

# 船舶螺旋桨设计杂谈

## —— 船舶推进设计

史一鸣

( 长江船舶设计院 )

摘 要 介绍和分析船舶螺旋桨设计中的船体自航因子成因、实质、取值与船舶快速性设计结果的风险性关系, 以及如何由船舶试航测试数据分析自航因子等; 又从设计的合理性、科学性出发, 提出和解释了船舶推进系统分析设计的新观念。

关键词 船舶 螺旋桨 伴流 推力减额

### 1 船体自航因子选取与分析

实际船舶航行中, 船体与螺旋桨的水动力性能相互影响, 难以分割。完整考虑这些相互影响, 将使得船舶快速性设计异常复杂。

目前船舶快速性设计中, 将船体与螺旋桨分别考虑, 其相互影响通过船体自航因子近似表达。船体自航因子包括伴流分数、推力减额分数和相对旋转效率。

正确选取自航因子、获得较好的船舶快速性能, 是船舶设计工作者力图把握的目标。一般认为具体的船舶自航因子选取在很大程度上取决经验的积累。

#### 1.1 推力减额分数

螺旋桨在船后工作时, 由于它的抽吸作用, 使船尾流体压力降低, 水流速度增大, 即造成船体压力阻力( 又称势推力减额) 与摩擦阻力增大, 产生了阻力增额, 螺旋桨在克服阻力增额以后的推力才能推动船舶前进。该阻力增额通常称作推力减额。推力减额的值与螺旋桨总推力之比值称为推力减额分数, 通常用  $t$  表示。

实际设计中, 难以准确地确定推力减额的精确值, 它既包含定义的成份, 也包括阻力余度。

#### 1.2 伴流分数

理论上伴流由船舶运动引起的形势伴流、航行时水粘性引起的摩擦伴流、船舶兴波作用引起的波浪伴流组成。

实际伴流测定方法有两种, 一种是未装螺旋桨时

测得的标称伴流, 另一种是安装螺旋桨后测得的实效伴流, 两者间差异较大。显然, 采用实效伴流来计算螺旋桨进速, 设计螺旋桨较为合理。

由于伴流场的不均匀性及螺旋桨、船体及两者间相互影响, 难以准确把握实效伴流, 并且在敞水均匀速度场中测出的螺旋桨性能曲线并非准确代表其在非均匀速度场中的性能( 例如, 试验表明: 非均匀速度场较大地影响了敞水螺旋桨最佳效率点附近的特性)。造成了同一个数据, 因导出方法或途径不同, 其数值具有较大的差异。例如, 等推力法得出的实效伴流较等转矩法所得者约大 4%, 较叶轮仪所得的标称伴流约差 10% ~ 20%。

如何合理准确地将测得的标称伴流场转换为实效伴流场是船舶性能工作者的奋斗目标之一, 如何合理准确地将测得的实效伴流场变为推进设计所需的伴流分数是船舶性能工作者另一课题。

伴流分数  $W$  定义为实效伴流速度与船舶航速的比值。

#### 1.3 相对旋转效率

由于伴流场速度不均匀性的影响, 用等推力法确定实效伴流时, 螺旋桨在船后和敞水中的推力相同而转矩不等, 敞水中转矩与船后的转矩之比称为相对旋转效率, 用  $\eta_r$  表示。

#### 1.4 选取自航因子对设计航速的影响

船后螺旋桨的推进效率  $\eta_d$  表示为下式

$$\eta_d = \eta_o \cdot \eta_r \frac{1 - t}{1 - W} = \eta_o \cdot \eta_r \cdot \eta_h$$

式中:  $\eta_o$  —— 螺旋桨敞水效率;

$\eta_h$  —— 船身效率。

式中,  $W$  越大,  $t$  越小, 船身效率就越高, 但  $W$  与  $t$

两者间有相互关系,一般势推力减额分数与形势伴流分数近似相等。

国内外众多的科研、设计机构对多种船型的设计伴流分数和推力减额分数作了大量的调查研究和统计工作,提出了许多估算公式,供设计者使用.同一船型适用的估算公式具有多样性,表明了该船自航因子的可能区间。

在船舶实航以前,自航因子取何值可获得最好结果,一般难以定论,船舶自航因子的经验成分加剧了这一困难。幸运的是综合深入分析船舶快速性设计过程,分析常用的做法,可以找出一些颇有启发的规律。

表 1 伴流分数和推力减额分数的变化  
对试航速度的影响

		dW	0.20	0.00	-20
$\frac{D}{D_{opt}}$					
			0.20	0.20	0.20
			0.00	0.00	0.00
			-0.20	-0.20	-0.20
1.00	V		13.42	13.33	13.04
			13.72	13.62	13.24
			14.00	13.86	13.46
	$\frac{V - V_s}{0.01V_s}$		-1.46	-2.12	-4.25
0.98			0.73	0.00	-2.79
			2.79	1.76	-1.17
	V		13.38	13.29	13.00
			13.68	13.58	13.20
0.96			13.97	13.79	13.40
	$\frac{V - V_s}{0.01V_s}$		-1.47	-2.19	-4.27
			0.73	0.00	-2.79
			2.87	1.54	-1.32
0.92	V		13.33	13.24	12.96
			13.63	13.53	13.17
			13.91	13.75	13.36
	$\frac{V - V_s}{0.01V_s}$		-1.47	-2.14	-4.21
0.90			0.73	0.00	-2.66
			2.80	1.62	-1.25
	V		13.21	13.13	12.87
			13.51	13.42	13.06
0.88			13.79	13.63	13.26
	$\frac{V - V_s}{0.01V_s}$		-1.56	-2.16	-4.09
			0.67	0.00	-2.68
			2.75	1.56	-1.19

表 1 表述了某条典型单桨货轮在最佳直径附近,当设计伴流分数和推力减额分数与实际发生偏差时,对试航速度的影响。图 1 是用它的部分数据绘制的曲线图。分析以上数据可得出如下结论:

- 1) 自最佳直径以下,螺旋桨直径越小,设计航速越低。
- 2) 螺旋桨直径变小时,自航因子估算误差对设计航速影响程度基本不变。
- 3) 实际伴流分数大于设计值时,具有良好的设计航速支持性能。由于设计伴流分数小,所设计出的螺旋桨具有较大的螺距比,在设计航速附近呈重载。若设计时主机无功率储备,则转速下降,吸收主机功

率降低,但由于船身效率提高,最终航速呈微升趋势。一般设计中,都有一定的主机功率储备,在试航时,较小的设计伴流分数可使螺旋桨吸收发挥部分主机储备功率,获得更好的试航结果。

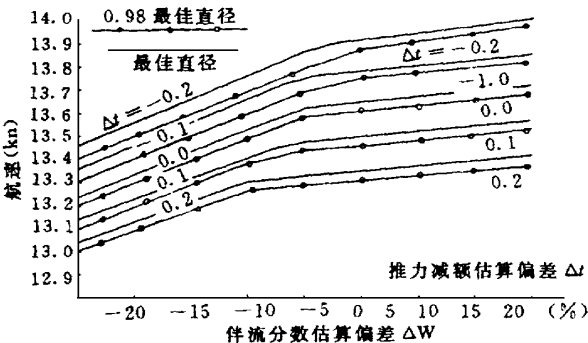


图 1 设计伴流分数与推力减额分数误差  
对设计航速的影响

实际伴流分数小于设计值时,设计出的螺旋桨的螺距比偏小,不能充分吸收主机功率;另外,船身效率下降,加剧了推进性能劣化。

在本算例中,伴流分数增加 20% 时,试航速度可上升 0.73%,而减少 20% 时,试航速度下降了 2.79%。

表 2 自航因子误差对设计航速的影响

推力 减额 分数	航速 (kn)	伴 流 分 数				
		0.248	0.279	0.310	0.341	0.372
0.24	方法一	13.04	13.22	13.33	13.35	13.42
	方法二	13.20	13.27	13.33	13.40	13.46
	航速差	0.16	0.05	0.01	0.05	0.04
0.22	方法一	13.14	13.32	13.47	13.52	13.57
	方法二	13.34	13.41	13.48	13.55	13.61
	航速差	0.20	0.09	0.01	0.03	0.04
0.20	方法一	13.24	13.43	13.62	13.67	13.72
	方法二	13.48	13.55	13.62	13.69	13.75
	航速差	0.24	0.12	0.0	0.02	0.03
0.18	方法一	13.36	13.56	13.75	13.80	13.85
	方法二	13.61	13.69	13.76	13.83	13.89
	航速差	0.25	0.13	0.01	0.03	0.04
0.16	方法一	13.46	13.66	13.86	13.94	14.00
	方法二	13.74	13.82	13.90	13.97	14.04
	航速差	0.28	0.16	0.03	0.03	0.04

表 2 表述了该轮当设计伴流分数和推力减额分数与实际发生偏差时,原设计桨与按实际伴流分数和推力减额分数设计的桨的试航速度及速度之差。

方法一:按  $W = 0.31, t = 0.2$  设计的桨在给定的伴流分数和推力减额分数下的航速。

方法二:按给定的伴流分数和推力减额分数设计的桨的航速。

方法一、方法二的设计转速相同(196r/min),桨直径相同(3.8m)。

其结果表明:

1) 伴流分数变化对两种方法结果的差别影响大于推力减额分数影响变化。

2) 在实际伴流分数小于设计伴流分数时, 试航速度损失较大。而实际伴流分数大于设计伴流分数时, 按实际伴流分数设计的桨试航速度较按设计伴流分数设计的桨略有受益。

从原理分析, 方法一, 方法二的船身效率相同, 差异是由于螺旋桨敞水效率与吸收主机功率不同所致。

当实际伴流分数大于设计值时, 所设计出的螺旋桨具有稍大的螺距比, 在实际伴流下呈重载, 转速略降, 吸收的主机功率因正比于转速, 略有降低。由于船速与方法二的相差极小, 螺旋桨的进速系数与方法二的相近, 故两种方法所得螺旋桨敞水效率相近。所以按实际伴流分数设计的方法二优势不大。

当实际伴流分数小于设计值时, 方法一设计出的螺旋桨的螺距比方法二的小, 不能充分吸收主机功率。另外, 方法一较方法二在试航速度时进速系数稍低, 进速系数低时, 敞水效率也降低, 故在航速上, 方法一与方法二相比损失较大。

上述结果表明, 适当减小设计伴流分数, 可以在牺牲小部分快速性能条件下, 换取一定的设计安全性。这可解释在快速性设计中, 一般设计者很少直接采用船模自航试验预报的较大伴流分数, 而取一稍小的伴流分数, 屡获成功的原因。

## 2 由试航测试数据分析自航因子

在分析自航因子成因的基础上, 综合推进设计方法, 可导出由船舶试航测试数据分析自航因子的方法。

船舶试航测试数据一般应包含主机转速  $N$ , 扭矩  $Q$ , 和船舶相应航速  $V$ 。由主机转速和变速箱的传动比, 可换算出螺旋桨转速  $n$  (r/s), 由扭矩  $Q$  和转速  $n$ , 可算出螺旋桨的扭矩系数  $K_q$ :

$$K_q = Q / (\rho \cdot n^2 D^5)$$

式中:  $\rho$ ——流体密度;

$D$ ——螺旋桨直径。

根据  $K_q$  和螺旋桨的敞水性征曲线中的扭矩系数曲线, 可查出此时的螺旋桨的进速系数  $J$ 。由  $J = V_a / n / D$ , 可计算出螺旋桨此时的进速  $V_a$ 。由航速  $V$  与进速  $V_a$  之差, 可获得相应的伴流分数  $w$ , 需要说明的是此伴流分数是按等扭矩法求得, 船模自航试验的伴流分数是按等推力法求得, 两者间略有差异。

推力减额分数可由设计的有效马力曲线与试航速度  $V$  确定。方法如下: 由试航速度  $V$  确定该航速下

的有效马力  $EHP_0$ , 算出此时船舶所需推力  $T_0$ ; 由螺旋桨此时的进速系数  $J$ , 查出其推力系数  $K_t$ 。螺旋桨推力  $T$  为

$$T = K_t \cdot \rho \cdot n^2 D^4$$

$$\text{此时: } t = \frac{T - T_0}{T}$$

上述自航因子的导出方法表明了自航因子数值是与船舶设计所取的有效马力曲线密不可分。因为自航因子的导出与设计螺旋桨参数直接相关, 而螺旋桨参数与设计所取的有效马力曲线息息相关。也就是说: 设计中的自航因子是一种经验性的数据, 不同的设计者, 取不同的有效马力曲线、不同的自航因子, 有可能使同一条船获得基本一样的快速性能。

船舶设计者如能结合船舶生产制造过程中的可能偏差, 将得出的自航因子加以适当的修正, 即可作为该船螺旋桨修改设计的实用数据。对此加以积累, 可以形成船型——阻力估算方法——自航因子的实用数据库, 提高设计质量。

## 3 船舶推进分析设计

合理的船舶螺旋桨设计应分为船舶推进系统分析设计和螺旋桨设计两个阶段。前者的目的是确定合理的主机型号、变速箱类型和螺旋桨直径, 以获得较好的快速性能; 后者是在前者的条件下完成螺旋桨的设计, 完善前者工作。

船舶阻力和自航因子确定后, 该船的推进效率可以有多高? 主机功率至少多大才能满足业主对航速的要求? 如何根据可获得的主机型号、变速箱类型, 做好船、机、桨配合, 使船舶具有尽可能好的快速性能? 这是分析、设计船舶推进系统的根本目的。该项工作技术复杂, 工作量大, 手工难以进行。成功的船舶螺旋桨设计基础研究开发工作和计算机的开发应用已可以使设计者方便迅速地完成此项工作。

快速性设计的优劣主要取决于推进系统设计的参数选取, 其次是螺旋桨的设计计算。传统思想的螺旋桨设计计算目前包括下面几方面内容:

1) 最佳直径设计: 给定主机功率、螺旋桨转速, 按设计工况求出可达最大航速的桨直径及其参数。

2) 最佳转速计算: 给定主机功率、螺旋桨直径, 按设计工况求出可达最大航速的桨转速及其参数。

3) 一般设计: 给定主机功率、螺旋桨直径、转速, 按设计工况求出可达最大航速的桨参数。

4) 给定桨参数计算性能: 给定主机功率、螺旋桨直径、转速及参数, 计算各要求工况下的航速和推进性能。主要用于旧船改造, 船舶试航测试数据分析自

航因子, 以及多工况船舶螺旋桨参数修正设计工作。

根据业主要求, 可以初步确定船舶的主尺度和排水量。根据所选的船型估算出该船有效马力曲线和自航因子。由船舶尾部线型可确定螺旋桨的最大允许直径, 从而得出螺旋桨直径的可能范围。根据业主的航速要求, 利用初步分析设计模块可以方便计算绘制出满足业主要求, 表示推进系统的各可能螺旋桨直径、转速与所需主机功率关系的等航速曲线图。计算时, 自航因子可随螺旋桨直径而变(图 2)。

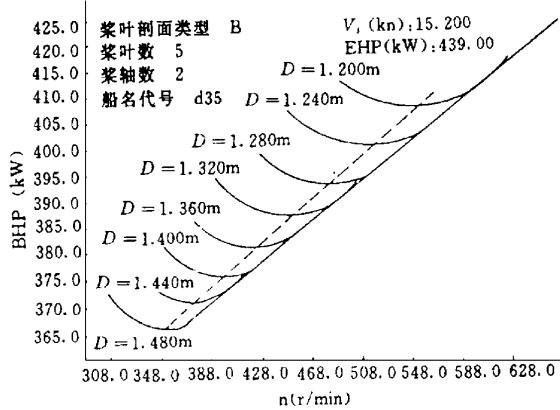


图 2 等航速曲线图

若希望了解在设计航速附近所需推进系统参数关系, 可在设计航速附近增加计算, 生成相近航速的等航速曲线图, 表述了该船所有可能的推进系统参数搭配关系, 以及各推进系统参数搭配依航速变化的适应性, 以增加推进系统参数选择的科学性。

目前的主机型号、功率大小和与之相配的不同变速比的变速箱档次很多。按所取的直径, 根据图中所示的关系, 选定主机和相配的变速箱和相应的变速比, 作为下一步螺旋桨设计的前提。也可以按所给主机, 确定使用的螺旋桨直径, 相配的变速箱和相应的变速比, 再进行下一步螺旋桨的设计。

图 2 所示的螺旋桨直径、转速与所需主机功率关系曲线的右下方形成一条包络线, 是螺旋桨设计时的最佳直径线; 每一直径曲线有一谷底, 对应的转速称为该直径的最佳转速, 其数值较该直径为最佳直径时的转速约低 2% 以上。直径尺寸一般要受到船舶尾型等因素的限制, 若主机任意可选, 从推进系统效率考虑, 设计者一般不会选用最佳直径线上的推进系统参数, 而是取限制直径上最佳直径至最佳转速间的推进系统参数。其值取决于该推进系统参数依可能航速变化的适应性。

从图 2 可以看出, 通常所用的最佳直径设计和不常用的最佳转速设计都是局部寻优设计。由于最佳转速设计时所用直径通常为螺旋桨的限制直径或较

大的许可直径, 依此选择齿轮箱再进行螺旋桨的一般设计, 其结果一般优于最佳直径设计, 但次于船舶推进系统设计。

日常设计中, 众多的船舶需要考虑多种工作状态下的快速性能。典型的多工况船舶推进器的工作特点是, 在某些工况螺旋桨负荷重, 桨的转速上不去, 转速低于额定转速; 另一些工况螺旋桨呈轻负荷, 桨的转速等于额定转速, 但扭矩低于额定扭矩, 即可能没有一个工况能利用发动机的全部功率。因此, 多工况船舶的主机设计功率实为“名义主机功率”。

使用可调距螺旋桨可保证机桨匹配不受工况变化影响, 利用发动机的全部功率。缺点是造价高, 其桨毂大, 叶片转动后, 会发生叶形畸变, 效率略低。目前许多此类船舶还是采用定距桨, 传统的设计思路是按某一主要工况设计螺旋桨, 再对螺旋桨参数作一些修正, 以达到兼顾各种工作工况, 或把螺旋桨按某一主要工况作些偏移进行设计。工况如何偏移, 螺旋桨参数如何修正, 多凭经验与试验计算。为此在螺旋桨设计计算模块中, 增加了可同时计算设计出的或给定的螺旋桨在数个要求工况下的推进性能, 以方便设计者迅速了解, 分析设计结果, 作出满足要求的设计。

举例, 某拖轮设计中对其系柱拖力, 拖航速度与拖力, 自由航速都有要求, 可以这样设计: 先按自由航速确定推进系统参数, 主机功率应加有一定的余度。确定主机功率、变速箱和螺旋桨直径后, 作螺旋桨的一般设计, 此时的自由航速高于设计要求。如果系柱拖力, 或拖航拖力不够, 可略微降低螺旋桨的螺距比, 用给定桨参数计算性能模块确定修改后的螺旋桨是否满足要求。如不满足, 继续修改参数, 直至满意。也可以先按拖航速度与拖力确定推进系统参数, 主机功率应加有一定的余度。确定主机功率, 变速箱和螺旋桨直径后, 作螺旋桨的一般设计, 此时的拖航速度高于设计要求。如果自由航速达不到要求, 可略微增加螺旋桨的螺距比, 用给定桨参数计算性能模块确定修改后的螺旋桨是否满足要求。如不满足, 继续修改参数, 直至满意。以上两种方法中前者注重自由航速, 后者强调拖航状态, 各有所长。

上述方法的缺点是结果依设计者的经验、喜好而定, 无法说清该设计的优秀程度: 当船东的快速性要求不能满足时, 不能够说清是自己的设计水平问题, 还是船东所提的要求不合理, 根本不可能达到。

要回答这个问题, 首先需明确如满足船东的所有快速性要求, 是否存在最小“名义主机功率”, 低于此功率时, 推进系统无论如何设计, 无法满足船东的所有快速性要求。回答是肯定的。

参考文献[5]讨论了多工况船舶螺旋桨的工作特点, 参数特点, 最小名义主机功率的确定方法。由于传统的螺旋桨设计思想无法解决基于最小名义主机功率设计问题。多工况船舶螺旋桨工作点的复杂性, 使得最佳直径设计和最佳转速设计也不再适用, 因为多工况船舶的主机功率不再一定为实耗功率, 它的大小与主机的外特性曲线有关, 它的经济性决定于各工况被设计在主机工作点的效率, 推进效率的综合表现, 即决定于主机油耗。因此, 新的、结合推进设计的技术性, 同时综合考虑各工况下的经济性的船舶推进系统分析设计是新形势下的优化设计, 是设计向科学化、优化、合理化方向发展, 是今后一段时间船舶快速性研究设计者的努力目标。

目前, 根据多工况船舶螺旋桨推进技术性能设计

特点, 借助于计算机可以完成:

1) 多工况船舶推进系统初步分析设计工作, 提供内容类似图 2 的最小名义主机功率以及主机功率, 螺旋桨转速和螺旋桨直径三者间关系的曲线图。

2) 采用以多工况船舶的“最小名义主机功率”为基础, 对主机大于最小名义主机功率的富余功率部分, 按工况的重要性进行按权分配来进行多工况船舶推进器设计。这一种新方法可以在多工况船舶螺旋桨推进技术性能设计上获得较佳结果。

另外, 借助于“给定桨参数计算性能”模块, 可补充完善上述两模块功能的不足部分。表 3 是采用多工况船舶螺旋桨推进设计新方法与传统方法设计结果的比较。

表 3 新方法与传统方法计算结果的比较

项目	长江 63001 轮	新船型	新船型新方法		
			方案 1	方案 2	方案 3
主机功率(kW)× 台数	1160× 2	1080× 2	1080× 2	985× 2	1093× 2
推进型式	导管定距桨 JD7704+ Kv470	导管调距桨		导管定距桨 19A+ Ka4-70	
桨叶转速( rpm )	154. 64	150		150	
桨叶直径(m)	2. 94	2. 95		2. 95	
桨叶螺距比(H/D)	1. 02	可调距	1. 059	1. 017	1. 093
盘面比	0. 70	0. 70		0. 70	
	4× 3500 吨级半分节驳船队				
船队满载航速(km/h)	15. 05	15. 6	15. 6	15. 07	15. 67
船队空载航速(km/h)	17. 4	18. 5	18. 08	17. 58	18. 47
	4× 5000 吨级半分节驳船队				
船队满载航速(km/h)	14. 23	14. 6	14. 63	14. 2	14. 6
船队空载航速(km/h)	16. 1	17. 05	16. 80	16. 3	17. 1

注: 表中数据和“新船型新方法”计算原始数据取自赵——临线油运推轮(可调桨)(船机桨匹配研究)1993. 5 长江船舶设计院

船舶快速性设计实质上是一种具有风险性质的设计。如何把握风险、提高性能, 关键在于设计者能否较准地把握船舶有关设计数据。例如: 有效马力的范围, 最可能的数值; 正确理解并合理选取自航因子, 对推进系统采用分析设计手段, 使设计出的螺旋桨为系统全局最优, 等等。

计算机的深入应用使设计者可以利用程序, 用数种适用于被设计船型的阻力估算方法同时估算该船有效马力, 确定有效马力的范围, 最可能的数值和供设计用的有效马力曲线。推进分析设计程序可以使设计者方便迅速地了解推进系统的潜能, 了解设计结果对各种可能的风险的表现, 平衡船舶的快速性指标与设计风险性, 提高设计质量。

参 考 文 献

- 1 一种螺旋桨设计的新方法. 船舶设计通讯, 1989(2)
- 2 空泡校核对螺旋桨最佳转速的影响. 船舶设计通讯, 1990(2)
- 3 阻力计算与螺旋桨推进设计软件包. 软件开发与应用, 1990(1)
- 4 阻力计算与螺旋桨分析, 设计绘图软件包. 武汉造船, 1994(4)
- 5 多工况船舶推进设计的新方法. 中国造船学会 1995 年船舶阻力与性能讨论会, 1996
- 6 计算机推动船舶螺旋桨设计手段和观点变革. 软件开发与应用, 1996(2)
- 7 船舶推进. 王国强, 盛振邦. 北京: 国防工业出版社, 1985