128.1	0.51
中网格	189.5	187.9	1.98
细网格	204.2	210.7	2.09
收敛率	0.26	0.38	0.07

2.5 时间步长无关性分析

由于本文主要研究激振力的计算与分析,时间步长的选择不仅会影响求解精度,也会影响计算的速度,因此对非稳态计算的时间步长进行无关性验证。在研究旋转机械的运动过程中,时间步长通常与转子转过的角度相关,本文分别选用转子转过 2°, 1°, 0.5° 所对应的时间步长进行无关性验证。验证基于 TPM 模型和推进器 CBP-00,使用中网格进行计算,在 50 kn 的航速下,分别使用三个时间步长计算转子的激振力时域信号,同时选用转子三向力在叶频处的脉动幅值作为研究对象,结果如表 8 所示。

表 8 不同时间步长转子激振力幅值

转子转过角度/(°)	横向力/N	垂向力/N	轴向力/N
2	118.7	118.1	0.79
1	189.5	187.9	1.98
0.5	216.7	215.3	2.24
收敛率	0.38	0.39	0.22

根据表 8 可以看出:时间步长对激振力脉动幅值的计算结果有比较大的影响。大时间步长计算所得的转子激振力脉动幅值偏小;随着时间步长的减小,转子激振力脉动幅值计算结果逐渐增大并趋于稳定;中时间步长和小时间步长计算所得的转子激振力脉动主频幅值较为接近。综合来看随着时间步长的缩短,激振力的计算结果是收敛的,再考虑计算精度和计算速度,最终采用中时间步长即转子转过 1° 对应的时间步长进行后续的计算和研究。

3 结果与讨论

3.1 推进器水动力特性

通过定常计算得到四个推进器在航行体后的推进性能,计算其水动力性能并汇总于表 9。由表中数据可知,四个推进器的转子叶片数依次增大,但是推

进器的推进效率却逐渐减小。这是因为随着转子叶片数的增加,转子表面的流动损失变大,造成推进器推进效率的下降。

表 9 推进器推进性能				
推进器	J	K_T	K_Q	$\eta/\%$
CBP-00	2.253	0.556	0.242	82.43
CBP-R-01	2.253	0.558	0.245	81.69
CBP-R-02	2.253	0.563	0.254	79.53
CBP-R-03	2.253	0.569	0.256	78.49

3.2 推进器激振力特性

将四个推进器模型分别与 TPM 模型进行一体式非定常计算,并提取推进器各个部件的非定常三向力进行分析。图 8 是四个推进器的转子三向激振力频谱图,图中横坐标为 ff_b ,代表叶频的倍数,其中 f_b 的计算公式为: $f_b=Z\times f_a(f_a=33\text{ Hz})$,四个推进器由于叶片数的差异,导致对应 f_b 的值不同,因此使用 ff_b 来对比分析。图中纵坐标相对幅值的计算方法为脉动幅值与转子轴向力时均值的比值。从图中可以看出四个推进器转子横向力和垂向力都以叶频为主频,且二

者在叶频处的幅值接近。且使用奇数叶片数的 CBP-00 和 CBP-R-02 推进器径向力脉动幅值较大,使用偶数叶片的 CBP-R-01 和 CBP-R-03 推进器转子径向力脉动幅值较小,其中 CBP-00 推进器转子径向力脉动幅值远远大于其他推进器。

图 9 是四个推进器的定子三向激振力频谱图,从图中可以看出四个推进器定子径向激振力普遍大于轴向激振力,轴向力脉动幅值较小。从径向力来看,四个推进器定子径向力脉动峰值均出现在 f_b 处,推进器 CBP-R-01 定子径向激振力幅值明显大于其他三个推进器,由于 CBP-R-01 转子叶片数为 10,而定子叶片数为 11,转、定子叶片数接近,导致定子径向激振力幅值较大。

且使用奇数叶片数的推进器 CBP-00 和 CBP-02 定子轴向激振力峰值出现在 $2f_b$ 处,而使用偶数叶片数的推进器 CBP-01 和 CBP-03 定子轴向激振力峰值出现在 f_b 处,可见转子叶片数的奇偶性还会影响后置定子的激振力特性。

将导管划分为三个部分,分别为导管外壁面、转子轮缘和定子轮缘,监测推进器 CBP-00 导管不同部

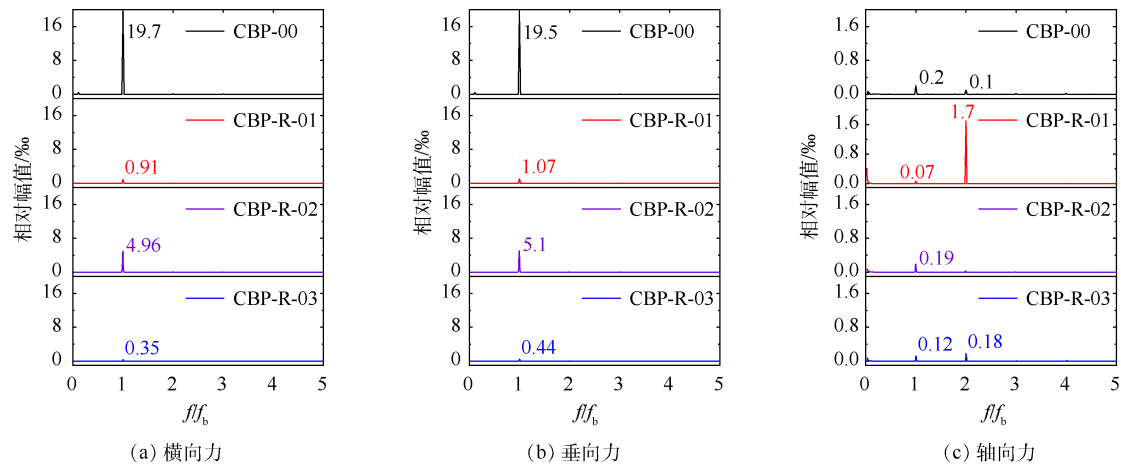


图 8 转子激振力频谱图

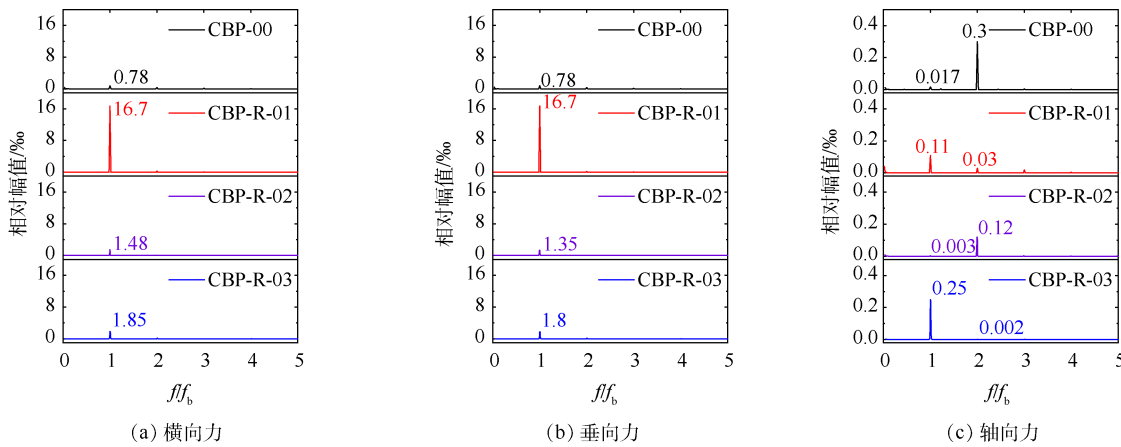


图 9 定子激振力频谱图

分的三向力,导管各部分及导管整体的激振力频谱如图10所示。从图中可以看出:转子轮缘贡献了主要的激振力成分,定子轮缘次之,导管外壁面对激振力的贡献最小。对于横向力和垂向力而言,导管三个部分在 f_b 处的幅值之和与导管整体在 f_b 处的幅值相当,说明三者的相位接近;在轴向力方面,三个部分在 f_b 处的幅值之和大于导管整体在 f_b 处的幅值,说明三者存在相位差。总体来看,导管激振力的形成主要来自转子轮缘的激励。

导管作为静部件,除航行器尾部伴流的湍流激励之外,其激振力的来源主要是转子轮缘处压力脉动的激励。四个推进器的导管三向激振力频谱图如图11所示,可以看出,四个推进器导管径向激振力主频均为 f_b ,但随着转子叶片数的增加,径向力脉动幅值逐渐减小。因为随着转子叶片数的增加,单个叶片的载荷逐渐减小,在导管内壁面形成的压力脉动逐渐减小,因此导管径向力呈现减小的趋势。

对于导管轴向力,根据图11(c),(d)可知,导管轴向力脉动频率特征与转子相似,且脉动幅值与转子轴向力脉动幅值有关。由于转子对导管轴向力影

响不大,故导管轴向力脉动幅值较小,对于推进器整体的轴向脉动贡献不大。

3.3 推进器激振力与伴流场的响应

3.3.1 转子激振力形成机理

以TPM模型和推进器CBP-00作为研究对象,解释转子激振力的形成机理。转子由若干相同的单叶片组成,所以其激振力是由若干个叶片共同作用形成的合力,可以通过研究单叶片的激振力形成过程结合叶片叠加原理来分析转子激振力的形成机理。

在计算过程中监测四个单叶片的三向力及径向力,取第26圈的数据进行分析,其时域信号如图12所示,横坐标为转子旋转的圈数,其中径向力 F_r 为横向力 F_x 和垂向力 F_y 的合力,径向力大小计算公式

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (5)$$

由图12可知,不同叶片的激振力特性一致,不同叶片之间存在相位差,这是因为不同叶片的几何形状形态,并以相同的间距角分布形成的。从图12可以看出单叶片的横向力和垂向力的脉动方式相似,将横向力和垂向力合成为径向力,从而更好地分析转子的激振力特性。从图中可以看出,单叶片径向

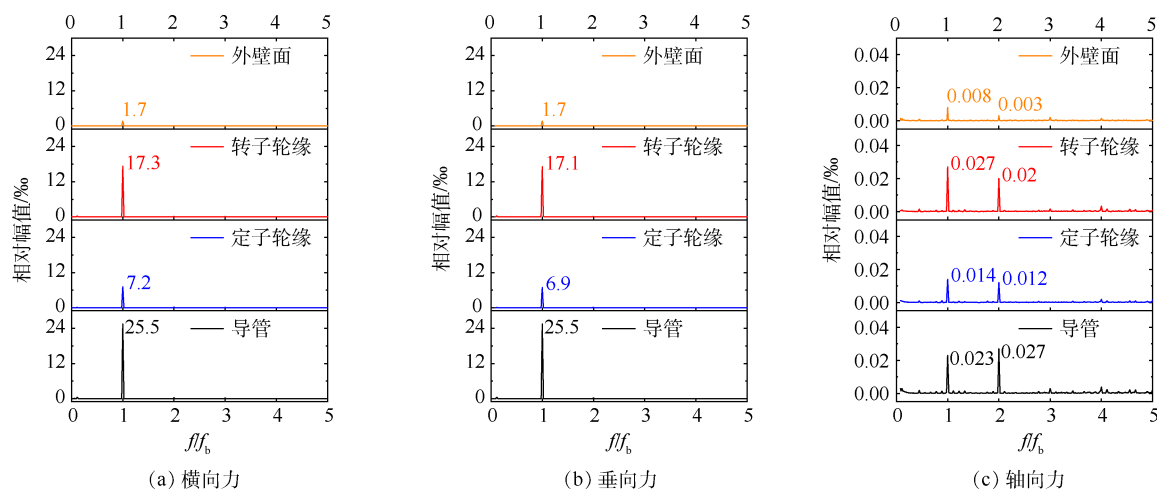


图10 CBP-00导管激振力频谱图

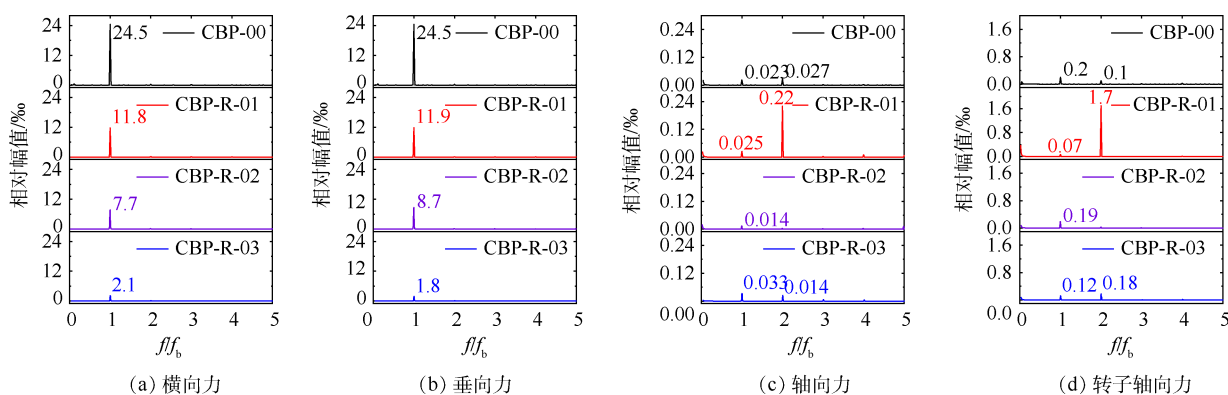


图11 导管激振力频谱图

力和轴向力的脉动特征相似,均在一个周期内出现了八个波峰和波。且径向力和轴向力的脉动形式相似,证明影响两者的因素相同。为了研究转子单叶片激振力的形成机理,先分析单叶片轴向力激振力的形成机理。

根据以上的研究,以 TPM 模型和推进器 CBP-00 为研究对象,分析两个相邻叶片的轴向力与瞬时来流的相互作用过程,对于不同叶片数的情况可以依此方法类推得到。

叶片载荷主要分布在 $0.7R_{\text{rotor}} \sim 0.9R_{\text{rotor}}$ 区域,其中 R_{rotor} 为转子半径,以半径为 $0.8R_{\text{rotor}}$ 圆周分析叶片附近流场情况。图 13(a) 表示了三个典型时刻叶片的相对位置,其中 $t_1=0.757\ 5\ \text{s}$,对应转子转过 25 个周期的时刻,后续瞬态分析对应转子进入第 26 个周期。时间间隔 $\Delta t=1.683\ 5\ \text{ms}$,表示叶片转过 $1/18$ 个周期(转子周期为 $0.030\ 3\ \text{s}$)。图 13(b) 表示 t_1 时刻 Blade1 和 Blade2 的相对位置,图 13(c) 表示叶片 Blade1, Blade2 推力随时间变化的情况,横坐标范围为一个周期,从图中可以看出,在一个周期内,Blade1 和 Blade2 的推力曲线存在四个大波峰和四个小波峰,且 Blade2 的推力曲线落后于 Blade1 一个相位。

图 14 可知,附体后存在低速区,流场轴向速度小于两侧速度, t_1 时刻 Blade1 相对于 Blade2 处于附体鳍

产生的低速区,而 Blade2 已经离开附体鳍产生的低速区进入高速区。由于叶片的攻角为正,当轴向速度增大时,相对液流角增大,导致叶片攻角减小,相应的叶片载荷减小,表现为叶片的推力减小。在 t_1 时刻,Blade1 刚好处于附体鳍产生的低速区,因此其攻角较大,此时 Blade 推力出现局部极大值,而 Blade2 此时开始离开舵产生的高速区,对于叶片攻角减小,因此 Blade2 推力逐渐减小;当从 t_1 时刻到 $t_1+\Delta t$ 时刻时,Blade1 离开鳍产生的低速区,进入高速区,对于 Blade1 的推力由峰值开始减小。而 Blade2 完全处于鳍、舵之间的高速区,则要经历轴向来流速度的局部极大值,对于 Blade2 推力产生了局部最小值,在 $t_1+\Delta t$ 时刻,Blade2 已经逐步离开高速区,接近鳍产生的低速区,因此此时 Blade2 推力处于增大的状态;从 $t_1+\Delta t$ 时刻到 $t_1+2\Delta t$ 时刻时,Blade1 仍处于高速区,但是开始从高速区进入低速区,但是在轴向来流减速前,Blade1 到达局部轴向速度最大值,因此对于 Blade1 推力到达局部最小值,其叶片推力曲线出现波谷。在 $t_1+2\Delta t$ 时刻,Blade2 处于鳍产生的低速区,对应叶片攻角达到局部最大值,对于 Blade2 推力达到局部最大值,其叶片推力曲线出现波峰。

同时由于 Δt 选取的特殊性(叶片数为 9, Δt 为叶片转过 $1/18$ 个周期),表示 Blade2 从 t_1 时刻到 $t_1+2\Delta t$

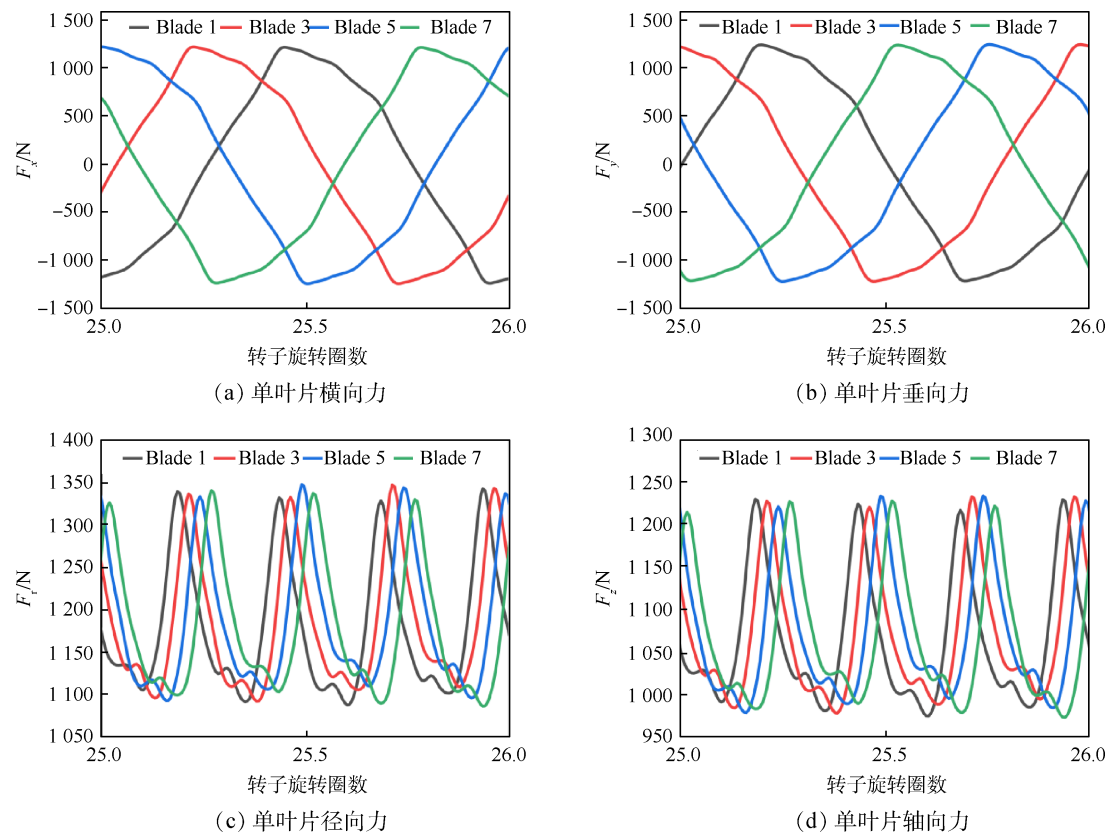


图 12 CBP-00 单叶片激振力时域图

时刻,从初始位置刚好到达 Blade1 在 t_1 时刻的位置,与此同时,Blade2 的推力时序中出现了与 Blade1 在 t_1 时刻相同的波峰。且根据图 14 可知,在 $t_1+2\Delta t$ 时刻,Blade2 叶片周围流场分布与 Blade1 在 t_1 时刻的流场相相似。同时根据图 13(c) 可知,单叶片 Blade1, Blade2 在一个周期内各自出现了八个波峰,且对应四个附体鳍和四个舵,由于附体后出现低速区,而附体之间为高速区,因此这八个峰值不同的波峰以规律的形式交替出现。

综上所述,单叶片推力时序中的波峰出现在附

体后区域,而波谷处于相邻两个附体之间。相邻叶片推力时序中的峰值叠加形成了合推力中交替出现的峰值,且相邻叶片推力曲线峰值的时间间隔接近 $2\Delta t$,恰好与一阶叶频相对应,可以看出,周向不均匀来流是产生一阶叶频相关激振力的必要条件。

3.3.2 TPM 模型伴流场谐调分析

由于转子叶片受力与来流场速度分布直接相关,单叶片受力波动主要由不均匀来流激励引起,而附体结构又是引起航行体尾部伴流不均匀性的主要原因。为了分析转子叶片与航行体伴流的匹配机

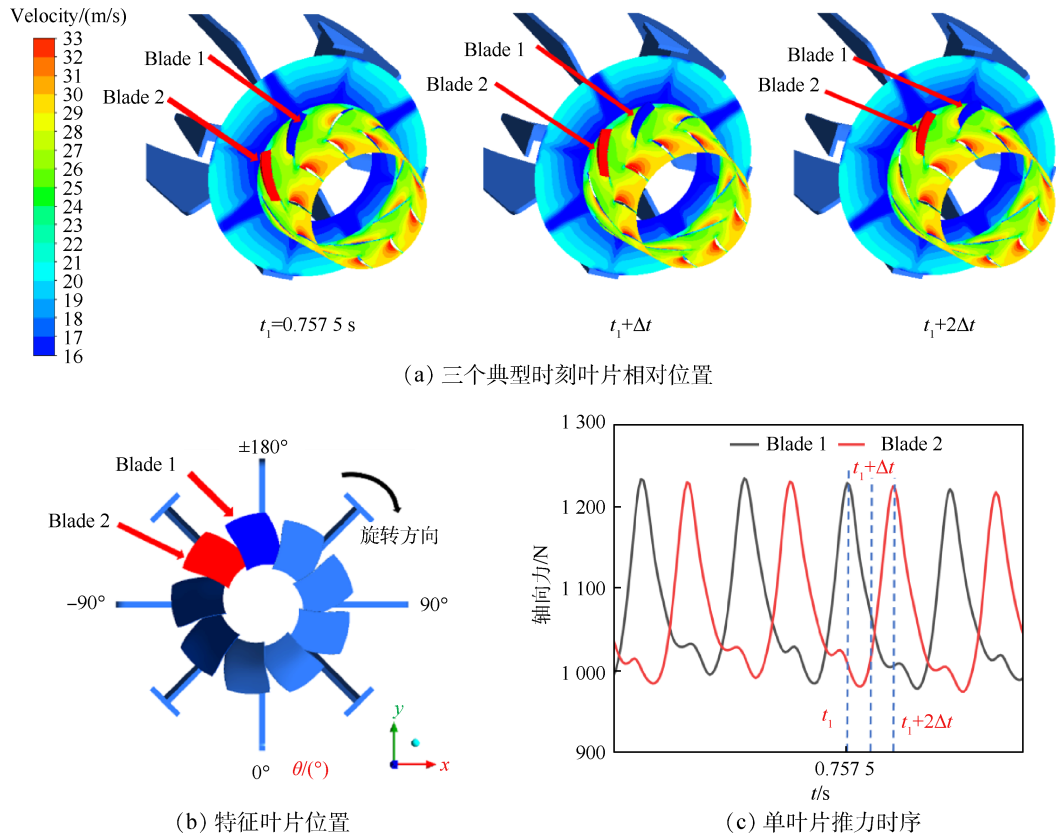


图 13 典型时刻及特征叶片

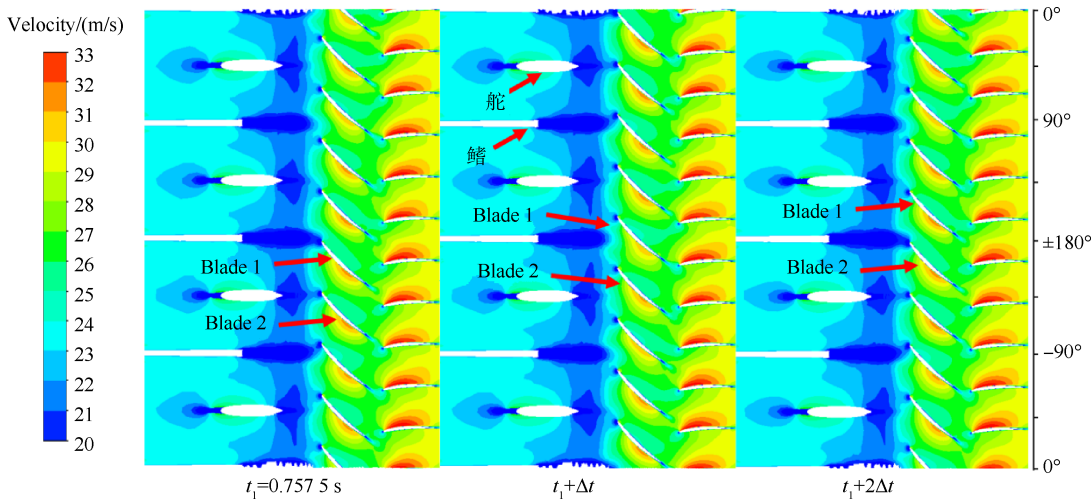


图 14 推进器 CBP-00 叶片瞬时流场

制,对 TPM 模型的伴流场进行谐调分析,主要分析转子盘面处的伴流场分布情况,转子设计盘面距航行体头部 5.65 m,具体位置如图 15(a)所示。

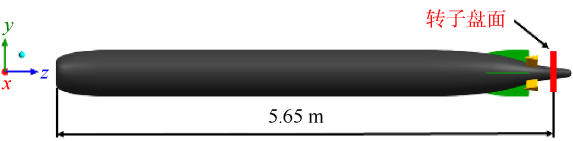
为了定量表示航行体尾部伴流的周期成分及幅值大小,对转子的来流速度场进行谐调分析,分析范围主要是转子工作区域,对应半径 $r=0.6R_{\text{rotor}}$, $r=$

$0.7R_{\text{rotor}}$ 和 $r=0.8R_{\text{rotor}}$ 的区域,其中 R_{rotor} 为推进器转子半径。每个半径取 360 个均匀分布的点,假设各个半径处的速度分布由不同阶次的谐调分量叠加而成,可表示为^[24]

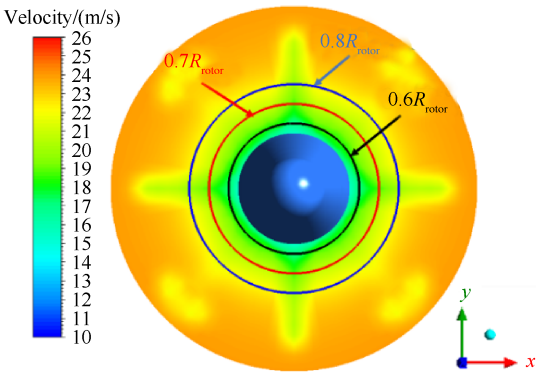
$$v(r,\theta) = \bar{v}(r) + \sum_{n=0}^{\infty} A_n(r) \sin [m\theta + (\varphi)_m(r)] \quad (6)$$

式中 $v(r,\theta)$ 代表转子盘面处任意位置的速度, r 和 θ 分别表示径向位置和周向位置, $\bar{v}(r)$ 表示半径为 r 的位置上的平均速度, $A_m(r)$ 为某半径处第 m 阶的谐调分量。根据图 15(d) 可知,转子盘面处谐调分量在 4, 8, 12 等阶数幅值较大,即伴流场谐调分量在 $4a$ 阶处幅值较大。

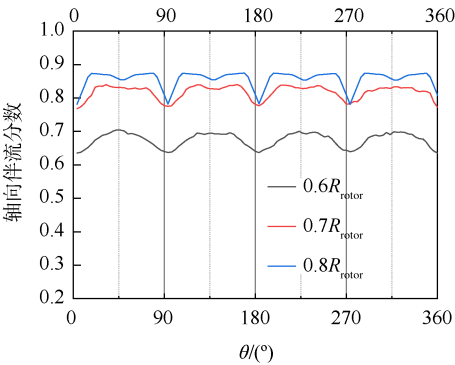
将转子单叶片轴向力的频谱图与 TPM 模型伴流场在 $0.8R_{\text{rotor}}$ 处的谐调分量进行对比,如图 16 所示。图中横坐标为 ff_a , 代表轴频的倍数,其中 f_a 的值为 33 Hz。图中横坐标从图中可以看出,单叶片在 4, 8, 12, 16 阶脉动幅值较大,这与 TPM 模型伴流场谐调分量的分布规律极其相似,此外单叶片轴向力在 $11f_a$ 处脉动幅值也比较明显,根据于丰宁等^[12] 的研究,泵喷推进器的转、定子之间存在干涉现象,即定子会使转子产生定子数倍轴频的脉动。由此可知,转子在 $11f_a$



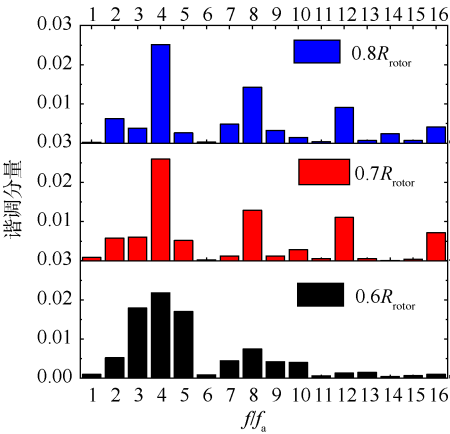
(a) TPM模型转子盘面位置



(b) 转子盘面速度分布

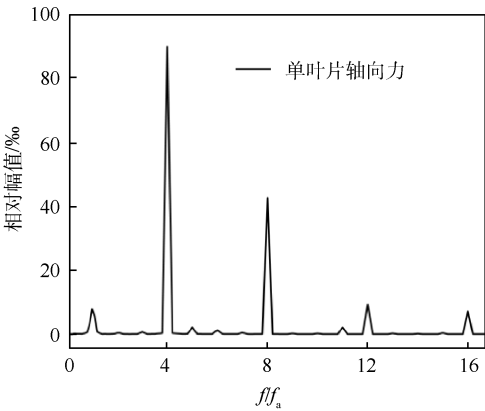


(c) 不同半径速度分布

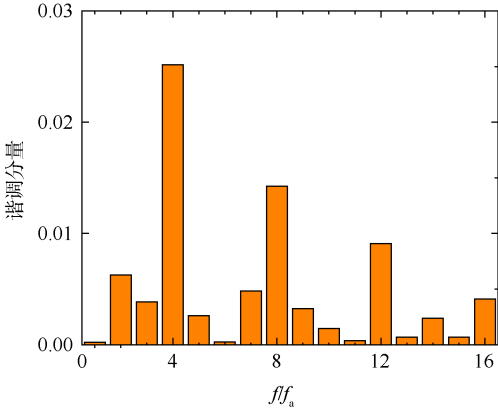


(d) 不同半径谐调分量

图 15 TPM 模型伴流场谐调分析



(a) 转子单叶片轴向力频谱图



(b) TPM伴流 $0.8R_{\text{rotor}}$ 谐调分量

图 16 转子单叶片轴向激振力与谐调分量对比

处的脉动是由 11 叶后置定子的干涉作用引起的。转子在 $9f_a$ (即叶频) 处脉动幅值并不明显。可见谐调分析的结果在一定程度上可以表示转子单叶片的脉动规律。

3.3.3 转子激振力与伴流场的响应机制分析

为了方便分析,计算过程中监测不同叶片数的时域值,如图 17 所示。

由图中可以看出,从单叶片到叠加至八叶片的状态,轴向力的脉动均较为显著;而当叶片数叠加至九时,轴向力的脉动就几乎消失。可以看出在叶片

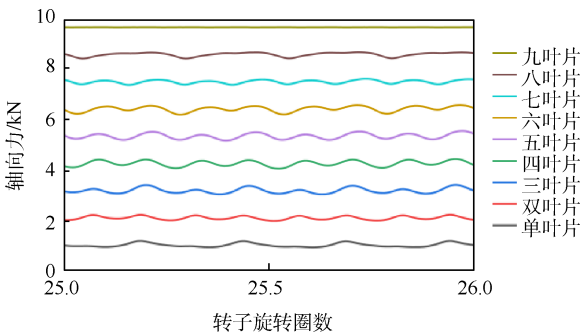


图 17 推进器 CBP-00 转子叶片叠加时域图

叠加过程中部分脉动成分将消失,只有少部分脉动成分才对转子的激振力有贡献。

提取推进器 CBP-00 转子叶片叠加过程中的轴向力时域数据作 FFT 变换,并计算叶片叠加过程中各个叶片数对应的轴向力脉动相对幅值见表 10,其结果如图 18 所示。图中一到八个叶片数在 $4f_a$ 和 $8f_a$ 为处脉动幅值最为显著,当达到九叶片时以 f_b 为主频,同时还存在叶倍频的脉动。表明在叶片叠加过程中只有叶频及其倍频的成分才会保留下来,而 $4f_a$ 成分残留可能是由于来流湍动的影响,各个叶片转动一圈过程中的受力并不是完全相同的,因此在叶频及其倍频成分外,还存在其他成分的脉动,但是从幅值来看,叶频及倍频处的脉动还是激振力的主要成分。根据图 18 可知随着叶片的叠加,转子在各阶轴频的相对幅值逐渐减小,但是在 f_b 处的轴向力相对脉动幅值相同,说明叶频处的脉动成分在叶片叠加过程中得以保留。

为了分析叶片叠加过程中激振力幅值的变化规律,将单叶片的轴向力表示为^[25]

表 10 推进器 CBP-00 不同叶片数轴向力脉动相对幅值(%)

叶片数	$4f_a$	$8f_a$	f_b	$11f_a$	$12f_a$
单叶片	89.827	42.668	0.212	2.113	9.202
双叶片	15.596	40.082	0.211	1.608	4.588
三叶片	26.332	36.019	0.209	0.960	0.012
四叶片	14.637	30.718	0.211	0.300	2.301
五叶片	11.721	24.574	0.212	0.220	1.837
六叶片	13.152	18.013	0.209	0.470	0.008
七叶片	11.217	11.472	0.213	0.460	1.307
八叶片	4.449	5.339	0.211	0.270	1.151
九叶片	0.014	0.002	0.212	0.010	0.001

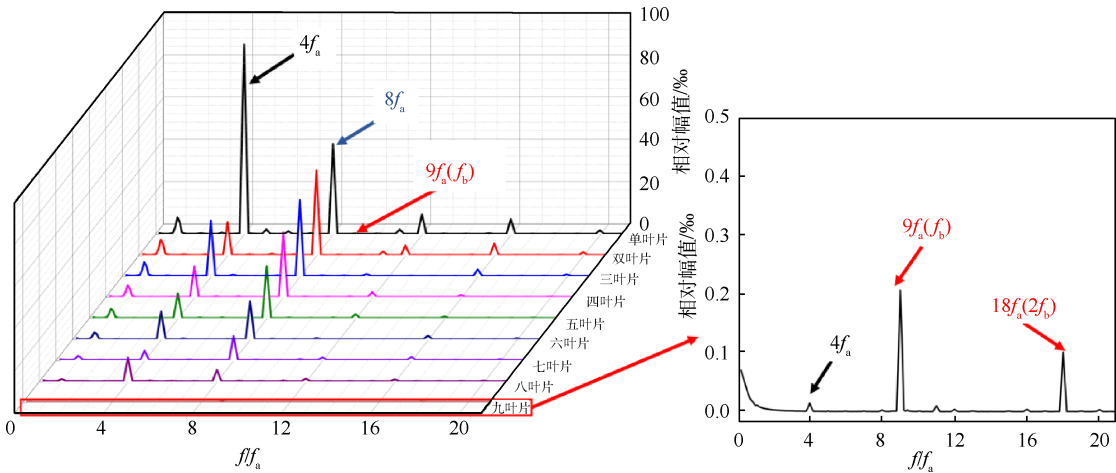


图 18 推进器 CBP-00 转子叶片叠加频谱图

$$F_z(\theta) = \sum_{n=0}^{\infty} (F_z)_n \sin(n\theta + \varphi_n) \quad (7)$$

式中 $(F_z)_n$ 为第 n 阶轴向力幅值, φ_n 为第 n 阶轴向力的相位角,将不同叶片上的轴向力求和可得到转子轴向力为

$$F_{zt}(\theta) = \sum_{k=0}^{\infty} (F_z)_{kZ} \sin(kZ\theta + \varphi_{kZ}) \quad (8)$$

转子的横向力为

$$F_{xt}(\theta) = \frac{Z}{2} \sum_{k=1}^{\infty} \{ (F_r)_{kZ+1} \cdot \sin[kZ\theta + (\varphi_{F_r})_{kZ+1}] + (F_r)_{kZ-1} \cdot \sin[kZ\theta + (\varphi_{F_r})_{kZ-1}] \} \quad (9)$$

转子的垂向力为

$$F_{yt}(\theta) = \frac{Z}{2} \sum_{k=1}^{\infty} \{ (F_r)_{kZ+1} \cdot \cos[kZ\theta + (\varphi_{F_r})_{kZ+1}] - (F_r)_{kZ-1} \cdot \cos[kZ\theta + (\varphi_{F_r})_{kZ-1}] \} \quad (10)$$

上述公式中, k 为正整数, Z 为转子叶片数。根据叶片叠加公式可知,在叶片叠加过程中,每个叶片只有脉动频率为叶频或叶频整数倍的成分,才会在叠加过程中得以保留。因此,转子轴向力的脉动频率以叶频及叶频整数倍为主。根据图16可知,单叶片轴向力的各轴频阶数脉动幅值和伴流中的各阶谐波分量相对应。因此,只有伴流中的 kZ 阶谐波分量才会影响转子轴向力的脉动幅值。同理,可以得出,只有伴流中的 $kZ+1$ 和 $kZ-1$ 阶谐波分量才会影响转子横向力和垂向力的脉动幅值。而横向力和垂向力的脉动频率同样以叶频及叶频的整数倍数为主。

明确影响转子激振力的因素之后,分析四个推进器的转子激振力特性。因为CBP-00转子叶片数为9,其转子径向力受8,10阶谐波分量的影响较大,而由图16可知,第8阶谐波分量远远大于其他阶分量,造成推进器CBP-00转子径向力脉动幅值较大。由于当 Z 为 $4a\pm1$ 时,对应的 $Z-1, Z+1$ 阶必有一个为4的倍数,而 $4a$ 阶谐波分量通常大于附近阶数的谐波分量,因此采用奇数叶片数的推进器表现为径向力脉动幅值以 f_b 为主频,且幅值大于轴向力。

在转子轴向力方面,使用奇数叶片的CBP-00和CBP-R-02推进器都以 f_b 为主频,因为当 Z 为 $4a+2$ 时, k 取1, kZ 阶谐波分量最大,因此使用奇数叶片数的转子轴向力脉动以 f_b 为主频;而使用偶数叶片的CBP-R-01和CBP-R-03以 $2f_b$ 为主频,这是因为当 Z 为偶数时, $2Z$ 为4的倍数,对应的 $2Z$ 阶谐波分量大于 Z 阶的谐波分量(如图16所示),20阶谐波分量大于10阶,28阶谐波分量大于14阶,因此推进器CBP-R-01和CBP-R-03转子轴向力脉动以 $2f_b$ 为主频。

4 结论

本文通过分析转子叶片数对推进器激振力的影响规律,得到如下结论:

(1)由于附体的影响,航行体尾部伴流场呈现周向不均匀性,且谐波分量以4,8,12阶为主要特征。伴流场谐波分量的阶数及大小一定程度上可以表示转子单叶片轴向力的频谱特征。在叶片叠加过程中,只有叶频及叶倍频的成分才会保留,且单叶片叶频处的相对幅值可以代表转子叶频处的相对幅值。

(2)转子横向力和垂向力的激振力幅值与伴流场中的 $kZ-1$ 和 $kZ+1$ 阶谐波分量的大小有关,轴向力激振力幅值和 kZ 阶谐波分量的大小相关。当三向力对应的谐波分量较大时,激振力的幅值也有较高的表现。可以通过改变转子叶片数的方式来调节转子和伴流场的响应关系,从而抑制激振力的幅值。

(3)定子受转子尾流的激励,其三向非定常力幅值和转子相当,且转子叶片数的改变会影响定子轴向力的主频位置。

(4)导管轴向激振力脉动频率与转子轴向力脉动特性相似,但本计算对象中的导管轴向激振力幅值整体较小,对推进器激振力的贡献较小。通过增加转子叶片数的方法,可以有效降低转子和导管的激振力脉动幅值。

致谢:感谢国家自然科学基金面上项目的资助;感谢西安精密机械研究所提供的支持和帮助;感谢张健生、张宇、冯希敏等同学在数据处理方面的建议。

参考文献

- [1] 伍赛特. 泵喷推进器技术研究现状及未来发展趋势展望[J]. 自动化应用, 2019(11): 46-48, 57.
- [2] CHENG M. A summary of acoustic characteristics and control techniques of underwater non-cavitation thruster [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C, Journal of Mechanical Engineering Science, 2019, 233(18): 6339-6356.
- [3] QIN D H, PAN G, LEE S, et al. Underwater radiated noise reduction technology using sawtooth duct for pump-jet propulsor [J]. Ocean Engineering, 2019, 188: 106228.
- [4] LI H, HUANG Q G, PAN G. Numerical radiated noise prediction of a pre-swirl stator pump-jet propulsor [J]. Journal of Marine Science and Application, 2023, 22(2): 344-358.
- [5] 李福正, 黄桥高, 潘光, 等. 定子预旋角对泵喷推进器敞水脉动特性影响[J]. 哈尔滨工业大学学报,

- 2022, 54(12): 46–54.
- LI F Z, HUANG Q G, PAN G, et al. Effect of stator pre-whirl angles on open-water fluctuation characteristics of pump-jet propulsor[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2022, 54(12): 46–54. (in Chinese)
- [6] 谷 浪. 鱼雷泵喷推进器设计及水动力性能预报方法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2019.
- GU L. Design and hydrodynamic performance prediction methods investigation of torpedo pumpjet propulsor[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2019. (in Chinese)
- [7] 姚峰宇, 曹琳琳, 张 宇, 等. 亚格子模型对泵喷推进器宽带非定常力预测的影响研究[J]. 推进技术, 2022, 43(6): 200929.
- YAO H Y, CAO L L, ZHANG Y, et al. Effects of Sub-grid-scale models on broadband unsteady force prediction of pumpjet propulsor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(6): 200929. (in Chinese)
- [8] LI H, PAN G, HUANG Q G. Transient analysis of the fluid flow on a pump-jet propulsor[J]. Ocean Engineering, 2019, 191: 106520.
- [9] YU H T, DUAN N Y, HUA H X, et al. Propulsion performance and unsteady forces of a pumpjet propulsor with different pre-swirl stator parameters[J]. Applied Ocean Research, 2020, 100: 102184.
- [10] JIANG Y C, LI Y K, WU C J, et al. Assessment of RANS and DES turbulence models for the underwater vehicle wake flow field and propeller excitation force[J]. Journal of Marine Science and Technology, 2022, 27(1): 226–244.
- [11] SHI S K, TANG W H, HUANG X C. Wake flow characteristics and unsteady performance of a pump-jet propulsor under hull condition[J]. Physics of Fluids, 2022, 34(12): 127110.
- [12] 于丰宁, 邹冬林, 饶柱石, 等. 泵喷推进器在敞水与艇后的激励力计算分析[J]. 船海工程, 2019, 48(4): 96–101.
- YU F N, ZOU D L, RAO Z S, et al. Analysis on exciting force of open water pump-jet and submarine with pump-jet[J]. Ship & Ocean Engineering, 2019, 48(4): 96–101. (in Chinese)
- [13] LI H, HUANG Q G, PAN G, et al. Review of hydrodynamics and flow field characteristics of pump-jet propulsors[J]. Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2022, 54(4): 829–843.
- [14] 田 畅. 水下航行器伴流场对推进器激振力特性的影响研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2022.
- TIAN C. Research on the influence of the wake field of underwater vehicles on propulsor exciting force characteristics[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2022. (in Chinese)
- [15] 姜 汉. 泵喷推进器激振力特性数值分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2017.
- JIANG H. Numerical analysis of exciting force characteristics for pump jet propulsor[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2017. (in Chinese)
- [16] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.
- [17] QIN D H, HUANG Q G, PAN G, et al. Effect of the odd and even number of blades on the hydrodynamic performance of a pre-swirl pumpjet propulsor[J]. Physics of Fluids, 2022, 34(3).
- [18] 何升阳, 武星宇, 魏应三, 等. 泵喷推进器线谱非定常推力预报方法与试验验证[J]. 国防科技大学学报, 2023, 45(3): 86–91.
- HE S Y, WU X Y, WEI Y S, et al. Line spectrum unsteady thrust prediction method and test verification of pump jet[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2023, 45(3): 86–91. (in Chinese)
- [19] ZHANG Y, HAN J T, HUANG B, et al. Excitation force on a pump-jet propeller: the effect of the blade number[J]. Ocean Engineering, 2023, 281: 114727.
- [20] LI F Z, LIU G S, HUANG Q G, et al. Influence of asymmetric pre-whirl stator spacing on unsteady characteristics of pump-jet propulsor[J]. Ocean Engineering, 2023, 273: 113896.
- [21] 赵国寿, 伍 锐, 车邦祥, 等. 基于障碍物的轴流泵叶片空化控制[J]. 浙江大学学报(工学版), 2021, 55(4): 742–749.
- ZHAO G S, WU R, CHE B X, et al. Blade cavitation control by obstacles in axial-flow pump[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2021, 55(4): 742–749. (in Chinese)
- [22] GROVES N C, HUANG T T, CHANG M S. Geometric characteristics of DARPA suboff models (DTRC model numbers 5470 and 5471)[R]. Bethesda: David Taylor Research Center, 1989.
- [23] 7.5-03-01-01-2008, ITTC QM Procedure[S].
- [24] 田 畅, 夏林生, 付敏飞, 等. 潜艇伴流场对螺旋桨激振力的影响[J]. 中国舰船研究, 2023, 18(3): 111–121.
- TIAN C, XIA L S, FU M F, et al. Influence of wake field on propeller exciting force of submarine[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2023, 18(3): 111–121. (in Chinese)
- [25] 何友声, 王国强. 螺旋桨激振力[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1987.

(编辑: 梅 瑛)

Matching relationship between number of underwater propulsor rotor blades and wake field

CHEN Penglei¹, LIANG Ning¹, DING Yongle², ZHANG Jianwei¹, LI Jian², CAO Linlin¹, WU Dazhuan¹

(1. College of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;

2. Xi'an Institute of Precision Machinery, Xi'an 710076, China)

Abstract: In order to clarify the matching relationship between the number of underwater propulsor rotor blades and the wake field, this paper focuses on four underwater propulsors with different numbers of rotor blades and investigates the correlation mechanism between blade numbers and the characteristics of propulsor-induced excitation force using numerical simulation methods. The calculation domains of the vehicle and the propulsor were discretized using a block grid technique. The RANS calculation method and the SST $k-\omega$ turbulence model were employed to compute the excitation force of the propulsor. The characteristics of the wake field around the vehicle were obtained using harmonic analysis. Combining these results with the distribution characteristics of the propulsor's instantaneous flow field, the inherent connection between the propulsor's excitation force and the wake field was analyzed. The results show that the wake field of a vehicle with eight appendages has the main cycle of 4, 8, and 12. When the number of propulsor rotor blades is $4a \pm 1$ (a is any positive integer), the amplitude of lateral and vertical excitation force fluctuations of the rotor is relatively large. When the number of propulsor rotor blades is $4a + 2$, the amplitude of lateral and vertical excitation force fluctuations of the rotor significantly decreases, but the amplitude of axial excitation force of the rotor increases, and the peak of pulsation occurs at twice the blade frequency. Furthermore, the excitation force amplitude of the rotor and guide tube gradually decreases with an increase in the number of rotor blades. The study reveals that, for rear-stator pump-jet propulsors, the number of rotor blades should avoid the order with larger harmonic components, and the matching relationship between the number of rotor blades and the wake field will affect the amplitude of rotor and stator fluctuations and the location of peak values. At the same time, increasing the number of rotor blades can effectively reduce the amplitude of excitation force fluctuations of the propulsor rotor and guide tube.

Key words: Underwater propulsor; Number of rotor blades; Excitation force; Harmonic analysis; Rear stator

Received: 2023-11-19; Revised: 2024-04-08.

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2311047

Foundation item: General Project of National Natural Science Foundation of China (52171326).

Corresponding author: CAO Linlin, E-mail: caolinlin@zju.edu.cn