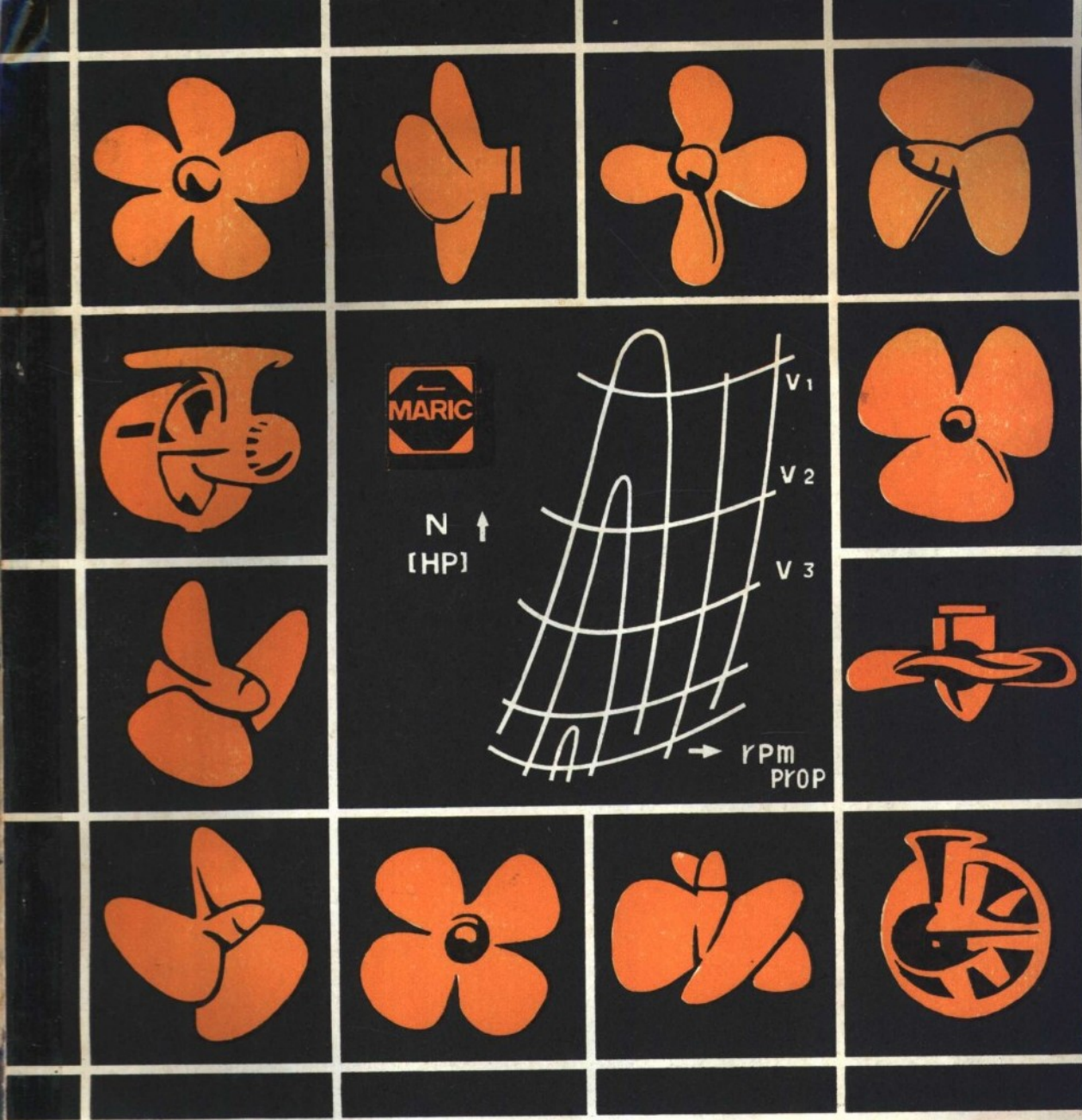




螺旋桨设计资料

中国船舶及海洋工程设计研究院

8906409

U 664.33
Z 047

封面设计：马坚

螺旋桨设计资料

编辑出版：中国船舶及海洋工程
设计研究院

通讯地址：上海市 3208 号信箱

印刷者：上海市 4012 号信箱

欲平知

PDG

前 言

本译文集收入船用螺旋桨设计的有关文章共十二篇，选题侧重于新型的节能推进器以及对当前螺旋桨设计比较实用的文章。在节能推进器方面选择了转柱风力辅助推进设备、导轮推进器的理论计算法、组合导管推进器、反应鳍、小型帆装油船的马力收益等七篇；在实用设计方面选择了八万吨油船振动解析和实船测量、美国海军辅助油船的大侧斜螺旋桨的设计等五篇，其中船型参数对伴流分布的影响及螺旋桨非定常力的若干问题是钱文豪同志根据从西德汉堡造船学院带回来的资料编译而成。这些文章均比较实用，可供螺旋桨设计者参考。

由于时间仓促、水平有限，译编过程中难免有错误，欢迎读者批评指正。

一九八三年七月



目 录

各种提高船舶推进性能装置的特点和性能	1
转柱风力辅助推进设备	11
新的组合导管推进器的开发和实船试验	18
导轮推进器的理论计算法	34
螺旋桨尾流旋转能量的回收	41
小盘面比螺旋桨(MAU 4-30、5-35)系列的敞水试验	50
小型帆装油船的马力增益	61
标称伴流场的经验预估方法	71
船型等参数对伴流分布的影响	83
均匀和非均匀流场中螺旋桨的非定常力	105
八万吨油船的振动分析与实船测量	151
海军辅助油船(AO-177)的大侧斜螺旋桨的设计	164



各种提高船舶推进性能装置 的特点和性能

(日) 谷林英毅 武隈克義

内 容 提 要

本文介绍的各种装置旨在提高船舶的推进性能,以适应日益增长的船舶节能要求,其中,最引人注目目的是低转速螺旋桨和装在船尾提高推进效率的装置。

本章根据长崎拖曳水池船模试验的结果评述了这些装置的效能。介绍了低转速螺旋桨、导管螺旋桨、反作用鳍等装置的性能,并阐述了它们的工作原理和特点。由于船舶后体形状和其他设计条件的不同,这些装置的效率也会不同,所以,在设计每一艘船时必须选择最适当的装置。

一、绪 言

为了实现船舶节能,对降低主机的耗油率、有效利用余热,采用低质燃油、降低船体阻力、提高推进效率等问题进行了认真的研究,其中,降低船体阻力和提高推进效率的问题本来就是船型研究者所热衷于研究的课题。

作为提高船舶推进性能的方法,可以从选定船舶主尺度的初步设计阶段开始,也可以在已建成的船上装设附加装置、进行船体清洗乃至采用船体涂料等方面进行研究。现在人们最感兴趣的是在已建成的船上采用低转速主机(或减速齿轮箱)大直径螺旋桨以及导管、鳍等适当的附加装置。关于这些方法的效果已发表过各种介绍和观点,但这还不能作为处理问题的一般法则。为此,有必要分析各种试验资料并进行综合判断。

本文从这个观点出发,主要根据长崎研究所的水池试验结果阐述了关于采用低转速螺旋桨和附加装置提高推进性能的一些问题。

二、船舶推进功率的组成

所谓提高船舶的推进性能,就是在船速不变的前提下降低推进功率或在保持功率不变的前提下提高船舶的航速。众所周知,这个功率 P 就是克服船体阻力的有效马力 EHP 和推进效率 η 之比,即:

$$P = \frac{EHP}{\eta} \quad (1)$$

或表示成无因次系数的形式:

$$k_P = \frac{C_t}{\eta} \quad (2)$$



式中:

$$k_P = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho v_s^3 \cdot \nabla^{2/3}};$$

$$C_t = \frac{R}{\frac{1}{2} \rho v_s^3 \cdot \nabla^{2/3}};$$

v_s : 船速;

ρ : 水的密度;

∇ : 船的排水体积;

R : 船体阻力。

考虑到船体阻力由粘性阻力和兴波阻力这两部分组成, 推进效率由螺旋桨敞水效率、船身效率及相对旋转效率组成, 于是, 式(2)可以写成如下形式:

$$k_P = \frac{[(1+K)C_f + \Delta C_f]S/\nabla^{2/3} + C_w}{e_P \cdot e_H \cdot e_r} \quad (3)$$

式中:

$$e_H = \frac{1-t}{1-w} \quad (4)$$

K : 粘性阻力的形状影响系数(形状因子);

C_f : 摩擦阻力系数;

ΔC_f : 船模和实船的阻力相关系数;

S : 船体湿面积;

C_w : 兴波阻力系数;

e_P : 螺旋桨敞水效率;

e_H : 船身效率;

e_r : 相对旋转效率;

t : 推力减额分数;

w : 伴流分数。

上式中, C_f 和 ∇ 由船体主尺度确定; S 在船体主尺度比变化不大时亦无甚变化; ΔC_f 是由经验确定的系数, 与船体和螺旋桨的形状无关; e_r 随船体、螺旋桨的变化也不大。于是, 由式(2)或式(3)可知, 欲降低功率(或系数)可降低 K 和 C_w , 增加 e_P 和 $(1-t)/(1-w)$ 。

降低 K 和 C_w 意味着降低船体阻力。这主要取决于船体形状的改善(包括安装球鼻艏), 此外, 还可以采用整流鳍、尾球体等等。形状因子 K 值, 对于好的货船船型约为 0.25~0.30 [关于休斯(Hughes)摩擦阻力系数], 对于肥大型船即使采用鳍对船尾流动进行整流, 亦难以低于这个值。例如, 形状因子由 0.5 (相当一部分船具有这个值)降到 0.3, 则 $1+K$ 要相应降低 15% 左右。

下面考虑螺旋桨的敞水效率。螺旋桨的敞水效率由螺旋桨的负荷确定, 其上限为理想效率 e_{Pi} :

$$e_{Pi} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_T}} \quad (5)$$

式中:

$$C_r = \frac{T}{\frac{\rho}{2} v^2 \frac{\pi}{4} D^2}$$

T : 螺旋桨的推力;

v : 螺旋桨的进速;

D : 螺旋桨的直径。

所谓理想效率就是螺旋桨在无粘性的理想流体均匀流场中, 尾流中仅有作为推力反作用的轴向流动(无旋转流动)的理想状态下运转时的效率。在实际流体中运转的螺旋桨效率将低于理想效率。图1为理想效率和实际螺旋桨效率的比较, 两者之差主要由螺旋桨叶的粘性阻力和螺旋桨尾流的旋转而引起。

因而, 作为提高螺旋桨效率的手段, 降低螺旋桨的负荷系数 C_r (在推力及船速一定的条件下增大螺旋桨的直径)、回收尾流旋转的能量(双反转螺旋桨或反作用鳍)将是行之有效的。下面将介绍这方面的研究情况。至于桨叶的粘性阻力, 现用的翼剖面形状因子已接近最小, 所以应尽可能取用小的伸张面积, 为此, 翼剖面、桨叶轮廓及侧斜等的选取只要对避免空泡有利即可。

作为提高螺旋桨效率的手段, 除了上面所谈的以外, 还可以采用导管螺旋桨, 利用螺旋桨吸入的流动使导管产生附加推力。导管螺旋桨的理想效率由下式表示, 其中, 螺旋桨推力 T_P 和总推力 T (螺旋桨推力和导管推力之和)之比用 τ 表示:

$$e_{PI} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \tau C_r}} \quad (6)$$

根据 τ 的定义, 如记螺旋桨的推力负荷系数为

$$C_{rP} = \frac{T_P}{\frac{1}{2} \rho v^2 \cdot \frac{\pi}{4} D^2}, \text{ 则式(6)为:}$$

$$e_{PI} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_{rP}}} \quad (7)$$

由于导管承担了部分推力, 使由式(3)确定的螺旋桨推力负荷系数减小, 从而使导管和螺旋桨的综合推进效率得以提高。

必须注意, 上述结论是以螺旋桨直径为基础来比较推力负荷系数的。螺旋桨的动量理论是以螺旋桨无限远前方和无限远后方作为控制面建立动量差(推力)和能量损失(效率)间的关系, 并不涉及螺旋桨的几何形状。如记螺旋桨尾流直径为 D' , 轴向流速为 v' , 则下式成立(参见表1):

$$T = \rho v' \frac{\pi}{4} D'^2 (v' - v) \quad (8)$$

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \left(\frac{v'}{v} - 1 \right)} \quad (9)$$

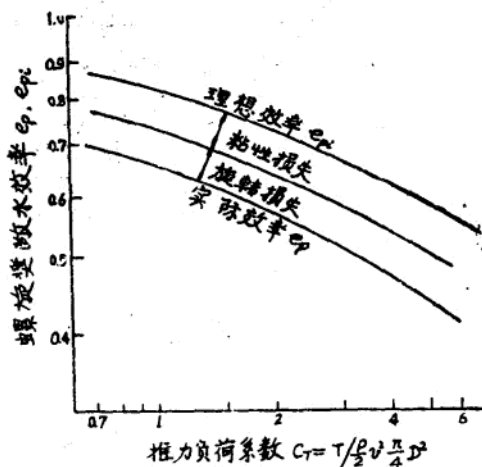


图1 螺旋桨理想效率和实际效率的比较

所以:

$$\eta = \frac{4}{3 + \sqrt{1 + 2C_T'}} \quad (10)$$

式中:

$$C_T' = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho v^2 \frac{\pi}{4} D^2}$$

表 1 普通螺旋桨和导管螺旋桨的比较
(根据轴向动量理论比较)

	普通螺旋桨	导管螺旋桨
流动图		
通过螺旋桨的动量	$\rho v \frac{\pi}{4} D^2 = \rho v \frac{\pi}{4} D^2$	$\rho v \frac{\pi}{4} D^2 = \rho v \frac{\pi}{4} D^2$
总推力 T	$\rho v \frac{\pi}{4} D^2 (v - v)$ $= \rho v \frac{\pi}{4} D^2 (v - v)$	$\rho v \frac{\pi}{4} D^2 (v - v)$ $= \rho v \frac{\pi}{4} D^2 (v - v)$
螺旋桨的推力 T _P	$(P_2 - P_1) \frac{\pi}{4} D^2$ $= \frac{1}{2} \rho (v^2 - v^2) \frac{\pi}{4} D^2$ $T_P = T - u = \frac{v - v}{2}$	$(P_2 - P_1) \frac{\pi}{4} D^2$ $= \frac{1}{2} \rho (v^2 - v^2) \frac{\pi}{4} D^2$ $T_P < T - u = \frac{v - v}{2}$
在尾流中的能量损失 E	$\frac{1}{2} \rho (v - v)^2 \frac{\pi}{4} D^2$ $= \frac{1}{2} \rho (v - v)^2 \frac{\pi}{4} D^2$	$\frac{1}{2} \rho (v - v)^2 \frac{\pi}{4} D^2$ $= \frac{1}{2} \rho (v - v)^2 \frac{\pi}{4} D^2$
理论效率 $e_H = \frac{vT}{vT + E}$	$\frac{v}{\frac{1}{2}(v - v)} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2}(\frac{v}{v} - 1)}$ $= \frac{v}{v}$	$\frac{v}{\frac{1}{2}(v + v)} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2}(\frac{v}{v} - 1)}$

由式 (5) 可知, 当螺旋桨直径一定时, 导管螺旋桨的理想效率高干普通螺旋桨。如着眼于螺旋桨的尾流, 且两者作相同处理, 则对于上述动量理论所建立的差, 安装大直径螺旋桨将能和安装导管产生同样的效果。

影响推进性能的又一个重要因素是船身效率 $e_H = (1 - t)/(1 - w)$ 。式中分子里推力减额分数 t 的减少不仅可以增加 e_H , 而且通常可望通过降低推力负荷系数 C_T 而提高螺旋桨的效率。但是, 对于船型变化不大, 例如安装附加装置并通过船体局部形状的变化来谋求推力减额分数的减少, 这往往是很困难的, 不能找到适合于一切的方法, 而只能根据周围的情况进行个别处理。此外, 当式中分母里伴流分数变化时, e_H 随着 w 的增加而增加, 但推力负荷系数 C_T 的增加使螺旋桨的效率 e_P 下降, 结果与 e_H 的增加相抵消。

如以 v_H 代入上述的 C_T 表达式, 则推力负荷系数 C_{TH} 为:

$$C_{TH} = \frac{T}{\frac{\rho}{2} v_H^2 \cdot \frac{\pi}{4} D^2} \quad (11)$$

$$e_H \cdot e_{PI} = \frac{1 - t}{1 - w} \cdot \frac{1}{1 + \sqrt{1 + C_{TH}/(1 - w)^2}} \quad (12)$$

图 2 为 $e_H \cdot e_{PI}$ 与 C_{TH}, w 的关系曲线, 其中, 推力减额分数取为常数 $t = 0.2$ 。左端为 $C_{TH} = 0$ 时的 e_H 极限值, 随着推力负荷系数的增加该值显著减少。至于伴流本来就是由相当于船体阻力的动量变化而产生的, 因此, 根据螺旋桨的位置或改变旋转方向, 安装附加装置等可以积极回收这部分能量, 但如仅仅增加船身效率、局部增加轴向伴流其效果可能不大, 相反却会引起船体阻力的增加, 螺旋桨空泡、激振力等一些问题的产生。

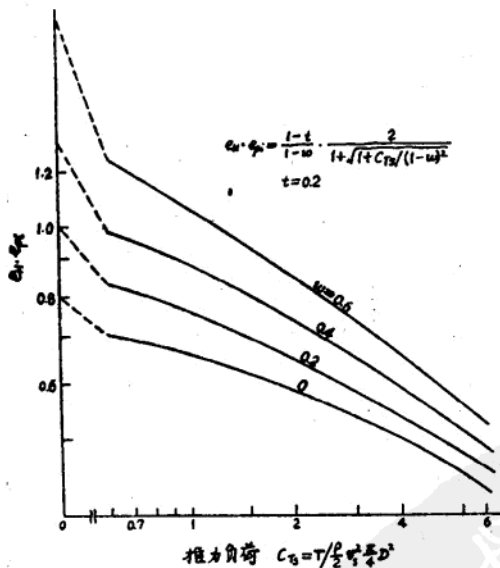


图 2 伴流分数对推进效率的影响

三、采用低转速大直径螺旋桨提高推进效率

如前节所述, 增加螺旋桨的直径减少推力负荷系数 C_T 可提高螺旋桨的效率, 但实际上对于给定主机的额定功率、转速及船速有一个最佳效率的直径。当主机功率一定时, 这个最佳直径随着螺旋桨转速的降低而增大。所以, 可采用低转速主机或减速齿轮箱, 根据减速比的增加来谋求推进效率的提高。为了估算螺旋桨转速降低所带来的效果, 可根据螺旋桨初步设计阶段所采用的所谓 B_P 图谱(图 3 为其中一例)求得相对于最佳直径系数 δ 的最佳效率 η_P , 并绘制 $\sqrt{B_P} \sim D$, η_P 关系图, 如图 4 所示。

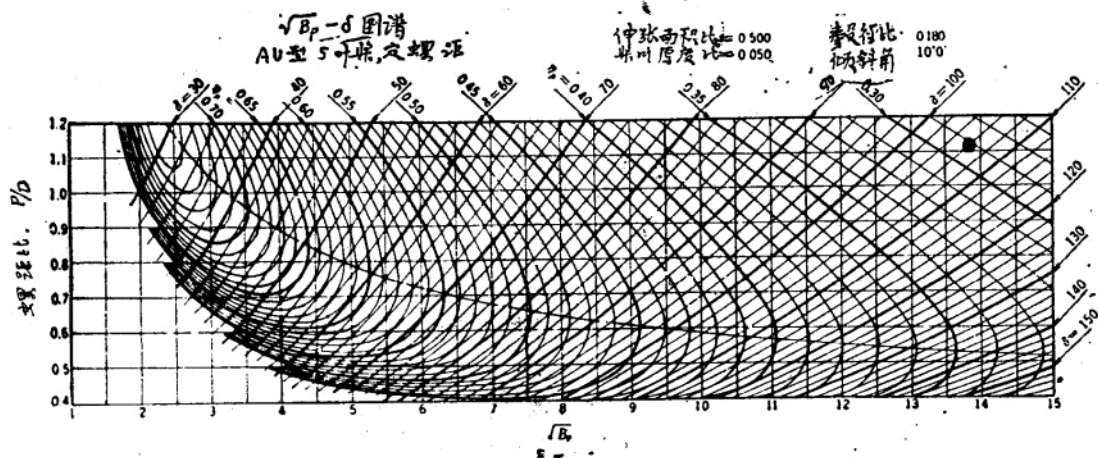


图 3 螺旋桨设计用的 B_P 图谱例

其中, $B_P = \frac{NP^{0.5}}{V_A^{2.5}}$;

$$\delta = \frac{DN}{V_A};$$

N : 螺旋桨转速 (转/分);

D : 螺旋桨直径 (米);

P : 螺旋桨收到马力 (公制马力);

V_A : 螺旋桨进速 (节);

η_P : 螺旋桨效率。

作为估算, 暂且不计由于螺旋桨转速下降而引起的船速增加(同一马力下的速度增量), 例如, 转速降低 50% 时, 螺旋桨效率的提高, 对于 $B_P = 10 \sim 20$ 的高速船约为 10%; 对于 $B_P = 50 \sim 100$ 的油船等一些肥大型船约为 20%。此时, 螺旋桨最佳直径的增加率都为 50% 左右。

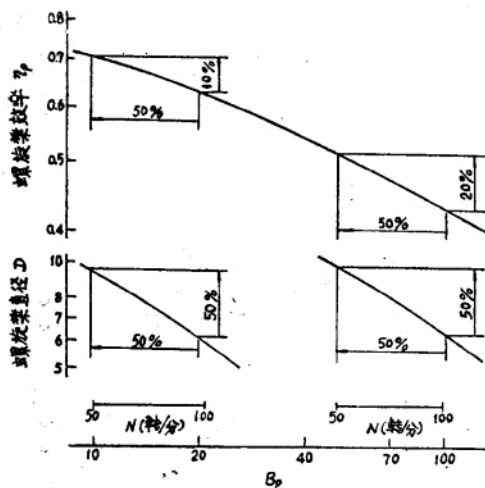


图 4 螺旋桨直径、转速和效率的关系

这个 B_P 图谱是由螺旋桨的散水系列试验(仅改变螺距比, 螺旋桨其他主尺度均不变)求得的。所以, 在实际应用时必须研究螺旋桨与船体的匹配问题, 例如, 对于直径为 D 的螺旋桨, 如不考

虑对船尾形状的修正就容不下 $1.5 D$ 直径的螺旋桨。因此，随着螺旋桨直径的增大，必须注意如下几个问题：

- (1) 为防止船体振动的增加，必须确保螺旋桨与船体间必要的间隙，必须增大艉框。
- (2) 与(1)相应，由于艉端水线斜度(slope of aft end water line)的增大，船体阻力也随之增大。
- (3) 由于桨盘面处实效伴流分数降低，推力减额分数增加，船身效率也降低。
- (4) 由于螺旋桨的伸张面积比减小，叶厚分数增大，于是，螺旋桨的效率下降，空泡性能恶化。
- (5) 在压载状态为使螺旋桨有适当的沉深，船尾吃水增大，船体阻力也增大。
- (6) 在波浪中螺旋桨的飞车。

在实际上往往是采用规定的螺旋桨直径和转速来解决这些问题。1975 年，西德 B & W 公司发表的 6 万吨散装货船船型其船尾为隧道形，便于装备大直径螺旋桨。此外，根据日本造船研究协会 SR 174 研究部的研究，以 6 万吨散装货船为对象调查了主船体形状尽可能保持相同时采用大直径螺旋桨的情况。

最近，各造船厂所采用的大直径螺旋桨通常和低速柴油机的研究联系在一起，超低转速的例子是较少的，一般将转速降低到原来的三分之二左右 (120~80 转/分)，对于这样的低转速，如船体、螺旋桨的设计不慎重将可能产生营运中的一些问题。在上面列举的几点中，对推进性能最有关系的是自航因子和螺旋桨直径。图 5、图 6 为螺旋桨直径和自航因子的关系。由图可知，螺旋桨直径相对于船体取得大些还是有必要的，图中横坐标以螺旋桨直径与相当横剖面面积 $\sqrt{Bd}$ (B : 船宽, d : 吃水) 之比的无因次形式表示。

由图可知，随着螺旋桨直径的增大，伴流分数显著减小；而另一方面，推力减额分数则有若干增加的趋势，这些都使船身效率 $\eta_H = (1-t)/(1-w)$ 趋于下降，这和螺旋桨敞水效率 η_P 的增加相抵消。如设法改变船尾形状增大螺旋桨的直径，而伴流分数不怎么减小，这样船体阻力可能会增加，螺旋桨盘面的伴流分布变得很复杂，有可能增加螺旋桨的激振力，所以，必须综合研究这些因素。经过上述考虑所设计的船及螺旋桨进行水池试验，所得螺旋桨转速和所需马力的关系如图 7 所示。由图可知，对于货船和肥大型船，推进效率的增加要小于螺旋桨敞水效率的增加，其趋势在肥大型船上更为显著。如考虑影响最大的自航因子，则由图 5、6 可知，直径受自航

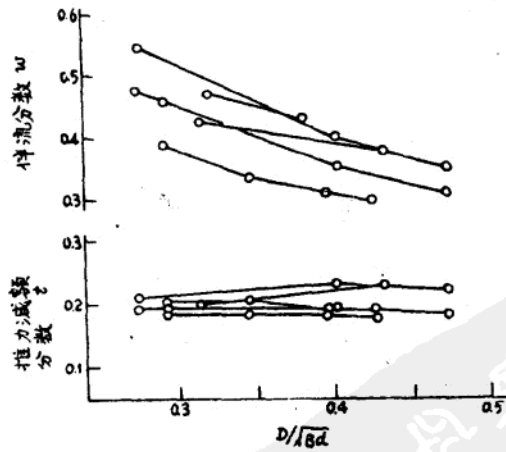


图 5 螺旋桨直径和自航因子的关系(满载状态)

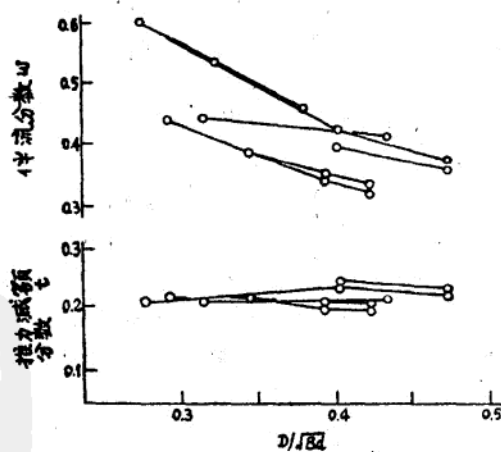


图 6 螺旋桨直径和自航因子的关系(压载状态)

因子影响的程度也不大，对于直径变化限制不大的双桨船来说，可以期待得到比单桨船要大的效果。

四、采用附加装置提高推进性能

1. 附加装置的种类和特点

船舶推进的主要装置是螺旋桨，在螺旋桨周围安装附加装置以提高推进性能以往曾进行过不少研究，下面介绍几种具有代表性的装置。

(1) 船尾整流鳍(图 8)

船尾整流鳍可以制止船尾附近流动的分流，减少船体阻力，防止螺旋桨上方附近的水流逆流，降低舵柱后的伴流峰，减轻螺旋桨的激振力。一般对肥大型船是有效的，如仅从减轻船体振动这个目的出发，对于较瘦的货船也能收到较好的效果。

(2) 导管螺旋桨(图 9)

采用导管螺旋桨对于螺旋桨负荷系数较大的情况，由于导管产生的推力降低了螺旋桨的负荷，从而提高了效率。以往对于拖船等重负荷系数螺旋桨的船广为应用，但到七十年代，在大型油船上也应用了。然而，由于螺旋桨的梢涡空泡使导管内表面发生剥蚀，于是，在石油危机后，新造的大型油船上不再采用，在大型船上的应用也渐见减少。

(3) 前置导管(图 10)

将上述导管螺旋桨的导管前移，并在其后端附近安置螺旋桨。这样，由导管产生的推力减小了，但螺旋桨梢涡从导管的后方流去，避免了导管内表面的剥蚀问题。此外，前置导管还起了(1)的整流鳍作用，降低了船体的阻力，同时，对桨盘面内的流动也起了整流作用。

(4) 反作用鳍(图 11)

在螺旋桨的前方或后方设置鳍，产生一个与螺旋桨尾流旋转方向相反的旋转流动，以往称为反应螺旋桨(相当于双反转螺旋桨中的其中一个桨处于静止状态)，这在实用上有不少例子。

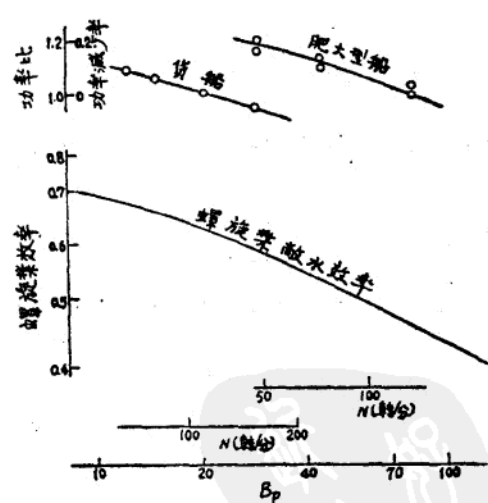


图 7 螺旋桨转速和功率减少率的关系

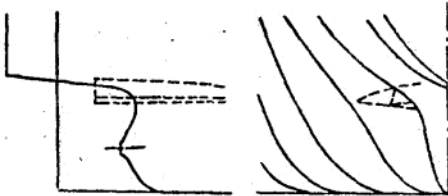


图 8 船尾整流鳍

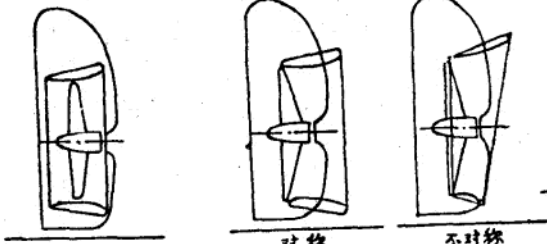


图 9 导管螺旋桨

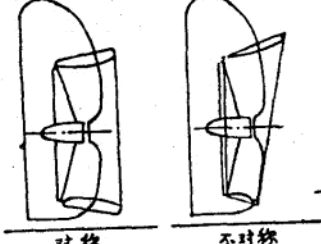


图 10 前置导管螺旋桨

反作用鳍回收了螺旋桨尾流的旋转能量，但由于鳍本身的阻力而使总阻力略有增加。对于船尾附近流速小的肥大型船，如在船尾（螺旋桨前方）安装一个能产生适当大小旋转流动的反作用鳍，对于螺旋桨负荷系数大的情况就能发挥很好的作用。

(5) 无梢涡螺旋桨(图 13)

在飞机的机翼上安装翼端板可以控制翼端的自由涡(梢涡)，增加升阻比。对于螺旋桨，流经螺旋桨翼端的流线由于尾流的收缩呈 S 形曲面，必须使翼端顺着这个方向，该方向是随着桨叶位置的不同而变化，通常很难使翼端板具有适当的冲角，所以，最好在螺旋桨的前方设置一个导管，使其流动方向均匀化。

(6) 导轮螺旋桨(Leitrad or vane wheel) (图 14)

在螺旋桨后方装置一个比螺旋桨直径大的旋转翼，由螺旋桨的旋转尾流使其旋转而产生推力。西德将其应用到调查船上收到了相当大的马力节省的效果。

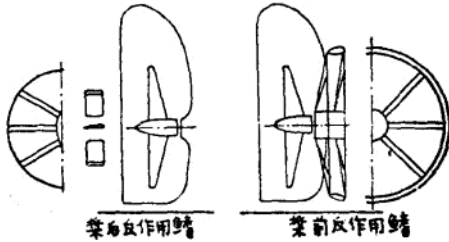


图 11 桨后和桨前的反作用鳍

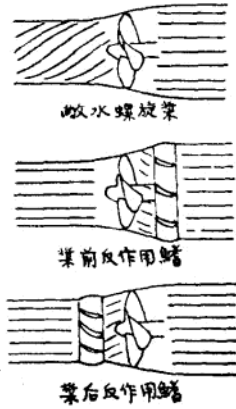


图 12 反作用鳍对螺旋桨尾流旋转能量的回收

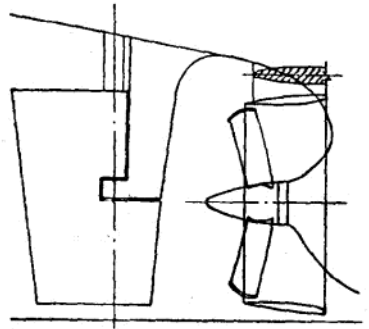


图 13 无梢涡螺旋桨

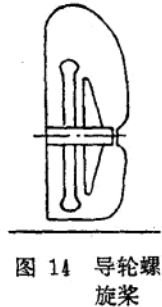


图 14 导轮螺旋桨

2. 各种附加装置的效果

在评价上述各种提高推进性能装置及进行性能比较时必须考虑以下几点：

(1) 考虑到附加装置是利用同螺旋桨的干扰来提高推进性能，它的性能和螺旋桨的形状及运转条件密切相关。

(2) 各种附加装置均置于螺旋桨附近，即置于船尾的复杂流场中，其性能受到船体，尤其是船尾形状的影响。

(3) 对各种附加装置进行性能比较时，希望在船体及螺旋桨形状以及设计条件均相同的情况下进行。

(4) 附加装置的好坏，从实用角度说，不仅仅从推进性能上判断，还必须根据振动情况、螺旋桨空泡、船体运动、操纵性能等方面综合起来进行分析判断。

本公司对各种附加装置的评价在开始研究时就已经考虑了上述种种条件。下面介绍一些水池试验的比较结果。在评价模型试验结果时还有一个关于实船性能预报的问题，但由于安装附加装置的实船资料不多，目前还没有条件讨论船模和实船的相关问题。所以，目前仍以水池的螺旋桨收到马力 DHP 作为比较的指标。

首先，对主尺度及船体前半部形状都相同仅后半部形状不同的肥大型船 A、B(图 15)进行普通螺旋桨、普通导管螺旋桨、前置导管螺旋桨及反作用鳍四种情况的水池试验，船体主尺度及下述船型 C 的主尺度都列于表 2，试验结果如图 16、17 所示，

表 2 试验船模的主尺度

船	A		B			
	船 模	实 船	船 模	实 船	船 模	实 船
垂线间长	7.000米	321.60米	7.000米	321.60米	6.500米	320.00米
船 宽	1167.76毫米	53.60米	1167.76毫米	53.60米	1089.84毫米	53.60米
型 深	678.84毫米	—	678.84毫米	—	630.24毫米	26.40米
吃 水	442.79毫米	20.318米	442.79毫米	20.318米	415.37毫米	20.422米
排 水 量	3028.8公斤	301039吨	3024.5公斤	300620吨	2479.3公斤	303226吨
C_B	0.8346		0.8352		0.8423	
C_P	0.8381		0.8369		0.8457	
C_m	0.9980		0.9980		0.9960	

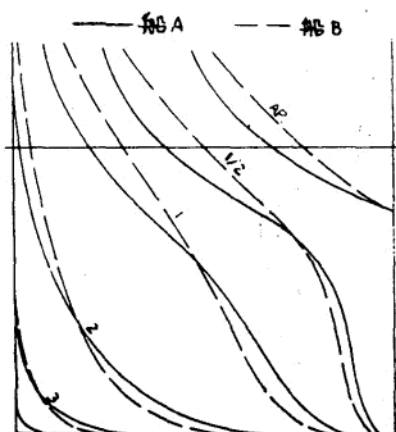


图 15 后体线型的变化

关于船体阻力，船尾为U型的B船要比船尾为V型的A船大。如果从自航试验结果所得的收到马力 DHP 来看（图 17），只有在普通螺旋桨情况下，船尾为U型的B船较大。对于安装导管和反作用鳍的情况，船尾为U型的B船效果较好。对于A船型，导管没有什么效果，但对B船型却是有效的。这可理解为U型船尾的B船，有如图 18 所示那样复杂的船尾流场，由于附加装置的整流作用而产生效果。通常，附加装置在压载状态的效果比满载状态好，其理由同上。U型船的船尾安装了这些附加装置后使船的性能得到了改善，但改善后的性能还及不上V型船安装反作用鳍的情况。船型设计中，在布置等允许的范围内安装附加装置应以达到最佳水准为原则来考虑。

其次，对船型C，除进行A、B船型的试验外还评价了无梢涡螺旋桨的性能（图 19）。至于普通螺旋桨、导管螺旋桨及反作用鳍的性能，效果的大小、改善的量以及满载和压载状态的关系和A船型大体相同。对于无梢涡螺旋桨还进行了装和不装导管的试验，但其性能都不如普通螺旋桨及普通导管螺旋桨。

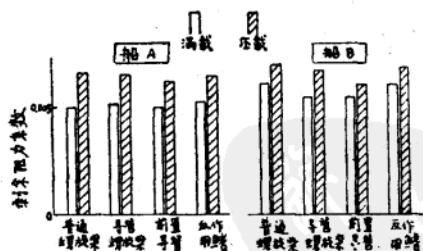


图 16 各种附加装置引起的船体阻力(剩余阻力系数)的变化(船A、B)

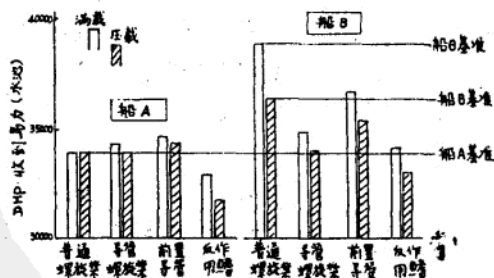


图 17 各种附加装置引起的推进性能的变化(船A、B)

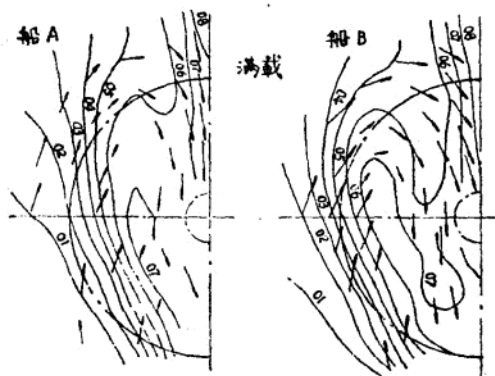


图 18 桨盘位置的伴流分布(船A、B)

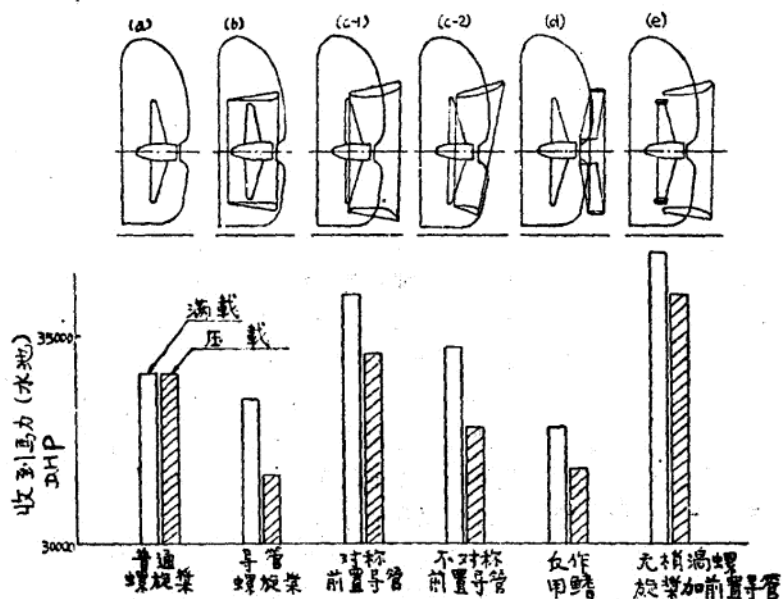


图 19 各种附加装置的推进性能的变化(船C)

综上所述试验结果可知,反作用鳍受船型、装载情况等一些外界条件的影响较小,表现了较稳定的性能改善(节约功率)。反作用鳍基于上述的简单原理,本公司十年前已开始着手研究。上述试验比较,如在设计时能设法降低鳍的固有阻力,判断其收益就可以进入实用化。关于反作用鳍的实用的详细报导请见另外的报告。

[蔡根源译自“各種推进性能向上方式の特徴と性能”,《三菱重工技報》, Vol. 19, № 3, 1982年, 李立人校]

转柱风力辅助推进设备

一、前言

当前节能越来越受到重视。许多工业化国家研究利用风力为船舶辅助动力，如帆、风箏帆、转柱、空气螺旋桨、机翼帆、风力透平等。日本已成功地在2,400吨油轮“新爱德号”上装硬帆助推设备。据称当风向角为 90° 其风速为15米/秒时由帆而节省的功率约560马力。当合成的风向角小于 30° 时，帆设备不再生效，为减小风阻力，风帆将折叠起来，此时当船舶受到速度为15米/秒的风吹时，损失功率约200马力。本文介绍的5万吨散装货船上装转柱助推设备，同样可以达到“新爱德号”风帆助推所获得的好处。

二、风力助推设备的主要要求

设计风力助推设备一般应注意下列各点：

1. 为满足设计任务书，船舶主机功率应满足在无风力可用的情况下达到服务航速。风力助推设备产生的动力仅作为辅助动力。

2. 包括风力辅助设备在内的所有动力设备须由驾驶室统一自动控制。

3. 主要动力设备应尽可能采用调距桨。

4. 风力助推设备占据的地位不能太大。使用必须简单，要以不增加操作人员的开支为先决条件。

5. 为减少维修费用，风力助推设备应从每一个经过考验的部件组装而成。尽可能避免使用新的、有一定风险的技术。

6. 风力助推设备必须安全可靠，即在强阵风突然改变方向时船舶没有危险。该装置必

须能立即脱离动力系统。

7. 风力助推设备不因启动和停车而损坏。

8. 由风力助推设备所节省的燃料费须在较短时间内偿还额外装备的投资。

此外，风力助推设备对服务航速低于15节的船舶应优先考虑。船速一高就意味着减弱侧风和尾随风的好处。

三、转柱产生推力的原理

1924年A. 弗莱特纳(Fltner)在柏林风洞进行大量帆、转柱模型试验的基础上，设计制造了六条同型船，五条装帆，一条装两只转柱，即“Buckan”。1926年转柱推进船“巴巴拉”(Barbara)投入运行，经过六年使用，证明它在技术上是成功的，可惜1982年世界经济危机到来后停止使用了。

18世纪的物理学家H. G. 马格努斯(Magnus)以手摇鼓风机吹转动圆柱，以天平测得圆柱上受力的大小。“马格努斯”效应的原理见图1。图2表明了其升力 A 、阻力 W 和合力 R 。 R 是可供利用的动力，其大小取决于转柱在来流方向的投影面积、流体密度、来流速度及升阻比。哥廷根气体动力学研究所近二十年来试验了装有端板的各种不同模型圆柱体的升阻力系数。

图3是三种不同系统的升力系数 C_L 、阻力系数 C_D 。图。帆面积 $F = \text{宽度} B \times \text{高度} H$ ，转柱投影面积 $F = \text{高度} H \times \text{直径} \phi$ 。图上面积选取得在相同风速时能产生相同的推力。故在比较面积方面转柱的优越性是显而易见的。假定图上转柱的投影面积为1，那末产生相等推力的现代对称硬帆面积为6.1，而边框固定的软

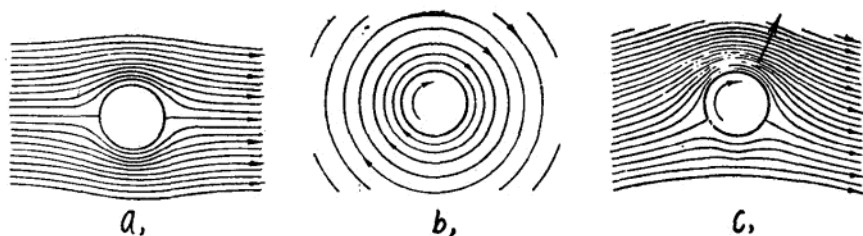


图 1 马格努斯效应

帆面积则需 11.5。

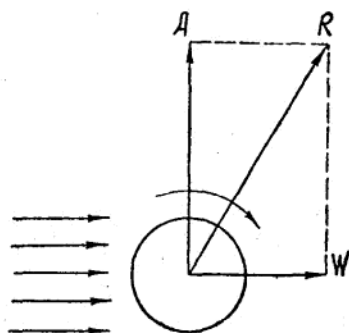


图 2 转柱上的力

四、一个计算实例

以五万吨散装货船为例，计算了装三只转柱后在三种航速 11、12、13 节和四种风速 7.5、10.0、12.5、15 米/秒 情况下风力所产生的附加动力。其转柱布置见图 4。图 5 是转柱的结构草图。为减轻重量，转柱采用铝合金。由于转柱底座的结构强度之故，转柱的转速限制在 160 转/分。转柱尺度如下：

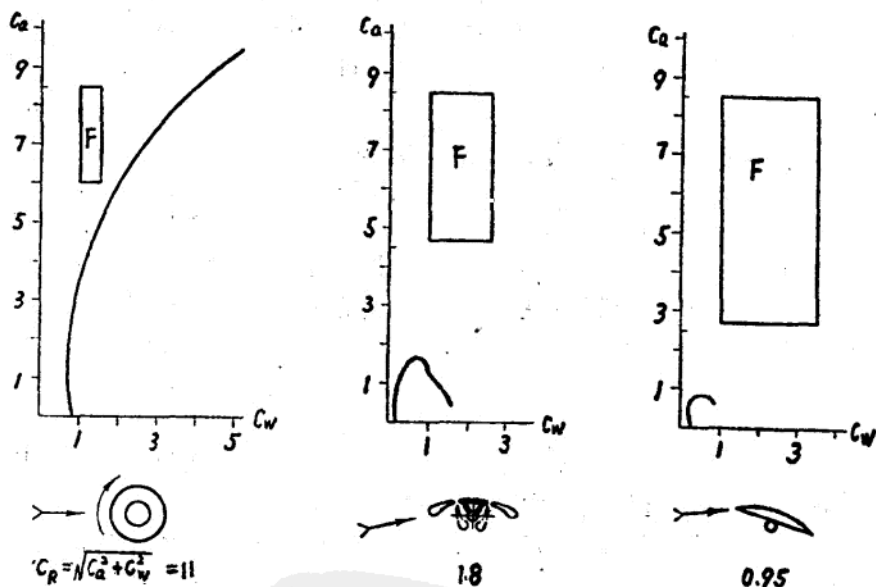
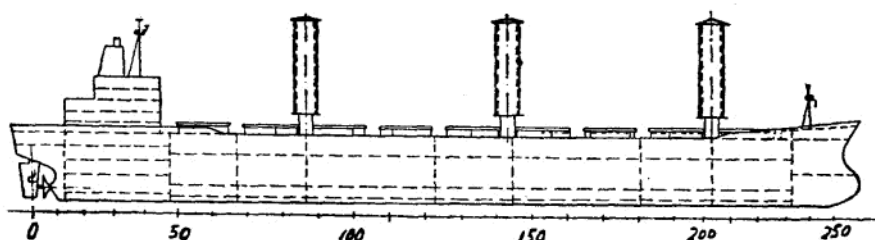


图 3 三种不同系统的升力、阻力系数图

长度 24 米
直径 5.2 米
端板直径 7.2 米
长径比 4.6

计算按下列要求进行：

1. 合成和实际风向角；
2. 合成风速；
3. 无转柱时船舶功率；



五万吨散装货船

三只转柱

总长 215.50 米
型宽 28.00 米
至主甲板型深 17.30 米
吃水 12.55 米

长度 24.0 米
直径 5.2 米

图 4 转柱的布置

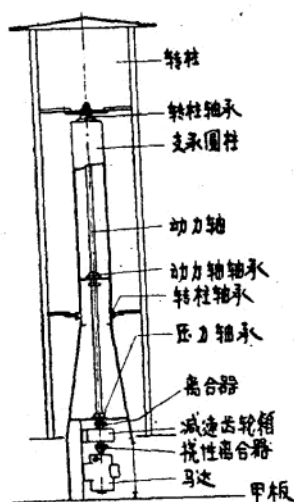


图 5 一个转柱结构草图

4. 最佳转柱圆周速度风速比 u/V_w 时转柱推力或最佳滑移角时转柱推力。计算转柱推力时采用哥廷根气体动力学研究所的转柱升阻力系数:

5. 在航向上的推力;
6. 横漂力;
7. 转柱所产生的功率;
8. 正对风时转柱所损失的功率;
9. 驱动转柱的功率及转柱马达的选取。

计算结果示于图 6、7、8。从图上可以比较带与不带转柱时所需的螺旋桨功率。在经济航速 11 节时,当风速为 7.5 米/秒(蒲氏风级

4),采用转柱助推装置在很宽风向角范围内可节省燃料(图 6)。而在风速 15 米/秒(蒲氏风级 7)时在风向角 $\delta = 90^\circ \sim 135^\circ$ 范围内仅由转柱设备就可满足动力需要,并且还使航速略增。图 7 表明风速为 10 米/秒时,采用转柱推进设备在大风向角范围内毫无困难地提供 25%~30% 的功率,即节能 25~30%。航速 13 节时采用转柱助推设备后节能仍相当可观。

五、经济性论证

节能的多少,燃料节省费用能否在短时期内偿还转柱助推设备的投资是一个决定性的量值。现按下列条件来估算:

1. 一年航行 250 天,其中可利用转柱设备的日子占 85%,即 213 天。
2. 为简化计算起见忽略转柱区域性运转的获利。
3. 按平均实际风速 10 米/秒来计算。
4. 参加“气象导航”,选择有利航速、有利风向和风力,使风向角保持在 $60^\circ \sim 140^\circ$ 及 $220^\circ \sim 300^\circ$ 。

据上述条件从图 7 可知采用转柱装置平均节能 31%。当然实际情况会有很大的不同,取决于航区、航线选择和停靠港数目等。

今以每吨 IF 420 牌号重油 174 美元计算(1982 年中鹿特丹价格),考虑到: