

引用格式: 宋晗, 王睿, 熊鹰. Kappel桨与传统螺旋桨噪声对比试验[J]. 中国舰船研究, 2015, 10(5): 92-98.

SONG Han, WANG Rui, XIONG Ying. Contrast experiments on the propeller noise of the Kappel propeller and the conventional propeller[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2015, 10(5): 92-98.

Kappel桨与传统螺旋桨噪声对比试验

宋晗, 王睿, 熊鹰

海军工程大学 舰船工程系, 湖北 武汉 430033

摘要: 为检验 Kappel 桨的噪声性能, 在海军工程大学空泡水洞进行背景噪声测量及 2 种桨模噪声对比试验。本次试验共设计 16 组工况, 分别测量 2 种桨在无空泡和有空泡时的噪声。由测量结果分析可知, 海军工程大学空泡水洞的声学性能满足试验要求, 噪声信号在 1~20 kHz 范围内可获得较高的信噪比。无空泡时, Kappel 桨与传统桨的辐射噪声相当; 在相同转速空泡数 σ_n 下, Kappel 桨的空化辐射噪声高于传统螺旋桨的, 同时观察其空泡形态, 与传统螺旋桨相比 Kappel 桨的空泡形态要更为剧烈, 表明在空泡性能方面 Kappel 桨要低于传统螺旋桨, 在 Kappel 桨的设计过程中应综合考虑螺距与拱弧的关系以改善 Kappel 桨的空泡性能。

关键词: 噪声测量; Kappel 桨; 空泡水洞

中图分类号: U661.1

文献标志码: A

DOI: 10.3969/j.issn.1673-3185.2015.05.015

Contrast experiments on the propeller noise of the Kappel propeller and the conventional propeller

SONG Han, WANG Rui, XIONG Ying

Department of Naval Architecture Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China

Abstract: To test the noise performance of the Kappel propeller, background noise and propeller noise contrast tests are carried out in the NUE cavitation tunnel. Both wet condition noise and the cavitation noise of the two propellers are measured in the tests under sixteen different working conditions. The analysis based on the measurement results indicates that the acoustics performance of the NEU cavitation tunnel satisfies the requirements of the tests, and higher signal-to-noise ratio can be achieved in the frequency range between 1 kHz and 20 kHz. The SPL of the Kappel propeller noise equals to the conventional propeller noise under the wet condition. With the same cavitation number, the SPL of the Kappel propeller cavitation noise is higher than that of the conventional propeller. Meanwhile, the pattern of the Kappel propeller cavitation is more precise than that of the conventional propeller. It is concluded that the cavitation performance of the Kappel propeller is poorer than that of the conventional propeller. To improve the cavitation performance, the relationship between pitch and camber should be comprehensively considered in the process of Kappel propeller designing.

Key words: cavitation noise; Kappel propeller; cavitation tunnel

0 引言

船舶噪声是由船舶构件产生但又不被人们需要的声音, 它的产生会影响到船舶多方面的性

能。螺旋桨是船舶 3 大噪声源之一, 当船舶高速行驶时, 发生空化的螺旋桨则成为主要噪声源^[1]。在螺旋桨噪声的研究中, 模型试验方法是一种重要的途径。空泡水洞是研究螺旋桨水动力性能和

收稿日期: 2015-03-25

网络出版时间: 2015-10-8 11:16

作者简介: 宋晗, 男, 1985 年生, 硕士生。研究方向: 舰船流体动力性能。E-mail: 119031125@qq.com

王睿, 男, 1990 年生, 博士生。研究方向: 舰船流体动力性能

熊鹰(通信作者), 男, 1958 年生, 博士, 教授。研究方向: 舰船流体动力性能

空泡性能的主要设备,同时也能用来研究螺旋桨噪声性能。一个具有良好声学性能的空泡水洞应具备2个条件:一是背景噪声能与测试结果进行有效分离,即具有足够的信噪比;二是试验重复性好,测量结果稳定。本文研究过程中采用的空泡水洞运行稳定,密封性良好,具备进行螺旋桨噪声性能测试的基本条件。在“绿色船舶”背景下,Kappel桨以其较高的效率^[2]具有较广阔的应用前景。台湾海洋大学的黄意程等^[3-5]以1 700 TEU集装箱船为对象设计了一系列Kappel桨,并通过试验确定了影响Kappel桨效率提升的因素,进行修正设计后的Kappel桨较原型桨效率要高3.3%;Inukai^[6]设计了叶梢向叶背弯曲的反Kappel桨(BTRP),并对其敞水性能及空泡性能进行了试验研究,结果表明BTRP的效率要比传统桨高2.6%;Andersen等^[7]采用非平面升力线方法设计了一款Kappel桨,并对其进行敞水实验、空泡观测及脉动压力测量,指出了Kappel桨原有设计方法上的不足。然而对于Kappel桨其他方面的性能,国内外研究较少。噪声性能是船舶的重要性能,会对船舶的舒适性等造成很大影响,因此本文将传统螺旋桨与Kappel桨进行模型试验对比,对海军工程大学空泡水洞的声学性能进行探讨,比较2种桨在相同工况下的噪声性能,并对Kappel桨的低噪声设计方法进行探索性研究。

1 试验螺旋桨模型

为了增强研究过程中的可对比性,试验选用空泡性能良好的普通螺旋桨,以及由此桨改型得到的Kappel桨进行研究,其中Kappel桨的设计参考文献[8]的方法进行。选用的螺旋桨模型如图1和图2所示,均采用铝合金制作,2种模型主要参数如表1所示。



图1 传统螺旋桨

Fig.1 The conventional propeller

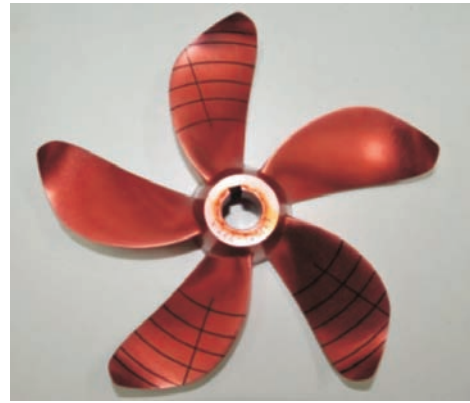


图2 Kappel桨

Fig.2 The Kappel propeller

表1 螺旋桨几何参数

Tab.1 Geometric parameters of propellers

参数	传统桨	Kappel桨
直径 D/mm	220	220
0.75R处弦长 $b_{0.75R}/\text{mm}$	55	52
0.7R处螺距比 $P/D_{0.7R}$	1.079	1.130 4
盘面比 A/A_0	0.52	0.5
桨叶数 Z	5	5

2 试验设施、仪器和测量方法

2.1 试验设施

本试验在海军工程大学空泡水洞实验室进行。空泡水洞工作段封闭,长2.6 m,截面为0.6 m×0.6 m带圆角的矩形。上、下水平段中心线的高度约为10 m,两个垂直段中心线间距为18 m,收缩比6.25:1,调压范围为0.05~2个大气压,空泡数为0.2~3。

2.2 试验仪器

本文采用的试验仪器具体型号及其参数如表2所示。

表2 试验仪器设备参数

Tab.2 The parameters of test equipment

设备	型号	参 数
水听器	B&K 8105	量程0.1 Hz~160 kHz 灵敏度-205 dB re 1 V/Pa
信号放大器	B&K 2690	放大倍数10 mV 每单位
噪声采集分析系统	DH5922N	分析频带20 Hz~20 kHz
动力仪		最大转速2 800 r/min,最大扭矩 ±60 N·m,最大推力±1 200 N

水听器安装在水筒试验段外的水箱内,水箱尺寸(长、宽、高)为0.6 m×0.35 m×0.3 m,水听器与桨轴中心线同高,与螺旋桨桨盘面为同一平

面,正对桨盘面中心,水平距离为0.42 m。水箱与水洞以透声窗相连接,其材料为有机玻璃,如图3所示。

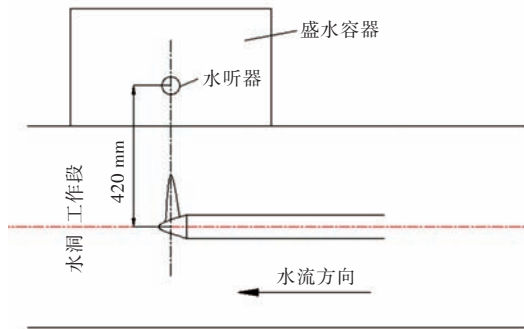


图3 水听器布置图

Fig.3 Hydrophone arrangement

2.3 测量方法

在空泡水洞中,在试验设备和模型强度允许的范围内,确定出桨模的转速、水洞工作段进速和桨轴中心线压力。在每个给定的工况下,观察桨模的空泡形态,测量并分析螺旋桨空泡噪声以及背景噪声。

考虑到动力仪的最大转速,流速与动力仪转速需同时满足

$$R_{n(0.75R)} = \frac{b_{0.75R} \sqrt{v_a^2 + (0.75\pi n D)^2}}{\gamma} > 3 \times 10^5 \quad (1)$$

式中: v_a 为螺旋桨前进速度; $b_{0.75R}$ 为0.75R处叶切面弦长; n 为螺旋桨转速; D 为螺旋桨直径; γ 为水的运动粘性系数。

为尽可能详尽分析 Kappel 桨的噪声性能,试验设计了16组工况进行噪声测量,其中常压工况8组,负压0.25 bar 工况8组,测试1~20 kHz 频段内的噪声谱级和总声级(基准声压:1 μ Pa)。测量背景噪声时,需取下模型螺旋桨,设置与带桨工作时一致的转速、流速等条件。进行背景噪声测量时,因不带桨模,故动力仪功率不同。在进行噪声分析时未考虑该因素。试验工况如表3所示。表中,X表示KP,YX,BJ,其中KP代表Kappel桨,YX代表原型桨,BJ代表不带桨时的背景噪声。例如:No.KP1-4为Kappel桨在工况1-4下的噪声;No.BJ1-4为不带桨在工况1-4下的背景噪声;No.YX1-4则代表原型桨,即传统桨在工况1-4下的噪声,以此类推。

已知工作段稳定来流速度 v_m , 桨模的转速 N_m , 桨轴中心线处的压力 P_0 , 则转速空化数 σ_n 为

$$\sigma_n = \frac{P_0 - P_v}{1/2 \rho (N_m D)^2} \quad (2)$$

表3 噪声试验工况

Tab.3 Operating condition of propeller noise test

工况编号	水流速度 v_m	桨模转速 N_m	中心压力 P_0	σ_n
	$/(m \cdot s^{-1})$	$/(r \cdot s^{-1})$	$/kPa$	
No.X1-1	2.01	16.7	115.5	17.14
No.X1-2	2.01	18.3	115.5	14.16
No.X1-3	2.01	20.0	115.5	11.90
No.X1-4	2.01	21.7	115.5	10.14
No.X1-5	2.01	23.3	115.5	8.74
No.X1-6	3.02	15	115.5	21.16
No.X1-7	3.02	19.5	115.5	12.52
No.X1-8	3.02	27.3	115.5	6.40
No.X2-1	2.01	16.7	43.1	6.22
No.X2-2	2.01	18.3	43.1	5.14
No.X2-3	2.01	20.0	43.1	4.32
No.X2-4	2.01	21.7	43.1	3.68
No.X2-5	2.01	23.3	43.1	3.17
No.X2-6	3.02	15	43.1	7.68
No.X2-7	3.02	19.5	43.1	4.54
No.X2-8	3.02	27.3	43.1	2.32

注:中心压力 P_0 =大气压+1.5 m液面差。

式中, P_v 为汽化压力。

3 试验结果和分析

3.1 声模数

据 ITTC^[9] 的建议,在空泡水筒中进行噪声测量时,希望

$$N = \frac{\pi f^3 V}{c^3} > 1 \quad (3)$$

式中: N 为声模数; c 为声速; f 为噪声频率; V 为试验段体积。海军工程大学空泡水筒试验段体积(单位: m^3)为

$$V = 0.6 \times 0.6 \times 2.6 \times 0.936$$

当噪声频率高于 $f_0 = 1047$ Hz 时,满足 $N > 1$ 的要求。因此,取模型噪声分析频段为1~20 kHz。

3.2 噪声结果及分析

在进速系数 $J = 0.39 \sim 0.91$ 的各工况下,分别对螺旋桨桨盘面处噪声进行测量,对测得的辐射噪声时域信号进行FFT变换,得出各工况下噪声功率谱密度曲线。采集仪的采集频率为100 kHz,所有噪声测量结果均采用东华测试软件声学分析模块进行分析:功率谱密度分析采用平均谱计算方式,谱线数为1600,隔直0.1 Hz,频率间隔24 Hz;A计权声级由于其特性曲线接近于人耳的听感特性,故1/3倍频程声压谱分析采用A计权,分析频段为500 Hz~20 kHz。本文仅给出了典型工况1-2,1-8,2-4的测试结果(工况1-2时,两桨均无

空泡产生;工况 1-8 时,两桨空泡刚产生;工况 2-4 时,抽真空后两桨空泡产生明显)。

3.2.1 背景噪声测量

水洞背景噪声分为 2 个部分,一是水洞本身的振动噪声,主要来源于主电机驱动水泵引起的筒体振动;二是螺旋桨动力仪的振动噪声。在试验的重复性方面,对 No.BJ1-1~No.BJ1-5(常压水速 2 m/s 背景噪声)进行了 3 次测试,测得的数据结果如表 4 所示。数据表明,噪声测量系统稳定,试验重复性较好。

表 4 3 次常压、水速 2 m/s 情况下的背景噪声总声压级

Tab.4 SPL of background noise under $v_a=2$ m/s and $P=1$ bar for three times

	总声压级/dB				
	No.BJ1-1	No.BJ1-2	No.BJ1-3	No.BJ1-4	No.BJ1-5
1 st	153.17	154.99	156.29	157.59	159.01
2 nd	153.67	154.95	156.60	158.34	158.97
3 rd	153.08	154.90	156.13	157.50	158.91

图 4 所示为环境噪声、背景噪声连续频谱。从图中可以看出,主电机未开启(水速为 0)、动力仪转速为 0 时,整个水洞的环境噪声非常小,在低频段(小于 1 kHz)时其最大值小于 85 dB;开启主电机将水速调至 2 m/s,噪声明显增大,这是主电机驱动水泵引起水洞筒体的振动噪声,筒体振动噪声与环境噪声频带总声压级相差 15 dB 以上,且在频段内均有分布。开启动力仪以后,背景噪声急剧增大, No.BJ1-1 与筒体振动噪声频谱声压级相差 20 dB 以上,频带总声压级相差 40 dB。随着动力仪转速的增大,背景噪声也逐渐增大,功率谱曲线幅值总体上升,而曲线趋势并没有变化, 10 kHz 以后以倍频程 3 ~ 6 dB 的速度衰减。

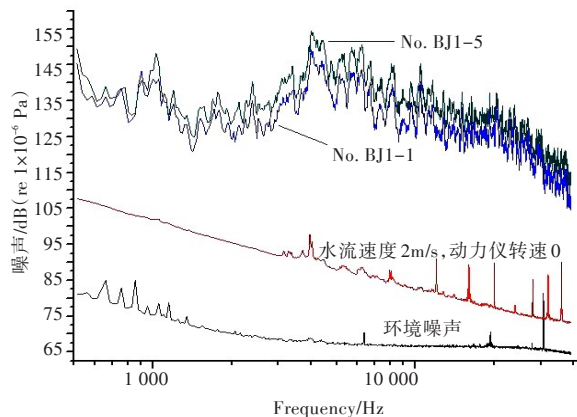


图 4 环境噪声、背景噪声连续频谱

Fig.4 Continuous spectrum of surround and background noise

在负压背景噪声测试过程中发现,在同等条件下,与常压背景噪声相比,负压背景噪声的总声

压级要小。表 5 给出了常压、负压背景噪声各工况(No.BJ1-1~No.BJ2-8)总声压级的对比。

表 5 常压、负压背景噪声各工况总声压级

Tab.5 SPL of background noise

	总声压级/dB							
	1	2	3	4	5	6	7	8
NO.BJ1-	153	155	156	158	159	153	156	161
NO.BJ2-	148	150	151	153	153	148	149	152
压差 ΔLp	5	5	5	5	6	5	7	9

对于这种情况,经分析认为,声波传播中传递的是质点的能量,而不是质点。抽真空以后,空泡水洞中的水出现大量气核,在水流中以肉眼可见的状态大量存在着。这些气核对于声波的传递有着较大影响,一方面可以对声波的传播路径产生影响,另一方面可以吸收一部分声波的能量。因此在负压工况下测得的噪声总声压级要低于常压工况。这与张永坤等^[10]的研究结果一致,即噪声声压级随着水中含气量的降低而升高。水洞抽真空之后未进行除气,含气量要高于常压状态,总声压级随着含气量的升高而降低。图 5 为 No.BJ2-6~No.BJ2-8 连续频谱图,从图中可以看出,负压背景噪声呈现出与常压背景噪声一样的增长趋势,随着动力仪转速的升高而升高。在高频段,背景噪声主要是筒体振动噪声(图 5 圈内部分),与常压背景噪声略有不同。

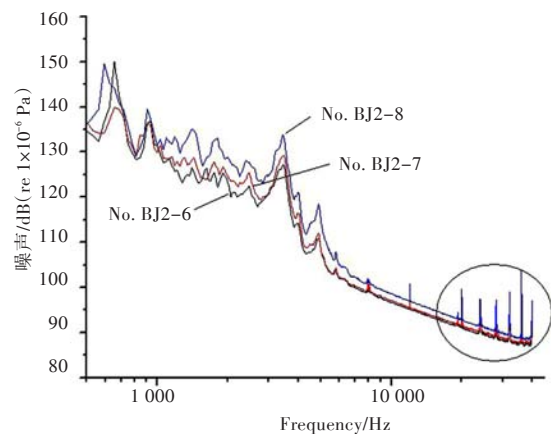


图 5 背景噪声工况 2-6 至 2-8 连续频谱

Fig.5 Continuous spectrum of operating condition from No. BJ2-6 to No. BJ2-8 of background noise

3.2.2 桨模噪声测量

Kappel 桨是一种具有特殊梢部结构的改进型螺旋桨,在保持原桨形式及布置的前提下,对梢部加以大幅弯曲,旨在提高螺旋桨的效率^[11-13]。但是 Kappel 桨的其他性能,如空泡和噪声性能如何,是否适用于中、高速船舶,正是本次模型试验所关心的问题。

图 6 和图 7 为 2 种桨模在既定工况下各转速空化数 σ_n 的总声压级与背景噪声的比较。图 8 ~

图10为2种桨模在工况1-2,1-8和2-4下的1/3倍频程谱,图11~图16为对应工况的空泡形态。

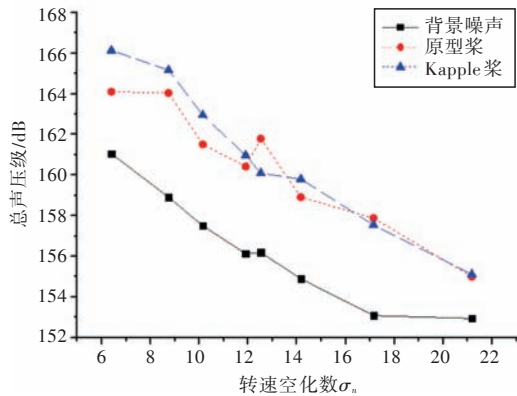


图6 常压工况总声压级对比

Fig.6 Comparison of SPL under $P=1$ bar

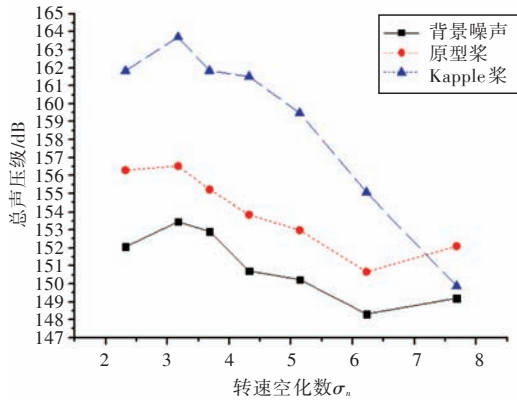


图7 负压工况总声压级对比

Fig.7 Comparison of SPL under $P=0.25$ bar

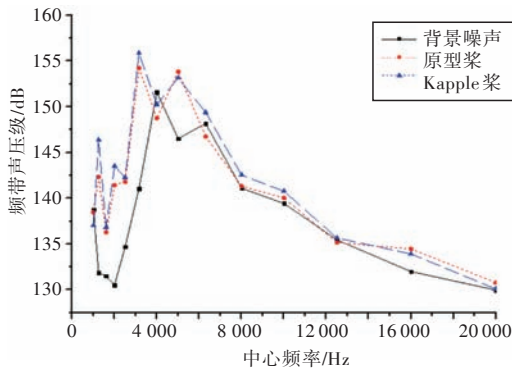


图8 工况1-2的1/3倍频程谱

Fig.8 1/3 oct spectrum of operating condition 1-2

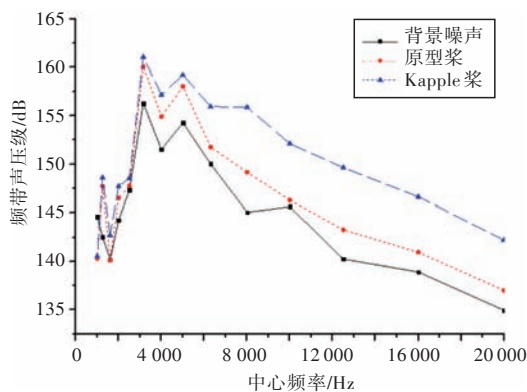


图9 工况1-8的1/3倍频程谱

Fig.9 1/3 oct spectrum of operating condition 1-8

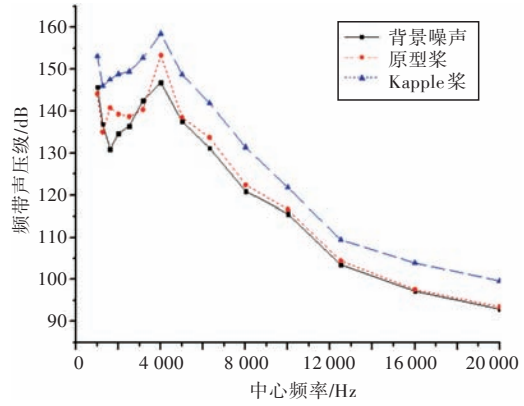


图10 工况2-4的1/3倍频程谱

Fig.10 1/3 oct spectrum of operating condition 2-4

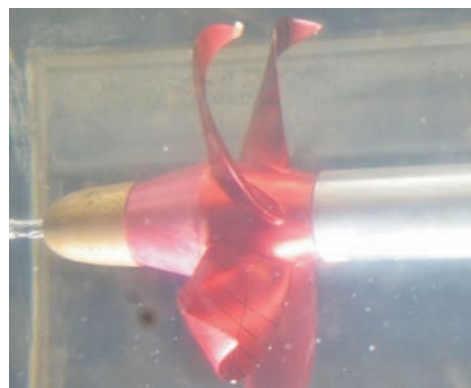


图11 Kappel桨在工况1-2下的工作情况

Fig.11 Photo of the Kappel propeller under No.KP1-2

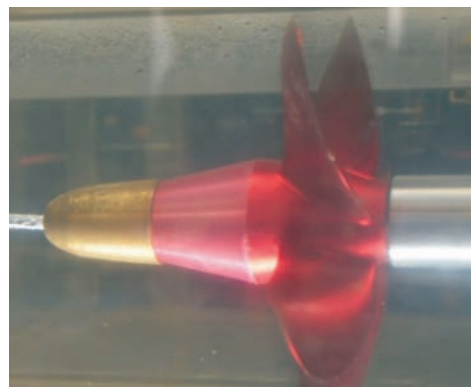


图12 传统桨在工况1-2下的工作情况

Fig.12 Photo of the conventional propeller under No.YX1-2



图13 Kappel桨在工况1-8下的工作情况

Fig.13 Photo of the Kappel propeller under No.KP1-8

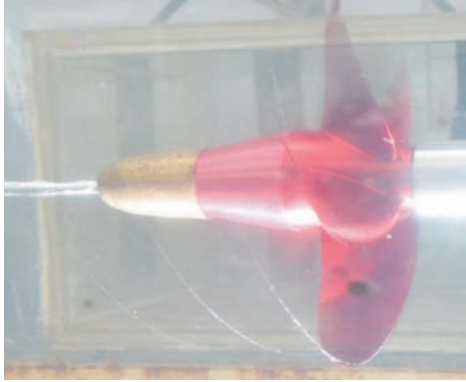


图14 传统桨在工况1-8下的工作情况

Fig.14 Photo of the conventional propeller under No.YX1-8

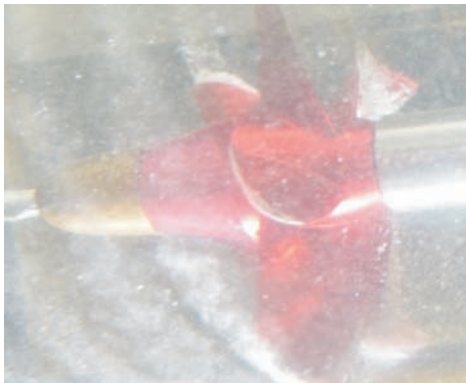


图15 Kappel桨在工况2-4下的工作情况

Fig.15 Photo of the Kappel propeller under No.KP2-4

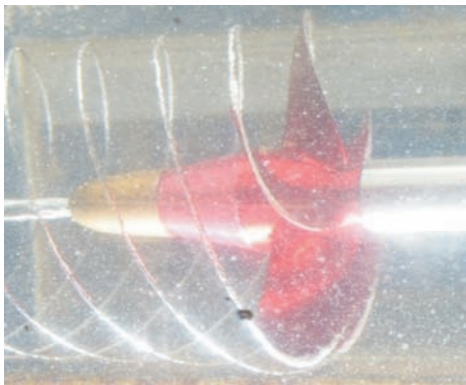


图16 传统桨在工况2-4下的工作情况

Fig.16 Photo of the conventional propeller under No.YX2-4

结果表明:

1) 无空泡时, Kappel桨与原型优化桨的辐射噪声相当。此时的噪声主要是流动噪声, 在1~8 kHz之间桨模噪声与背景噪声有较明显的分离, 中心频率信噪比为2~5 dB。

2) 随着转速的增大, 两桨的噪声总声压级相应增大。Kappel桨的噪声总声压级的增加速度要比原型优化桨的快, 在负压状态下尤为明显。这是因为Kappel桨的空化初生要比原型优化桨早, 并且空泡发展的速度也比原型优化桨快。

3) 在同一转速空化数下, Kappel桨的空泡辐

射噪声要明显高于原型优化桨。其原因是相比原型优化桨, Kappel桨的空化形态更剧烈, 当原型优化桨为稳定片状空泡时, Kappel桨叶梢端已产生泡状空泡。桨叶上产生泡状空泡时, 随着空泡大量的溃灭和再生, 产生的辐射噪声在各种形态空泡中不管是低频还是高频均为最大。

4) 无论是背景噪声还是2种桨模噪声, 其频谱线均在4 kHz附近存在一个峰值。对于安装水听器听器的盛水装置, 其自振频率可以按下式近似估算

$$f = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{M_x}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{M_y}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{M_z}{L_z}\right)^2} \quad (4)$$

式中: M_x , M_y , M_z 分别为盛水容器边界的方向余弦值, 均为1.0; L_x , L_y , L_z 分别为盛水容器边界的几何尺寸, 分别为0.6, 0.35, 0.3 m。

代入式中, 可得 $f \approx 3.5$ kHz, 与试验噪声频谱峰值频率接近, 因此可以用共振现象来解释4 kHz附近的峰值。

作为振荡现象, 当声波波长等于筒径时可能会出现驻波, 根据公式

$$f_c = \frac{c}{\lambda_c} \quad (5)$$

式中: f_c 为驻波频率; λ_c 为驻波波长。

海军工程大学空泡水洞工作段的尺寸为0.6 m×0.6 m, 故当驻波波长为0.6 m, 即 $f = 2.5$ kHz时, 噪声谱出现异常, 由上面的连续频谱图中均可看出, 在频率约为2 kHz时, 噪声出现了较大的减弱现象。

4 结 论

本次试验完成了空泡水洞背景噪声测量以及Kappel桨与传统螺旋桨模型的噪声测量及对比, 并进行了空泡观测。通过对结果的分析可以得出如下结论:

1) 海军工程大学空泡水洞的声学性能满足试验要求, 噪声测试结果有足够的信噪比。背景噪声主要由动力仪振动噪声和水洞筒体振动噪声组成。环境噪声对背景噪声的影响非常小, 可以忽略不计。动力仪的振动噪声对背景噪声贡献较大。由水洞主电机驱动水泵引起筒体振动的噪声在整个频段内均有分布, 但是影响不大。随着主电机转速的提高, 筒体振动噪声虽然也会增大, 但没有动力仪的影响大。

2) 在2次背景噪声测试中, 噪声功率谱密度曲线走向趋势一致, 8组常压背景噪声之间的声

压级差与8组负压背景噪声之间的声压级差是相同的,对应的每组常压与负压背景噪声之间的声压级差也相同。

3) 负压状态下的噪声声压级要低于常压状态,这是因为水洞抽真空后水中含气量要高于常压状态,水中大量的气核会吸收一部分声波传递的能量,并且对声波传递的路径产生干扰。

4) 背景噪声和桨模噪声谱中均存在波峰和波谷。4 kHz的波峰由盛水容器的共振引起,2 kHz的波谷由波长等于水洞工作段尺寸的声波产生的驻波引起。

5) 常压工况下,两桨未发生空化时的噪声主要是流动噪声,在1~8 kHz频带内可以与背景噪声区分,随着空泡的发展,螺旋桨的辐射噪声越来越大,信噪比越来越明显,可在1~20 kHz频带内区分背景噪声与桨模噪声;负压工况下的信噪比明显高于常压工况。在海军工程大学空泡水洞进行桨模噪声试验,可在中心频率1~20 kHz频带内明显区分背景噪声与桨模空化噪声。

6) 和传统桨的噪声性能相比,Kappel桨的噪声性能略差,这与其空泡性能相关。本次试验所用Kappel桨叶梢端弯折部分的拱弧较小,为弯折段的导边先出现空泡,故空泡性能比传统桨略差。随着转速的提高,Kappel桨的空泡发展变化较传统桨更剧烈,因此测得的辐射噪声总声压级明显高于原型优化桨。因此在进行Kappel桨设计时应综合考虑螺距与拱弧,不仅要考虑导边来流攻角,还需要考虑流体沿整个桨叶剖面的运行状态,尽量保证整个弦向的来流角度与导边来流攻角一致。

参考文献:

- [1] 杨勇.螺旋桨噪声数值模拟与试验研究[D].武汉:海军工程大学,2012.
- [2] 王睿.面元法分析及其应用于Kappel桨的相关研究[D].武汉:海军工程大学,2013.
- [3] 黄意程.非平面螺旋桨之效率与空化性能探讨[D].台湾:国立台湾海洋大学,2008.
- [4] 莊靖秋.非平面螺旋桨之效率与空化性能探讨II[D].台湾:国立台湾海洋大学,2009.
- [5] 钟佩珊.非平面螺旋桨之效率与空化性能探讨III[D].台湾:国立台湾海洋大学,2010.
- [6] INUKAI Y. A development of a propeller with backward tip raked fin [C]// Third International Symposium on Marine Propulsion smp'13. Tasmania, Australia, 2013.
- [7] ANDERSEN P, FRIESCH J, KAPPEL J J, et al. Development of a marine propeller with nonplanar lifting surfaces [J]. Marine Technology and SNAME News, 2005, 42(3): 144-158.
- [8] 吴俊明.大翼尖倾斜螺旋桨之设计与空间几何表示[D].台湾:国立台湾海洋大学,2008.
- [9] ARNDT R E A. Internation symposium on cavitation noise [M]. The Amercian Society of Mechaical Engineering, 1982
- [10] 张永坤,熊鹰,赵小龙.螺旋桨无空泡噪声预报[J].噪声与振动控制,2008, 28(1):44-47.
ZHANG Yongkun, XIONG Ying, ZHAO Xiaolong. Prediction of propeller non-cavitations noise [J]. Noise and Vibration Control, 2008, 28(1): 44-47.
- [11] 王睿,熊鹰,王展智.适用于Kappel桨的面元法尾涡模型[J].舰船科学技术,2014, 36(10):68-72.
WANG Rui, XIONG Ying, WANG Zhanzhi. A wake model suitable for the analysis of Kappel propellers with surface panel method[J]. Ship Science and Technology, 2014, 36(10): 68-72.
- [12] HSIN C Y, CHANG K K, CHENG Y H, et al. The analysis and design of energy-saving propulsors by computational methods [C]// The 3rd Pan Asian Association of Maritime Engineering Societies and Advanced Maritime Engineering Conference. Chiba, Japan, 2008.
- [13] CHENG H J, CHIEN Y C, HSIN C Y, et al. A numerical comparison of end-plate effect propellers and conventional propellers [J]. Journal of Hydrodynamics, 2010, 22(5): 495-500.

[责任编辑:田 甜]