



船舶喷水推进及轴 流式推进泵论文集



中国船舶工业总公司第七研究院第七〇八研究所

1992年1月

编者的话

近30年来,世界各国十分重视对喷水推进技术的研究。随着喷水推进理论研究的日趋完善,低阻进口管道系统和高性能推进泵的问世,使喷水推进效率和抗空泡性能均大幅度提高。因而喷水推进在高性能艇、浅吃水肥大大型运输船和变负荷工作船上的应用日益增多。国内近来也先后开展了这方面的研究;不少船东对选用喷水推进有了兴趣。在这种形势下,我们编辑了这本《船舶喷水推进及轴流式推进泵论文集》。这是近20年来我所研究设计喷水推进船和推进泵的成果。希望这本文集能对我国喷水推进技术的发展起到促进作用,也能为船东和用户了解和应用喷水推进提供参考资料。

本文集共收集了20篇论文。第1~3篇对我国喷水推进技术研究的进程、现状和应用情况作了介绍;对基本原理进行了论述。第4~8篇着重对喷水推进船的设计、新船型的开发及喷水推进泵的经济性进行了论证分析,特别是在浅吃水肥大大型运输船上,装用喷水推进组合体的经济性分析。第9~10篇讨论了喷水推进船倒车操纵装置的研究设计问题。第11~16篇系统地阐述了喷水推进轴流泵的设计理论和方法,并对轴流式推进泵叶轮设计图谱作了介绍。第17~18篇对喷水推进泵的有关试验情况进行了介绍,并对试验结果作了归纳分析。第19~20篇介绍了计算机在喷水推进设计中的应用。

本文集由我所所长苏拔英作序,金志负责组稿,王立祥对全书进行了主审和归类。责任编辑周渝江,编辑陈善汾。

本文集的出版还得到陈隆魁、陈孔时等同志的大力支持,在此一并致谢。

由于水平有限,恳请广大读者对文中不足之处批评指正。

1991年12月

序 言

喷水推进作为一种特殊的船舶推进方式，以其良好的抗空化能力、优良的浅水航行性能、极佳的船舶操纵性、高的推进效率、强的适应变工况能力及显著的减震降噪效果，使其在高性能艇、内河浅吃水船、港口作业船占有重要的一席之地。对重负荷运输船及潜水艇、登陆舰等军用舰船也有应用的价值。近30年来，欧美等发达国家十分重视这一技术的研究及推广应用。

我所50年代就设计过内河浅水航道喷水推进船，航速都较低。由于当时设计方法不完善，总推进效率不高。

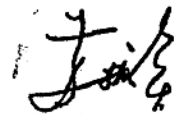
70年代初我所开始对高速喷水推进技术及推进泵进行系统地研究与试验。1974年我国第一艘喷水推进滑翔艇研制成功，它的综合性能指标达到国际先进水平。该艇立即大批量生产了二百余艘装备部队。随后又研制出了高速喷水推进侧壁气垫船及多型喷水推进滑翔艇，其中有的航速超过60节，单泵功率达882千瓦。与此同时，我们还研制出了一批性能优良的喷水推进轴流泵和导叶式混流泵水力模型，初步形成了喷水推进轴流泵系列。根据这些水力模型，编制了轴流式推进泵叶轮设计图谱，以便使它与船用螺旋桨一样，能方便地被广大造船工作者采用。

为满足浅海油田开发用船的需要，80年代我所研制出了一种新型的喷水推进组合体。这是一种吸收了导管和轴流泵长处的高比转速推进泵，在其后配以特殊功能的组合舵构成的集推进和操纵于一体的新型节能装置。装用喷水推进组合体的船舶，除具备常规喷水船的优点外，还具有极好的适应变工况能力和无极调速功能，其性能可与可

调桨比美，且总推进效率不亚于普通桨。喷水推进组合体突破了原有喷水推进装置的结构型式，在水动力性能上也有所新的建树，展示了喷水推进在大型运输船舶和大型军用舰艇上装用的前景。该装置荣获第38届布鲁塞尔龙里卡世界发明博览会银奖。这一装置的研制成功，使我所喷水推进技术的研究水平跨上了一个新台阶。

随着喷水推进技术研究的不断深入，就必需有一个完善的试验装置。经多年的努力，我所于1990年开始动工建造我国第一个喷水推进试验室。第一期工程是建立喷水推进泵水力模型试验台，1992年可以正式投入试验；第二期工程将在第一期工程的基础上扩建喷水推进装置试验台，建成后可以进行喷水推进装置和系统的全模拟试验。

近20年来，为配合喷水推进技术的研究，我所先后出版了《船舶高速喷水推进资料汇编》（1972年），《船舶喷水推进资料汇编》（1977年），《喷水推进译文集——艇与泵的设计研究》（1980年）三本译文集。1986年国防工业出版社出版了由我所金平仲等同志编著的《船舶喷水推进》一书，该书对喷水推进船、推进泵、倒车操纵装置等作了详细介绍，重点对喷水推进主要参数的选择进行了详细系统的论述。随着研究工作的不断深入，在各阶段我所都有相应的论文在各种刊物上发表，有的论文还在国际或国内学术会议上宣读。近年来国内研究和应用喷水推进技术的越来越多，有不少专家学者来索取我们的有关论文，并希望我们能将这些资料汇编出版。在这种情况下，我们从大量的论文中进行筛选编辑后，出版了这本选集。我们期望这本选集对我国喷水推进技术的发展和推广应用，能起到促进作用。



目 次

喷水推进技术的新发展	王立祥	(1)
喷水推进在中国高性能艇上的应用	金平仲 王立祥	(8)
喷水推进主要参数的确定	金平仲	(17)
高速喷水推进滑行艇设计处理	沈奉海 梁仲德 周忆洪 顾 鸿	(29)
超浅吃水多用途供应船的开发及其应用	汪宝瑜 秦云根 王立祥	(51)
泵技术用于船舶节能的开发	曾松祥 王立祥 金平仲	(58)
浙江7 500/8 000吨散装煤船推进方式论证和营运技术经济分析	林万来	(65)
喷水推进组合体用于长江新船型开发	曾松祥 金平仲	(78)
机桨舵(EPR)全方位舰船操纵系统展望		
.....汪宝瑜 顾 昌 秦云根 王立祥 金 志 钱金娣		(85)
一种新型喷水推进操纵装置	曾松祥 周昭明	(91)
喷水推进轴流泵的设计	金平仲 王立祥 洪亥生 沈奉海	(96)
轴流泵的设计处理	曾松祥 王立祥	(145)
轴流泵的变环量设计方法	金平仲 曾松祥 沈奉海 王立祥	(162)
轴流泵变轴向速度的研究及试验	林万来 曾松祥 王立祥	(172)
轴流泵性能衡准指标的探讨	王立祥	(180)
喷水推进轴流泵B _P - δ 图谱计算与应用	林万来	(186)
几型卧式喷水推进轴流泵介绍	王立祥	(194)
叶轮与泵壳径向间隙对轴流泵水力性能的影响		
.....默广斌 王立祥 林万来 李国强		(200)
限制直径时喷水推进泵的优化选型设计	默广斌	(203)
数学管型及其在喷水推进进口管道设计中的应用	沈国良	(214)
附录 已生产的喷水推进装置		(220)

喷水推进技术的新发展

王立祥

内 容 提 要

本文从回顾船舶喷水推进和螺旋桨的竞争史发出,介绍了近三十年来喷水推进技术崛起的情况,并分析了其迅速发展的原因。着重对80年代问世的喷水推进组合体的结构形式、性能特点、实用效果及推广应用前景进行了论述;提出这种集推进和操纵为一体的节能组合体的出现,使喷水推进装置在中低速大型运输船舶上的装用成为现实。

一、喷水推进与螺旋桨的长期之争

喷水推进是一种特殊的船舶推进方式,它与其他推进器的不同之处在于推力不是直接由推进器产生,而是利用推进泵喷出水流的反作用力推动船舶前进。

喷水推进与螺旋桨推进的历史同样长久。通过三百余年的研究和实践,螺旋桨的理论日益完善。相比之下,喷水推进技术的发展就相当缓慢。造成这种状况的原因虽然很多,但主要是理论研究不成熟,有些关键技术没过关,例如:船、机、泵的有机配合;高效率和大功能转换能力推进泵的研制,低损失无空泡进口管道系统和水动力性能极佳的倒车操纵装置的设计等问题没得到解决。这样喷水推进只能在有限范围内使用,由于推广应用受到限制,反过来又影响到对它的理论研究,这种恶性循环的局面使喷水推进长期来处于不利的竞争位置。所以近百年来在船舶推进中占统治地位的是螺旋桨,喷水推进给人留下的是效率低的印象。

二、近三十年来喷水推进的崛起

然而喷水推进具有的抗空泡能力强、附体阻力小、保护性能好、噪音低、适应变工况的范围大、传动机构简单等特点毕竟是常规螺旋桨所不及的。随着喷水推进技术研究的逐步深入,人们开始感到原有对这种推进方式的认识太肤浅了,它的长处远非只在浅水航区得以体现。所以本世纪中叶以来,世界各国对喷水推进技术的研究有增无减。50年代喷水推进较多地应用于内河低速船上;60年代在高性能艇上开始采用;70年代它的发展十分迅速,已用于多种军用舰船和民用船舶;80年代中国首先研制成功了喷水推进组合体,打开了喷水推进用于大型中低速船舶的大门,使其以新的面目出现在造船界。

喷水推进技术的迅速发展与下列原因有着直接关系:

1. 喷水推进理论研究得到重视并取得成效

从50年代后期到整个70年代,各国均组织专门的力量对影响喷水推进效率的各种因素作了充分地研究和分析^[1~4]。我国70年代由七〇八研究所开始起步系统研究,80年代在喷水

推进理论及主要参数的选择上取得可喜的成果^[5~7]。国内外这些研究工作的开展,使喷水推进理论日趋完善,为喷水推进的发展打下了基础。

2. 专用喷水推进泵的研制取得进展

喷水推进装置的推进效率 η_T 为:

$$\eta_T = \frac{TV_0}{102N_s} = \frac{TV_0}{\gamma QH} \cdot \frac{\gamma QH}{102N_s} = \eta_s \cdot \eta_p \quad (1)$$

式中 η_p 即水泵效率。

$$\eta_p = \frac{\gamma QH}{102N_s} \quad (2)$$

η_s 为系统效率。

$$\eta_s = \frac{TV_0}{\gamma QH} \quad (3)$$

在公式(1)中将影响不大的实泵修正效率和相对旋转效率忽略。不难看出,喷水推进的效率主要取决于水泵效率和系统效率,因而提高喷水推进泵的性能就十分重要。近三十年来,由于将螺旋桨的研究成果移植到喷水推进轴流泵的设计中^[6],特别是将航天喷气推进的有关技术引入到喷水推进泵的研究设计里^[8],使推进泵的效率、抗空泡性能、功能转化能力、耐腐蚀情况及小型化轻型化方面均有了实质性的进展。各种类型性能优良的推进泵研制成功,为喷水推进技术的发展创造了条件。

3. 进水口和管道系统研究的开展

提高喷水推进效率的另一主要途径是提高系统效率 η_s 。进水口和管道系统的优劣决定了系统效率的高低,对高性能艇则更为明显。70年代以来,各国相继对减小进水口阻力及空泡现象的改善,对降低管道损失等方面做了大量的研究试验^[9~12],使得系统效率有了较大提高。从目前的设计水平而言,推进泵效率 η_p 可达90%,系统效率对高性能艇可达62~65%,故推进效率约可达56~59%;对大型中低速船系统效率可达70%左右,故其喷水推进效率可在63%以上。

4. 高性能船艇的发展和新船型的问世

水翼艇、侧壁气垫艇、滑行艇、高速双体船及小水线面船等高性能船航速不断地提高,使空化问题成为螺旋桨推进的主要矛盾,尽管亚空泡和超空泡螺旋桨能提高抗空化能力,但均要牺牲较大的推进效率。对喷水推进则不存在这一问题。众所周知,螺旋桨叶片受到的静压力为: $P_s + \gamma h$,其中 P_s 为大气压力, h 为叶片上某点离水面距离, γ 为水的重度。设 P_v 为水的汽化压力,则该点的局部空泡数为:

$$\sigma = \frac{P_s + \gamma h - P_v}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad (4)$$

式中 U 为叶片进流方向的合成速度; ρ 为水的密度。

对喷水推进而言,水泵叶片上某一点的局部压力超过汽化压力的部分,即剩余压力 P_{s0} 为:

$$P_{s,v} = P_s + \gamma h - P_v - \gamma h_1 + \beta \frac{\rho V_o^2}{2} - \frac{\rho V_v^2}{2} \quad (5)$$

式中 h_1 为进水口至泵叶轮段的损失； β 为来流动能影响系数； V_o 为船速； V_v 为水泵叶轮前管内的平均流速。

因此泵叶片上某点的局部空泡数为

$$\sigma = \frac{P_s - P_v + \gamma h - \gamma h_1 + \beta \frac{\rho V_o^2}{2} - \frac{\rho V_v^2}{2}}{\frac{1}{2} \rho W^2} \quad (6)$$

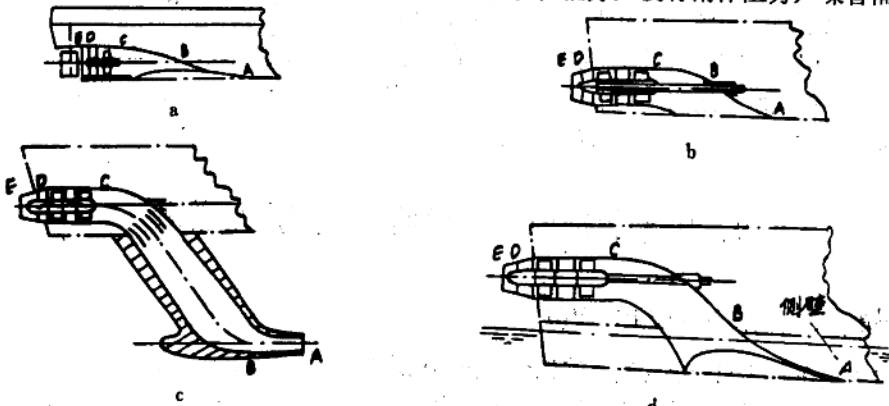
式中 W 为水泵中叶片进流方向的合成速度。

将公式(4)与(6)比较，可以看出区别在于：水泵叶片上的剩余压力比螺旋桨叶片要多出 $(\frac{\beta \rho V_o^2}{2} - \frac{\rho V_v^2}{2} - \gamma h_1)$ 这一项。对于高速艇来说这一项是正值。因此水泵叶片具有比螺旋桨叶片更大的抗空泡能力。航速愈高水泵叶片能利用的动压头愈大。螺旋桨则相反，随着航速的增加，空泡数越来越小，空泡越难避免。这就是高性能船多采用喷水推进的一个重要原因。由于高性能艇的发展，大量喷水推进装置被装用，也促进了喷水推进技术的发展。

为提高船舶营运的经济效益，运输船舶向大型化和专用化发展，出现了浅吃水肥大型运输船和江海联运船等船型。这些新船型推进器的负荷系数 $B_p = \frac{NP^{0.8}}{V_s^{2.5}}$ 通常都较大，当 B_p 大于50以后在推进效率上常规螺旋桨就难于与喷水推进相竞争了。所以新船型的出现对推进上的新要求也促进了喷水推进装置的发展。

三、喷水推进技术的新发展

喷水推进装置用于不同船舶其结构和布置形式略有不同，图1是传统的几种喷水推进船尾部布置情况。不管差别如何，这种传统的喷水推进装置有共同之处：均为内藏式结构，即推进泵都藏于船体之内，泵体都是单层板壳，只在泵壳内有水流通过。我们把这种喷水推进装置称为内藏式结构形式。内藏式喷水推进装置的保护性能好，没有附体阻力，噪音阻隔效果



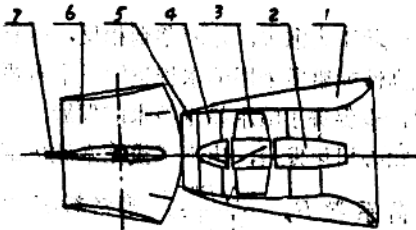
a. 低速船 b. 滑翔艇
c. 水翼艇 d. 侧壁式气垫船

图1 内藏式喷水推进装置船情况

佳，总布置上需占用一定的尾部舱室位置。这种装置多用于高性能艇，设计得当总推进效率可达0.55或更高。

80年代我国七〇八研究所研制出了一种舷外式喷水推进装置(图2)，称为喷水推进组合体。这种组合体以该所年60年代初进行的倒车试验资料和70年代发展起来的轴流泵设计技术为基础，把船舶减阻和节能措施有机地结合为一体，从而在船舶推进和操纵上都取得新的进展。

喷水推进组合体由轴流泵和其后的组合舵组成。这种推进泵充分吸取了导管螺旋桨的优点，结合轴流泵的长处，形成了介于导管和轴流泵之间的新型推进泵。它的泵壳与导管相似，由具剖面翼型的回转体组成，有内部和外部流场；在流场中泵壳能产生附加推力。泵叶后设有导流片，能梳整旋流以回收周向诱导速度带走的能量。喷口后的组合舵除能完成转舵和倒车时反射喷流方向改变的功能外，还能卷吸泵壳外的水流参与动量变化，产生流量增益^[13]。从而增加推进效率(图3)。



1.泵壳 2.轴支架 3.泵叶轮 4.深导叶
5.喷口 6.组合舵 7.中能叶
图2 喷水推进组合体

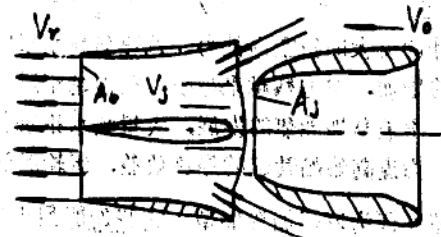


图3 卷吸作用示意图

利用组合舵闭合的程度，以控制反射流和向后喷流的流量，遂能达到无级变速调整推力，其效果可与可调桨比美。在任何推力下舵上始终存在进流，因而微速航行时也具操纵力，这是常规桨与舵所不及的，故船舶操纵性极佳，利用双机双泵异步操纵，还可使船舶获得横移^[13]。

喷水推进组合体荣获第五十八届布鲁塞尔尤里卡世界发明博览会银质奖。

装用这种组合体的“胜利221”和“胜利211”两艘浅海多用途拖轮，投入营运已有四年时间。推进效率高于60%，实船使用情况证实了它的上述优良性能。

喷水推进组合体突破了原有喷水推进装置的结构形式，在水动力性能上有新的提高。它的研制成功，使喷水推进在大型中低速运输船上的应用成为现实，也为军用作战舰艇和军辅船舶提供了新的性能优良的推进操纵装置。

四、喷水推进的实用情况及推广应用前景

1. 喷水推进在高性能艇上的应用

喷水推进在高性能艇上所具有的优势目前已被人们公认。70年代以来，美国、苏联、西欧、日本、中国等国家和地区先后将喷水推进大量装用于水翼艇、侧壁气垫船、滑翔艇和高速双体船^[7]。在军用船艇上具有代表性的是美国的“飞马座”(Pegasus)导弹巡逻艇和“企业”号(American Enterprise)沿海巡逻艇及意大利的AAC导弹艇。“飞马座”水

翼艇翼航采用双级混流泵推进，浮航采用两台单级混流泵，排水量235吨，航速40~50节，77年开始服役。“企业号”滑翔艇装用一台Powerjet24泵和两台Powerjet16泵推进，总功率为4508kW。MAC导弹滑翔艇排水量55吨，总功率为3310kW，航速40节。在民用方面有代表性的是美国波音公司生产的250客位自控深浸水翼艇929—100(Boeing Jetfoil)，航速42节~50节，采用Powerjet20泵推进，功率为 2×2647 kW。我国喷水推进应用于高性能艇最为成功的是982巡逻艇，这是一艘采用双级轴流泵推进的滑翔艇，功率307kW，航速30~32节，有数百艘服役^[7]。

2. 喷水推进在大中型军用舰船和民用船舶上的推广应用前景

喷水推进的水中噪音低于螺旋桨推进。(图4)是瑞典水声研究所(Akustikbyran)进行的实船水下噪音测试记录。水中听音器在离开船30米外水深2.8米处侦听。从图4上可以看出，在三种情况下，整个频率范围内喷水推进装置的声压级都比螺旋桨推进为小。正由于这个

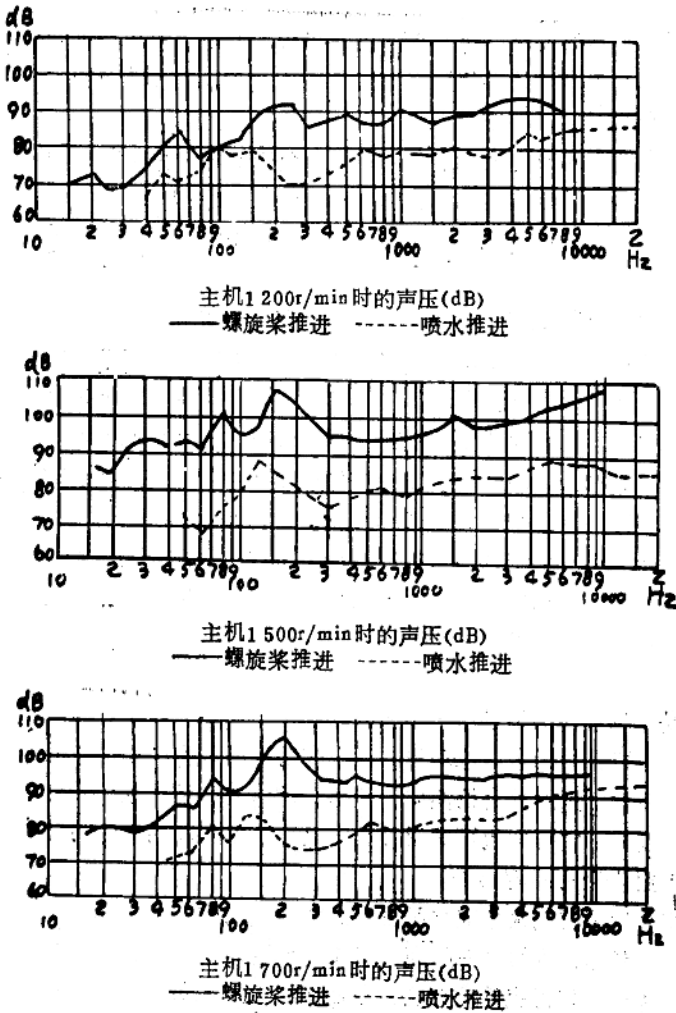


图4 喷水推进与螺旋桨推进的噪音比较

原因在有些军用舰艇上开始采用喷水推进,而其中以潜水艇捷足先登——英国的Prafalgar核动力攻击潜水艇1978年开工建造,1981年下水试验,1983年正式在海军服役;美国海狼级核动力攻击潜水艇1989年已开工建造,预计1995年可以服役。这两型核动力攻击潜水艇均采用喷水推进方式。

喷水推进组合体的问世,为喷水推进在大中型军用舰船上的应用创造了条件。以喷水推进组合体为主体研制出的机桨舵(EPR)全方位操纵系统[14],对某些舰船战斗力的提高十分有利。

前面提到美、英等国已将喷水推进装用于潜艇,这是从减小噪声提高隐蔽性考虑的。导弹潜水艇水下发射导弹时,潜艇的航速越高,对导弹离艇时的干扰越大,水中弹道和出水姿态难以达到要求,为此,导弹一般应在潜艇低速航行时发射。采用常规推进方式时,航速越低操纵性越差,航向控制精度不易保证,而采用EPR可大大改善舰船的低速操纵性,用于导弹潜艇是极有前途的。

扫雷艇和猎潜艇除要求噪音低外,在投放扫雷器具和拖泄声纳时,要求很低的稳定航速,以满足安全投放拖具的要求。对于常规推进船舶,即使主机以最低稳定转速工作,航速仍大于投放拖具要求,不利于战斗使用。采用了EPR之后,不但航速能连续变化,而且具有微速操纵性,完全满足实战要求。

登陆艇在浅海水域中易产生浅水效应,即推力急剧降低,操纵不灵和产生舰吸,对航渡和冲滩极为不利。这是采用螺旋桨推进必然出现的现象。但EPR装置因采用喷水推进装置和组合控船设备,浅水效应甚小,系泊拖力大,推进和操纵性能得到根本改善,对登陆作战是十分有利的。

由以上分析可以看出EPR用于各类军用舰船上是有前途的。

在民用船舶上喷水推进组合体有着广阔市场。喷水推进组合体是一种节能推进综合装置^[15],在浅吃水肥大型运输船上装用,具有明显节能效果。以我国船舶工业总公司安排的第一艘贷款造船的浅吃水万吨级散装货船为例,主尺度为 $L_{pp} \times B \times H \times T = 130 \times 21 \times 10.7 \times 5.8/6.8$ 米,主机为43/82缸柴油机,200转/分,2206kW,根据交通大学试验结果,相对旋转效率 $\eta_r = 0.983$, $\omega = 0.33$, $f = 0.235$, $\eta_s = 1.142$, $\eta_m = 0.99$ 。按五叶荷兰图谱设计, $B_p = 68$, $\eta_p = 0.457$, $D = 3.074$ 米, $H/D = 0.60$, $J = 0.338$, $\eta_s \times \eta_s \times \eta_m \times \eta_r = 0.508$ 。按喷水推进组合体设计,速比 $k = 1.4$,泵效 $\eta_o = 0.89$, $k_1 = 0.20$, $\eta_o = 0.69$, $\eta_i = \eta_o \times \eta_L \times \eta_m = 0.607$ 。效率增加 $\Delta\eta = \frac{0.607 - 0.508}{0.508} = 0.20$ 。这是相当可观的。对于浅吃水肥大型

船、江海联运船是一种理想的节能推进装置。

喷水推进组合体特有的无级调速功能,适应变工况的能力、微速下的船舶可操作性使其具有极佳的动力定位特性。这对提高挖泥船、渔船、消防船、港作拖轮及多用途拖轮等船舶的作业功能是非常有利的。它可取代可调螺旋桨,且造价比相同功率的可调桨低,结构简单、维护保养方便、使用安全可靠寿命长。

文献[15]详细介绍了首次采用喷水推进组合体的超浅吃水多用途供应船的研制开发情况及模型和实船的测试结果。该船用于胜利油田浅海水域,船名“胜利221”。功率 2×794 kW,投入营运4年多来为船东取得极好的效益,被船东称为“宝船”。该船 $B_p = 26.88$,自由航速 $V_s = 12.9$ 节,推进效率高达60.4-66%,在剩余水深为0.4米时的系泊拖力为7.35kgf/

kW(10kgf/HP); 水深吃水比 $H_w/T=1.86$ 时浅水效应影响极小; 操纵性极佳, 除能原地回转向外, 还能横向移动。继该船之后“胜利211”浅海多用途拖轮装用喷水推进组合体也取得成功, 投入营运至今约4年时间, 充分证实了其可靠性。

目前采用喷水推进组合体载重3000吨的油轮正在设计中。

参 考 文 献

- [1] Levy, Joseph., "The Design of Waterjet Propulsion Systems for Hydrofoil Craft" Marine Technology, Vol.2, Jan. 1965.
- [2] Brandau, J.H., "Aspects of Performance Evaluation of Waterjet Propulsion Systems and a Critical Review of the State-of-the-Art", AIAA Paper 67-360, May 1967.
- [3] ПАПИР, А.Н., "Осевые Насосы Водометных Двигателей" Издательство "Судостроение" Ленинград, 1965.
- [4] Chaplin, J.B., "SES Technology Development" AIAA/SNAME Advanced Marine Vehicles Conference San Diego California April 17-19, 1978.
- [5] 金平仲 "船舶喷水推进主要参数的确定", "中国造船", 第63期, 1978年11月。
- [6] 金平仲、王立祥等 "喷水推进轴流泵的设计", "水泵技术" 1976年第4期。
- [7] 金平仲等 "船舶喷水推进" 国防工业出版社, 1986年。
- [8] "喷水推进资料汇编" 708研究所 1977年。
- [9] Johnson, V.E., Jr., et al., "Design and Performance of Diffusers, Fixed-Area Inlets and Variable-Area Inlets in Integrated Inlet Diffuser Subsystems", HYDRONAUTICS, Incorporated Technical Report 71521, August 1972.
- [10] Stephens, L.K., et al., "Waterjet Inlet/Duct Development, Phase I, Validation Tests", HYDRONAUTICS Incorporated Technical Report 7244-2, March 1973.
- [11] Barham, H.L., "Application of Waterjet Propulsion to High Performance Boats", Second International Hovercraft, Hydrofoil and Adv. Trans. Systems Conference Amsterdam May 1976.
- [12] 吴民权等 "平进口系统进口形状及流态的实验研究"
- [13] 曾松祥、王立祥、金平仲 "泵技术用于船舶节能的开发" 第三届中日国际水力机械学术会议论文, 1990年4月大阪
- [14] 汪宝瑜等 "机桨舵(ERP)全方位舰船操纵系统展望" "船舶工程" 1989年12月第6期。
- [15] 汪宝瑜、秦云根、王立祥 "超浅吃水多用途供应船的开发及其应用" "上海造船" 1990年第3期

喷水推进在中国高性能船艇上的应用*

金平仲 王立祥

内 容 提 要

本文介绍了中国喷水推进高性能船艇的发展史,也介绍了高性能船艇和推进泵研究设计概况。文中还对中国喷水推进产品与国外同类产品的相对优缺点作了比较,最后报道了我国喷水推进技术应用于海洋开发和常规船舶的进展情况。

一、前 言

1973年第七〇八研究所(MARIC)设置了高速喷水推进研究小组。一年后就设计出用轴流泵推进的内河巡逻艇,并且试航成功^[1],标志着我国高速喷水推进发展时期的到来。

1976~1977年,在我国出现了另两型喷水推进高性能艇。一型是MARIC研究设计的侧壁气垫艇,采用混流泵推进,另一型是武汉舰船研究设计院设计的双水翼艇,采用双吸离心泵推进。

在研究工作方面,为改进喷水管道的形状,对管道及进口流道的形状进行了测量,并对管道系统模拟作了吹风试验,以确定管道损失系数和流道压力分布^[2];用不同的理论来优选系统参数^[3];对轴流泵的设计理论作了改进,并进行了系列的模型泵试验,以求得优良的水泵母型^[4];用五孔毕托球在模型泵试验时测量叶轮出口处的流速和压力分布^[5]。这些工作对喷水推进技术进一步的研究和发展都是很重要的。

在工程应用方面,喷水推进技术已用到十余种高性能船舶上,此外还成功地推广到常规沿海船舶^[6]。

二、理论研究和试验

1. 喷水推进理论

众所周知,喷水推进效率可用下式表示:

$$\eta_i = \eta_s \times \eta_p \quad (1)$$

式中 η_s 为系统效率,

η_p 为水泵效率, $\eta_p = \frac{\gamma QH}{Ne}$, Ne 为收到功率。

喷水推进高效率的关键在于取得 η_s 和 η_p 的最佳综合效果,因此在选择喷速比 K 时,常常有一个权衡取舍的问题,指导思想是由该 K 值所决定的主要参数(H 和 Q)对于水泵而言也在较佳参数范围内,而不应当只据系统效率取 K ,却忽视水泵的合理参数^[3]。

* 本文曾在1988年上海国际高性能船舶学术会议上宣读。

2. 轴流泵的设计研究

在设计时,以往假定轴向速度 v_z 在叶轮处沿径向是常数,并且速度环量沿整个翼展也是不变的^[3]。这些假设在过去几十年中一直作为轴流泵设计的理论基础。

MARIC于1974年首先发展一种设计技术,即认为环量沿翼展的分布是变化的,可按照其流动特点人为地设计^[4],但要符合下列条件:

$$Q = \int_{r_h}^R 2\pi r v_z dr = v_z \int_{r_h}^R 2\pi r dr \quad (2)$$

$$H = \frac{v_z \omega z \eta_r}{gQ} \int_{r_h}^R \Gamma(r) r dr \quad (3)$$

式中 $\omega = 2\pi r$;

$\Gamma(r)$ 为速度环量;

η_r 为泵的水力效率。

此外, MARIC在水泵设计中采用优良的翼型,如NACA16、NACA66、WalchnerB等^[5]。这在我国水泵界是第一次,甚至在世界水泵界也是少见的。

在轴流泵的设计中, MARIC将螺旋桨各计算剖面空泡核准方法引入轴流泵设计中,这改变了常规设计法不能控制水泵汽蚀性能的局面。

由于上述的改进, MARIC设计并试验了一系列性能优良的轴流泵水力模型和实泵。后来它们成为几百艘船艇中推进泵的母型和实泵。

1986年到1988年, MARIC对轴流泵的设计理论又作了进一步研究,目标是对轴流泵内流道的流态求得理论解,初步研究的结果建立和完善了原来的方程组,阐明了当轴向速度沿径向为变值的求解方法:

$$\left(\alpha - \frac{v_\theta}{v} \right) \frac{d(rv_\theta)}{dr} = v_z \frac{dv_z}{dr} \quad (4)$$

$$\int_{r_h}^R 2\pi r v_\theta dr = Q \quad (5)$$

$$\int_{r_h}^R rv_\theta \Gamma(r) dr = \frac{gQH}{\omega \eta_r} \quad (6)$$

式中 v_θ 为周向速度分量。

解出上述方程组就能找到流动特点并改进叶轮设计技术。

3. 水泵及其模型试验

MARIC自1973年以来设计了用于喷水推进的几十种轴流式水泵。几乎所有用于船上的推进泵都进行模型试验或系列试验。所试验的水泵比转速 N ,从680~1600,最高的汽蚀比转速 C 值达1510。现在MARIC正在研究设计比转速 N 高到2000~3000的轴流泵。

4. 进口管道损失和速度分布的测试

1973年武汉舰船研究设计院在MARIC试验室中对水翼管道作了测量^[2]; 1982年中国船舶研究中心在MARIC风洞中对滑艇进口作了测量^[11]。

水翼艇管道损失系数用船舶的来流速度头表示时为0.35。滑艇进口阻力系数示于图1。图中 v 是平均速度, u_0 是来流速度, θ 是来流对平进口底面的攻角。

试验结果表明,在管道顶面有水流分离现象,因此进口形状和截面积应当慎重选取。

5. 流场测量

流场测量在管道中叶轮出口处进行,测量示意图见图2^①。测量于1988年初由MARIC在杭州水泵测试中心进行,有三种不同的泵叶轮设计方案。五孔毕托球由转轮和导叶之间插入,从量得的速度、压力可求出流场、扬程和环量,并可与理论值进行比较。这些可作为改进叶轮及导叶设计的依据。按MARIC的研究计划,在叶轮及导叶前后的流场今后都将进行进一步的测量。

图3是出口环量、速度等测量结果。

三、轴流推进水泵的进展

为配合轴流式推进泵设计理论的研究, MARIC 在各研究阶段都进行了相应的水力模型试验,部分水力模型的主要性能参数见表1。其特点是:

1. 具有较高的效率

水力模型效率的高低与叶轮直径的大小有关,从表1可以看出MARIC研究的 $D=200$ 毫

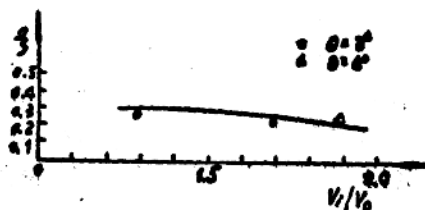


图1 平进口损失系数随速比 v_4/v_0 的变化

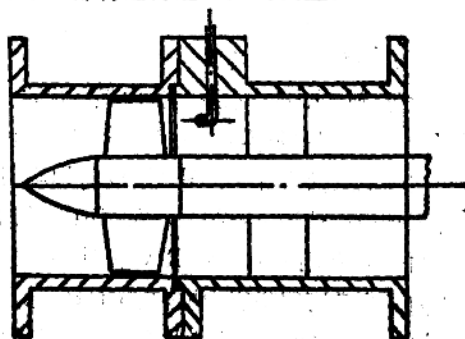


图2 内流场测量布置示意图

表1 第七〇八研究所(MARIC)研究的单级轴流泵水力模型主要性能参数

型号	叶轮直径 D (m)	流量 Q (m^3/s)	扬程 H (m)	转速 n (r/min)	流量系数 K_Q	扬程系数 K_H	比转速 n_s	汽蚀比 转速 C	效率 η_p	$K_Q \cdot K_H$	叶片数 Z	空泡数 σ_R
75A	0.200	0.165	2.22	1450	0.853	0.0950	1182	1350	0.846	0.0810	6	0.26
77A	0.300	0.561	6.00	1450	0.860	0.1141	1034		0.880	0.0981	6	
79A	0.200	0.154	2.80	1450	0.796	0.1199	930	1147	0.846	0.0954	6	0.34
79B	0.200	0.150	2.90	1450	0.776	0.1241	932	1103	0.846	0.0963	6	0.35
79E	0.200	0.156	2.71	1450	0.807	0.1160	990	1263	0.845	0.0986	6	0.29
79F	0.200	0.147	2.65	1450	0.760	0.1134	977	953	0.845	0.0862	6	0.42
79G	0.200	0.151	2.16	1450	0.780	0.0924	1154	1052	0.841	0.0721	4	0.37
79H	0.200	0.156	3.08	1450	0.807	0.1318	900		0.843	0.1064	6	
80A	0.360	0.570	10.05	1450	0.489	0.1241	732		0.887	0.0607	5	
80B	0.300	0.540	3.41	1450	0.826	0.0649	1550		0.875	0.0536	4	
84A	0.300	0.545	6.66	1450	0.835	0.1267	942	1350	0.883	0.1058	6	0.26
85A	0.300	0.505	6.33	1450	0.774	0.1204	942	1510	0.866	0.0932	4	0.23
85B	0.300	0.460	6.84	1450	0.697	0.1328	849	1478	0.892	0.0926	4	0.22
85C	0.300	0.440	5.00	1450	0.674	0.0951	1055	1264	0.866	0.0641	4	0.26

米的模型，效率在84.5%左右， $D=300$ 毫米的模型，效率在87~88%的范围。表2所列国内陆用轴流泵研究单位近年来研制的性能优良的模型，表3所列为国外性能优良的同类泵水力模型，对比之下可以看出 MARIC的水力模型确实具有较高的效率。

2. 具有较好的抗汽蚀性能

衡量水泵汽蚀性能好坏的指标是汽蚀比转速 C ：

$$C = \frac{5.62n\sqrt{Q}}{NPSH^{0.75}} \quad (7)$$

式中， n 为泵的转速， r/min ；

Q 为泵的流量， m^3/s ；

$NPSH$ 为泵的汽蚀裕量， m 。

C 值越高抗汽蚀性能越好。由表1可以看出，MARIC水力模型 C 值一般都在1200左右，最高的已达1510。与国内外模型相比较（表2、表3），似略胜一筹。

图4是空泡数 σ_R 与汽蚀比转速 C 的关系曲线，大部分抗空泡能力较佳的泵型均在统计曲线附近，只有苏联的OП-18模型和中国MARIC的许多模型超过统计曲线很多。

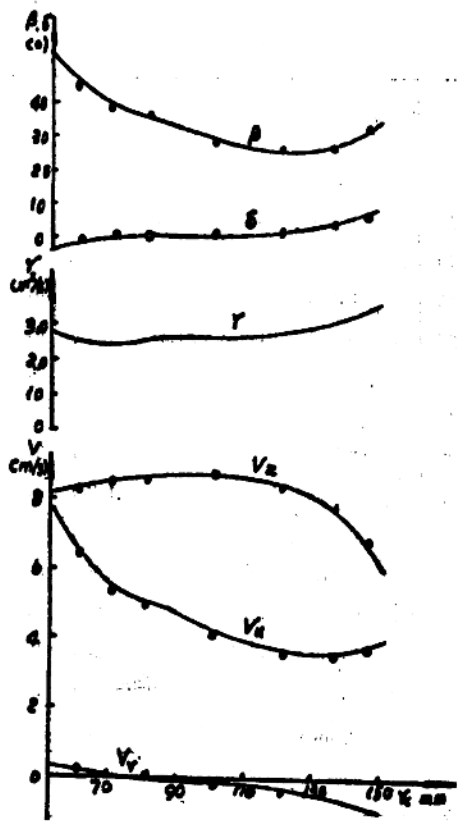


图8 泵内流场测试结果

表2 国内近年来研制的性能优良的轴流泵水力模型主要性能参数

型号	叶轮直径 D (m)	流量 Q (m^3/s)	扬程 H (m)	转速 n (r/min)	流量系数 K_Q	扬程系数 K_H	比转速 n_s	汽蚀比 转速 C	效率 η_B	$K_Q \cdot K_H$	叶片数 Z	空泡数 σ_B
农机I	0.300	0.350	4.43	1450	0.536	0.0843	1020	1170	0.845	0.0455	3	
农机II	0.300	0.352	4.54	1450	2.539	0.0864	1009	1250	0.819	0.0466	4	
甘工I	0.300	0.390	4.92	1450	0.598	0.0936	1000	1323	0.825	0.0560	4	
甘工II	0.300	0.374	5.00	1450	0.573	0.0951	965	1157	0.831	0.0545	4	
甘工III	0.300	0.350	6.53	1450	0.536	0.1242	767	1007	0.813	0.0666	4	
高邮I	0.300	0.363	3.46	1450	0.556	0.0658	1256	1335	0.815	0.0367	3	
高邮II	0.300	0.394	4.16	1450	0.604	0.0791	1140	1105	0.819	0.0478	3	
华中I	0.300	0.360	2.65	1450	0.552	0.0504	1530	1206	0.830	0.0278	2	
华中II	0.300	0.360	2.50	1450	0.552	0.0476	1597	1000	0.815	0.0263	3	
无锡I	3.000	0.348	4.39	1450	0.533	0.0835	1030	990	0.805	0.0445	4	
苏江I	0.300	0.355	3.00	1450	0.544	0.0571	1383	922	0.806	0.0310	2	

值得指出的是，泵效和汽蚀性能是相互制约和影响的，两个指标同时达到很高值是较难的。

表3 苏联的标准泵和西德Voith公司的模型泵主要性能参数

型号	国别	直径 D (m)	流量 Q (m³/s)	扬程 H (m)	转速 n (r/min)	K _Q	K _H	n _s	C	η _p	K _Q ·K _H	Z	σ _R
OD-1	苏联	0.350	0.466	5.87	1450	0.450	0.0820	958	1200	0.870	0.0369	4	
OD-2	苏联	0.350	0.777	4.44	1450	0.750	0.0620	1600	900	0.890	0.0465	4	0.259
OD-10	苏联	0.350	0.518	3.93	1450	0.500	0.0550	1380	950	0.870	0.0275	4	0.316
OD-18	苏联	0.350	0.921	7.87	1450	0.880	0.1100	1076	1220	0.840	0.0968	4	0.299
OD-25	苏联	0.350	0.714	2.77	1450	0.686	0.0387	3000		0.910	0.0266	4	
OH-3	苏联	0.350	0.423	12.88	1450	0.408	0.1800	506	1430	0.870	0.0734	4	0.160
OH-5	苏联	0.350	0.514	9.66	1450	0.496	0.1350	690	768	0.860	0.0670	4	0.415
05	苏联	0.350	0.523	10.02	1450	0.505	0.1400	850	1060	0.870	0.0707	4	0.272
08	苏联	0.350	0.458	15.74	1450	0.442	0.2204	445	1600	0.880	0.0972	4	0.221
AP1	西德	0.310	0.337	10.80	1500	0.4525	0.1798	532			0.0814	6	
AP4	西德	0.310	0.460	8.15	1500	0.6176	0.1357	770			0.0838	6	
AP7	西德	0.300	0.302	9.92	1500	0.4474	0.1764	538			0.0789	6	
AP8	西德	0.300	0.361	9.45	1500	0.5348	0.1680	610		0.869	0.0898	6	
AP9	西德	0.310	0.395	7.25	1500	0.5303	0.1207	779		0.870	0.0640	6	
	西德	0.300	0.412	10.58	1500	0.6100	0.1881	600		0.857	0.1147	6	

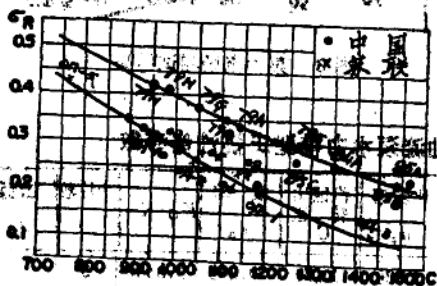


图4 空泡数σ_R与汽蚀比转速C的关系曲线

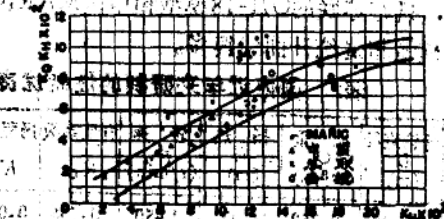


图5 能量转换能力评定参数统计图

3. 具有较大的过流能力

高性能艇为得到好的性能指标，设计者十分重视控制重量，因而对推进泵要求尽可能设计得小而轻。这就对推进泵的过流能力有新的要求指标，流量无因次系数 K_Q 能表示出泵过流能力的高低。

$$K_Q = Q / n_0 D^3$$

MARIC水力模型的 K_Q 值大多在0.8左右。

国内水力模型和国际上水力模型的 K_Q 值大多在0.55左右，苏联只有OD-18泵的 K_Q 值超过0.8，对同样是300毫米直径的模型来说，当 $n = 1450$ 转/分时，MARIC水泵的流量可达到500升/秒左右，而国内外的泵流量仅达到350~400升/秒。