

# 13.8m 高速船可调螺距桨推进方式的研究

马卫泽, 唐小光

(武汉劳雷绿湾船舶科技有限公司, 湖北 武汉 430083)

**摘要:** 小型高速收鲜船是近海渔民快速运输新鲜海货的主要方式, 满载最高航速要求通常在 30-40kn 之间, 并且在对其进行初期的航速预报时, 需考虑到空载负荷和满载负荷两种排水量工况, 而现有收鲜船通常是选择舷内外机、常规定距桨和表面桨装置, 这三种推进方式均无法很好的平衡空载和满载条件下的推进效率, 以及使用的持久性。因负载工况的变化, 需对主机的转速控制来调节航速, 燃油的消耗量也是直线上升, 这对渔民的经济支出有着很大的影响。在这种情况下可调螺距的大侧斜螺旋桨通过空载和满载工况下螺距的调整来实现相应最高航速的推进, 其相对较低的制造成本、不同工况下的高推进效率和良好的燃油节省率, 是高速收鲜船及其它不同排水量工况的小型高速船最有效的推进方式。

**关键词:** 高速; 收鲜船; 可调螺距; 螺旋桨

**中图分类号:** U664.33 **文献标识码:** A **文章编号:** 1006—7973 (2022) 12—0082—03

小型高速船的推进装置主要选择为舷内外机、表面桨和常规定距桨, 这三种推进方式在高速船上的应用各有利弊; 舷内外机适用于小功率柴油机, 高负荷工况和长时间的使用条件下很容易产生各种问题, 后期的维护也不方便; 表面桨在空载和满载工况下的推进效率无法兼顾, 且低速和倒车的效率在使用体验上不佳, 常规定距桨虽然能够兼顾空载和满载的使用工况, 但其常规的结构形式无法在同等柴油机功率的条件下获取最大的航速。作为大型远洋货轮的主要推进方式, 可调距桨的设计考虑到了不同工况的使用环境, 通过改变螺距来获取最佳的推进效率, 但因其相对复杂的结构型式和系统配置的限制, 很少有小型船舶使用可调桨作为主要的推进

方式。针对此问题, 本文通过对 13.8m 高速收鲜船设计了一种结构型式更简单, 使用更方便的可调螺桨, 并对相同直径, 不同螺距的桨叶进行水动力数据分析, 验证了可调距桨叶能够应用于小型高速货船。

## 1 高速推进装置效率对比

为了更直观的看到各类型高速推进器的工作效率和应用范围, 通过查阅各种资料对喷泵、大侧斜桨、表面桨、常规桨以及可调距桨五种高速推进装置的应用速度范围和推进效率集中制作了一个对比曲线(图 1), 通过此对比曲线可了解到各装置的特性及应用范围。

漏的几率。

(3) 在油底壳设置传感器: 可以在油底壳装设检测水的传感器, 当传感器检测到了滑油中的水分时, 会自动停机来保护设备。

(4) 添加抗乳化剂: 在空压机的滑油中添加抗乳化剂, 可以降低发生乳化的几率, 但是也会增大滑油的成本。

对值班人员的建议: 在值班过程中应该对空压机的滑油状态进行检查和监控, 还要定期对机械中的各个部件进行检测, 一旦有部件的磨损过大, 参数达不到规定值, 应该对其进行维修或者更换。在空压机使用时, 应该尽可能的提高冷却水进入空压机时的温度, 或者通过手动的调控, 降低冷却水的流速, 这样也可以大大的降低滑油出现乳化的几率<sup>[3]</sup>。

空压机作为船舶上不可或缺的设备, 一旦无法正常的工作, 将会导致船舶无法正常的运行。文中对空压机出现滑油乳化这一现象进行了分析, 对不同类型的空压机发生滑油乳化排除的方法也不尽相同。只有了解空压机发生滑油乳化的主要原因, 确定滑油水分的来源, 进行分析处理, 提出维修方案及改进措施。

参考文献:

- [1] 沈刘星, 何小军. 往复式空气压缩机油乳化原因及解决措施 [J]. 技术与市场, 2018, 25(08): 14-23.
- [2] 黄文龙, 王连海. 某轮主空压机滑油乳化故障分析 [J]. 航海技术, 2012(03): 47-48.
- [3] 郑桂秋. 水冷空压机润滑油乳化问题的探讨 [J]. 江苏船舶, 1992(03): 45-46.

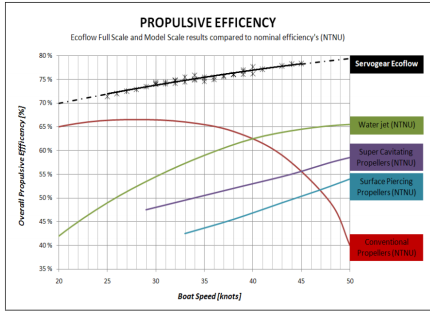


图1 各类型推进装置效率对比曲线

### 1.1 实船设计参数

表1 主要设计参数

内容	参数	内容	参数
船长	13.8m	空载排水量	5.2T
主机	350hp*2/24100rpm	满载航速	40kn
减速比	1.48	空载航速	35kn
排水量	9.0		

### 1.2 实船阻力曲线及航速预报

表2 实船阻力值

航速 (kn)	满载阻力 (kg)
10	707.35
15	1029.94
20	1112.97
25	1156.53
30	1210.98
35	1317.15
40	1457.80

高速艇在设计初期都需对其最高航速进行预估，通常利用传统经验公式对其进行预估，如下：

$$V_s = 3.8 \frac{N_e^{0.539}}{\Delta^{0.463}} \quad (1)$$

式中， $V_s$  为航速，kn； $N_e$  为主机总功率，kW； $\Delta$  为艇的设计排水量，t。

计算所得，其最高航速  $V_s=39.8kn$ 。

### 1.3 常规桨叶设计及试验

通过上述航速预报，结合相关螺旋桨的设计公式，计算所得该高速收鲜船应用常规螺旋桨推进装置的设计数值为：直径 545mm，螺距 635mm，盘面比 0.85，4 叶桨，并利用相关软件对此桨叶进行了基础的水动力数据分析，所得结果如下（图 2）所示：

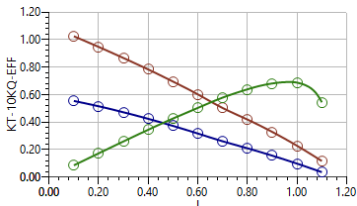


图2 常规桨叶 J 与  $K_t$ 、 $K_q$ 、 $\eta$  曲线对比图

通过上述计算曲线可知，该船在进速系数  $J=0.97$  时，

常规固定桨叶的推进效率  $\eta$  最大为 0.69，换算可得该船的实际最航速为  $V=27.4kn$ ，与经验公式估算的最高  $V=39.8kn$  有着很大的差距，后续根据计算所得的数据制作了一对桨叶，安装于实船后进行试航试验，最终所得满载最高航速为 28kn，空载航速为 30kn，试验结果与理论经验计算结果差距较大，但与软件分析的最大航速误差范围较小。

### 1.4 表面桨设计及试验

关于该船表面桨桨叶的设计现阶段主要采用图谱设计法。首先设定一个航速  $V_s$ ，用不同直径系列的桨叶直径  $D_i$ ，计算桨叶的进速系数  $J$  和系  $\frac{K_Q}{J^5}$ ，利用 Rose 图谱（图 3）计算得出相应的螺距比  $\frac{P}{D}$  和效率  $\eta$ ，利用公式得出  $K_t = 2\pi K_Q \eta / J$ ，进而求得桨叶发出的推力  $T = K_t \rho n^2 D^4$ ，通过计算所得的推力与实船的阻力曲线进行对比，进而选出合适的桨叶尺寸。通过上述公式计算所得该船在满载工况下表面桨桨叶最佳直径  $D=610mm$ ，螺距  $P=813mm$ ，盘面比 0.86。

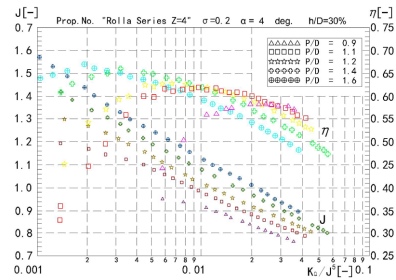


图3 30% 浸没面积下  $J$  和  $\eta - \frac{K_Q}{J^5}$  图谱曲线

根据以上数据加工一对表面桨叶进行实船试验，满载工况下该船的最高航速为 28–30kn，空载工况下最高航速为 38kn。

### 1.5 问题分析

通过上述常规桨叶与表面桨的设计与试验数据分析，常规桨在满载工况和空载工况下主机都能够承受相应的负荷，但实际航速和预估航速有着很大的误差，使用表面桨的空载最高航速和理论预报航速的误差较小，但在满载低速航行工况下的效率很低。

不论是常规定距桨还是表面桨，桨叶的设计都只是针对其一个航速工况条件来进行设计，无法兼顾满载和空载状态下最大的效率。而对收鲜船这种装载负荷变化较大的船型，因考虑其大部分时间所处的负荷工况来进行针对性的设计，现就根据收鲜船两种负荷工况，设计两只不同尺寸的桨叶，对这两只桨叶进行水动力数据分析。

### 2 可调螺距桨叶分析

桨叶周围的流体循环通常是一个难以观察到的物理性质联系起来的概念。对于螺旋桨分析的目的,可以看作是一个数学系统,使用涡流作为一个简单的数值模型,以适当地解决桨叶在运动过程中产生的力量和速度。根据相关资料,适应尾流的桨叶最佳环量径向分布由下式所得:

$$\tan(\beta_i) = \frac{\tan(\beta)}{\eta_i} \frac{\sqrt{V_s}}{\sqrt{V_R}} \quad (2)$$

上式中:  $\eta_i = \frac{1}{1 + \sqrt{1 + C_T}}$ ,  $\beta_i$  为流体水动力螺距角;  $\beta$  为进向角度;  $\eta_i$  为给定推力负荷的理想效率;  $V_s$  为航速;  $V_R$  为桨叶转速。

### 2.1 空载设计点桨叶

收鲜船在进行收集新鲜渔获时,从港口出发需要以最快的航速到达目的地,此时船没有载货,排水量轻,主机和螺旋桨所承受的载荷较小,这种工况下,桨叶直径相对较小,螺距较大,以此来最大化吸收主机输出的功率载荷,发出更大的推力,使船达到最高航速。

根据相关计算文件对此工况下的最佳螺旋桨叶数据进行计算所得为:以空载重量为设计点的桨叶尺寸为:直径  $D=545\text{mm}$ ,螺距  $P=775\text{mm}$ ,盘面比 0.85。

通过对  $K_T$ ,  $K_Q$  和  $\eta$  的数值分析,各项数值在相应进速下的趋势如下所示:

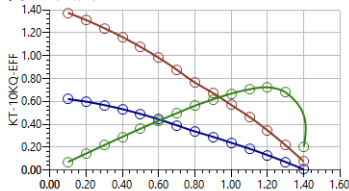


图 4  $D=545, P=775$  桨叶  $J$  与  $K_T$ 、 $K_Q$ 、 $\eta$  曲线对比图

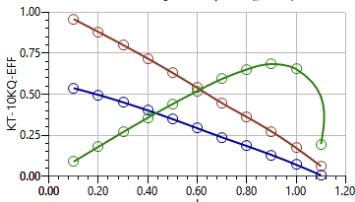


图 5  $D=545, P=630$  桨叶  $J$  与  $K_T$ 、 $K_Q$ 、 $\eta$  曲线对比图

### 2.2 满载设计点桨叶

收鲜船在收集完新鲜渔获后,整船排水量增加,以满载重量为设计点的桨叶尺寸为直径  $D=565\text{mm}$ ,螺距  $P=630\text{mm}$ ,盘面比 0.79。通过对  $K_T$ ,  $K_Q$  和  $\eta$  的数值分析,各项数值在相应进速下的趋势如下所示:

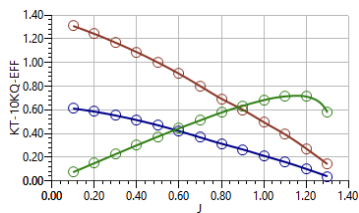


图 6  $D=565, P=775$  桨叶  $J$  与  $K_T$ 、 $K_Q$ 、 $\eta$  曲线对比图

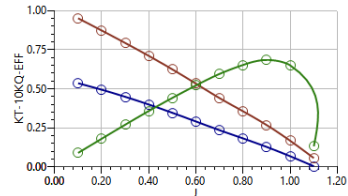


图 7  $D=565, P=630$  桨叶  $J$  与  $K_T$ 、 $K_Q$ 、 $\eta$  曲线对比图

### 2.3 桨叶螺距变更分析

表 3 桨叶数值对比表

桨叶数值	最大进速 $J$	最大效率 $\eta$	最大航速 kn
$D:545, P:775$	1.22	0.7243	34.50
$D:545, P:630$	0.97	0.6936	27.40
$D:565, P:775$	1.16	0.7207	33.98
$D:565, P:630$	0.94	0.6888	27.53

根据上述计算曲线及数值对比显示了桨叶在直径变动不大的情况下,通过调整其螺距可实现桨叶效率的提升。

### 3 结论

根据对常规固定螺距、表面桨和可调距桨的数据计算和试验分析,可调螺距的桨叶设计在渔业高速船舶的应用有着广泛的前景,可调螺距的桨叶能够很好的兼顾空载和满载两种负荷工况下的推进效率,根据载荷工况条件的不同,航行过程中调整螺距来适应主机的输出功率,以此达到效率的最大化。

可调距桨叶的设计需根据船舶的具体使用工况分布,有针对性的进行设计。

### 参考文献:

- [1] 孙存楼, 王永生, 李坚波. 基于 CFD 的调距桨调距过程桨叶水动力性能研究 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2010, 21(2):5
- [2] 陈泽樑, 朱超, 施用山, 等. JDC4—55 可调螺距螺旋桨系列 [J]. 海洋工程, 1993(4):10.
- [3] 王琪, 杨晨俊. 基于涡格法的任意环量分布螺旋桨数值设计方法 [J]. 中国造船, 2018, 59(2):13.
- [4] 叶庆球, 黄鼎良. 螺旋桨系柱推力计算的一种改进方法 [J]. 广东造船, 1997(Z1):4.
- [5] 华汉金. 42kn 高速滑艇大侧斜空泡螺旋桨设计研究 [J]. 船舶, 1996, 000(003):4-9.
- [6] 李坚波, 王永生, 孙存楼. 可调螺距螺旋桨转矩的数值计算 [J]. 中国水运 (下半月), 2008, 008(012):12-14.
- [7] 胡健, 黄胜, 王陪生, 等. 可调螺距螺旋桨水动力性能分析 [J]. 船舶工程, 2007, 29(6):41-45.
- [8] 张庆举, 王德伦, 张保中, 等. 某船调距桨图谱法设计的研究 [J]. 机械设计, 2021.
- [9] 马卫泽, 桂行, 唐小光. 表面桨实用设计方法 [J]. 船海工程, 2018, 47(3):3.