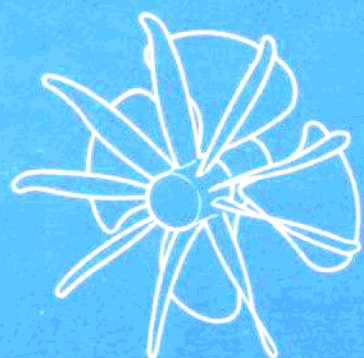
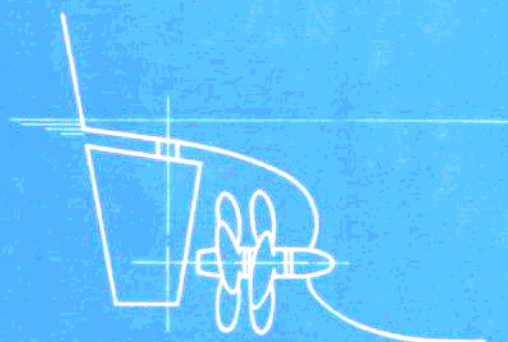




特种推进器

胡志安 编著



SPECIAL PROPELLER

华南理工大学出版社

U664.3

H69

447740

特种推进器

胡志安 编著



00447740



华南理工大学出版社

· 广州 ·

内 容 提 要

特种推进器在船舶推进及节能等方面起着十分重要的作用。本书结合应用实例对各种特种推进器的工作原理、基本理论、设计方法、应用范围及效果等作了较详细的阐述。在设计方法上,除介绍应用特种推进器模型系列试验所得的图谱进行设计的方法外,还介绍了理论设计的基本方法。全书各章共有插图 212 幅,书末另附有设计图谱 84 幅。本书力求反映近代科技成就,特别是我国专家学者在这方面的研究成果。

本书可作为高等院校船舶工程专业和海洋工程专业高年级学生及研究生的教材,也可供广大船舶和海洋工程技术人员及其他有关部门的科技人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

特种推进器/胡志安编著. —广州:华南理工大学出版社,1996.7

ISBN 7-5623-1100-5

I. 特…

II. 胡…

III. 推进器-船舶推进

IV. U664.3

华南理工大学出版社出版发行

(广州五山 邮码 510641)

责任编辑 闻 浩

华南理工大学印刷厂印装

开本:787×1092 1/16 印张:19 字数:456千

1996年12月第1版 1996年12月第1次印刷

印数:1—1000

定价:24.00元

前 言

近年来,提高船舶推进效率、节省燃料消耗和减少船舶振动已成为船舶设计工作者面临的重大任务,国内外对特种推进器在这方面的作用十分重视,并在船舶推进中采取了很多措施,创造了不少新的推进形式,在理论上也已逐步完善起来。目前,尚未见国内外有系统论述包含各种特种推进器理论的书籍,因此,试图编写一本能综合国内外这方面主要研究成果的书,供研究生和本科生作为教材或参考书,便成为我们的任务。1987年我们第一次编写了这方面的讲义,通过教学使用后反应良好。主要表现在它既能够使学生开扩视野并从中了解这方面的研究成果,也能够让他们从中掌握节能原理、设计理论和方法、该领域的发展概况,以及研究问题的基本思路等。1990年12月在中国船舶总公司船舶工程教材委员会组织的教材会议上,将编写出版《特种推进器》一书列入了“1991年—1995年全国高等学校船舶类专业教材选题规划”,后来编者根据当时审议的“特种推进器大纲(草案)”,在原有教学讲义基础上进行了修改补充,继续在教学中使用。1994年5月,在中国船舶总公司船舶工程教材委员会组织的教材会议上,认为经各校评议、专家评审和该教材委员会审定,本教材符合选题规划要求,同意进一步修改后出版发行。

在收集近年来国内外新的资料时,编者特别重视尽量反映我国的研究成果,并在本书中对各种特种推进器作了较系统、全面的介绍,叙述中力求结合实际,在文字方面力求通俗易懂,便于读者自学。本书是针对读者已具备本科生《船舶推进》课程的知识而编写的。全书共分九章,在各章系统性方面原则上先叙述图谱设计法有关问题,然后叙述有关理论计算的问题。对于每章中的内容,可根据本科生和研究生的不同要求进行选择,原则上本科生只要求掌握基本概念、基本理论和应用范围,以及图谱设计方法和一般工程应用技术。由于本书限于篇幅要求,而特种推进器的内容又很广泛,因此在阐述理论方面主要以升力线理论为主。研究生除学习本教材内容外,还应在导师指导下根据具体情况进一步查阅各种有关文献,作必要的增补。

本书在编写过程中得到各兄弟院校及研究单位的热情支持与帮助。武汉交通科技大学王德恂教授、华中理工大学崔承根副教授、大连理工大学张忠业副教授、武汉海军工程学院熊鹰副教授、哈尔滨船舶工程六学黄胜教授,以及上海交通大学、华东船舶工业学院的有关同志,均对本书的初稿提出了许多具体的修改意见。本书由王德恂教授主审,他在百忙中仔细审阅了本书修改后的手稿。本书的出版得到了华南理工大学教务处、华南理工大学交通学院以及华南理工大学出版社的大力支持。编者在此特向他们表示深切谢意。

由于编者水平和时间所限,本书难免存在缺点和错误,恳切希望广大读者批评指正。

编 者
于华南理工大学

目 录

绪 论	(1)
第一章 导管螺旋桨	(5)
§ 1-1 基本概念	(5)
§ 1-2 导管螺旋桨系列试验设计图谱及主要结论	(9)
§ 1-3 导管螺旋桨图谱设计方法及实例	(22)
§ 1-4 理论设计中导管几何形状表达	(45)
§ 1-5 导管边值问题求解	(46)
§ 1-6 圆环涡系诱导速度求解	(48)
§ 1-7 圆环源汇系诱导速度求解	(50)
§ 1-8 导管螺旋桨干扰速度计算	(51)
§ 1-9 导管推力及压力分布计算	(55)
§ 1-10 导管螺旋桨理论设计	(56)
第二章 可调螺距螺旋桨	(60)
§ 2-1 基本概念	(60)
§ 2-2 调距桨要素的选择	(62)
§ 2-3 调距桨设计图谱和设计方法	(67)
§ 2-4 调距桨推进装置的最佳工况及特性图	(72)
§ 2-5 调距桨在叶片畸变后的几何参数计算	(78)
§ 2-6 调距桨水动力叶力矩的计算	(81)
§ 2-7 调距桨的离心载荷理论计算	(84)
§ 2-8 应用实例	(91)
第三章 串列螺旋桨	(92)
§ 3-1 概述	(92)
§ 3-2 串列桨的速度多角形和理论设计梗概	(93)
§ 3-3 串列螺旋桨参数对性能的影响	(95)
§ 3-4 串列桨系列试验设计图谱和设计方法	(98)
§ 3-5 串列螺旋桨设计实例	(104)
第四章 对转螺旋桨	(106)
§ 4-1 概述	(106)
§ 4-2 影响对转桨性能的若干因素	(107)
§ 4-3 求对转桨干扰速度的距离因子法	(109)

§ 4-4	用 Stokes 定理求解对转桨的周向干扰速度	(111)
§ 4-5	用等价汇盘法求解轴向干扰速度	(113)
§ 4-6	对转桨最佳环量分布的确定	(114)
§ 4-7	实例	(116)
第五章	喷水推进器	(119)
§ 5-1	概述	(119)
§ 5-2	喷水推进系统的效率	(120)
§ 5-3	影响喷水推进效率的因素	(122)
§ 5-4	喷水推进主要参数与泵的选择	(125)
§ 5-5	喷水推进航行特性曲线	(129)
§ 5-6	喷水推进器的进水流道	(130)
§ 5-7	喷水推进器的喷嘴	(136)
§ 5-8	喷水推进器的泵叶设计	(139)
§ 5-9	喷水推进器的整流片设计	(151)
§ 5-10	应用实例及倒车机构	(152)
第六章	导轮推进器	(156)
§ 6-1	概述	(156)
§ 6-2	导轮的节能原理和理论模型	(156)
§ 6-3	若干因素对导轮性能的影响	(158)
§ 6-4	导轮的环量分布	(159)
§ 6-5	导轮推进器理论设计方法	(161)
§ 6-6	导轮推进器设计实例	(165)
第七章	前置导管和补偿导管	(168)
§ 7-1	前置导管的一般概念	(168)
§ 7-2	前置导管剖面弦线位置的近似理论求解方法	(169)
§ 7-3	前置导管若干因素对性能的影响	(171)
§ 7-4	前置导管要素的选择	(176)
§ 7-5	补偿导管的一般概念	(177)
§ 7-6	补偿导管的要素选择	(181)
§ 7-7	应用实例	(182)
第八章	附加鳍推进装置	(186)
§ 8-1	螺旋桨桨前和桨后的反应鳍	(186)
§ 8-2	导管桨导管后及导管内的反应鳍	(195)
§ 8-3	螺旋桨毂帽鳍	(197)
§ 8-4	舵推力鳍	(200)
§ 8-5	其他附加鳍	(202)

第九章 其他推进器	(204)
§ 9-1 低转速大直径螺旋桨	(204)
§ 9-2 大侧斜螺旋桨	(209)
§ 9-3 部分浸水螺旋桨	(214)
§ 9-4 空泡螺旋桨	(217)
§ 9-5 重叠螺旋桨和螺环、螺杆、环叶推进器	(219)
§ 9-6 无梢涡螺旋桨和端板螺旋桨	(223)
§ 9-7 舵推进器	(227)
§ 9-8 风力推进	(234)
§ 9-9 超导电磁推进	(237)
§ 9-10 波能推进	(242)
§ 9-11 螺扇轮和明轮	(244)
附录 设计图谱	(246)
一、No. 19A 导管+Ka 型螺旋桨系列设计图谱(附图 1~附图 8)	(246)
二、AU-Da 导管螺旋桨系列和 AU-Da-Imp 螺旋桨系列 设计图谱(附图 9~附图 12)	(249)
三、BD 导管+D 系列螺旋桨设计图谱(附图 13~附图 20)	(251)
四、JD 导管+Ka 系列螺旋桨设计图谱(附图 21~附图 25)	(257)
五、No. 37 导管+Ka 系列螺旋桨设计图谱(附图 26~附图 27)	(259)
六、JDC 三叶调距桨系列及 JD7704 简易导管+JDC 三叶调距桨系列 设计图谱(附图 28~附图 56)	(260)
七、串列螺旋桨系列及简易导管+串列螺旋桨系列 设计图谱(附图 57~附图 70)	(272)
八、喷水推进器泵叶及整流片设计图谱(附图 71~附图 84)	(285)
参考文献	(289)

结 论

随着国内外航运事业的发展,对造船的数量和质量要求日益提高,大、中、小型和高、中、低航速的各种船舶多有建造。当前面临一个共同要求是希望所建造的船舶消耗功率少、航速高、推力大、船舶振动小,工作生活环境舒适,因此提高推进装置的推进效率,减少船舶振动,已成为当今船舶设计工作者面临的重大任务。

普通(常规)螺旋桨在船舶上应用很广泛,主要是它的结构较简单而效率一般还是较高。但是,应该注意到当前对于普通螺旋桨的开发研究,已经到了非常艰难的地步,即使要取得相当小的改进(例如效率提高1%)也要付出相当大的努力。在改善伴流场、减少振动、提高效率以及使用条件限制等情况下,靠单纯的普通螺旋桨来解决,有时是很困难的。因此,当前人们已把很大部分精力花在开展特种推进装置方面的研究。

从减少螺旋桨能量损耗和使用条件着眼,特种推进器的发展主要在如下方面:

(1)推进器主体。在普通螺旋桨基础上按不同使用情况演变,例如,可调螺距螺旋桨、串列螺旋桨、对转螺旋桨、导管螺旋桨、无梢涡螺旋桨或端板螺旋桨,以及低转速大直径螺旋桨、大侧斜螺旋桨等。

(2)在普通螺旋桨前面安装附加装置(有人称它为 Haas 型),例如,安装前置固定叶轮(反应鳍)、前置导管、补偿(伴流)导管、导流器(鳍)等。

(3)在普通螺旋桨后面安装附加装置(有人称它为 Wagner 型),例如,安装后置固定叶轮(反应鳍)、后置自由叶轮(导轮)、舵推力鳍、毂帽鳍等。

(4)利用大自然中取之不尽的能源或资源条件,例如,风力推进、波能推进以及超导电磁推进等。

(5)根据使用条件发展的形式,例如,喷水推进器、螺环推进器、螺杆推进器等。由于当今高速喷水推进器效率已可与普通螺旋桨比拟甚至更高,因此喷水推进器的应用已很普遍。

关于各种特种推进器的概况和发展概况,我们将在有关各章中加以叙述。

为了更好地说明某些特种推进器发展的原因,下面我们来分析一下普通螺旋桨在运转过程中的能量损失及其减低途径。

螺旋桨在船体后部工作时,其能量的损失是由螺旋桨本身的损失和螺旋桨与船体之间相互作用的损失两部分组成的。

对于螺旋桨来说,我们已经知道在它运转时在水中产生了诱导速度(感生速度),这种速度通常可以分为轴向、周向(切向)和径向三个分量,相应地把它表示为轴向诱导速度 u_a 、周向诱导速度 u_t 和径向诱导速度 u_r 。对载荷不太重的情况,通常可忽略径向诱导速度。在《船舶推进》教程中,我们已得到螺旋桨叶元体的效率 η_w 为:

$$\eta_{\sigma} = \frac{V_A}{V_A + \frac{u_i}{2}} \cdot \frac{\omega r - \frac{u_i}{2}}{\omega r} \cdot \frac{1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i}{1 + \frac{\varepsilon}{\operatorname{tg} \beta_i}} = \eta_{iA} \cdot \eta_{iT} \cdot \eta_s \quad (0-1)$$

式中, η_{iA} 、 η_{iT} 和 η_s 分别称为轴向诱导效率、周向诱导效率和结构效率, V_A 为进速, ω 为螺旋桨的旋转角速度, r 为叶元体所在半径, ε 为叶元体的阻升比, β_i 为水动力螺距角。由上式可见, 螺旋桨运转时的能量损失包括如下三个方面:

(1) 产生轴向诱导速度的损失。在螺旋桨作为推进器来工作时, 这种损失是不能完全避免的, 但可用适当措施使这种损失尽可能减小。一般, 这种损失值将随螺旋桨载荷系数的增大而增大。

(2) 产生周向诱导速度的损失, 或称水流扭转的损失, 其损失值也将随螺旋桨载荷系数的增大而增大。

(3) 运转时桨叶与水的粘性摩擦作用等产生的损失, 或称为剖面阻力损失。

以上三项损失值分别相应于式(0-1)中的第一、第二、第三个乘数。除这些损失外, 尚有因螺旋桨桨毂的存在所产生的损失。

为了说明上述各项损失的相对值, 我们引用螺旋桨的性征曲线图, 并在其上画出相应的损失曲线, 如图 0-1 所示。它是指某一螺旋桨的情形。若图中 L_z 为耗费在螺旋桨工作上的功率, 用纵坐标上等于 1.0 来表示, 那末考虑各部分损失所占的成分可由纵坐标上的相应段长度来表示, 即 L_s 为因桨叶剖面阻力而损失的功率, L_i 为因水流扭转所损失的功率, L_a 为因轴向诱导速度所损失的功率, L_1 为有效功率(推力功率)。

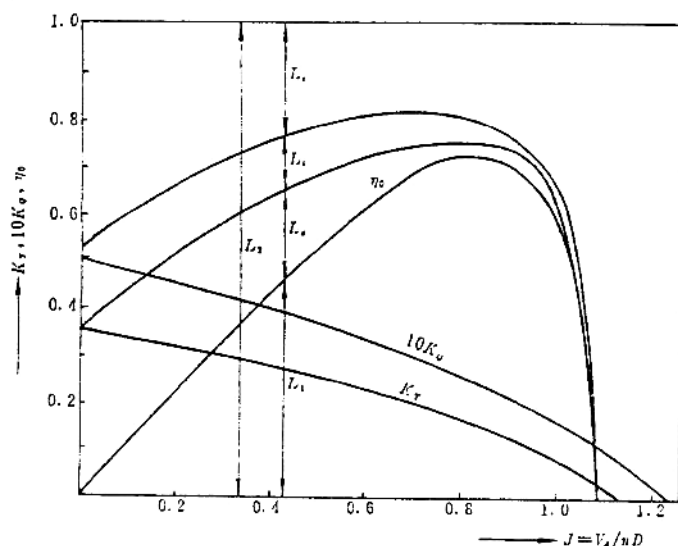


图 0-1 螺旋桨功率的平衡

螺旋桨的诱导损失($L_a + L_i$)和剖面阻力损失(L_s), 约共耗费螺旋桨 35%~60% 的功率, 也就是说, 螺旋桨一般从主机取得的功率中用于推船的功率大约仅占 40%~65%。为

了减少诱导损失,通常可力求安装直径尽可能大的螺旋桨。但是在规定的转速下,直径的增加超出一定范围会引起剖面阻力损失的急剧增加,因此,要确定最佳的直径,在内河浅水船上,当螺旋桨最佳直径的采用受到限制时,可考虑采用隧道式船尾。

在给定的螺旋桨直径和转速下,诱导损失与沿桨叶的载荷分布有关,也即与沿径向的桨叶宽度和螺距分布有关。为了减小诱导损失,可采用升力线理论和升力面理论设计计算螺旋桨。通常,所有各项损失占收到功率的具体比例数值随螺旋桨载荷不同而异;同一螺旋桨,其损失比值也随不同工况而异。图 0-2 表示了各种推进器最佳效率 $(\eta)_m$ 与收到功率系数 B_p 之间的关系,图中标出了各类船舶 B_p 值的大致范围。在图中,曲线①为B4-70系列理论效率曲线;曲线②为B4-70考虑了尾流旋转损失后的效率曲线;曲线③为再考虑翼型阻力后B4-70敞水最佳效率曲线;曲线④为非最佳设计时的效率曲线。从该图可看出,减少螺旋桨尾流能量损失(如在螺旋桨的外围加导管成为导管桨,可减小尾流旋转和尾流收缩)和利用尾流能量(如转桨的后桨,就是利用前桨尾流能量),都可提高推进器的效率,达到节能的目的。

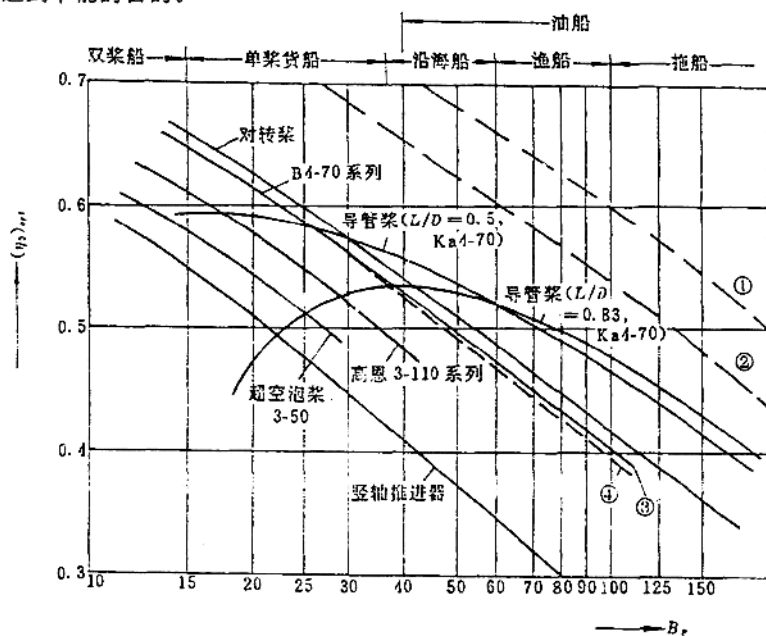


图 0-2 不同类型推进器最佳效率比较曲线

为了减小水流扭转损失 (L_t) 和桨毂损失,可采用特殊的导流设备。例如,反应舵、舵推力鳍以及流线型舵,都可减小尾流旋转,回收尾流能量,达到提高推进效率的目的。再如,利用桨前反应鳍可以产生与螺旋桨转向相反的预旋流,利用桨后反应鳍可以对螺旋桨尾流产生整流作用,都是可以减小或消除螺旋桨尾流旋转的能量损耗。通常,将桨毂与反应舵或流线型舵适当配合,或将桨毂加装毂帽鳍,都能减小桨毂的损失,对提高推进效率产生有利的影响。

为了减小剖面阻力损失(L_p),必须注意桨叶剖面形状的选择。在理论设计中,合理选取桨叶的宽度、叶厚比及剖面形状,可使剖面阻力损失达到最小。在可能情况下,采用高强度材料制造螺旋桨,可减小桨叶厚度,使剖面阻力损失得到显著减小。此外,螺旋桨桨叶的表面粗糙度减小,也能使剖面阻力损失显著减小,尤其在载荷系数较小时更为明显。

螺旋桨与船体及附体的合理配合,不仅能减小推力减额分数和更有效地利用伴流的能量,并且也能改进螺旋桨本身的效率。如使桨后方的尾柱部件和桨前方的支轴臂或支轴架有较好的流线形状,就可减小螺旋桨附近形成旋涡,并使伴流沿周向分布更均匀。有利于提高推进效率。但是,如能合理地使桨前支轴架或利用船体本身(像不对称船尾那样)产生与螺旋桨转向相反的预旋流,亦可减小螺旋桨尾流旋转损失,提高推进效率。再如,在螺旋桨前方的船尾上安装补偿(伴流)导管,能对螺旋桨的不均匀进流起到整流作用,使桨盘处伴流均匀化,对提高螺旋桨效率和减小振动均有利。

从上述可见,研究特种推进装置对于改善船舶的性能是十分重要的。

第一章 导管螺旋桨

导管螺旋桨亦称套筒螺旋桨,它是在螺旋桨的外围加上一个环形套筒而构成的。本章先介绍导管桨的基本概念、模型系列试验及其设计图谱、应用图谱设计导管桨的方法,然后论述导管桨理论设计的基本方法^{[4]~[20]}。在理论方法上,把导管作为正问题以线性化理论进行处理,把螺旋桨作为逆问题以升力线理论进行处理。

§ 1-1 基本概念

一、导管桨的发展简史

导管桨的研究工作始于1930年前后,1934年科特(Kort)发表了有关导管桨的专利说明,那时在德国对导管已进行了广泛的研究。第二次世界大战以后,导管桨开始推广应用,大多用于负荷比较重的拖轮、拖网渔船上。近年来,已经用于高速、大功率的船舶如驱逐舰、大型油轮和货轮上。

我国对导管桨也进行了大量的模型系列试验和理论研究工作,其中上海交通大学研究的简易导管桨、导管调距桨和倒车舵导管桨,中国船舶科学研究中心研究的双体导管桨和BD导管桨等,董世汤教授提出的理论设计方法等,均为导管桨的应用和研究作出了很大贡献。

二、导管桨的类型和特点

从导管中流场来分类,有加速型导管和减速型导管,如图1-1 a)、b)所示。减速型导管其剖面拱度向外凸,使进入桨盘的水流流线扩张,盘面处流速降低,能延缓空泡的发生,且有利于减少噪音,故可用于舰艇和水中兵器上,但导管会产生负推力。加速型导管其剖面内向凸拱,导管产生的是正推力,且使进入桨盘的水流流线收缩,盘面处流速增加,在相同推力和盘面积之下,负荷系数比无导管螺旋桨小。导管可减小尾流收缩,尾流能量损耗减小,从而可提高其螺旋桨效率。

从导管的切面组成来分类,有单体导管和双体导管。单体导管的切面为整体;双体导管的切面有开缝,推迟流体从导管随缘内表面的分离,以增加导管升力。

从导管的运动形式来分类,有固定导管和转动导管,如图1-1 d)、e)所示。转动导管是绕铅垂轴转动的,通常与舵共用一旋转轴。

由于篇幅所限,本章仅述加速型导管。

下面我们说明一下要在螺旋桨外围加装导管之原因。

在《船舶推进》教程中,我们已求得理想推进器的效率 η_{ia} 或理想螺旋桨的轴向诱导效率 η_{ia} ,以及普通螺旋桨的轴向诱导效率 η_{ia} ,它们都可用下式表示:

$$\eta_{ia} = \frac{V_A}{V_A + \frac{u_a}{2}} \quad (1-1)$$

式中, V_A 为进速, u_a 为尾流中的轴向诱导速度。若设推进器的尾流截面积为 A_1 , ρ 为水之密度, 则按动量定理可得推进器的推力 T_i 为:

$$T_i = \rho A_1 (V_A + u_a) u_a \quad (1-2)$$

如果将上式整理, 解得

$$u_a = -\frac{V_A}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{V_A^2 + \frac{4T_i}{\rho A_1}} \quad (1-2a)$$

则上式代入(1-1)式后, 可得:

$$\eta_{iA} = \frac{4}{3 + \sqrt{1 + \frac{4T_i}{\rho A_1 V_A^2}}} \quad (1-3)$$

这与《船舶推进》教程中大家所熟悉的下式实质上只是不同表示形式而已:

$$\eta_{iA} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \sigma_T}} \quad (1-4)$$

式中, $\sigma_T = T_i / \left(\frac{1}{2} \rho A V_A^2 \right)$ 为载荷系数, 而 A 为推进器的盘面积。

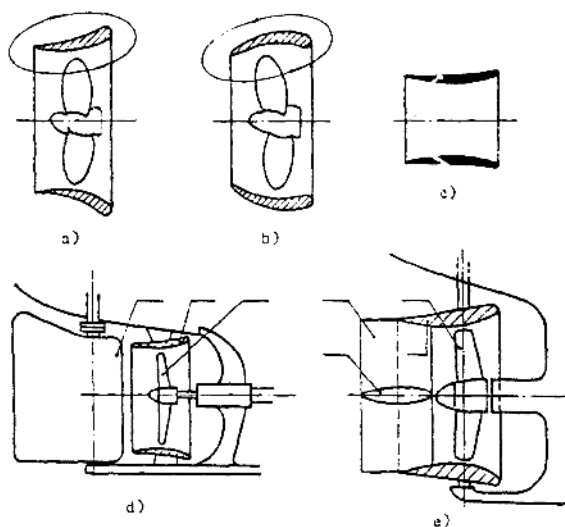


图 1-1 导管类型

从式(1-3)和式(1-4)可见, 要提高效率 η_{iA} 必须减小载荷系数 σ_T 或增大尾流截面积 A_1 。但是, 要增大 A_1 也就是要减小尾流收缩。于是, 产生了在螺旋桨外围加导管的念头。实践表明, 加上导管(加速型)之后, 可使尾流收缩减小, 达到增大尾流截面积(减小载荷系数), 提高效率的目的。

三、导管螺旋桨的工作原理

为了简便又能定性地说明问题,我们假定忽略推进器尾流旋转,把推进器用鼓动盘(也就是用一种没有尺寸但具有推水向后功能的理想圆盘)来代替。设 u_1 为推进器(含导管)在盘面处的诱导速度, u_2 为无限远后方的诱导速度,则应用动量定理可知,导管螺旋桨的总推力 T 可表示为:

$$T = \rho(V_A + u_1)Au_2 \quad (1-5)$$

若设总推力 T 中螺旋桨产生的推力部分为 T_p ,则只要我们在桨盘前后应用伯努利定理,并计算桨盘前后的压力差,便得到:

$$T_p = \text{压力差} \times \text{盘面积} A = \rho \left(V_A + \frac{u_2}{2} \right) Au_2 \quad (1-6)$$

令

$$\tau = \frac{T_p}{T} = \frac{V_A + \frac{u_2}{2}}{V_A + u_1} \quad (1-7)$$

称 τ 为推力比。

据动能定理可知,推进器尾流中的动能损失 E 为:

$$E = \frac{1}{2} \rho (V_A + u_1) Au_2^2 \quad (1-8)$$

从上述可知,导管螺旋桨的理想效率 η_i 可表示为:

$$\eta_i = \frac{TV_A}{TV_A + E} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \tau\sigma_\tau}} \quad (1-9)$$

因为导管使桨盘处的水流加速,因而能使 $u_1 > \frac{1}{2}u_2$ (注意,没有加速型导管时 u_1 是等于 $\frac{1}{2}u_2$ 的), $T > T_p$, $\tau < 1$ 。从(1-9)式可见,螺旋桨加导管后,可使效率提高(没有导管时, $T = T_p$, $\tau = 1$)。 τ 越小,效率越高。但实际上水

有粘性, τ 值过小时在总推力一定之下,则要求导管承担的推力增加,以致可能要求导管剖面的升力系数很大,但通常翼切面的最大升力系数约为 1.0~1.5,大于此值时翼背某处可能出现分离点。所以, τ 值的减小是受导管上发生水流分离限制的。

另外,实际上水的粘性还使导管产生阻力。所以,导管桨的实际效率 η_0 应小于(1-9)式的值。也就是,应有 $\eta_0 = \eta_i \cdot \eta_s$ 。这里, η_s 称为结构效率 ($\eta_s < 1$)。

上述是将导管螺旋桨视为一种理想模型来讨论的,此外,还可以从环流理论观点来讨论。导管可视为环形翼,它可以用一个涡环或

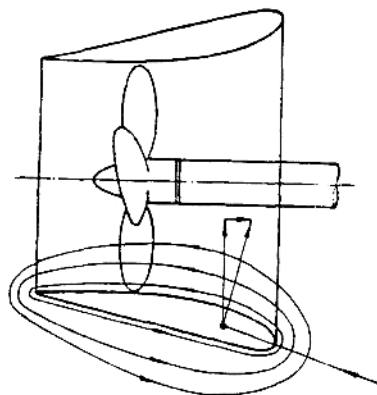


图 1-2 环形翼与导管

一环形涡面来代替,如图 1-2 所示,这环形翼的进流状态,受到与轴线成某种角度的螺旋桨迎流的影响,使导管剖面承受斜向的合成来流,以致形成了在升力面理论中所述的环绕剖面的环流,使导管剖面产生合力,该合力的向前分力就是导管的推力。从涡系观点看,在一定推力之下,与无导管螺旋桨比较,其螺旋桨的部分推力要分担到导管上,这意味着螺旋桨的一部分涡系(尾涡)变成了导管的附着涡,正是这些涡引起了导管上的环流,从而减少了尾流的能量损耗,当其减少量超过导管本身的阻力的损失时,那末导管螺旋桨的效率就高于无导管螺旋桨。螺旋桨的载荷越重,尾流损耗就越大,采用导管带来的好处就越多。对于轻载荷的螺旋桨,由于尾流收缩很小,其损失的能量亦小,如加装导管,则可得到导管阻力的损失反而高于尾流的损失,因而其效率可能反而比无导管螺旋桨低,故轻载时(如图 1-2 中所示较小 B_p 值者)不宜采用导管。

另外,从上述导管的环流状况也可以看到,对于加速型导管,流经螺旋桨的流速和流量必能加大,换句话说,在导管中工作的螺旋桨可比同直径同推力的单个普通桨得到更多的水流量,从而可改善螺旋桨的工作状况。由于水流量较大,按动量定理,为产生一定推力所必需的轴向诱导速度可较小,因而理想效率较高。但是,也应注意到,在推力相同情况下,由于流量增大,致其压力降低,换句话说,有了导管后,也会使船的推力减额增大,一般认为其数值大致与导管产生的有效推力相等。所以,导管螺旋桨效率的提高,不能简单地归因于是由导管上产生额外推力造成的。

四、导管螺旋桨的优缺点

导管螺旋桨有如下优点:

1. 对于螺旋桨载荷较大的船舶,可获得较高的效率。如拖轮、顶推船常可提高效率 15% ~ 20% 左右,系柱拉力(系柱拖力)可提高 30% 或更多,而运输船可提高效率 5% ~ 8%。
2. 在海上航行时,导管桨受外界海况变化影响比较小,导管螺旋桨比非导管螺旋桨的效率降低要少。例如在拖轮、拖网渔船上,常有自由航行和拖 航行两种工况,导管桨盘面处的水流速度受航速影响远小于无导管桨,可使其螺旋桨功率变化较小,以致在各种载荷下都能较好地发挥主机功率。
3. 导管对螺旋桨有保护作用。
4. 导管能使航向稳定性得到显著改善。
5. 当采用“转动导管”时,导管可代替舵,但要求转动导管内壁与叶梢间的间隙较固定导管为大,故其效率较固定导管时略低。转动导管主要用于小船上。

采用导管螺旋桨的缺点是:

1. 倒车时操纵性较差。
2. 在浅水区域航行时,易将碎石、杂物吸入导管;在冰区航行时,易遭损坏。
3. 导管内的压力降低,易发生空泡现象,引起导管桨剥蚀。

艾兹伯格(Amtsberg)认为,设计初期检查是否选用导管螺旋桨是有利的,可用如下判别式:

$$\frac{P_D}{D^2 \cdot V_A^3} > 1.6 \quad (1-10)$$

式中, P_D 为螺旋桨收到的功率(kW), D 为螺旋桨直径(m), V_A 为螺旋桨无导管时的进速(m/s)。

应用时, 以下数据可作粗略参考(以顶推船为例):

正车时的系柱推力 $\begin{cases} \text{无导管桨 } 80 \sim 95\text{N/kW} (11 \sim 12\text{kgf/hp}) \\ \text{导管桨 } 100 \sim 120\text{N/kW} (14 \sim 16\text{kgf/hp}) \end{cases}$

倒车时的系柱推力 $\begin{cases} \text{无导管桨 } 60 \sim 70\text{N/kW} (8 \sim 9\text{kgf/hp}) \\ \text{导管桨 } 70 \sim 80\text{N/kW} (9 \sim 10\text{kgf/hp}) \end{cases}$

倒车推力占正车推车的百分比大致是: 无导管桨为 75% 左右, 导管桨为 70% 左右。如导管后缘做得很尖, 则倒车性能会下降, 其百分比仅约 60%。但应看到, 与无导管桨相比, 导管桨的正车推力比倒车推力增加更多; 在收到功率相同时, 在一定条件下, 不论正车还是倒车, 导管桨的推力都较无导管桨为大。另外, 倒车运转时无导管桨的转速降低比导管桨快, 这也是导管桨的优点。至 1991 年止, 世界上装有导管螺旋桨的最大的船是 50.8 万吨载重量的“埃索·大西洋”号油轮。

§ 1-2 导管螺旋桨系列试验设计图谱及主要结论

本节我们来讨论导管螺旋桨的几何和水动力性征表达、国内外主要的导管螺旋桨系列情况、设计图谱以及试验研究所得的主要结论。

一、导管几何性征的表示参数

各家学者采用的参数常有不同, 但一般可概括为如下几个参数(参见图 1-3):

1. 导管工作面积 F_s , 即导管的最小横截面积:

$$F_s = \frac{\pi}{4} (D + 2\Delta)^2 \quad (1-11)$$

式中, D 为螺旋桨直径, Δ 为叶梢与导管内壁表面间隙。

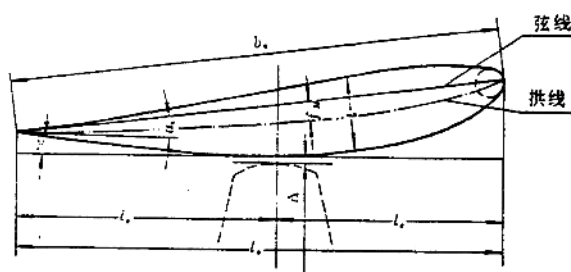


图 1-3 导管切面的几何形状

2. 导管切面弦长 b_s 。

3. 导管的轴向长度 $l_s = l_i + l_e$, l_i 为进口段长度(导管导缘至盘面处轴向距离), l_e 为出口段长度(盘面处至随缘轴向距离)。