

ISSN 1005-9962  
CN 31-2076/U

3

2012

# 船舶与海洋工程

NAVAL ARCHITECTURE AND OCEAN ENGINEERING



上海市船舶与海洋工程学会  
THE SHANGHAI SOCIETY OF NAVAL  
ARCHITECTS AND OCEAN ENGINEERS



# 隆重纪念辛一心先生诞辰一百周年



上海市船舶与海洋工程学会、上海交通大学、中国船舶及海洋工程设计研究院和中船重工第七〇二研究所于9月20日在上海锦江小礼堂共同发起举办辛一心先生诞辰一百周年纪念会



上海市船舶与海洋工程学会理事长张圣坤作题为先师风范如辉星永照讲话



中国造船工程学会副秘书长金向军作题为深切怀念我国造船界一代宗师辛一心先生讲话



中船重工第七〇二研究所原所长董世汤作辛一心先生生平事迹介绍



辛一心先生次子辛亨复在纪念会上发言

# 船舶与海洋工程

CHUANBO YU HAIYANG GONGCHENG

原上海造船

上海市船舶与海洋工程学会学刊

(季刊 1985年创刊)

## 2012

## 3

(总第91期)

2012年9月30日出版

### 《船舶与海洋工程》编辑委员会

主任: 张圣坤

主编: 丁玮

副主编: 易智强

委员(以姓氏笔画为序):

毛欣维 冯明志 李小平 李正建

杨建民 肖善红 邹元晶 陈金海

范余明 侯馨光 俞则人 赵耕贤

唐石青 诸伟方 富贵根 谢子明

甄在龙 缪国平

主管单位: 上海船舶工业公司

主办单位: 上海市船舶与海洋工程学会

编辑出版: 《船舶与海洋工程》编辑部

地址: 上海市长乐路390号

邮政编码: 200020

电话: (021) 62560122 62715814

传真: (021) 62560122

E-mail: shipeo@163.com

网址: www.shzcxk.cn

印刷: 上海七〇四研究所印刷厂

发行: 上海市船舶与海洋工程学会

发行范围: 国内外公开发行

定价: 12.00元

ISSN 2095-4069

CN 31-2076/U

## 目次

### 设计与研究

海洋工程用锚类型及其发展综述 ..... 叶邦全 (1)

集装箱船线型优化研究 ..... 陈康, 周志勇, 魏菲菲 (8)

海工电气设备基座的优化设计

..... 于栋亮, 田庆明, 陈霖, 等 (14)

基于NAPA的散货船载货量曲线绘制程序研发 ..... 赵耀中 (18)

大型集装箱船能效设计指数计算与优化研究

..... 段斌, 邓恺, 宋伟, 等 (22)

双体风机安装船的稳性分析 ..... 郑鹏翔 (31)

新一代自卸水泥船的装卸货特点及其发展趋势 ..... 孙家鹏 (36)

平面纯被动减摇水舱设计研究 ..... 张培信, 李榛, 翁徽赣 (40)

海洋石油支持船海水箱防冰塞措施研究 ..... 陆忠杰 (48)

### 轮机与辅机

小型LNG船推进方案综述 ..... 林建辉, 陆晟 (52)

船舶低温冷库融霜对比试验研究 ..... 阚安康, 安骥, 姜宗瑞 (56)

### 电气与自动化

拖网渔船电力推进系统设计研究 ..... 黎建勋, 赵新颖, 周德国 (62)

### 规范与标准

最新环保入级符号对船用制冷剂的要求分析 ..... 陈佳君 (65)

### 工艺与材料

船舶导流管制造与焊接工艺研究 ..... 汪永茂, 金军 (69)

### 企业管理

论造船企业科技管理的深层推进与成果体现 ..... 邵天骏 (74)

---

**CONTENTS**

**DESIGN AND RESEARCH**

- Review of Ocean Engineering Anchor Type and Development  
..... YE Bang-quan ( 1 )
- Research on the Containership Hull Form Optimization  
..... CHEN Kang, ZHOU Zhi-yong, WEI Fei-fei ( 8 )
- Design Optimization of Electrical Equipment Mounting Base in Ocean Engineering  
..... YU Dong-liang, TIAN Qing-ming, CHEN Lin, etc. (14)
- R&D of Bulk Carrier Hold Mass Curve Drawing Program based on NAPA ..... ZHAO Yao-zhong (18)
- Research on the Calculation and Optimization of Large Scale Containership EEDI  
..... DUAN Bin, DENG Kai, SONG Wei, etc. (22)
- Stability Analysis of Aerogenerator Installation Catamaran ..... ZHENG Peng-xiang (31)
- Loading/Unloading Characteristics and Developing Trend of New Generation Self-unloading Cement Carrier  
..... SUN Jia-peng (36)
- Study on the Design of Planar Pure Passive Anti-rolling Tank  
..... ZHANG Pei-xin, LI Zhen, WENG Hui-gan (40)
- Study on the Ice Plug Prevention Measures of Offshore Support Vessel Seawater Tank ..... LU Zhong-jie (48)

**POWER INSTALLATION AND AUXILIARIES**

- Review of Small Scale LNG Carrier Propulsion Scheme  
..... LIN Jian-hui, LU Sheng (52)
- Comparative Experimental Research on the Defrosting of Marine Low Temperature Cold Storage  
..... KAN An-kang, AN Ji, LOU Zong-rui (56)

**ELECTRIC EQUIPMENT AND AUTOMATION**

- Research on the Design of Trawler Electric Propulsion System  
..... LI Jian-xun, ZHAO Xin-yin, ZHOU De-guo (62)

**RULE AND STANDARD**

- Analysis of the Latest Environmental Protection Classification Notations on Marine Refrigerant Requirement  
..... CHEN Jia-jun (65)

**TECHNOLOGY AND MATERIAL**

- Study on the Manufacturing and Welding Technique of Marine Nozzles ..... WANG Yong-mao, JIN Jun (69)

**BUSINESS MANAGEMENT**

- On the In-depth Promotion and Achievement Embodiment of Scientific and Technological Management  
in Ship Building Enterprises ..... SHAO Tian-jun (74)

# 海洋工程用锚类型及其发展综述

叶邦全

(708 研究所, 上海 200011)

**摘要:** 海洋浮式装置锚泊定位系统的锚是使装置保持船位的关键设备。随着海洋工程的发展, 已涌现出各种类型的海洋工程装置用锚, 在锚的研究、设计和海上安装中大量采用先进的技术理论、试验方法和工艺技术, 对各种海洋工程锚的特性、适用范围、国内外研究和发 展情况作全面分析与阐述。

**关键词:** 海洋工程装置用锚; 移动式系泊系统; 永久性系泊系统; 悬链式系泊系统; 绷紧式系泊系统

中图分类号: U664.4<sup>+</sup>2

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 03-0001-07

**Abstract:** Anchors in the mooring positioning systems of ocean floating devices are the key equipments to maintain the position of the vessel. With the development of ocean engineering, various kinds of anchors have emerged for the service of ocean engineering equipments. Lots of advanced technological theories, experimental methods and technical skills are adopted in the research, design and marine installations. This paper comprehensively analyzes and elaborates the characteristics, scope of application, and the foreign and domestic state-of-art in research and development of various kinds of ocean engineering anchors.

**Key words:** ocean engineering equipment anchor; mobile mooring system; permanent mooring system; suspension type mooring system; tension type mooring system

## 0 引言

对于采用多点锚泊系统定位的浮式海洋工程装置来说, 锚是装置通过系泊索系固在海底并藉以保持船位的关键设备。一旦锚失效(走锚)将引起装置大幅度位移, 从而导致重大的甚至是灾难性的事故。

上世纪 50 年代以来, 随着海洋工程的发展, 国际上涌现出一代又一代性能优良的拖曳埋置锚, 近年来出现的新型拖曳锚更是越来越多地采用钢板焊接结构。同时还出现了能承受垂向负荷的负压锚和板锚。在锚的研究、设计和海上安装中大量采用先进的科学理论、试验方法和工艺技术, 真正成为跨学科的高科技工程项目。

## 1 海洋工程锚类型

### 1.1 拖曳埋置锚

拖曳埋置锚通常以其抓力与自重之比即抓重比(或抓力系数)表征锚的抓持特性, 随着锚重的增加, 抓重比将会下降。拖曳埋置锚一般只能承受水平力, 不考虑承受垂向力。因此, 与之相连的锚索应有足够的长度, 并尽可能使得锚索在锚处与海底相切。图 1<sup>[1]</sup>为海洋工程装置用的各种拖曳埋置, 表 1 为拖曳埋置锚的分级及在泥或沙中的抓持特性。

根据用途及抓持能力, 拖曳埋置锚可分为 4 类:

1) 船用锚。由于该类锚航行区域变化大, 需要适应多种底质(沙、硬泥、软泥、淤泥以及这些底质的混合物), 大多为无杆转爪锚, 抓力都不是很大。锚爪折角一般在 35~45°的范围内, 如霍尔锚、斯贝克锚等普通船用无杆锚的折角为 42°, 其最大抓力仅为其自重的 4 倍左右, AC-14 型大抓力无杆锚的折角为 35°, 图 2 为霍尔锚和斯贝克锚的锚爪折角示意图。

**作者简介:** 叶邦全, 男, 研究员, 1939 年生。上海交通大学(夜大)船制系毕业, 现从事船舶与海洋工程装置设计研究。

**收稿日期:** 2012-01-20

其最大抓力则可达到自重的 8 倍以上, 但是当拉力超过抓力限额时很容易翻转而导致失效。该类锚的优点是抛起锚方便, 可收藏在锚链筒内;

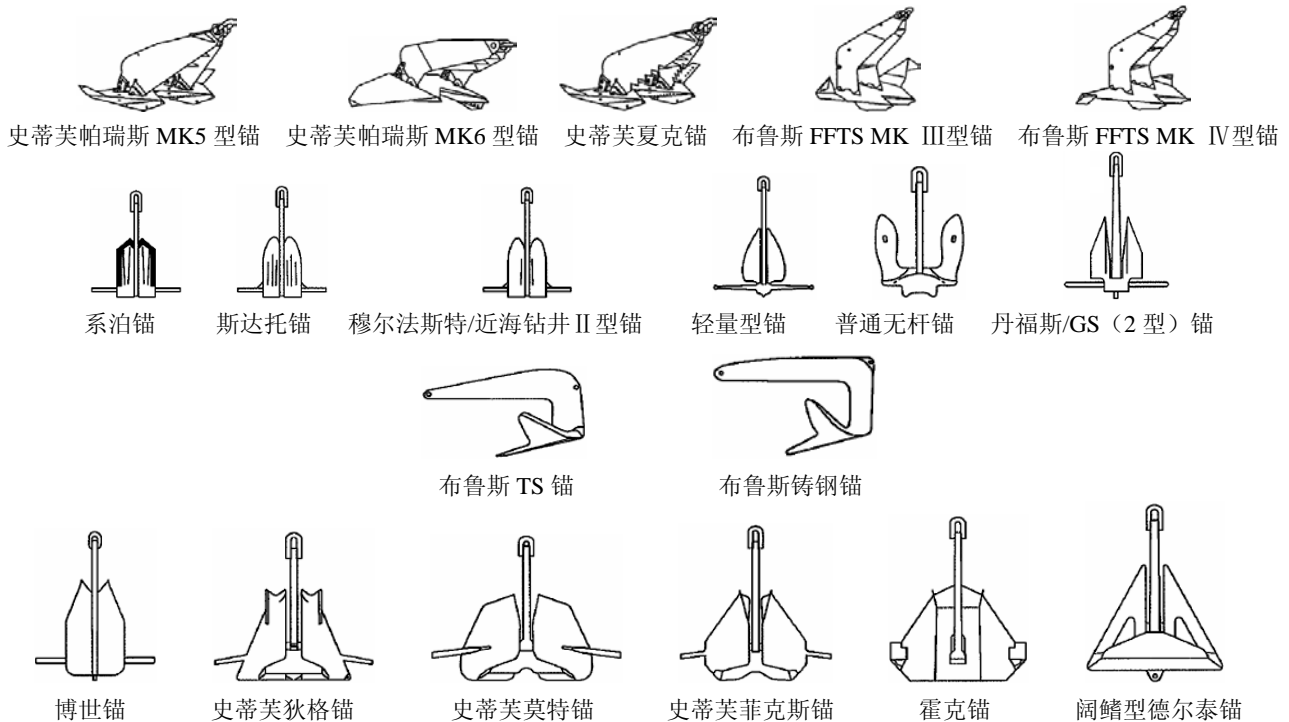


图 1 海洋工程装置常用拖曳埋置锚

2) 一般性能海洋工程用锚。该类锚为有(横)杆的转爪锚如丹福斯锚、LWT 锚、斯达托锚等, 主要适用于沙或硬泥底质, 有很好的稳定性, 抓力比船用锚大得多, 常将其归类为“大抓力锚”。其中的 LWT 锚和斯达托锚设计成折角可改变, 以适应软泥底质。一般性能海洋工程用锚在上世纪 60~70 年代设计的海洋工程装置如钻井(驳)船、半潜式钻井平台、自升式平台上应用十分广泛。

3) 较高性能海洋工程用锚。该类锚的抓力比一般性能海洋工程用锚更高, 问世于上世纪 70 年代, 著名的如布鲁斯铸钢(Bruce SS)锚和布鲁斯(Bruce)及 TS 锚(前 2 种均为固定爪锚, 后者可改变折角)和阔鳍型德尔泰(Flipper Delta)锚(锚爪折角可改变)以及史蒂汶(Stevin)系列的史蒂芙狄格(Stevdig)锚、史蒂芙莫特(Stevmud)锚、史蒂芙菲克斯(Stevfix)锚、霍克(Hook)锚等(均为转爪锚)。除史蒂芙莫特锚专用于淤泥底质外, 其余的均能适应多种底质。

4) 高性能海洋工程用锚, 是近年来出现的史蒂芙帕瑞斯(Stevpris)锚、史蒂芙夏克(Stevshark)锚、布鲁斯(Bruce) FFTS 锚等, 均为钢板焊接的固定爪锚。该类锚的抓力远大于上述各类锚, 甚至在软泥中也有很大的抓力, 是当前最先进的拖曳埋置锚。

图 2 为重量 7t 的史蒂芙帕瑞斯 MK6 型锚。该类锚的锚爪面积大, 锚爪的两个尖齿使锚更容易啮入土中, 穿透的深度大, 达到最大抓力所需的拖曳距离较短。锚爪与锚柄之间的夹角可调节, 在极软的黏土(淤泥)中为  $50^\circ$ , 中等硬度黏土中为  $41^\circ$ , 沙和硬泥中为  $32^\circ$ 。在淤泥中的最大抓力可达 311t (自重的 44 倍), 在中等硬度黏土中的最大抓力可达 436t (自重的 62 倍), 在沙和硬泥中的最大抓力可达 561t (自重的 80 倍)。史蒂芙帕瑞斯锚可以承受一定的垂向负载。在现今设计的各种海洋工程作业船和半潜式钻井平台上得到广泛应用。

## 1.2 桩锚

桩锚(pile anchor)是一根空心桩, 其上端带有连接锚索的眼板, 不仅能承受水平载荷, 而且能抵抗垂向载荷, 适用于坚硬的底质。桩锚通常由打桩船先行安装, 也有采用冲(水)或钻出一个孔, 然后将桩放入孔中, 再灌注水泥浆将桩固住。但是在冲(水)或钻孔过程中, 底质容易遭到破坏。图 3 为由钻井船钻孔安装的桩锚。

桩锚必须根据所安装位置的底质情况专门设计, 且安装费用很高, 极少使用。特别是在深水条件下,

无论是打桩或是钻孔安装都十分困难。

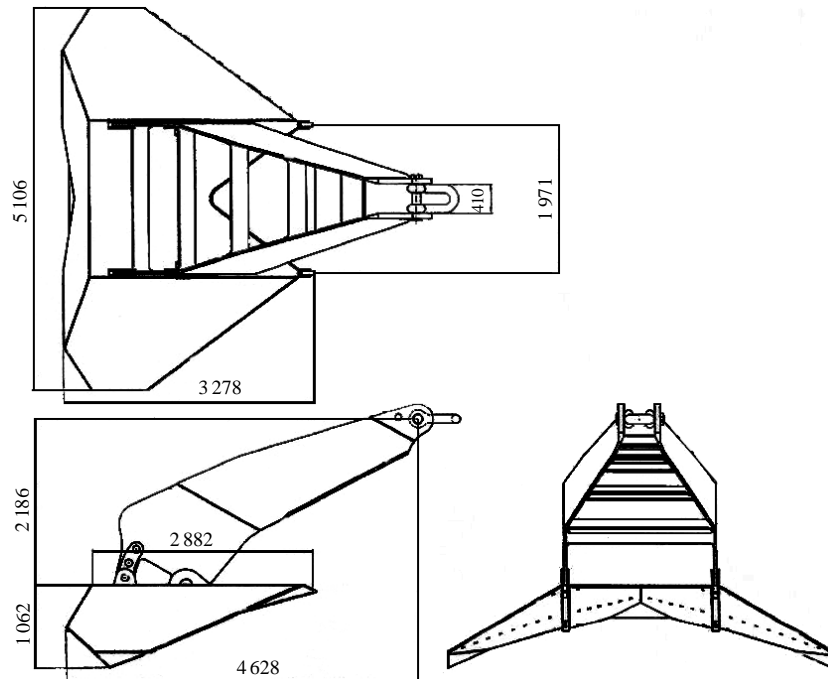


图2 史蒂芙帕瑞斯 MK6 锚

表1 重量 10t 的各种拖曳埋置锚抓持特性

锚的级别	抓力系数	锚的名称	附注
A 级	33~55	史蒂芙帕瑞斯锚, 史蒂芙夏克锚, 布鲁斯 FFTS 锚	具有极大的穿透底质的能力。
B 级	17~25	布鲁斯铸钢锚, 布鲁斯 TS 锚, 霍克锚	锚柄如弯曲的胳膊, 有利于穿透底质。
C 级	14~26	史蒂汶锚, 史蒂芙菲克斯锚, 史蒂芙莫特锚, 阔鳍型德尔泰锚	具有开敞的锚冠以及相对较短的锚柄和稳定杆, 锚爪转动的枢轴接近重心处。
D 级	8~15	丹福斯锚, 轻量型锚, 斯达托锚, 穆尔法斯特/近海钻井 II 型锚, 博世锚	在锚爪后部设置较长的稳定杆兼作锚爪转动的枢轴, 并具有相对较长的锚柄。
E 级	8~11	AC-14 锚, 斯托克司锚, Snugstow 锚, Weldhold 锚	具有很短的稳定器(锚冠部分), 锚爪转动的枢轴在后部, 并具有相对较短横截面为矩形的锚柄。
F 级	4~6	美国海军无杆锚, Beyers 锚, Union 锚, 斯贝克锚	锚柄截面为矩形, 无稳定杆, 锚的稳定依靠锚冠。
G 级	<6	单爪锚, 海军锚, Dredger 锚, Mooring 锚	锚爪面积小, 稳定杆设在锚柄端部。

### 1.3 吸力桩和吸力沉箱

吸力桩 (suction pile) 又称负压锚, 适用于深水系泊系统, 主要用于黏土型底质, 也可以用于细沙或颗粒层, 能承受很高的系泊索的水平和垂向载荷。

吸力桩必须根据底质情况专门设计, 其施工复杂, 安装费用高, 安装和拆卸潜水泵均需潜水员或深潜器协助, 通常用于永久性系泊系统。

吸力桩一般为钢质圆柱形筒体结构, 底部敞开, 顶部是封闭的, 见图 4。安装时, 首先是把吸力桩下降到海底, 靠自重使筒的下缘嵌入底质。然后, 不断地抽去吸力桩内的水, 使筒体内部压力下降。内外压力差产生的垂直向下的压力作用在筒体顶部, 使筒体不断地被压入土中, 直至筒体内的水全部抽光, 贴紧底质为止。拔锚时, 则按相反程序, 将水注入筒内, 将筒体顶出底质。图 5 为吸力桩或吸力沉箱的安装情况。

吸力沉箱 (suction caisson) 是一种吸力埋置锚, 具有较小的高度与直径比, 穿

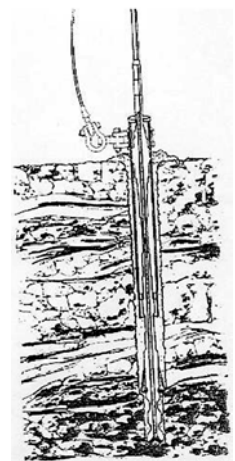


图3 钻桩锚

透底质的深度比吸力桩小得多。吸力沉箱在水中的重量构成了它的大部分垂向支持能力。图 6 为一种具有很大的底部尺寸和较浅的裙板穿透深度的多单元混凝土结构的吸力沉箱，其承受垂向负荷的能力主要是其自身重量加上一些表面摩擦力和内部的吸力，承受水平负荷的能力则取决于裙板的穿透深度和受到剪切的各层底质之间的摩擦力。

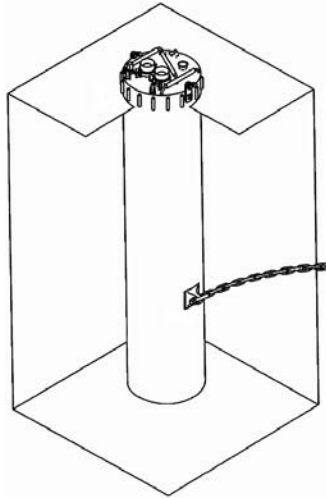


图 4 吸力桩

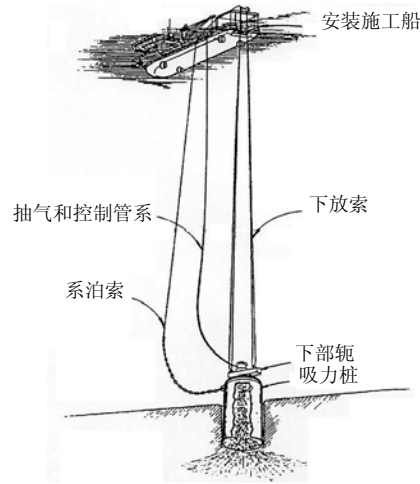


图 5 吸力桩安装

#### 1.4 重力锚

重力锚 (gravity anchor) 即重块锚，由混凝土块或钢块、碎金属或其他高密度材料制成。裙板依靠其自重穿透，设计的提升能力取决于沉没的锚重，其承受水平负荷的能力是锚与底质之间的摩擦力以及锚下底质的剪切强度函数。重力锚适用于小型系泊系统。

#### 1.5 板锚

板锚 (plate anchor) 最初用于美国海军舰船系泊浮筒的锚泊，置于具有较高底质强度的海床深处。板锚具有较大的垂向支持能力，适用于锚索以大倾斜角与海床相交的绷紧腿系泊系统。

板锚主要有 2 种类型：

1) 拖曳埋置式板锚。拖曳埋置式板锚具有较大的垂向支持能力，通常将其归类为 VLA，即法 (垂) 向承力锚 (Vertically Loaded Anchor)。目前，海洋工程常用的 2 种 VLA 为丹拉 (Denla) 锚和斯蒂夫曼脱 (Stevmanta) 锚，见图 7，斯蒂夫曼脱锚抗拔力可达自重的 100 倍以上。采用拉紧索系统把板锚从安装模式转变到工作位置，而丹拉锚则采用铰链锚柄。

拖曳埋置式板锚采用类似于拖曳锚的方法埋入深层底质，为充分发挥其支持能力，对安装位置、深度和锚索定位方向等的精确性提出了非常高的要求。

2) 直接埋置式板锚。直接埋置式板锚如图 8 所示，锚的主体 (锚爪) 实际上是一块带有可转动翼板的平板，为使其支持能力充分发挥，对位置、深度、锚索定位方向等安装精确性提出了非常高的要求。其埋置方法可采用吸力、冲击或振动锤、火箭推进器或液压锤。

吸力埋置式板锚 (Suction Embedded Plate Anchor 简称 SEPLA) 已用于海洋工程装置系泊作业，采用吸力跟踪器 (Suction follower) 进行安装见图 8。吸力跟踪器如同吸力桩，一端封闭，另一端开槽插入板锚。安装时，跟踪器内的板锚端向下，降落至海底。然后，抽去桩 (筒) 内的水，使跟踪器穿透底质，达到板锚设计规定的深度。然后，通过注水使跟踪器反向作用与板锚脱离并回收。根据 SEPLA 的原理，板锚的锚爪应垂直埋置于土中，以便在拉动系泊索定位的过程中，使锚爪充分旋转，达到所需要的状态。实际上吸力跟踪器是一种可重复使用的吸力锚也可用于其他板锚的安装。

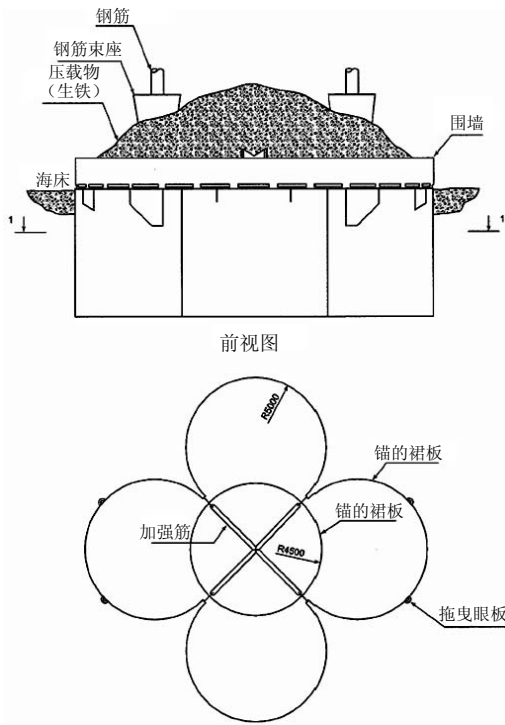


图6 吸力沉箱

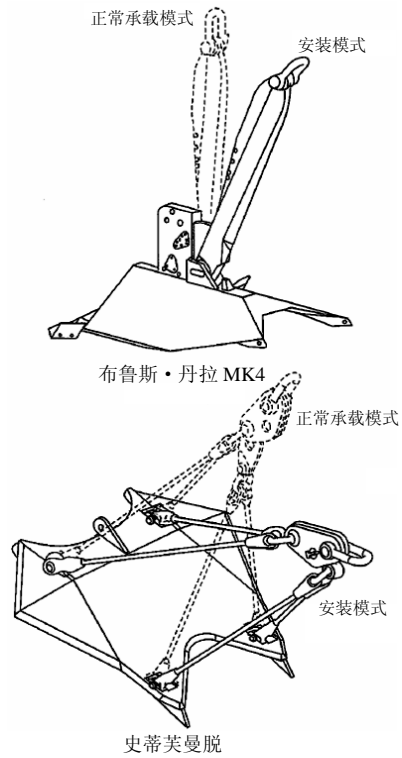


图7 拖曳埋置式板锚 (VLA)

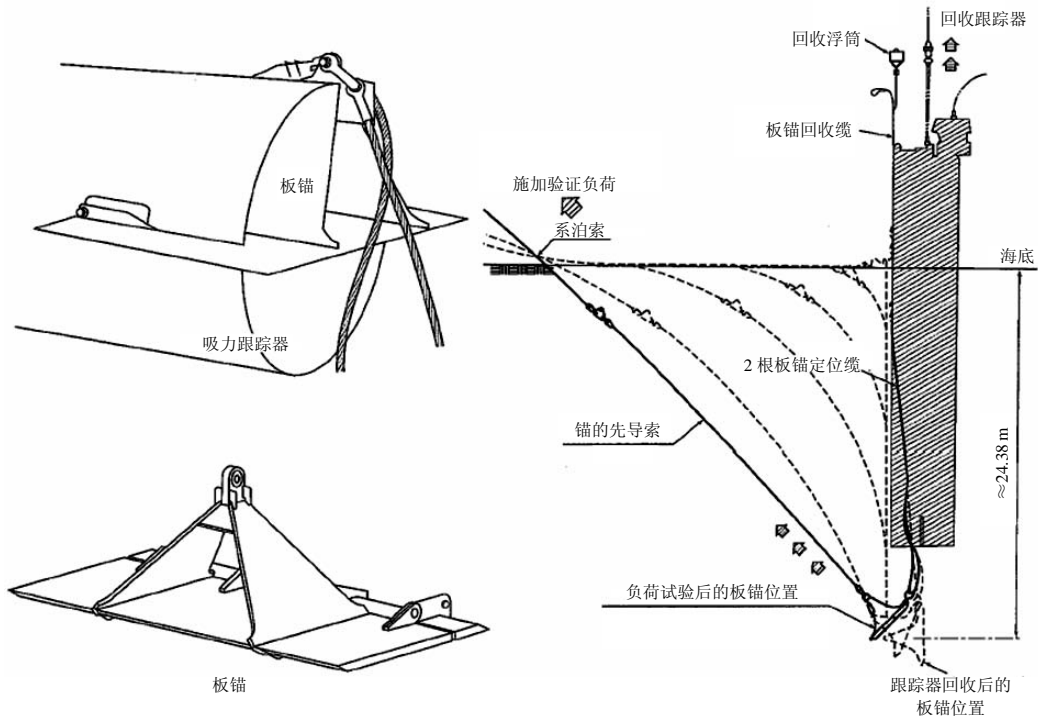


图8 吸力埋置式板锚 (SEPLA)

## 2 海洋工程装置用锚选择

### 2.1 移动式系泊系统

移动式系泊系统适用于在海上系泊定位作业时间较短的工程船舶和浮式装置，诸如打捞船、起重船、半潜运输船、地质取芯船、潜水工作船、铺管船、钻井船（或驳船）、半潜式钻井平台、钻井辅助船等。这类船舶或装置多数采用辐射状（多点）锚泊系统定位，其主要特点是作业环境条件并不十分恶劣，一旦

预报强风暴来临时,可以撤离。即使是钻井船和半潜式钻井平台,遇到强风暴时,可提前脱开或收回隔水管,使其位移不受限制。

移动式系泊系统一般采用悬链式(锚索)系统,且要求抛/起锚方便,因此通常采用大抓力拖曳埋置锚。在选择锚时,必须通过对各种环境条件下的系泊分析来确定锚的负荷。

## 2.2 永久性系泊系统

永久性系泊系统用于在海上停留时间较长的浮式装置诸如半潜式生产平台、Spar 平台、FSO(浮式储油船)或 FPSO(浮式生产储存卸货装置)等。该类装置设计使用寿命在 10 年以上,而且在遇到强风暴时,一般不可能离开位置,更不可能快速回收水下立管,系泊系统的失效将造成严重后果。因此,应根据该系统设计规定的最恶劣环境条件所作的系泊分析来确定系留点(锚)的负荷以及系泊系统的形式和安装方式,所选择的锚应十分可靠,且需要更加充分地了解预定抛锚地点的底质条件和海床形状。

永久性系泊系统目前主要有 2 种形式即悬链式和绷紧式。悬链式系泊系统通常采用大抓力拖曳埋置锚,如同移动式系泊系统。绷紧式系泊系统则可采用桩锚、吸力桩和板锚等。

## 3 海洋工程装置用锚的发展趋向

海洋工程装置用锚是从船用锚发展过来的。早在上世纪 40 年代,英国和美国的海军研究机构就对舰船和海洋工程装置用锚进行了大量的研究工作,尤其是英国海军研究所经过十多年的努力研制出了如今已风靡全世界的 AC-14 锚<sup>[2]</sup>。上世纪 50 年代初,大规模海洋开发高潮兴起时,许多钻井船选用经过改良的美国海军的 LWT 锚和丹福斯锚作为定位锚。此后,随着海洋工程的发展,各种新型的大抓力锚不断出现,其势头延续至今未见稍息。纵观半个多世纪以来,锚的发展趋向主要有如下几个方面:

1) 抓持性能提高,且适用多种底质。锚的性能是多方面的,但是最重要的无疑是抓力,其次是稳定性包括抓力的稳定性以及不易翻转的特性。然而,绝大多数锚只能用于泥沙底质(沙、硬泥、软泥、淤泥及他们的混合物),不适用于礁石类底质。

海洋工程装置用的拖曳埋置锚,主要从以下方面着手提高其抓持性能。(1) 改变锚爪折角。LWT 锚、斯达托锚、布鲁斯 TS 锚、阔鳍型德尔泰锚、史蒂芙帕瑞斯锚等均可通过调节折角以适应不同的底质,通常在沙或硬泥中为 30°,在软泥或淤泥中为 50°。(2) 锚爪的形状和面积。对于沙或硬泥应有较尖的锚爪,以便于入土;对于软泥或淤泥则要求有较大的面积,使之增加抓力。前者如单福斯锚,锚爪尖削,可深入土中;后者如史蒂芙莫特锚是专门用于淤泥的锚,锚爪面积特别大。(3) 增设横杆,使锚不易翻身。大多数海洋工程装置用的转爪锚都设有横杆。阔鳍型德尔泰锚虽无横杆,但其锚爪下部特别宽,相当于设置横杆。

2) 形式多种多样。船用锚由于考虑收藏及抛起锚方便等因素,几乎全都是无(横)杆的转爪锚。海洋工程装置用的锚不受这些因素的制约,不管什么形式,只要性能好,因此出现了多种多样形式。

早期使用的丹福斯锚、LWT 锚、斯达托锚均为有(横)杆的转爪锚。上世纪 70 年代出现的铸钢布鲁斯锚和博世锚则是锚爪不可转动的固定爪锚。其后的布鲁斯 TS 锚、史蒂芙帕瑞斯锚和史蒂芙夏克锚的锚爪折角虽可调节,但仍然是不可转动的固定爪锚。但固定爪锚的抓力均比转爪锚大。

3) 承受垂向负荷的锚。大多数拖曳埋置式锚只能承受水平负荷,不能够承受垂向负荷,因此只能与悬链式系泊系统配合使用。悬链式系泊系统的最大缺点是系泊索太长,如一艘作业水深约 600m 的 8 点定位半潜式平台,其每根锚索(钢丝绳+锚链)的长度超过 3000m。若是改用绷紧式系泊系统,则系泊索长度可大大缩短,但锚索会在锚点处与海床形成一个较大的夹角,为此必须采用能够承受垂向负荷的锚。

能够承受垂向负荷的锚主要有:用于浅水的桩锚和用于深水的吸力桩和板锚(VLA 和 SEPLA)。据介绍,BP 公司在墨西哥湾作业的一艘设置绷紧式系泊系统的半潜式钻井平台,所采用的 SEPLA,宽度 304.8cm×长度 731.52cm,法向抓力达 800t。

4) 钢板焊接锚。从上世纪 60 年代开始,出现了多种具有焊接结构锚爪以及铸钢锚柄的锚,例如 N 型和 TW 型波尔锚、阔鳍型德尔泰锚、史蒂汶系列的锚等。后来出现的布鲁斯 TS 锚则是全焊接结构锚,而

近年来出现的高性能锚诸如史蒂芙帕瑞斯锚、史蒂芙夏克锚、布鲁斯 FFTS 锚等都是全焊接结构锚。

5) 先进的研究和设计方法。由于实锚试验和海上试验耗资巨大，尤其是海上试验根本看不到锚，因此模型试验十分重要，对于开发新型的锚是绝对必须的。

无论是拖曳埋置锚还是桩锚、吸力桩或板锚，都是在啮入土中后才能发挥其作用，因此锚的性能与底质的性质有密切的关系，涉及到许多土力学问题，尤其是桩锚、吸力桩和板锚的设计和安装，需要了解底质的原始和重塑后的剪切强度、固结特性（可压缩性和渗透性）、持续负荷下的剪切失效、振动引起的液化、P-y 曲线、淘空、地震影响等等。为此需要进行大量的表层地质勘察（钻孔或取芯），取得土样，并进行分析试验，从而得到必需的数据，供设计和安装分析使用。

现代海洋工程装置用的拖曳埋置锚的研究不仅要锚在各种底质中的抓力测定，还要研究锚在拖曳入土过程中的抓力变化，并测定其达到最大抓力时的啮入深度及拖曳距离。目前对锚更深入的研究是采用土工力学的离心机模拟试验，已获得了拖曳埋置锚在软粘土中由先导索、循环加载和浸泡对锚的抓力的影响等最新研究成果。

吸力桩的设计需进行穿透分析和撤除分析，以及预报支持能力和锚结构分析。板锚（拖曳埋置式和直接埋置式）则是通过锚索施加于锚上的力，穿透底质，进入土中，在设计中同样需要进行穿透分析。板锚能否充分发挥其支持能力取决于其最终定位方向和深度，因此，关键在于安装过程中锚的轨迹的预报。而在吸力桩和板锚的分析和设计中应用了有限元法、极限平衡法、塑性极限分析法和梁-柱分析法等先进的分析方法。

由上所述可看出，现代海洋工程装置用锚的研究和设计涉及到土力学、结构力学、运动学和动力学等多门学科，采用了一系列新的研究和设计方法，特别是对于海上安装提出了很高的要求，已经真正成为跨学科的高科技工程项目。

## 4 国内锚的研发情况

国内目前已经开发出了若干品种的大抓力锚，其中较成熟的有 AC-14 锚、N 型波尔锚、丹福斯锚、LWT 锚等，而诸如 TW 型波尔锚、阔鳍型德尔泰锚、史蒂芙帕瑞斯锚等虽已开发出来，但性能还不够理想，尚需作进一步的改进。

## 5 结语

综观锚的发展历史，可以看到随着现代船舶特别是油船的大型化以及海洋工程的开发，欧美先进工业国家的海军以及造船和石油行业，在舰船及海洋工程装置用锚的研究和开发中，投入了大量的人力和物力，通过几十年的努力，不断创新，涌现出许多新型的大抓力锚，从而使得舰船和海洋工程装置用锚得到了前所未有的发展。

然而，值得深思的是，一方面国内仍然在生产落后的铸钢锚，安装在出口船舶上，直接出口；另一方面钢板焊接的高性能海洋工程装置用锚却不得不仰赖进口。如今，中国发出了要成为世界第一造船强国的誓言，而且提出了要开发海洋工程装备的规划，因此急需在锚的研究方面加大投入，研发出新型的海洋工程装置用锚，缩小与国际先进水平的差距。

### 【参 考 文 献】

- [1] API RP2SK. Design and Analysis of Stationkeeping System for Floating Structures[M]. Third Edition, 2005.
- [2] 中国船舶工业总公司. 船舶设计实用手册, 舾装分册[M]. 北京: 国防工业出版社, 2002.

# 集装箱船线型优化研究

陈 康, 周志勇, 魏菲菲  
(上海船舶研究设计院, 上海 200032)

**摘要:** 为了充实船型数据库及满足将来可能的市场需求, 结合传统经验设计方法和 CFD 技术同步进行了集装箱船的线型研发。通过两个方案的船模试验结果比较, 得出一些有意义的结论, 对将来的线型设计工作具有一定的启迪意义。

**关键词:** 集装箱船; 线型优化设计; 经验设计方法; CFD 技术

中图分类号: U661.3

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 03-0008-06

**Abstract:** In order to enrich the ship database and to meet the potential demand from future market, the R&D of containership hull form is carried out combining empirical design method and CFD techniques. From the comparison of model test results of two design schemes, some useful conclusions are drawn, which can provide some guidance for the future design of hull forms.

**Key words:** containership; hull form design optimization; empirical design method; CFD technique

## 0 引言

传统的船体线型经验设计方法周期较长, 较强依赖于线型设计人员的经验和母型船性能的优劣; 引入 CFD (计算流体力学) 技术并与传统经验设计方法相结合则能明显提高设计效率、缩短研发周期, 大大提高目标船的快速性能。

通过对相关科研课题的攻关研究<sup>[1,2]</sup>, 已形成了相应的船舶快速性能优化和设计准则, 在船舶 CFD 技术的实用性方面取得了进展, 并基于 CFD 技术在船舶线型设计和研究中形成了快速响应能力。基于该设计准则和流程研发的多个船型基本都能够一次模型试验即满足船舶快速性能指标, 在与欧洲著名水池数据库中类似船型的性能比较中均处于优秀船型的级别。

2010年, 国内某船厂在获得某型集装箱船 (以下简称“某船”) 的批量建造订单后委托国外某设计公司进行船体线型设计, 后续的详细设计则由国内完成。考虑到国外公司所提供线型的专属性, 上海船舶研究设计院 (上船院) 于 2011 年年初同步进行了该型船的线型开发, 一可以充实船型数据库, 二则随时满足市场上其他单位或机构对该船型的需求。

## 1 船型主要特征

某船的方形系数  $C_B$  值约 0.675, 长宽比  $L/B$  值约 5.9, 宽度吃水比  $B/T$  值约 3.2, 设计航速对应的傅汝德数  $F_r$  约 0.254, 属中高速浅吃水船型。按照以往线型设计的经验, 较小的  $L/B$  值、较大的  $C_B$  值和  $B/T$  值不仅不利于阻力性能, 而且使螺旋桨尾流工作面积小, 导致推进效率较低<sup>[3]</sup>; 该船航速要求较高以及船型系数特征使得船体线型设计上存在一定难度。

## 2 线型设计

### 2.1 线型研发流程

在某船的线型研发过程中, 依据已有的线型设计准则和流程, 首先在船型数据库中依据目标船的船型

第一作者简介: 陈 康, 男, 博士, 高级工程师。1979 年生, 2008 年哈尔滨工程大学流体力学专业毕业, 现主要从事船舶总体线型设计工作。

系数如  $C_B$ 、 $L/B$ 、 $B/T$  和设计航速等相关参数, 选取合适的优秀母型船及船型系数相近的优秀船型若干型, 在母型船基础上结合新船的特点进行变换, 并形成初步线型。然后依据设计经验并参考相近优秀船型的线型特征对该船线型开展细致的改型。在改型的不同阶段结合船型优化软件和船舶 CFD 软件进行针对性的优化和数值计算以指导和判断线型设计的方向。

## 2.2 母型选取

通过与船型数据库中相应船型的比较、分析, 将某型集装箱船作为母型, 按照新船主尺度的要求进行变换得到目标船的初始线型。母型船和目标船的一些主要船型参数比较如表1所示。

表1 母型船与目标船的部分参数比较

主要参数	$L/B$	$B/T$	$C_B$
母型船	6.1	3.1	~0.660
目标船	5.9	3.2	~0.675

## 2.3 实施改型

较高的航速决定了该船的兴波阻力将在总阻力中占较大比重。因此该船的线型设计重点之一在于如何有效地降低船体兴波阻力成分。在初始线型基础上, 依据设计经验对浮心位置、设计水线进流段形状、球艏逐一调整; 同时进行相应的数值计算及优化, 比较各个方案的波形、兴波阻力系数等要素并选取最佳方案, 从而为改型提供方向。

在改型过程中进行的CFD优化计算通常分为全船的纵向排水体积分布的优化计算和针对船体局部的改型优化计算。这2种优化计算可以分别开展, 也可以在一次优化计算中同时进行。

船体的纵向排水体积分布可以以横剖面面积曲线 (SAC) 的形式表现, 而通过拉氏变换 (Lackenby 变换) 可以实现 SAC 曲线形状的变化, 即通过拉氏变换来寻求与设计航速匹配的最佳纵向排水体积分布。某船的改型过程中也开展了基于拉氏变换的优化计算。优化计算前后的 SAC 比较如图 1 所示, 波形及不同横向位置波高比较如图 2、3 所示 (图 3 中  $Y$  为沿船宽方向至舢纵剖面的距离,  $L$  为船长, 下同)。结果表明优化后船体的兴波阻力能够降低约 6.7%, 针对纵向排水体积分布的优化计算取得了较好的效果。

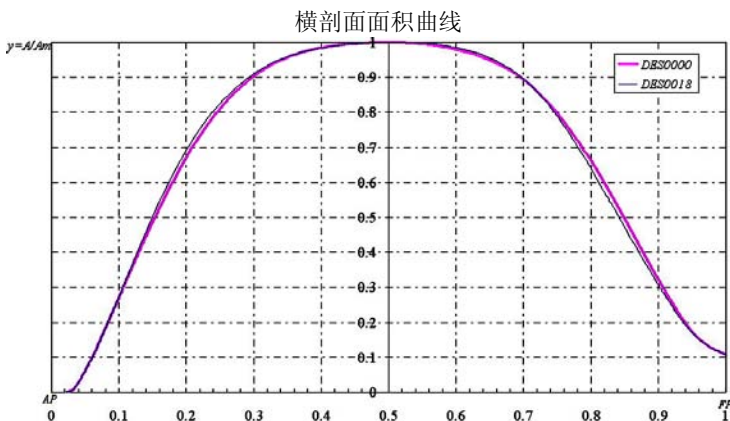


图1 优化前后 SAC 比较

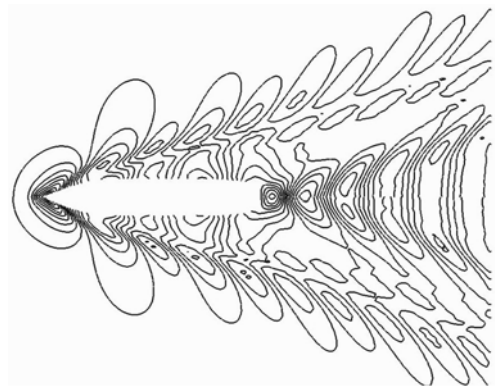


图2 优化前后波形比较 (上方为优化方案)

船体局部的改型优化主要针对球艏、球艉等进行。由于具有高航速的特点, 在改型过程中对球艏部分进行数值优化计算可以降低由于球艏导致的兴波阻力成分, 从而提高整船的阻力性能。如图 4 所示, 通过对船体球艏的高度、宽度施加 Delta Shift 变换实现对球艏的改型。在对每个改型开展数值计算之后则可通过比较获得较佳的球艏形状。图 5、6 为优化前后波形及不同横向位置波高的比较。从图中可以清楚看出球艏形状优化之后波型有了明显的改善, 阻力性能随之得以提高。

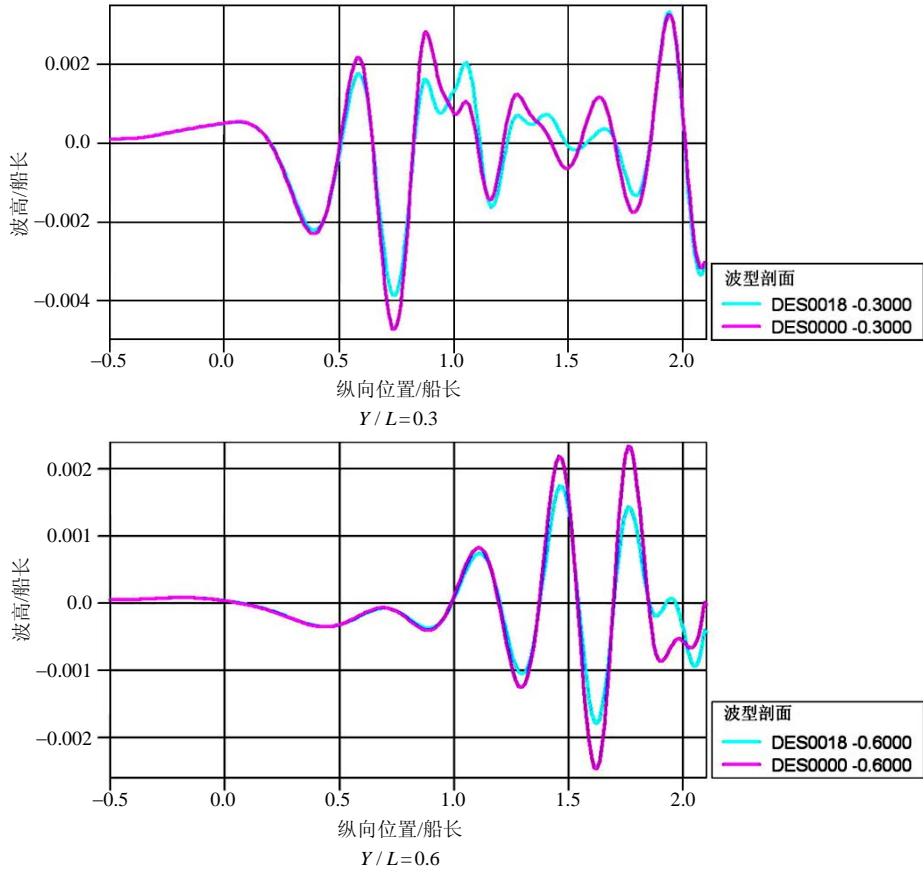


图 3 基于拉氏变换优化前后不同横向位置处的波高比较

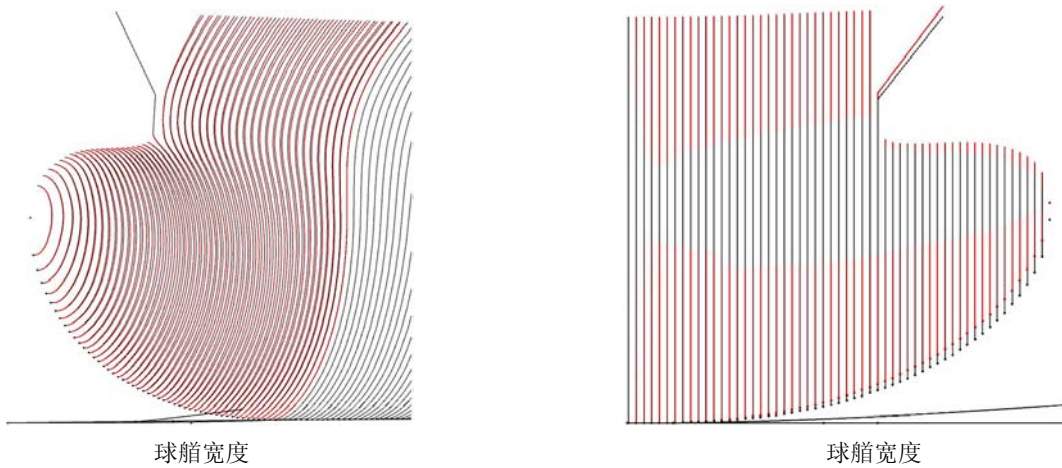


图 4 球艏 Delta Shift 变换

该船的艏部线型设计重点是在满足机、桨、舵布置的前提下，协调船体阻力和推进效率以获得最佳的船体快速性能。采用 CFD 技术计算得到的船体阻力分量值及艏部伴流场分布，则同样可以作为艏部改型的指导。图 7 即为某船在改型过程中原型 DES0000 与优化方案 DES0018 艏部桨盘面处速度场计算结果比较。对于该型高速浅吃水船型，在兴波阻力有明显改善的前提下，线型的改动若对艏部伴流场无明显影响，则可认为改型的方向是正确的。

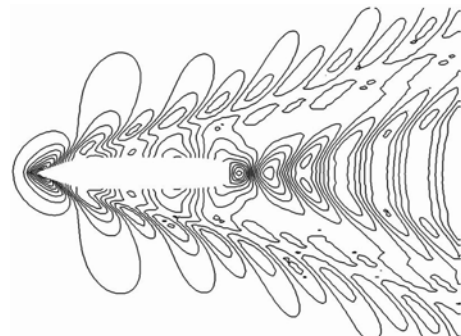


图 5 球艏优化前后的波形对比 (上方为优化方案)

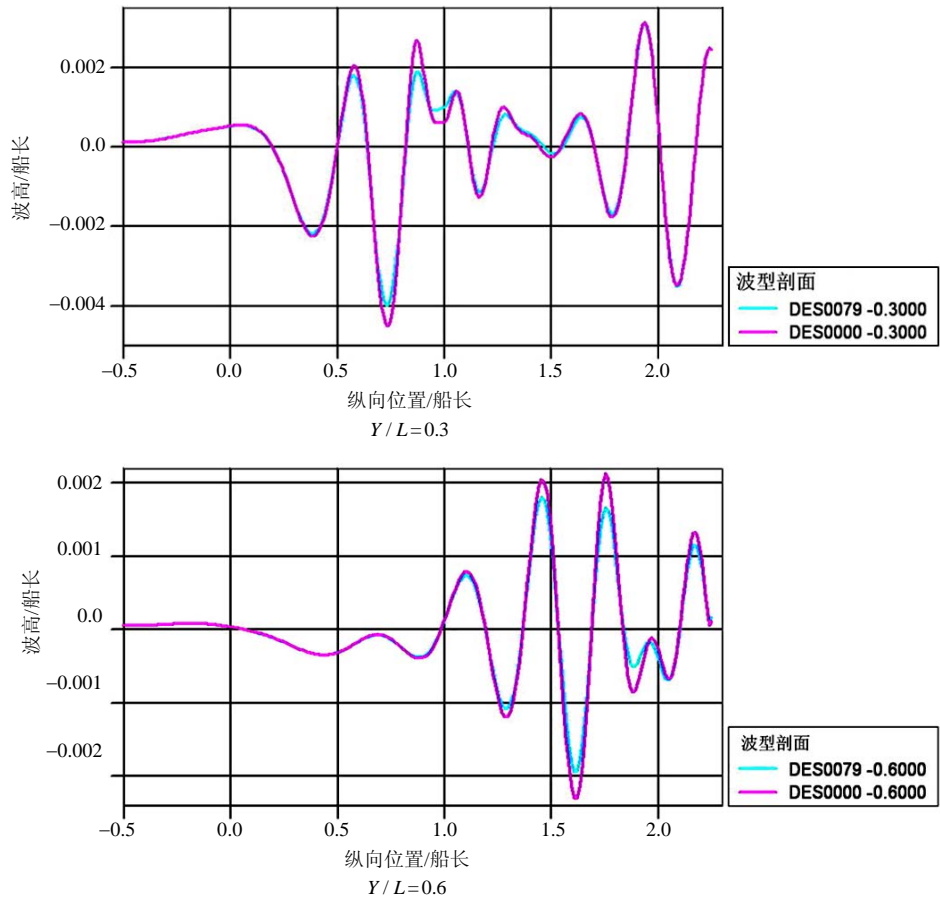


图 6 球艏优化前后不同横向位置处的波高比较

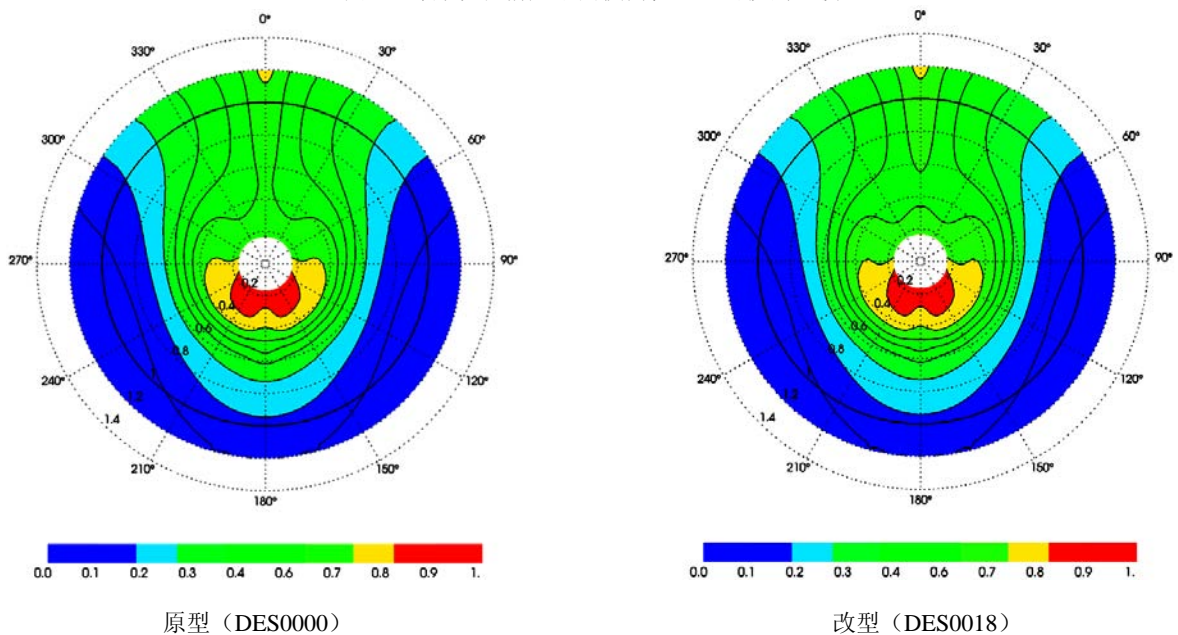


图 7 原型与优化方案桨盘面处伴流云图比较

在经过总体、轮机等相关专业的进一步校核及相应的局部线型修改之后，最终线型递交给水池用于模型加工及船模试验。

### 3 船模试验结果比较

2 种设计方案的部分特征横剖线及横剖面面积曲线对比如图 8、9 所示, 船模试验均在室内水池进行。图 10、11 所示库存桨试验结果<sup>[4]</sup>表明在设计吃水状态下 2 种方案都能满足航速指标, 而对应设计航速点上船院方案的螺旋桨收到功率  $P_D$  相对低 3.6%, 比预报的航速则高 0.12kn; 在低速段范围内上船院的设计方案继承了优秀母型船的特点, 快速性能表现更为合理。

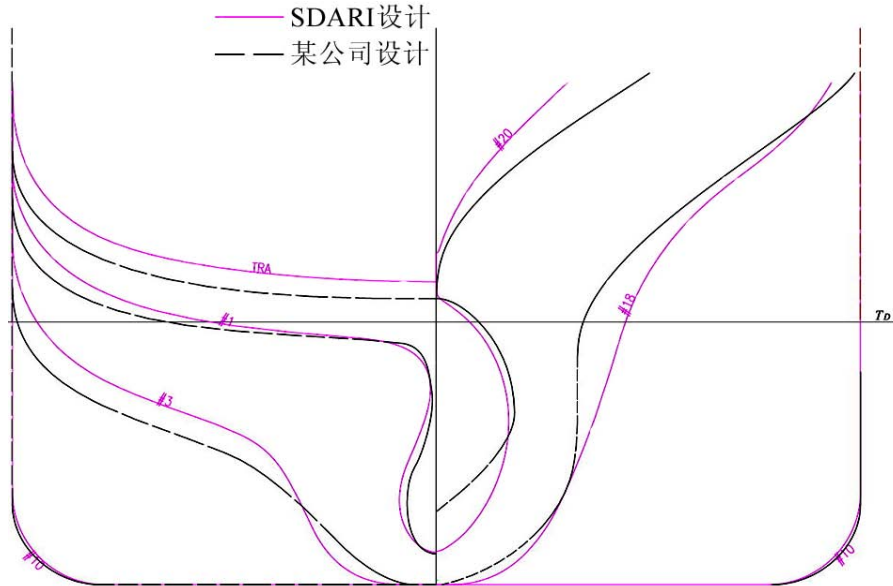


图8 两方案部分特征横剖线比较

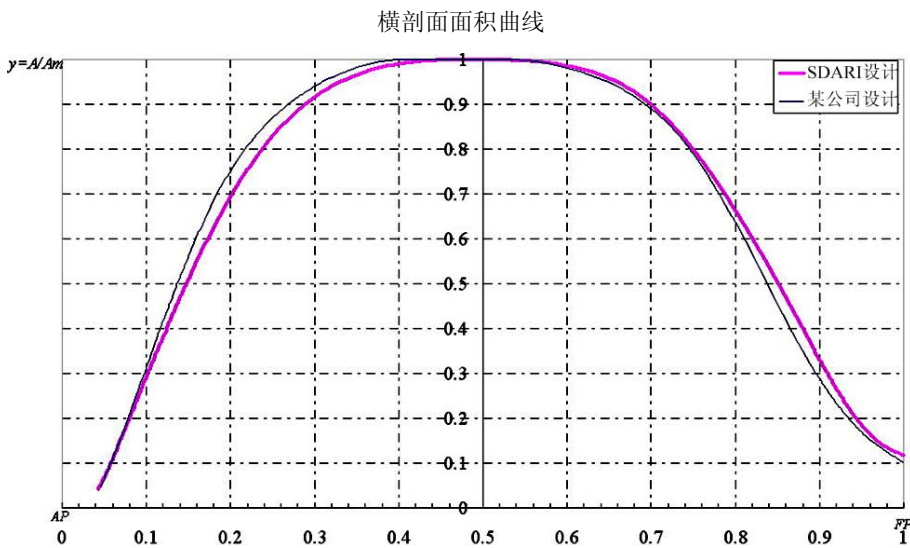


图9 两方案横剖面面积曲线比较

### 4 结语

根据船模试验预报的结果可以看出, 上船院结合传统经验设计和CFD数值模拟技术所研发的某船线型完全能够满足潜在船东对船舶快速性的要求。与另一方案的线型相比, 低速到高速较大范围内的快速性能更加优异, 能满足船东在不同阶段采取不同运营航速的要求以节省油耗、降低运营成本。

某船线型的成功研发再一次证实该船舶快速性能优化和设计准则的有效性, 也表明基于优秀母型船的

传统经验设计与CFD技术应用的设计理念相结合不仅能够保留原型船的优秀性能特征, 而且能够在其基础上使得船舶快速性能获得更进一步的提升, 从而满足市场对绿色环保、高效节能型船舶的需求。

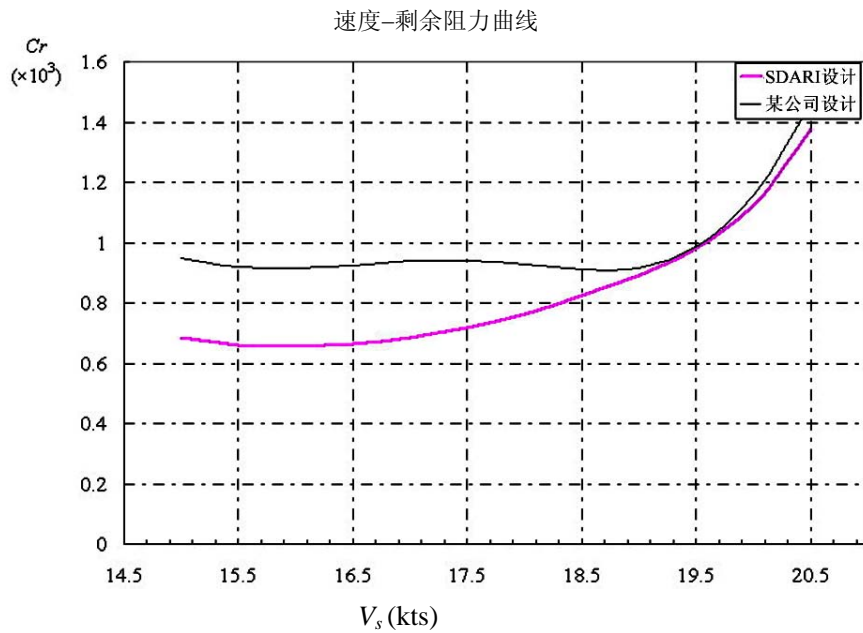


图10 设计吃水状态剩余阻力系数曲线比较

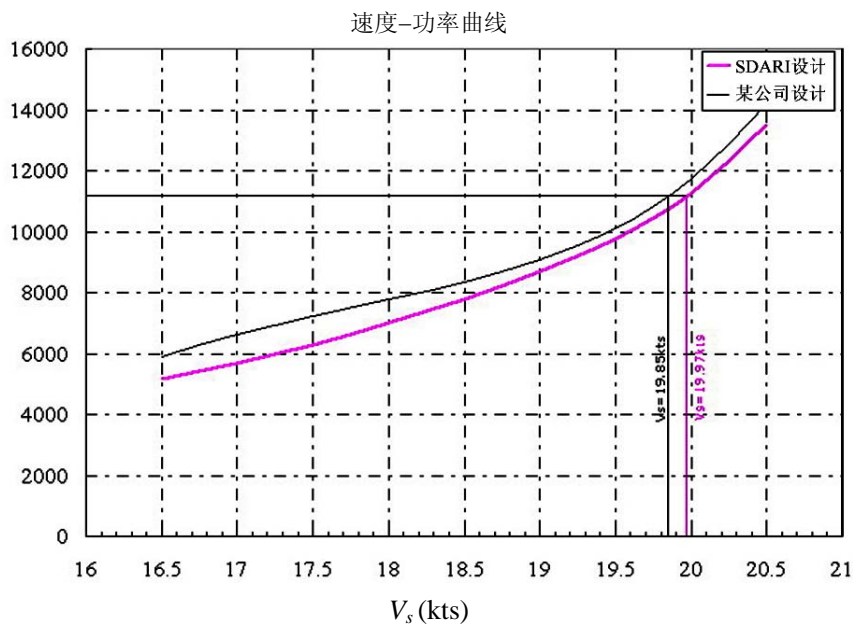


图11 设计吃水状态收到功率曲线比较

### 【参 考 文 献】

- [1] 上海船舶研究设计院. 基于 CFD 的船舶快速性能优化技术和设计准则研究[R]. 2009.
- [2] 陈 康, 周志勇, 魏菲菲. 基于 CFD 技术的散货船线型优化研究[J]. 上海造船, 2011, (1): 50-54.
- [3] 钱文豪. 船舶型线设计(续1) [J]. 船舶, 1998, (2): 47-55.
- [4] 上海船舶运输科学研究所. 2000 箱级集装箱船模型试验研究报告(库存桨) [R]. 2011.

# 海工电气设备基座的优化设计

于栋亮, 田庆明, 陈霖, 赵日升  
(上海外高桥造船有限公司, 上海 200137)

**摘要:** 为配合总体重量控制通过一系列强度计算, 对电气设备基座进行了优化, 使较笨重的支架优化为更简便通用, 达到降本增效的目标。另外, 对设备基座还进行了一些个性化设计。

**关键词:** 海洋平台; 电气设备基座; 优化设计

**中图分类号:** U665

**文献标识码:** B

**文章编号:** 2095-4069 (2012) 03-0014-04

**Abstract:** For the sake of overall weight control, the optimization of the electrical equipment mounting base is performed based on a series of strength computation to make the lumpish mounting base simple and convenient for general purposes, thus achieving the goal of cost reduction. Moreover, some individualization designs are also added to the mounting base.

**Key words:** offshore platform; electrical equipment mounting base; design optimization

## 0 引言

海洋平台是人类用于开发海洋资源的基础化设施, 集各种先进的设计与制造技术于一体, 结构复杂, 造价昂贵。如何在降低造价的同时提高结构的可靠性, 是海工项目设计、建造的一个永恒命题。为提高平台的性能和可靠性, 需要研究新的设计理论和技术, 通过科学的计算方法, 以获得优化的设计方案。

通过对传统基座的分析, 开发出一些新形式设备基座, 并综合考虑设备定位、安装时所遇到的难题, 设计出一个专用安装工具。并对新旧形式基座作了综合分析。

## 1 基座分类

根据平台建造的阶段, 可以把基座的种类分为 3 类:

- 1) 预舾装: 分段组立结束、冲砂涂装前阶段, 由预舾装部施工的所有需烧焊的基座。
- 2) 总段舾装: 分段总段(分段与分段拼接)结束、搭载之前安装的基座。
- 3) 最终舾装: 搭载结束后, 安装于总段与总段之间的基座(不便在预舾装阶段施工的基座)。

## 2 基座选用标准

### 2.1 材料验算

举例: 一个 20kg 的电气设备, 基座腿长  $D=150\text{ mm}$ , 按传统经验, 选择  $50\text{ mm}\times 50\text{ mm}\times 5\text{ mm}$  的角钢。根据型钢表(热轧等边角钢(GB700-79))查得,  $50\text{ mm}\times 50\text{ mm}\times 5\text{ mm}$  的角钢参考数值为:  $y=1.42\text{ cm}$ ,  $I_z=11.21\text{ cm}^4$ 。

根据材料力学<sup>[1]</sup>最大正应力公式  $\sigma = My / I_z$ 。式中:  $M$ ——横截面的弯矩;  $y$ ——需求应力的点对中性轴的坐标;  $I_z$ ——惯性矩。由于设备底座有 4 个脚, 分摊到每个脚  $M = M_{\text{总}} / 4$ ,  $\sigma = 20 \times 0.15 \times 1.42 \times 10^{-2} / (4 \times 11.21 \times 10^{-8}) = 95\text{ (MPa)}$ 。一般角钢材料选用 Q235-A, 即屈服应力  $\sigma^0 = 235\text{ MPa}$ <sup>[2]</sup>。根据 ABS 规范要求,  $\sigma \leq [\sigma]$ ;  $[\sigma] = \sigma^0 \times \eta$ 。式中:  $[\sigma]$ ——许用应力;  $\eta$ ——有效利用因子, ABS 规范要求船体结构材料的有效利用因子选 0.8, 验算得  $\sigma = 95 < [\sigma] = 0.8 \times 235 = 188\text{ MPa}$ <sup>[2]</sup>; 虽此材料符合要求, 但规格偏大。重新

**第一作者简介:** 于栋亮, 男, 助理工程师, 1986 年生。2007 年江苏科技大学电气工程及其自动化专业毕业, 现从事电气设计工作。

**收稿日期:** 2012-02-20

选取  $40\text{ mm} \times 40\text{ mm} \times 5\text{ mm}$  角钢。重复以上步骤算得  $\sigma = 159\text{ MPa}$ , 既满足要求, 又减少了重量和制造成本。

综上分析, 影响角钢选型的参数为: 设备的质量  $M$ 、基座的脚高  $D$ , 因此在角钢选型时可适当缩短角钢脚高来降低角钢的规格, 以达到减轻重量的目的。

## 2.2 根据设备重量选型

表1的数据是根据以上公式计算所得, 其规格数据较传统经验数据有所降低。

表1 设备基座所用角钢选用表

设备规格	基座高度 ( $D \leq 200\text{ mm}$ )	基座高度 ( $D > 200\text{ mm}$ )
< 20 kg	$40\text{ mm} \times 40\text{ mm} \times 5\text{ mm}$	$50\text{ mm} \times 50\text{ mm} \times 5\text{ mm}$
20~40 kg (400 mm×600 mm)	$50\text{ mm} \times 50\text{ mm} \times 6\text{ mm}$	$63\text{ mm} \times 63\text{ mm} \times 6\text{ mm}$
40~60 kg (400 mm×1 000 mm)	$63\text{ mm} \times 63\text{ mm} \times 6\text{ mm}$	$70\text{ mm} \times 70\text{ mm} \times 6\text{ mm}$
> 60 kg (600 mm×1 000 mm)	$70\text{ mm} \times 70\text{ mm} \times 6\text{ mm}$	$70\text{ mm} \times 70\text{ mm} \times 8\text{ mm}$

## 3 注意事项

- 1) 小型设备尽可能选用形状类似的基座。
- 2) 考虑到空间和振动, 基座的脚高尽可能短一点 (尽量控制在  $300\text{ mm}$  以内)。小型设备的基座适合采用  $70\sim 100\text{ mm}$  的脚高 (务必确认是否包绝缘)。
- 3) 包有白铁皮的房间, 设备基座的脚高应等于钢围壁离白铁皮表面的距离。
- 4) 围壁内安装的基座, 基座面与木围壁内侧平齐并在基座的内侧烧焊螺母。
- 5) 考虑到安全, 落地设备的基座尽可能采用角钢, 同时将角钢的面朝外设计。
- 6) 设计时机舱、舵机舱等层高较高区域的灯架尽可能利用舱壁或柱子。
- 7) 为节省物资、工时成本, 同一区域安装多个设备时, 尽量采用组合基座。

## 4 基座优化设计

### 4.1 设备基座形式的优化

对侧烧设备而言, 传统设计的基座形式如图1所示, 设备安装在基座上, 主要应力集中在4个腿上, 中间的横撑主要有两个用途: 1) 保持基座的整体性, 方便定位; 2) 产生横向或纵向拉力。

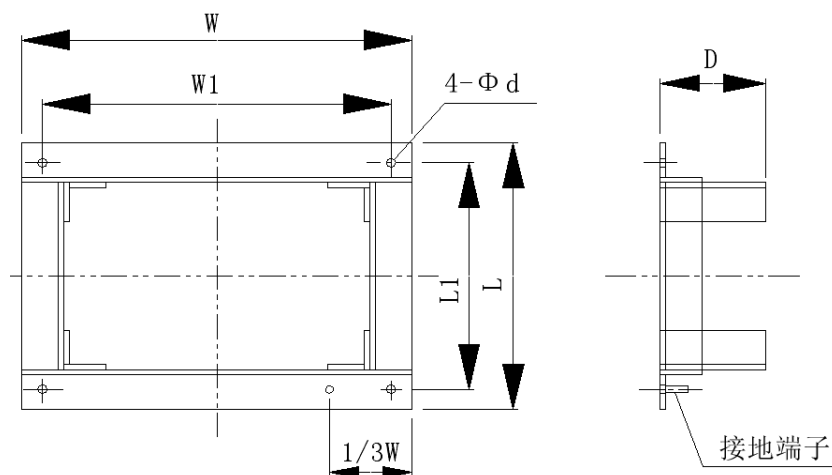


图1 传统基座形式

优化后的基座如图2所示, 基座可由4个独立的腿组成, 设备的所有重量由4个腿承受, 每个腿上留一个孔, 以便设备接地, 另外, 考虑到在基座安装时, 较难规定设备尺寸, 因此, 设计了一个专用的安装工具, 见图3。设计步骤如下:

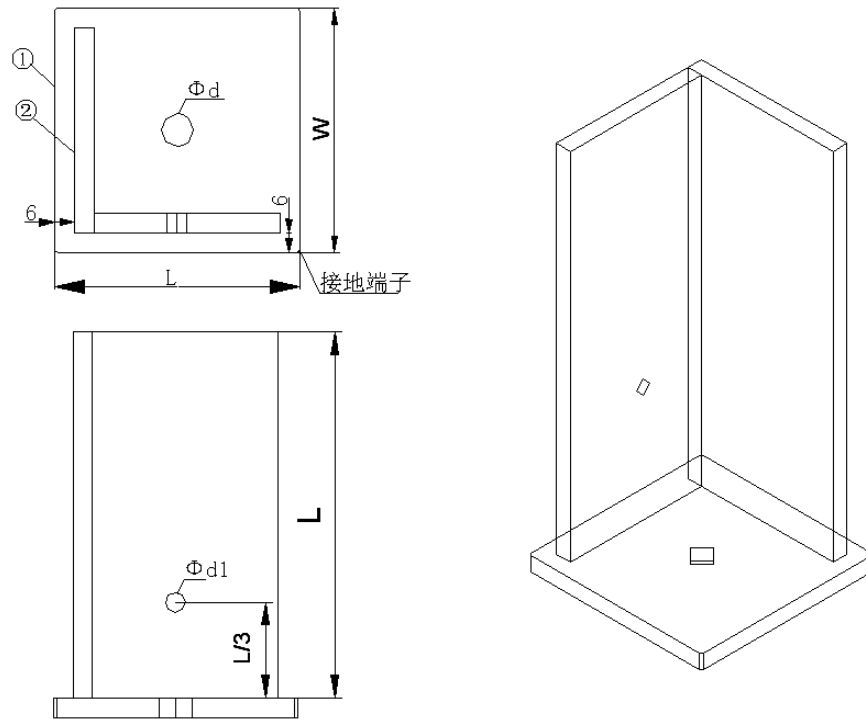


图 2 优化后的设备基座形式

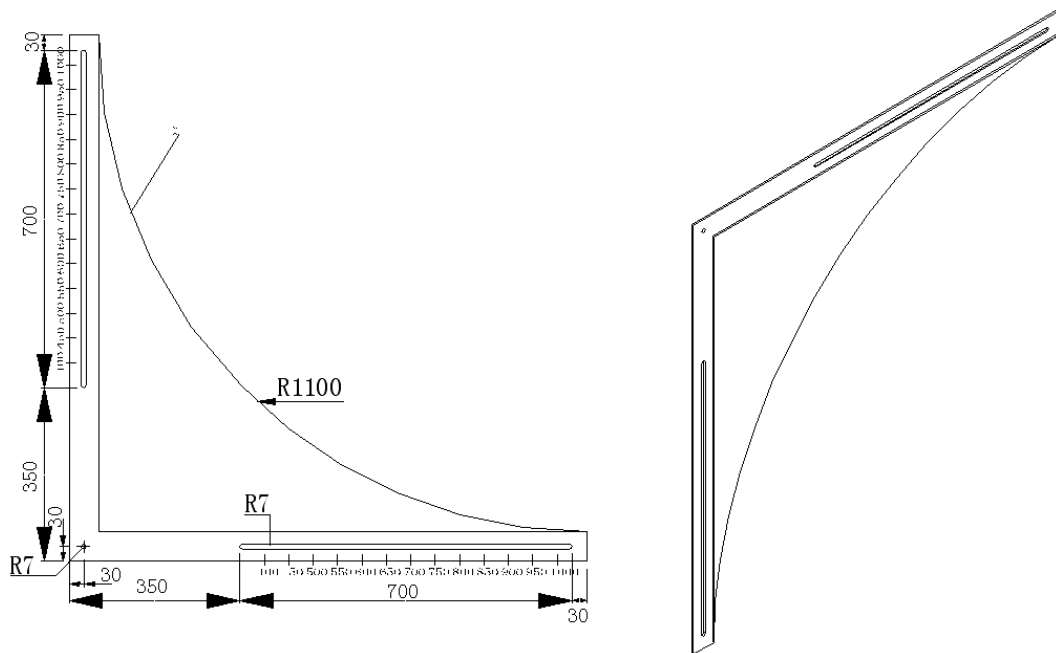


图 3 基座安装专用工具

- 1) 制作 2 套设备安装专用工具和 4 套螺丝螺帽；
- 2) 现场施工人员用这两套安装工具交叉固定在设备上，测量出设备安装孔的孔距，并在安装工具上画上刻度（用可擦笔写）；
- 3) 卸下安装工具，把 4 个基座固定在安装工具上，并根据刚刚记录的数据调整好 4 个基座之间的孔距；
- 4) 把安装工具看成设备并定位，点焊 4 个基座，卸下安装工具，满焊。

#### 4.2 设备基座个性化设计

考虑到设备上必须贴有设备铭牌，在设计基座时就考虑一体化设计。即将铭牌位置预留好，给设备进线的扁钢准备好，避免这些附件安装时所带来的麻烦，见图 4 所示。

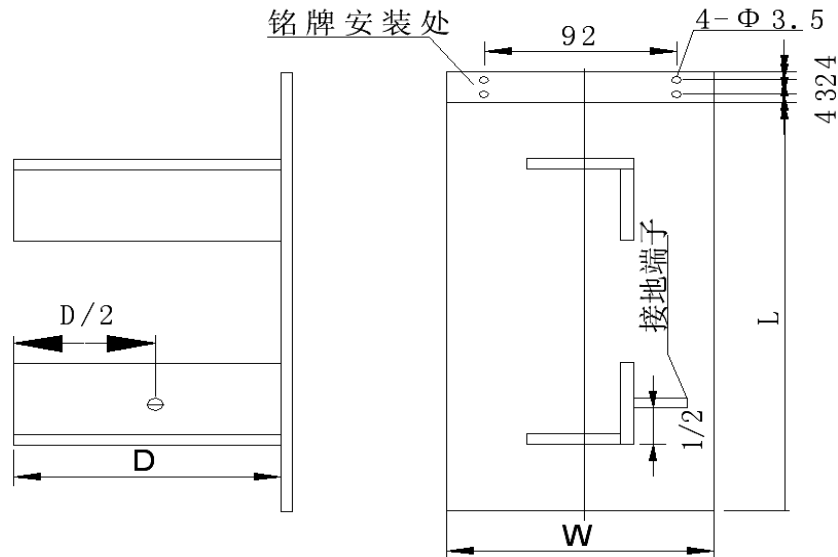


图4 个性化设计后的基座形式

## 5 基座优化效果分析

经综合比较, 新的设备基座有如下优点:

- 1) 体积轻巧, 大型侧烧设备的基座可以不作为封舱件处理;
- 2) 基座结构比较简单, 可以通用;
- 3) 设备孔距现场可以调节, 免去设备实物与到手图纸不一致的困扰;
- 4) 节省材料, 节约成本。

当然, 新的设备基座也有缺点, 如现场工作人员无法根据设备安装图对基座直接定位安装, 必须现场测量。从建造方角度看, 设计时最重要的两个指标为实用性、经济性。下面从经济性角度来分析新旧基座的优劣。

优化前结构见图1。设角钢理论重量密度  $u$  (kg/m), 优化前基座重量  $M_1 = [2(W + L) + 4D] \times u$ 。优化后结构见图2 优化后基座重量  $M_2 = 4D \times u$ ;

减重重量:  $M_{\text{减}} = M_1 - M_2 = [2(W + L) + 4D] \times u - [2(W + L) + 4D] \times u = 2(W + L) \times u$ ;

节省率  $\eta = 2(W + L) \times u / \{ [2(W + L) + 4D] \times u \} = (W + L) / (W + L + 2D)$ ;

若一设备  $D = 100 \text{ mm}$ ,  $W = 700 \text{ mm}$ ,  $L = 800 \text{ mm}$ ,  $\eta = (700 \text{ mm} + 800 \text{ mm}) / [(700 \text{ mm} + 800 \text{ mm}) + 2 \times 100 \text{ mm}] = 88\%$ 。根据型钢表 (热轧等边角钢 (GB700-79)) 查得, 型号为  $63 \text{ mm} \times 63 \text{ mm} \times 6 \text{ mm}$  的角钢, 重量密度  $u = 5.7 \text{ kg/m}$ , 则减重  $M_{\text{减}} = 17.1 \text{ kg}$ 。平台上此类壁挂设备大约有 200 个, 总减重  $M_{\text{总}} = 17.1 \times 200 = 3.42 \text{ t}$ 。

## 6 结语

控制设备基座重量是海工产品重量控制的一个重要措施。从本文分析数据可以看出, 只要从实用性和经济性两大要素出发, 采用合适的设计方法和理论分析, 打破经验设计的禁锢, 将会对平台的设计优化和成本控制提供更大的帮助。

### 【参 考 文 献】

- [1] 欧贵宝, 朱加铭. 《材料力学》[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 1997.
- [2] 陈铁云, 陈伯真. 《船舶结构力学》[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1992.

# 基于 NAPA 的散货船载货量曲线绘制程序研发

赵耀中

(上海船舶研究设计院, 上海 200032)

**摘要:** 研究并开发了基于 NAPA 的 Manager 程序用来绘制散货船的载货量曲线, 该程序准确而高效, 弥补了传统绘制方法的缺陷。以满足 CSR, BC-A, 具有{No MP}标志, 无块状装载工况的曲线类型为例, 对该程序的计算流程、设计思路进行了阐述。

**关键词:** 散货船; NAPA 软件; 载货量曲线

中图分类号: U674.13<sup>+4</sup>

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 03-0018-04

**Abstract:** The Manager program based on NAPA is studied and developed for drawing the hold mass curve of bulk carriers, which is both accurate and highly efficient, thus can make up for the deficiency of conventional drawing methods. Taking the CSR, BC-A, with {No MP} mark and no block loading condition as the example, this paper elaborates the computation flowchart and design concept of the program.

**Key words:** bulk carrier; NAPA software; hold mass curve

## 0 引言

船长 150m 及以上的满足散货船共同结构规范<sup>[1,2]</sup>(以下简称“CSR-BC”)或国内航行海船建造规范(2011 修改通报)<sup>[3]</sup>的船舶均要求计算和绘制载货量曲线并作为装载手册的一部分。该类曲线因涉及参数较多, 且包含众多公式, 故极易混淆, 计算也易出错。传统的手工绘图方法, 过程较为繁琐, 工作效率低下。

鉴于此, 作者编写了基于优秀船舶性能计算软件 NAPA 的 Manager 程序。通过输入若干参数, 程序能够自动获取相关几何要素和装载数据, 进而计算载货量曲线的相关参数并绘图、输出, 准确而高效。

## 1 载货量曲线主要数据确定

### 1.1 载货量曲线分类及其主要参数

在 CSR-BC 2010 版<sup>[2]</sup>中, 根据散货船协调附加标志的不同, 是否有“无多港口装/卸货物 ({No MP})”和“块状装载 (Block loading)”工况, 载货量曲线分为不同类型, 见图 1。

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{BC-A} \left\{ \begin{array}{l} \text{有}\{\text{No MP}\} \left\{ \begin{array}{l} \text{有块状装载} \\ \text{无块状装载} \end{array} \right. \\ \text{无}\{\text{No MP}\} \left\{ \begin{array}{l} \text{有块状装载} \\ \text{无块状装载} \end{array} \right. \end{array} \right. \\ \text{BC-B/BC-C} \left\{ \begin{array}{l} \text{有}\{\text{No MP}\} \\ \text{无}\{\text{No MP}\} \end{array} \right. \end{array} \right.$$

现以 BC-A, 具有{No MP}标志, 无块状装载工况为例, 来说明该载货量曲线的主要参数。CSR-BC 2010 版提供的参考曲线如图 2。

**作者简介:** 赵耀中, 男, 工程师。1981年生, 2007年上海交通大学船舶与海洋结构物设计制造专业硕士毕业。现从事船舶总体设计工作。

收稿日期: 2012-02-13

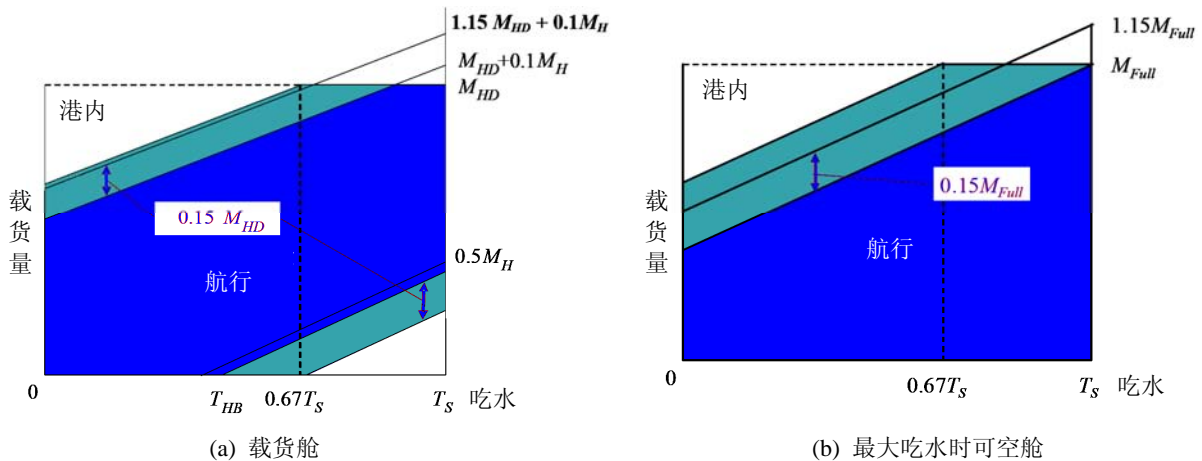


图2 授予{No MP}标志的BC-A 船舶单个货舱载货量曲线示例

图中：

$M_{HD}$  ——最大吃水时，有指定空舱组的设计装载工况下，货舱的最大允许载货量，t；

$M_H$  ——最大吃水时，均匀装载工况下货舱内的实际载货量，t；

$V_H$  ——货舱容积，不包括舱口围板所包围的容积， $m^3$ ；

$M_{Full}$  ——均匀装载工况下，货舱内货物取虚拟密度（ $M_H/V_H$  和 1.0 之大者）装至舱口围顶部时的载货量，t；

$h$  ——船舶中纵剖面处从内底板顶部到上甲板最低点的垂直距离，m；

$T_{HB}$  ——最大重压载吃水，m；

$T_S$  ——最大吃水，m。

黑色区域为海上航行时允许装货范围，灰色加黑色区域为港内允许装货范围，白色区域为不允许的装货范围。斜线的斜率为  $1.025 V_H/h$ 。该曲线的计算公式较多，详见 CSR-BC 2010 版。

## 1.2 NAPA 中相关数据的计算

为计算载货量曲线的上述参数，需从 NAPA 当前的工程数据库中提取必要的数据库。NAPA 软件作为一款功能强大的船舶性能计算软件，涵盖了从船体建模到计算装载等一系列子模块<sup>[4]</sup>，包含了大量的函数，方便用户提取所需的数据。

像本例曲线的 7 个主要参数中，有与货舱载货量相关的，有与货舱几何模型相关的，也有吃水的。其中， $T_{HB}$  与船舶具体工况的浮态有关， $h$  与货舱的几何模型有关，为了便于考虑吃水的裕量和输入的方便，该两参数采取直接由用户赋值，其余参数可由下列代码求得。

```
@ch=arr(3)
@mhd=arr(2)
@mh=arr(2)
@vfull=arr(2)
@vh=arr(2)
@mfull=arr(2)

get @ldcase1
@ch=ld.select('class=c' 'n')
@for i=1 resize(ch)
  @mhd(i)=ld.lqnt('mass' ch(i))
@next
```

```

get @ldcase2
@for i=1 resize(ch)
  @mh(i)=ld.lqnt('mass' ch(i))
  @vfull(i)=vol(ch(i))*(1-ld.lqnt('red' ch(i))
  @vh(i)=vol(ch(i) h)*(1-ld.lqnt('red' ch(i))
  @coef=mh(i)/vh(i)
  @mfull(i)=vfull(i)*max(1.0 @coef)
@next

@ts=ref('tmax')

```

其中, ldcase1 表示有指定空舱组的装载工况, ldcase2 表示均匀装载工况,  $h$  即为 1.1 节中的含义。3 个变量均在 NAPA Manager 界面中赋值。

### 1.3 载货量的裕量

货舱的载货量为排水量减去空船重量和油水等的重量。在初步或详细设计阶段, 由于空船重量为预估值, 以此为依据所得到的工况下的货舱载货量仅仅是初步的, 需考虑给予一定的裕量。

表 1 几型散货船虚拟密度统计

散货船型/t	均质货虚拟密度/ $t/m^3$	$M_H/V_H/t/m^3$
57000	0.775	0.818
92500	0.823	0.846
30000	0.751	0.792
49000	0.766	0.800

从图 2 可知, 载货舱的最大载货量为  $M_{HD}$ , 最大吃水时可空舱的最大载货量为  $M_{Full}$ 。对  $M_{Full}$  而言, 一般情况下,  $M_H/V_H$  小于 1 (见表 1), 且比装载计算中的均质货虚拟密度大, 已经包含了裕量; 但对于  $M_{HD}$  及  $M_H$ , 该参数是取自于实际的装载工况, 数值的大小与空船重量紧密相扣, 因此必须在设计阶段就给以裕量。由于上述参数均与结构强度分析息息相关, 裕量取得过小可能会因完工空船重量较设计值小而带来溢出问题, 反之则增加结构重量, 故需综合考虑。

## 2 NAPA Manager 计算并绘图

### 2.1 程序计算流程

程序计算流程见图 3。

### 2.2 程序说明

Manager 是 NAPA 软件为用户提供的一个开放性工具, 用户可根据需要开发自己的 Manager 程序以实现一定的功用。如图 4<sup>[4]</sup>所示, Manager 界面主要由树形区、预览区和输入区 3 部分组成。树形区反映该程序的层次结构, 预览区域显示该程序运行后所得到的文字、图形或表格等的结果, 输入区是通过一个定义好的 VARDEF 类型的表格, 给程序的某些变量赋值<sup>[4]</sup>。

图 5 给出了该例隔舱装载工况下载货舱的绘图结果, 其中黑色粗实线所围区域为海上航行时允许装货范围, 外圈轨道线加黑色粗实线所围区域为港内允许装货范围, 此区域以外为不允许载货 (图中点划线仅为辅助线, 用于说明图中数值相对关系)。此外, 该程序还可提取相关参数用于每个工况的载货量曲线校核。

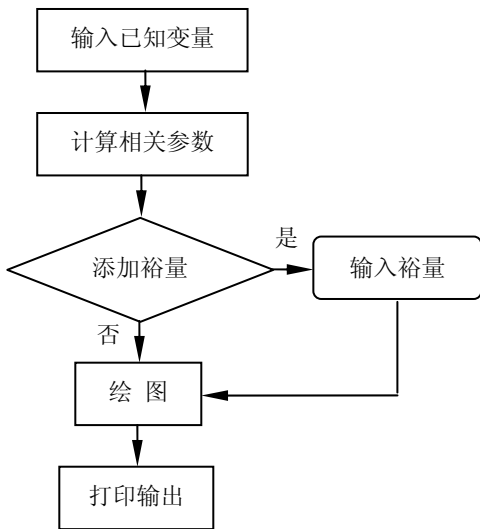


图3 程序计算流程

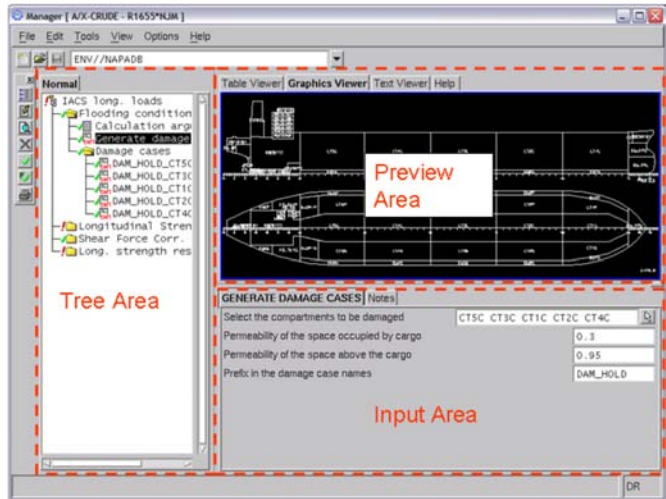


图4 NAPA 的 Manager 程序界面

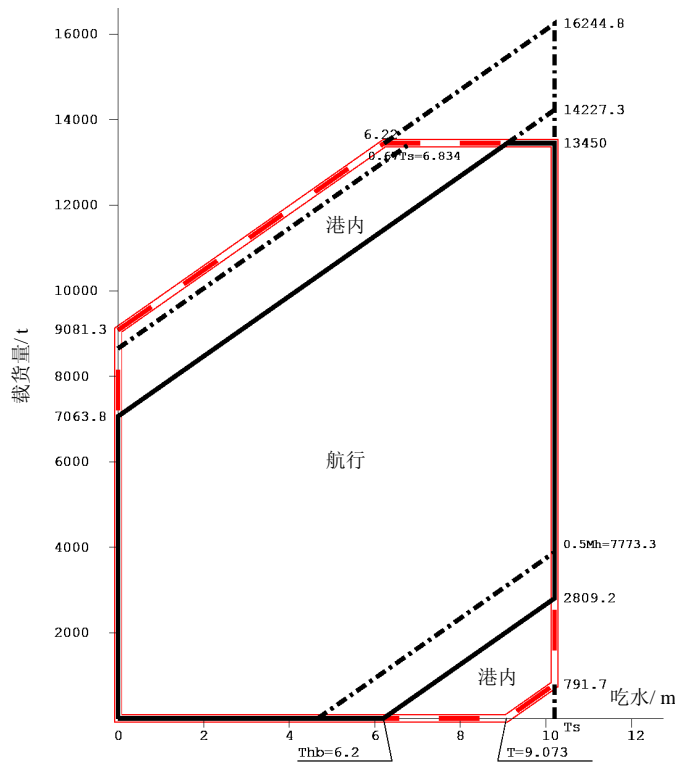


图5 CSR, BC-A, 具有{No MP}标志, 无块状装载工况的载货量曲线

### 3 结语

依托于总体性能计算所采用的 NAPA 软件, 编制了用于绘制散货船载货量曲线的 Manager 程序。以满足 CSR, BC-A, 具有{No MP}标志, 无块状装载工况的曲线类型为例, 仅需输入若干参数, 用户便可快速得到所需的曲线, 解放人力于繁琐的计算与绘制工作。

#### 【参 考 文 献】

- [1] ICAS. Common Structural Rules for Bulk Carriers[S]. 2006.
- [2] ICAS. Common Structural Rules for Bulk Carriers[S]. 2010.
- [3] 中国船级社. 国内航行海船建造规范[S]. 2011 修改通报, 2011.
- [4] Napa Ltd. NAPA Online Manuals 2008 [CP].

# 大型集装箱船 能效设计指数计算与优化研究

段 斌, 邓 恺, 宋 伟, 袁红良  
(沪东中华造船(集团)公司, 上海 200129)

**摘要:** 阐述了国际海事组织(IMO)的海上环境保护委员会(MEPC)关于新造船能效设计指数(EEDI)规则的最新发展,并以某型集装箱船产品为例,详细介绍该船的 EEDI 计算和证书申请,并研究分析该船型为满足未来 EEDI 更高要求而需要采取的节能减排措施,供设计人员参考。

**关键词:** 大型集装箱船; EEDI 计算; 证书申请; 优化措施

**中图分类号:** U674.13<sup>+1</sup>

**文献标识码:** A

**文章编号:** 2095-4069(2012)03-0022-09

**Abstract:** This paper elaborates the latest development of Energy Efficient Design Index (EEDI) regulation for newbuildings by the Marine Environment Protection Committee (MEPC) of the International Maritime Organization (IMO); and taking a containership as the example for detailed introduction of the EEDI calculation and certificate application; and analyzes the necessary energy saving and emission reduction measures for the ship to meet the more demanding EEDI requirement in the future, which can provide some guidance for other designers.

**Key words:** large scale containership; EEDI calculation; certificate application; optimization scheme

## 0 引言

国际海事组织(IMO)MEPC 62 次会议于 2011 年 7 月 11~15 日在英国伦敦举行。会上 IMO 不仅确定了新造船能效设计指数(EEDI)强制执行的时间表,同时还提出了新的参考线(Reference line),世界造船业的节能减排工作将要进入一个崭新阶段。这就要求我国船舶行业在船型开发设计上必须针对节能减排方面做更进一步的深入研究,包括船舶线型优化、节能装置等提高船舶能效展开系统的研究工作,以在未来船舶市场中取得有利地位。

随着国际油价高企和限制排放的不断升级,船东更加关注船舶能耗,要求船厂提供 EEDI 计算值,并将该指数作为重要指标写入技术规格书中。这就要求船厂不仅能够计算 EEDI,还要能够申请取得 EEDI 证书,以利于新船承接及船舶顺利交付。

## 1 EEDI 规则最新发展

在 MEPC 62 次会议上,IMO 确定了新造船能效设计指数强制执行的时间,并提出新的参考线值,同时还围绕 EEDI 计算和验证导则草案进行详细讨论,进一步完善和推进该规则的实施。

### 1.1 EEDI 强制执行时间表

IMO 确定新造船能效设计指数从 2013 年 1 月 1 日起强制执行,整个减排过程共分为四个阶段,涉及 7 种船型,见图 1。

EEDI 是针对新造船提出要求的,因此新造船的定义尤为重要<sup>[1,2]</sup>:

1) 在强制执行日期之后签订建造合同的船舶;

---

**第一作者简介:** 段 斌,男,助理工程师,1985 年生。2008 年毕业于哈尔滨工程大学热能与动力工程专业,现从事船舶轮机开发设计工作。

**收稿日期:** 2012-02-20

- 2) 如果没有建造合同, 在强制执行日期 6 个月后进行铺龙骨或相似建造阶段的船舶;
  - 3) 在强制执行日期 30 个月后交船的船舶。
- 凡是符合上述条件之一的均要满足 EEDI 规则。  
以集装箱船为例, 该船型各个减排阶段, 见图 1。

表 1 EEDI 折减系数及强制执行时间表<sup>[3]</sup>

船型	尺度	阶段 0	阶段 1	阶段 2	阶段 3
		(2013.1.1~2014.12.31)	(2015.1.1~2019.12.31)	(2020.1.1~2024.12.31)	(2025.1.1 以后)
散货船	20000 dwt 以上	0	10	20	30
	10000~20000 dwt	—	0~10*	0~20*	0~30*
气体运输船	10000 dwt 以上	0	10	20	30
	2000~10000 dwt	—	0~10*	0~20*	0~30*
油轮	20000 dwt 以上	0	10	20	30
	4000~20000 dwt	—	0~10*	0~20*	0~30*
集装箱船	15000 dwt 以上	0	10	20	30
	3000~15000 dwt	—	0~10*	0~20*	0~30*
常规货物 运输船	15000 dwt 以上	0	10	15	30
	3000~15000 dwt	—	0~10*	0~15*	0~30*
冷藏船	5000 dwt 以上	0	10	15	30
	3000~5000 dwt	—	0~10*	0~20*	0~30*
联合货船	20000 dwt 以上	0	10	20	30
	4000~20000 dwt	—	0~10*	0~20*	0~30*

\* 该折减系数取值是根据船舶载重吨与折减系数的相对比例进行线性插值所得。

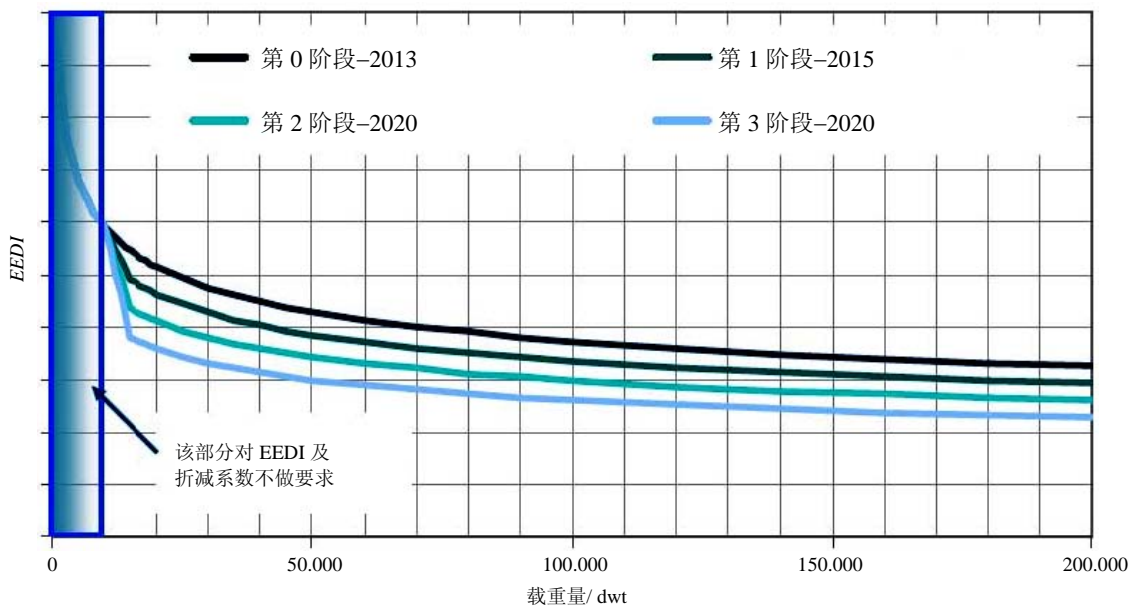


图 1 集装箱船 EEDI 要求

因此，各个阶段的 EEDI 要求可归纳为：

$$\text{Attained EEDI} \leq \text{Required EEDI} = (1 - X / 100) \times \text{Reference line value}$$

式中：Attained EEDI——根据计算公式得到的 EEDI 值；Required EEDI——所要求的 EEDI 衡准值；X——该阶段的折减系数；Reference line value——参考线值。

1.2 EEDI 参考线

IMO 的秘书处在 MEPC 62 次会议上提出最终的参考线，见表 2 和图 2。

$$\text{Reference line value (参考线值)} = a \times \text{Capacity}^{-c} \tag{1}$$

式中：Capacity——船舶载重量 (dwt)；a，c——分别为常数。

表 2 MEPC 62 会议提出的参考线<sup>[3,4]</sup>

船型	a	Capacity	c
散货船	961.79	dwt	0.477
气体运输船	1120	dwt	0.456
油轮	1218.8	dwt	0.488
集装箱船	174.22	dwt	0.201
常规货物运输船	107.48	dwt	0.216
冷藏船	227.01	dwt	0.244
联合货船	1219	dwt	0.488

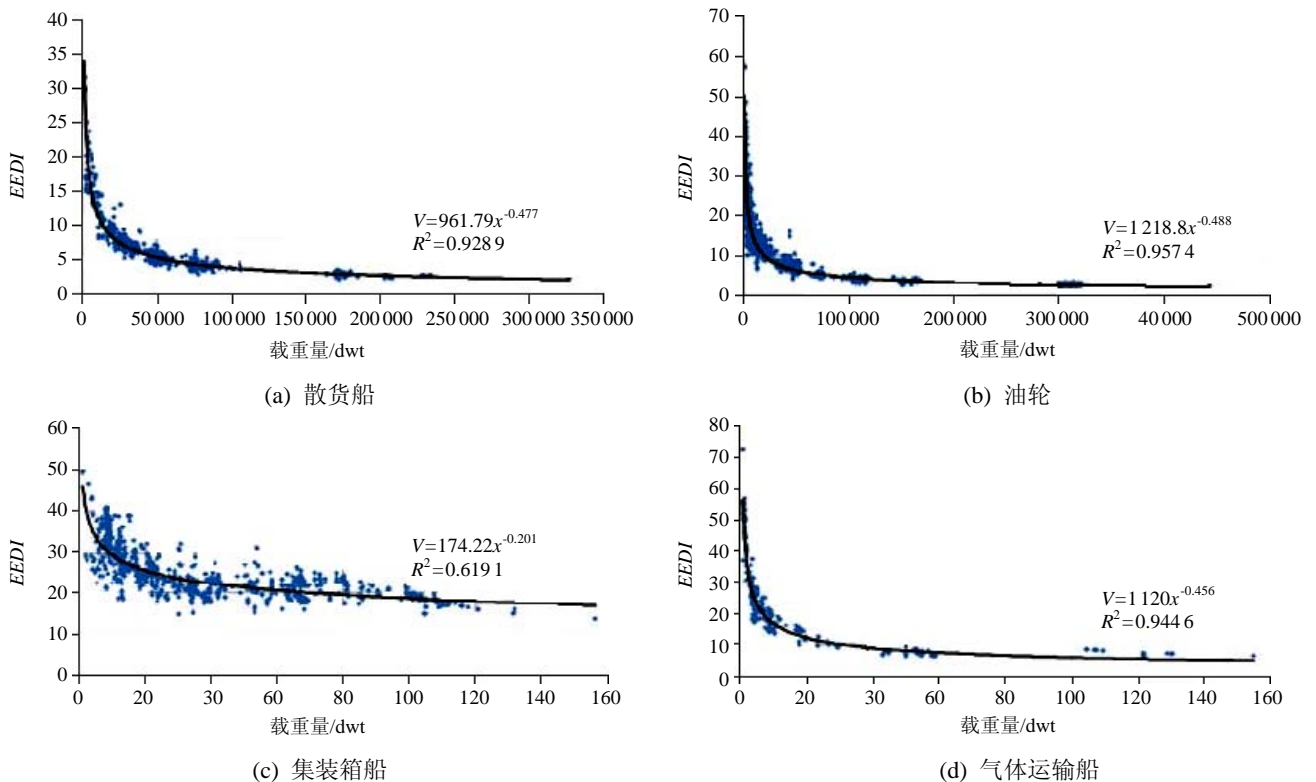
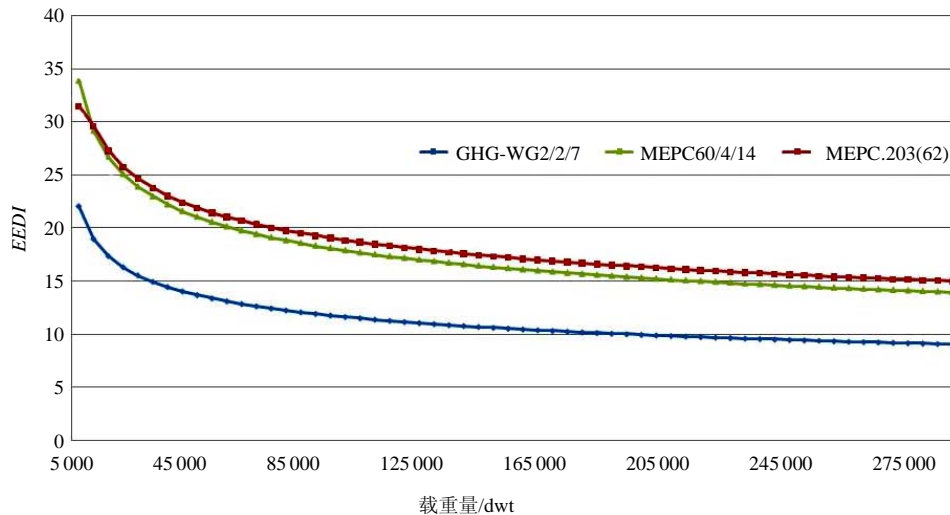


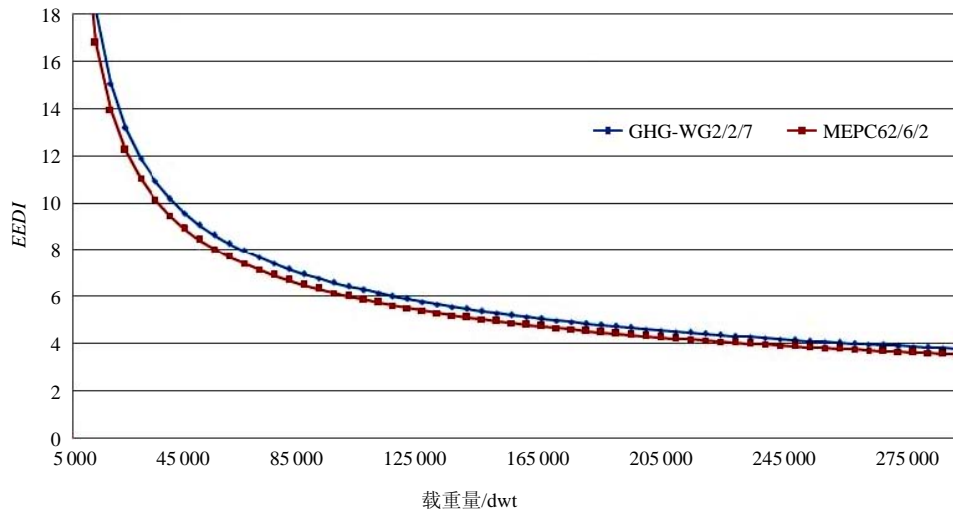
图 2 各种船型的参考线<sup>[4]</sup>

此次推出的参考线与之前的相比，对三大主力船型（散货船、油轮和集装箱船）的要求尺度有所放宽，但对气体运输船（LNG 液化天然气船和 LPG 液化石油气船）的限制要求却愈加严格，见图 3。

虽然三大主力船型因为参考线放宽而使更多船舶得以满足目前要求，但是气体运输船因为设计较为复杂，所占比例较小，设置合理的参考线难度较大。因此，此次气体运输船的参考线设置（即降低参考线值）引起 SIGTTO（国际气体运输船和岸站协会）等机构的异议。



(a) 集装箱船



(b) 气体运输船

图3 参考线对照<sup>[4-6]</sup>

## 2 船舶EEDI计算、证书申请和优化实例分析

大型集装箱船是当前船舶市场热门船型之一,以某大型集装箱船(8000TEU级别)作为对象,从该型船的EEDI计算、证书申请到船舶优化,详细研究分析EEDI对船舶设计的影响。

### 2.1 EEDI计算

该船型的主要参数:

总长: 335.00m

垂线间长: 320.00m

型宽: 42.80m

型深: 24.80m

设计吃水: 13.00m

结构吃水: 14.65m

航速(EEDI工况): 26.0kn

根据上述参数,该船的EEDI值<sup>[7]</sup>为:

主机: MAN-B&W 12K98ME-C

功率: 68520kW/104.0r/min(最大额定持续功率SMCR)

主机油耗: 171.45g/kW·h(75%SMCR)

发电机: Daihatsu 8DC-32

发电机油耗: 209.5g/kW·h(50%负荷)

最大载重量: 101588.9t

$$EEDI = \frac{\left( \prod_{j=1}^M f_j \right) \left( \sum_{i=1}^{nME} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)} \right) + (P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE}) + \left( \prod_{j=1}^M f_j \cdot \sum_{i=1}^{nPTI} P_{PTI(i)} - \sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{AEff(i)} \right) C_{FAE} \cdot SFC_{AE} - \left( \sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{eff(i)} \cdot C_{FME} \cdot SFC_{ME} \right)}{f_i \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w} \quad (2)$$

$$EEDI_{attained} = \frac{(51390 \text{ kW} \times 3.206 \times 171.45 \text{ g/kWh}) + (1963 \text{ kW} \times 3.206 \times 209.5 \text{ g/kWh})}{1.0 \times 71112.2 \text{ t} \times 26.0 \text{ nm/h} \times 1.0} \\ = 15.99 \text{ g} (\text{CO}_2) / (\text{t} \cdot \text{nm})$$

式中： $f_j$ ——用于补偿船舶特殊设计因素的修正系数；

$SFC_{ME}$ 、 $SFC_{AE}$ ——主机、辅机的单位燃油消耗，g/kWh；

$C_{FME}$ 、 $C_{FAE}$ ——主机、辅机燃料的碳转换系数， $\text{g}_{\text{CO}_2} / \text{g}_{\text{fuel}}$ ；

$P_{PTI}$ ——轴马达功率，kW；

$P_{AEff}$ ——当船舶在  $P_{ME}$  状态下采用了创新型电力能效技术而减少的辅机功率，kW；

$P_{eff}$ ——指由于采用了创新型机械式能效技术而减少的主机功率的 75%，kW；

$f_{eff}$ ——反映创新型能效技术的修正系数；

$f_i$ ——最大设计装载工况修正系数；

$f_w$ ——航速修正系数。

以 MEPC.203(62) 决议<sup>[3]</sup>提出的参考线标准 ( $a = 174.22$ ， $c = 0.201$ )，该船的参考线值为：

$$EEDI \text{ reference line value} = a \times Capacity^c = 174.22 \times 101588.9^{0.201} = 17.17$$

由于该船主机采用新型的 ME 型低速柴油机，油耗相对较低；同时船体线型经过优化设计，船舶阻力较小；并且螺旋桨设计效率较高，使得 EEDI 计算值比参考线值约低 7%，能效表现较好。

## 2.2 EEDI 证书申请

EEDI 已于 MEPC62 会议上通过，将于 2013 年强制执行。设计方（或委托第三方）需计算 EEDI 指数并送呈检验机构认可，待检验机构（船级社等）认可后船东（或船厂）可申请相应的 EEDI 证书。证书申请流程见图 4。

申请 EEDI 证书主要是准备 EEDI 信息资料文件，包括船舶基本信息和 EEDI 计算所需资料的文件，主要有该船的船名、IMO 编号、入级编号及主尺度等基本信息，还有设计及结构吃水的排水量、载重量、空船重量，70% 夏季载重线对应的载重量及排水量，主机及发电机的数量与型号，主机 75% MCR（最大持续功率）下的单位油耗，发电机 50% MCR（最大持续功率）的单位油耗，EEDI 计算工况对应的航速  $V_{ref}$ ，船模试验基本信息，试航报告速度—功率曲线等。该文件需由设计方（或第三方）详尽填写，每条船配置一份，作为 EEDI 计算的支撑文件，既是 EEDI 计算核心内容也是 EEDI 证书本身的一部分。

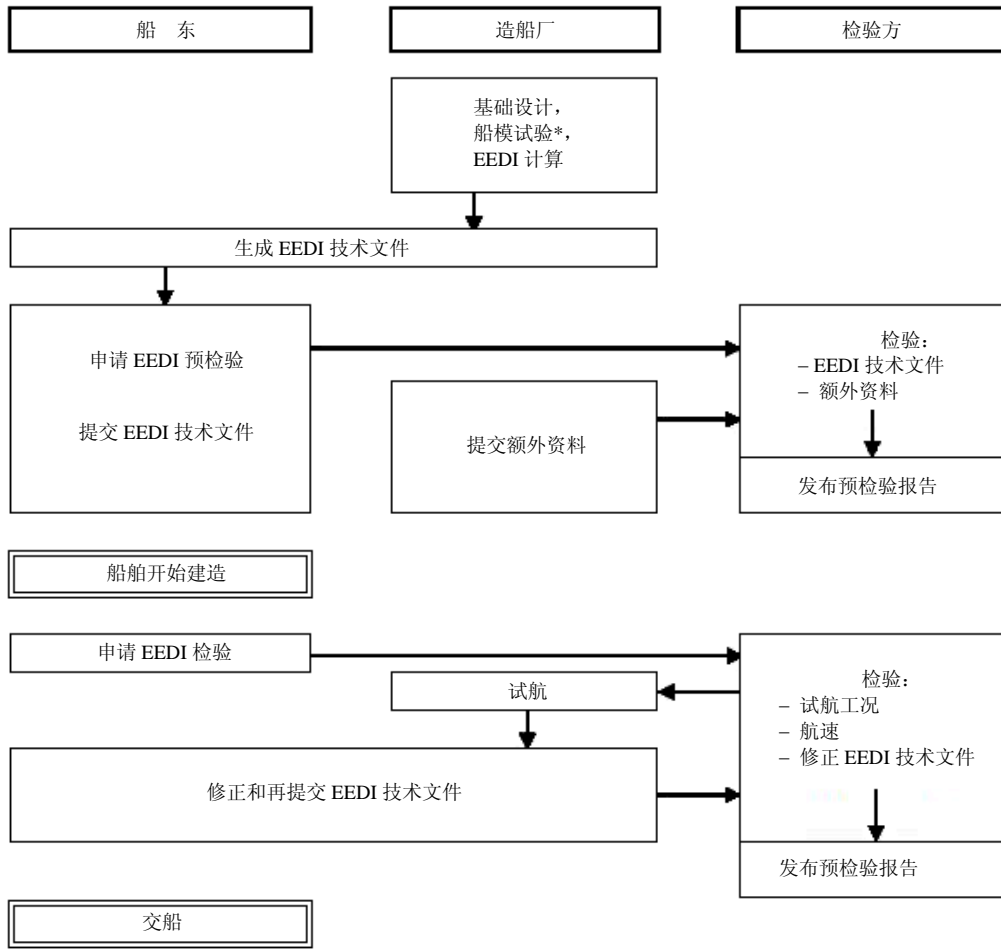
其中，3 点较为关键：

1) 夏季载重线下 70% 的载重量仅针对集装箱船适用的特征值，其他船型取 100% 载重量。通过该 70% 载重量推导出对应的排水量，再通过静水力表得到该排水量下的吃水，此吃水即为 EEDI 工况下的吃水值。

2) 所有主机 ( $SFC_{M/E}$ ) 及发电机 ( $SFC_{G/E}$ ) 的上述指定工况的单位油耗值均取自氮氧化物 ( $\text{NO}_x$ ) 技术文件（即车间试验检验记录），且油耗值均应按照国际标准条件 (ISO) 进行修正。

3)  $V_{ref}$  对应无风无浪情况下，在主机的 75% MCR（最大持续功率）及 70% 最大载重量的装载工况下的航速。EEDI 航速包含 2 个阶段，即通过船模试验推导出理论值为第一阶段，试航结束后运用试航结果对理论值加以修正为第二阶段。在 MEPC61/5/2 会议上提出了一个包含  $V_{ref}$  推导（见图 5）及修正的草案。经分析，该草案中  $V_{ref}$  修正可拆分为以下步骤：

(1) 假定 ISO（国际标准）15016 航速修正方法与船厂自身的航速修正方法的比例系数恒定，推导出压载状态下 75% MCR 对应 ISO 15016 修正方法的航速值。



\* 由测试机械或者船厂执行

图 4 EEDI 证书申请流程<sup>[8]</sup>

$$V_{T=Tb,75\%MCR,full\ scale}(ISO) = \frac{V_{T=Tb,90\%MCR,full\ scale}(ISO) \cdot V_{T=Tb,75\%MCR,full\ scale}(yard)}{V_{T=Tb,90\%MCR,full\ scale}(yard)} \quad (3)$$

式中,  $V_{T=Tb,75\%MCR,full\ scale}(ISO)$  为压载吃水、75%SMCR (最大额定持续功率) 状态下, ISO 标准工况的航速;

$V_{T=Tb,90\%MCR,full\ scale}(ISO)$  为压载吃水、90%SMCR 状态下, ISO 标准工况的航速;

$V_{T=Tb,75\%MCR,full\ scale}(yard)$  为压载吃水、75%SMCR 状态下, 试航工况的航速;

$V_{T=Tb,90\%MCR,full\ scale}(yard)$  为压载吃水、90%SMCR 状态下, 试航工况的航速。

该步骤是将试航中的压载状态, 90%SMCR 功率下的航速修正到 ISO 标准工况, 压载状态, 75%SMCR 功率下的航速。若航速修正方法与 ISO(国际标准)修正方法相当, 此步骤可省略。

(2) 根据船模试验预报结果, 推导设计吃水下 75%SMCR 的航速修正值。

$$V_{T=Td,75\%MCR,full\ scale}(ISO) = \frac{V_{T=Tb,90\%MCR,full\ scale}(ISO) \cdot V_{T=Td,75\%MCR,model\ scale}}{V_{T=Tb,90\%MCR,model\ scale}} \quad (4)$$

式中,  $V_{T=Td,75\%MCR,full\ scale}(ISO)$  为设计吃水、75%SMCR 状态下, ISO 标准工况的航速;

$V_{T=Tb,90\%MCR,full\ scale}(ISO)$  为压载吃水、90%SMCR 状态下, ISO 标准工况的航速;

$V_{T=Td,75\%MCR,model\ scale}$  为设计吃水、75%SMCR 状态下, 船模试验得到的航速;

$V_{T=Tb,90\%MCR,model\ scale}$  为压载吃水、90%SMCR 状态下, 船模试验得到的航速。

该步骤是将试航中的压载吃水状态, 90%SMCR 功率下的航速修正到 ISO 标准工况, 设计吃水状态,

75%SMCR 功率下的航速。

(3) 因无 70%载重量的速度—功率船模试验曲线可用, 故基于海军系数法通过上一步推导得到的速度近似推导目标 EEDI 航速  $V_{ref}$ 。

$$\Delta_{70\% DWT}^{2/3} \cdot V_{ref}^3 = \Delta_{DWT design}^{2/3} \cdot V_{T=T_d, 75\% MCR, full scale}^3 \tag{5}$$

$$V_{ref} = \sqrt[3]{\frac{\Delta_{DWT design}^{2/3} \cdot V_{T=T_d, 75\% MCR, full scale}^3}{\Delta_{70\% DWT}^{2/3}}} \tag{6}$$

式中:  $\Delta$ ——船舶排水量。

假定 EEDI 工况与船模试验设计吃水状态傅汝德系数 ( $F_n$ ) 相当, 利用海军系数公式  $(\Delta^{2/3}V^3) / P_d$  ( $P_d$  为螺旋桨收到的功率) 推导出 EEDI 工况 (70%载重量) 吃水下的速度—功率曲线, 并从此曲线上查得 EEDI 功率  $P_{eedi}$  (75%MCR) 所对应的理论 EEDI 航速  $V_{ref-uncorrected}$ , 由此得到最终修正后的 EEDI 航速值  $V_{ref}$ 。

$$V_{ref} = \frac{V_{ref-uncorrected, model scale} \cdot V_{T=T_d, 75\% MCR, full scale}}{V_{T=T_d, 75\% MCR, model scale}}$$

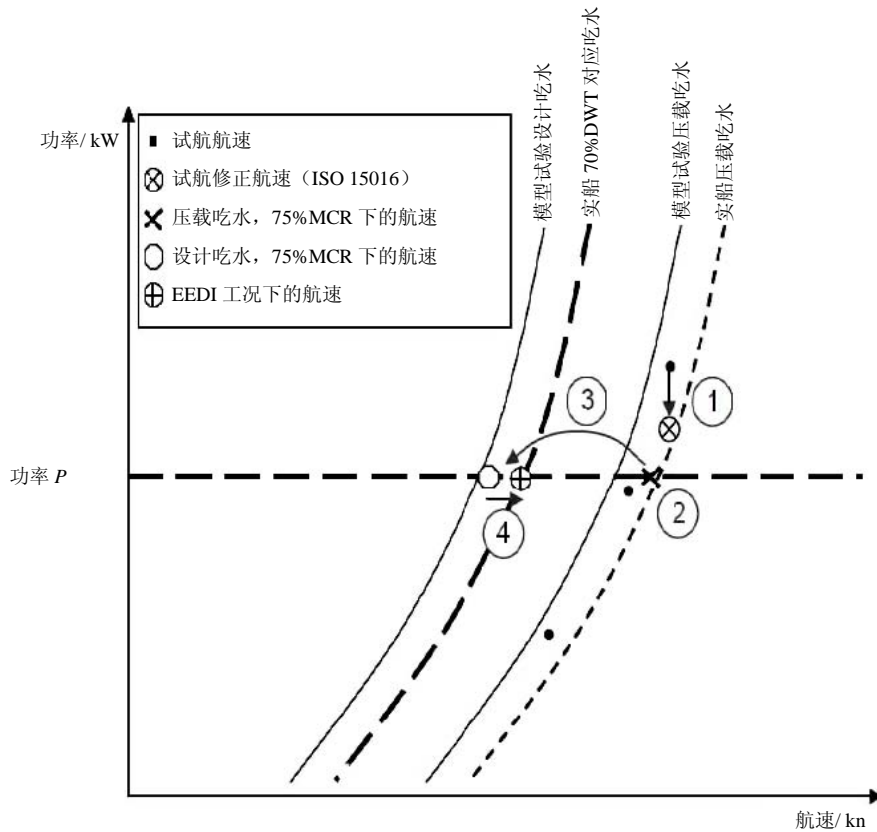


图 5  $V_{ref}$  推导流程

对比上述两种方法, 采用先行推导船模试验 EEDI 工况的速度—功率曲线的方法, 较直接采用海军系数法计算的 EEDI 航速值  $V_{ref}$  偏大 0.3kn, EEDI 指数偏小 1.2%。虽然直接运用海军系数法计算得到的 EEDI 值更小, 但由于海军系数法本身为经验公式, 若直接运用可能进一步放大了由于估算而产生的误差, 导致  $V_{ref}$  偏大。因此, 采用推导 EEDI 工况的速度—功率曲线的方法精度更高些<sup>[9]</sup>, 在此次 EEDI 申请实例中, 采用了该曲线推导方法, 计算过程和结果均得到了德国船级社的认可。证书样本见图 6。

EEDI 证书申请费用包含两个部分: 生成 EEDI 技术文件及船级社颁发 EEDI 证书的费用。其中, 后者应是归属于船厂与船级社的入级费用, 如同合同期签署的其他证书费用一样。而对于前者, 由于 EEDI 规则尚未生效, EEDI 技术文件的格式尚未最终确定, 故现阶段请设计公司等生成 EEDI 技术文件的费用是比

较昂贵的。

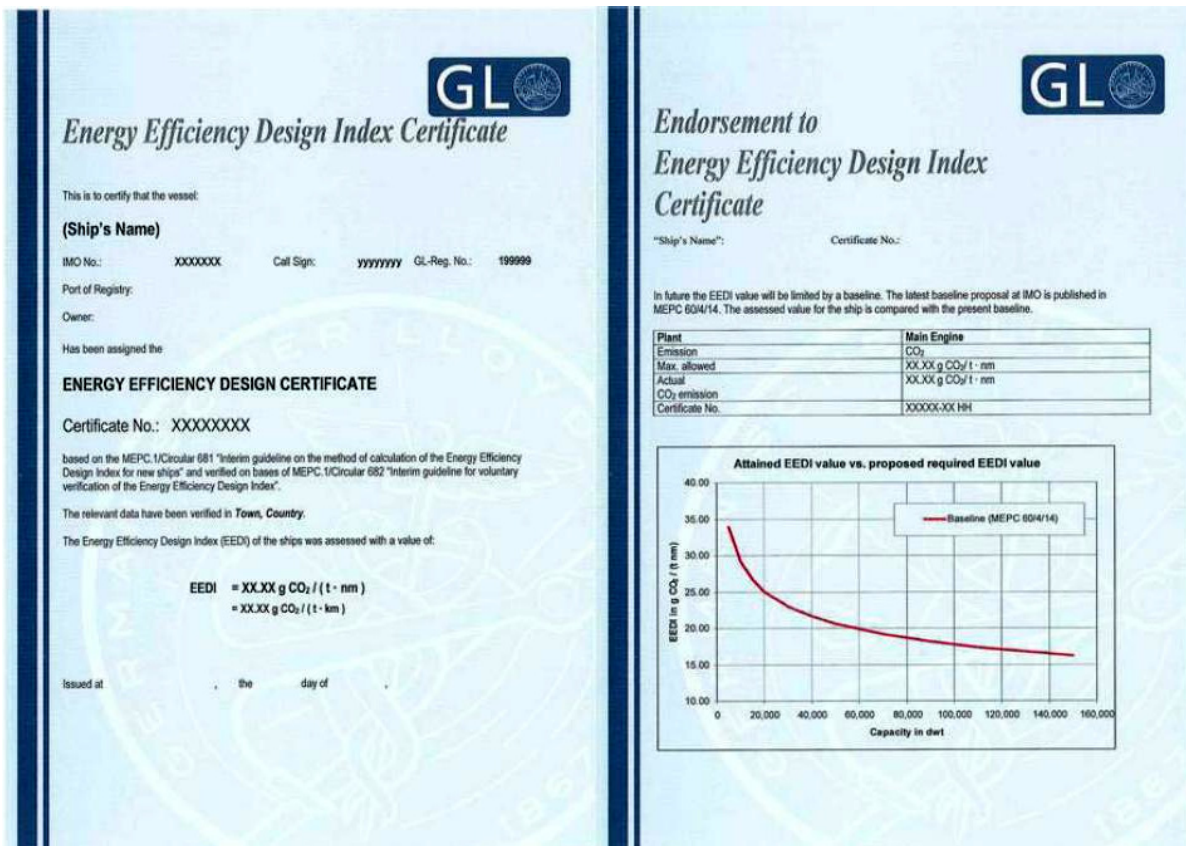


图6 EEDI证书样本

### 2.3 船舶优化分析

虽然该船的 EEDI 计算值比参考线值约低 7%，能效较好，可满足当前 EEDI 要求，但是对于未来更加严厉的 EEDI 标准，现在必须考虑该船的进一步优化设计工作。

对于集装箱船，阶段 1（2015 年 1 月 1 日至 2019 年 12 月 31 日）要求在参考线值基础上降低 10%，而阶段 2（2020 年 1 月 1 日至 2024 年 12 月 31 日）要求在参考线值基础上降低 20%<sup>[3]</sup>。因此，该船设计稍加改进就能够满足阶段 1 标准，但是要满足阶段 2 标准还有一段距离，需要进行细致全面的优化研究。见图 7。

#### 2.3.1 阶段 1 优化

由于目前距离 10% 的折减系数仅有一步之遥，因此，满足标准的优化措施较多：

- 1) 配置轴带发电机，提高能源利用效率；
- 2) 在螺旋桨后安装反转的小型螺旋桨，提高推进效率；
- 3) 船底使用气泡润滑，降低船舶阻力；
- 4) 优化线型，发掘船型快速性的潜能；
- 5) 空船结构重量控制与优化，提升载重量。

#### 2.3.2 阶段 2 优化

若要满足阶段 2 标准，设计改动相对较大，主要措施有：

- 1) 安装废热回收装置，能够有效降低辅机功率消耗，EEDI 降低 10% 左右；
- 2) 使用天然气清洁燃料，由于天然气燃料碳含量较低，且热值较高，不仅可以降低  $C_F$ （碳转换系数），还可以降低油耗。因此，使用天然气燃料能够降低 EEDI 约 20%~30%；

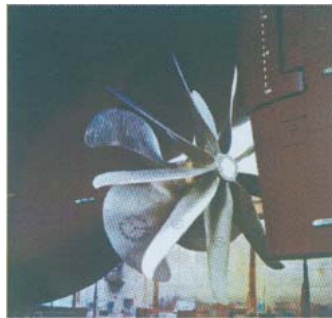
3) 降速航行，因为航速和功率呈三次方关系，所以为得到较高航速需要付出更高的功率代价。因此，一定程度降低航速，不仅可以降低 EEDI，而且能够有效节省燃料，提高船舶运营经济性；

- 4) 应用新型复合材料，降低空船重量；

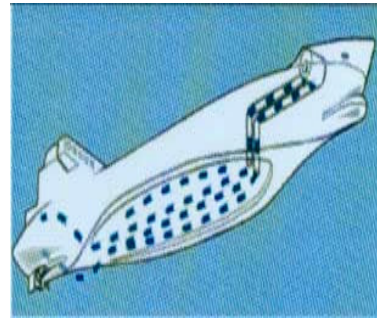
## 5) 应用太阳能和风能等清洁能源。



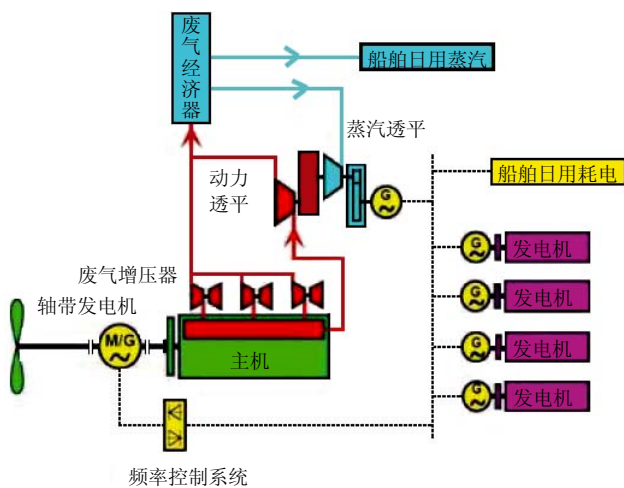
1) 轴带发电机



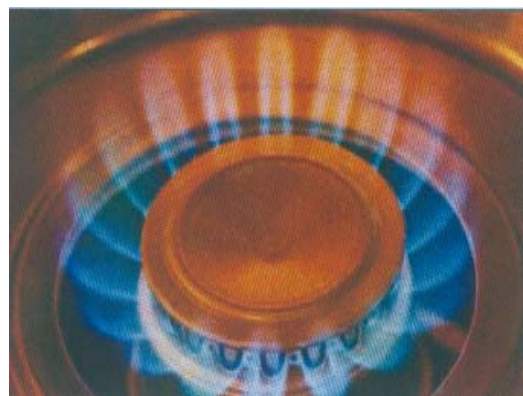
2) 小型反转螺旋桨



3) 气泡润滑



4) 废热回收装置



5) 天然气燃料

图 7 EEDI 优化措施

## 3 结语

通过对 EEDI 规则最新发展的阐述, 以及 EEDI 强制实施的具体阶段和各种船型最终参考线的介绍, 以某大型集装箱船作为分析对象, 详细介绍了该船的 EEDI 计算、证书申请以及设计优化措施, 为该船型设计及未来的改进发展指明方向。EEDI 不仅是能效的指数, 更是衡量未来船舶设计优劣的重要因素。希望通过此次点滴经验, 为 EEDI 概念在国内的传播与应用作一些贡献。

## 【参 考 文 献】

- [1] Circular Letter No.3128. Amendments to Marpol Annex VI [S]. 2010.
- [2] MEPC 61/WP.10. Report of the Working Group on Energy Efficiency Measures for Ships [S]. 2010.
- [3] Resolution MEPC.203(62). Amendments to the Annex of the Protocol of 1997 to Amend the International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, 1973, as Modified by the Protocol of 1978 Relating Thereto [S]. 2011.
- [4] MEPC 62/6/4. Calculation of Parameters for Determination of EEDI Reference Values [S]. 2011.
- [5] GHG-WG 2/2/7. Recalculation of energy efficiency design index baselines for cargo ships [S]. 2009.
- [6] MEPC 60/4/14. Recalculated baseline for container vessels [S]. 2010.
- [7] MEPC.1/Circ.681. Interim Guidelines on the Method of Calculation of the Energy Efficiency Design Index for New Ships[S]. 2009.
- [8] MEPC.1/Circ.682. Interim Guidelines for Voluntary Verification of the Energy Efficiency Design Index [S]. 2009.
- [9] 朱永峨, 等. 船舶 CO<sub>2</sub> 排放水平的能效评估方法研究[J]. 上海造船, 2011, 87 (3): 62-66.

# 双体风机安装船的稳性分析

郑 鹏 翔

(上海佳豪船舶工程设计股份有限公司, 上海 201612)

**摘要:** 对双体风机安装船的完整稳性进行了分析, 对如何选择稳性衡准和在 NAPA 软件中的宏语言实现稳性衡准的计算以及双体船进水角的特点进行了研究并给出了双体船进水点的选取建议。

**关键词:** 双体风机安装船; 完整稳性; 进水角

**中图分类号:** U674.38

**文献标识码:** A

**文章编号:** 2095-4069 (2012) 03-0031-05

**Abstract:** This paper analyzes the intact stability of aerogenerator installation catamaran, and carries out research on the selection of stability criteria, the realization of stability criteria calculation using the macro language in NAPA, and the characteristics of catamaran flooding angle along with some suggestions on choosing the catamaran flooding point.

**Key words:** aerogenerator installation catamaran; intact stability; flooding angle

## 0 引言

随着国民经济的快速发展, 电力需求迅猛发展, 在国际社会都在倡导绿色环保的今天, 风力发电作为一种新型的清洁能源备受关注。我国海岸线漫长, 拥有丰富的海上风力资源, 要大力发展海上风电, 开发新型风机安装船刻不容缓。

## 1 船型

双体风机安装船为一艘中心起吊式双体起重船, 兼具风机基础的打桩功能, 配备 4 台舵桨推进装置, 箱形船体、纵骨架式、单甲板钢质焊接结构 (机舱为双层底结构)。考虑到起重作业的特殊需要, 该船由 2 个宽为 16m 的片体组成, 2 片体间隔为 18m, 2 个双片体由连接桥连接。不仅适用于沿海大功率风机的整体移位、安装和风机分体安装, 也可用于风机基础的安装。

该船入 CCS (中国船级社) 级, 适用于沿海水域环境条件下的起重作业, 适应作业水深在 3.2~30m 的范围。满足国内近海航区无人拖航调遣要求, 并具有沿海作业自航的能力, 见图 1, 其尺度见表 1。

表 1 双体风机安装船主尺度

m

船 长	型 宽	片体宽	型 深	夏季吃水	最大作业吃水
90.00	50.00	16.00	6.80	4.50	5.00

## 2 完整稳性计算

鉴于该船兼具双体船和起重船 2 种船型的特点, 在中国船级社 CCS 和国际规范规则中还没有特殊船型的稳性校核标准, 考虑到该船的作业功能和船型特点, 其航行工况的完整稳性的衡准应满足中华人民共和国海事局《船舶与海上设施法定检验规则》(国内航行船舶海船法定检验技术规则 2004 及其修改通报, 以下简称法规)<sup>[1]</sup>中的双体客船的部分要求。作业工况按起重船的作业稳性衡准来校核。对避风稳性衡准要求, 因该船具有沿海自航能力可以不做计算。

**作者简介:** 郑鹏翔, 男, 工程师, 1982 年生。2004 年哈尔滨工程大学船舶与海洋工程学院毕业, 现从事船舶总体设计工作。

**收稿日期:** 2011-11-26

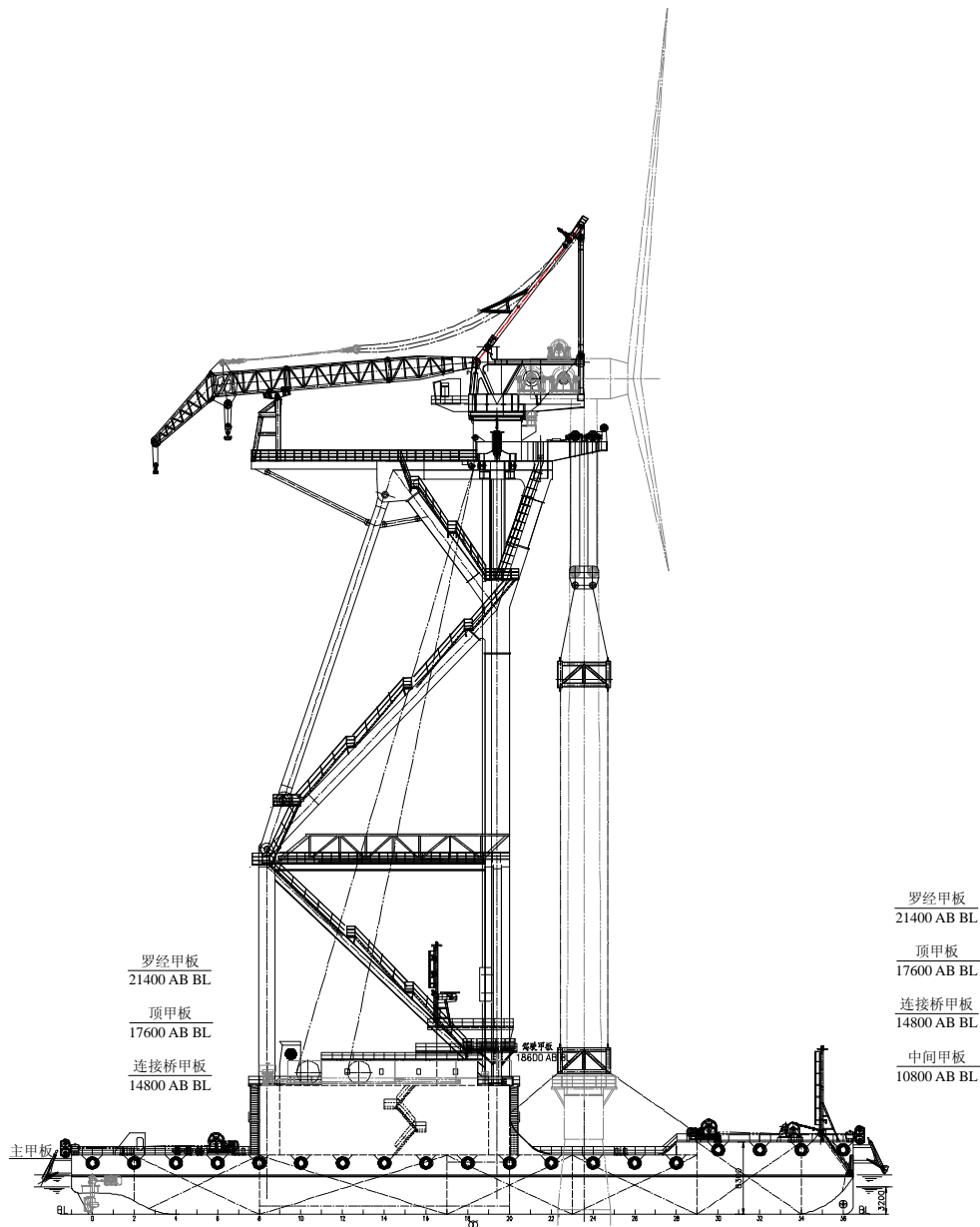


图 1 双体风机安装船

用 NAPA 程序来进行稳性计算, 其宏的编写功能在这类无明确衡准定义的船舶稳性计算中给予了很大的方便。即可以挑选和编写需要的衡准来校核船舶装载工况的稳性是否满足要求。

### 3 作业工况稳性衡准

该船安装风机、打桩、起重作业的时候, 按照起重船的作业稳性衡准来进行校核。法规对此也作出了相关规定:

$$GM \geq \frac{M_f + M_h + M_l}{0.1716\theta c\Delta}; \quad K_c = \frac{l_q}{l_f + \frac{M_l + M_h}{9.81\Delta}} \geq 1 \quad (1)$$

式中:  $GM$  ——初稳性高度, 并计及自由液面于悬吊重物对初稳性高度的影响, m;

$M_f$  ——起重船承受的风压倾侧力矩,  $\text{kN} \cdot \text{m}$ ;

$M_h$  ——旋转式起吊荷重倾侧力矩,  $\text{kN} \cdot \text{m}$ ;

$M_l$  ——船舶不对称装载倾侧力矩,  $\text{kN} \cdot \text{m}$ ;

$\theta_c$ ——起重船允许的极限静倾角，(°)；

$\Delta$ ——所核算装载情况下的排水量，t；

$K_c$ ——稳性衡准数；

$l_q$ ——最小倾覆力臂，m；

$l_f$ ——风压倾侧力臂，m。

参照法规 3.10.6 条<sup>[2]</sup>要求，最主要的问题就是对最小倾覆力臂的计算，由于 CCS 的一些特殊衡准是参照前苏联的计算方法来校核船舶稳性，与国际上用  $GZ$ （静稳性力臂）曲线上面积大小和比值来校核稳性有较大的区别，且 NAPA 软件中没有最大复原力臂这一参数的计算。根据规范对最小倾覆力臂  $L_q$  的求解原理的描述，采取从一个固定点（可以是原点，或者是横摇角对应的动稳性曲线上反方向的点）分别到动稳性曲线正稳性范围上选取一系列点（点选得越多，结果越精确）连条直线，来计算直线的斜率大小，并选取斜率最大值所对应的动稳性曲线上的点，此点就是  $L_q$  计算在动稳性曲线上选取的点，具体计算原理如图 2 所示。

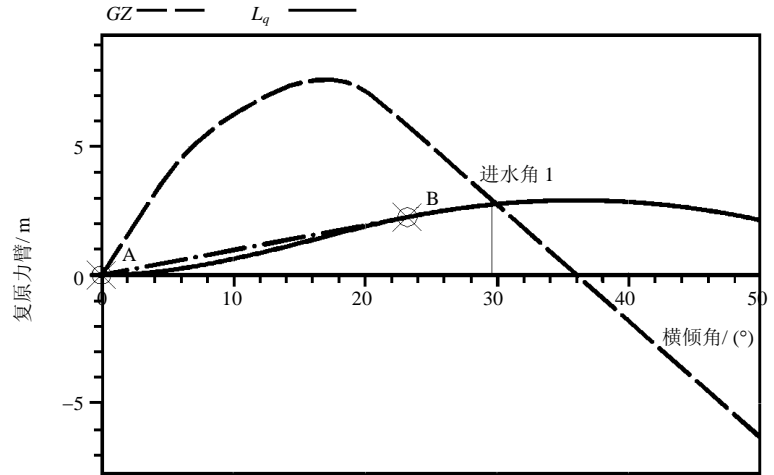


图 2 NAPA 软件计算复原力臂原理

图 2 中，A 为原点，B 为切点，求 AB 线的斜率就是最小倾覆力臂  $L_q$ ，由此可根据规范选取最小倾覆力臂的要求来求得最小倾覆力臂的值，再与风压力臂和倾侧力矩引起的倾侧力臂做比较。在 NAPA 中计算最小倾侧力臂和风倾力臂宏的编制原理说明可参照文献[3]。

#### 4 航行工况的稳性衡准

该船航行工况按照法规第七章 3.3 条中双体客船的部分稳性衡准校核稳性指标，具体如下：

$$K_1 = \frac{l_q}{l_f} \geq 1 \tag{2}$$

式中： $K_1$ ——双体客船稳性衡准数；

$l_q$ ——最小倾覆力臂，m；

$l_f$ ——风压倾侧力臂，m。

风压倾侧力臂计算按第七章第 2 条的规定。

对于片体舷侧线型在水线附近呈直壁式的双体客船（本船就是这个类型），其最小倾覆力臂  $l_q$  可按下式计算：

$$l_q = \frac{\theta_j - \theta_1}{57.3} \frac{GM}{2} \tag{3}$$

式中： $GM$ ——所核算装载情况下船舶计及自由液面修正的初稳性高度，m；

$\theta_j$ ——所核算装载情况下船舶的进水角，(°)；

$\theta_1$ ——所核算装载情况下船舶的横摇角，(°)。

横摇角  $\theta_1$  的求解公式可以参照法规中的公式来计算，但是在进水角  $\theta_j$  的计算过程中，有一些装载工况的进水角不存在，且该工况也没有超过最大吃水，纵倾也比较小，但在进水角曲线上却可以找到与吃水对应的进水角，见图 3。

其他工况的进水角数值与进水角曲线上对应的进水角都不一致, 经过检查发现那些不存在进水角的装载工况和装载工况得出的进水角与进水角曲线中的进水角差别比较大的工况都有一个共同的特点, 就是重心都比较高。一般进水角的计算与装载工况的重心高度无关, 只与进水点位置和船形有关。通过假设一些相同吃水和浮态、重心高度从低到高的工况进行比较, 其结果见表 2。稳性曲线如图 4 所示。

表 2 相同吃水和浮态不同重心高度下的进水角

序号	1	2	3	4	5	6
吃水/m	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0
纵倾/m	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
重心高度/m	0.0	10.0	20.0	30.0	32.0	50.0
进水角/(°)	22.85	24.98	28.64	35.99	—	—

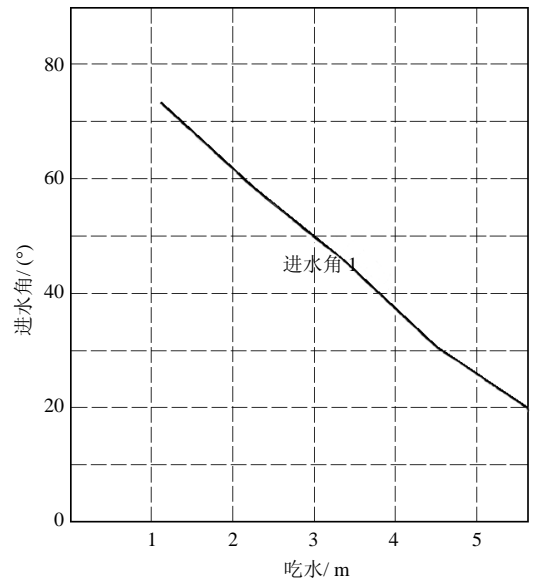


图 3 不同吃水下进水角曲线

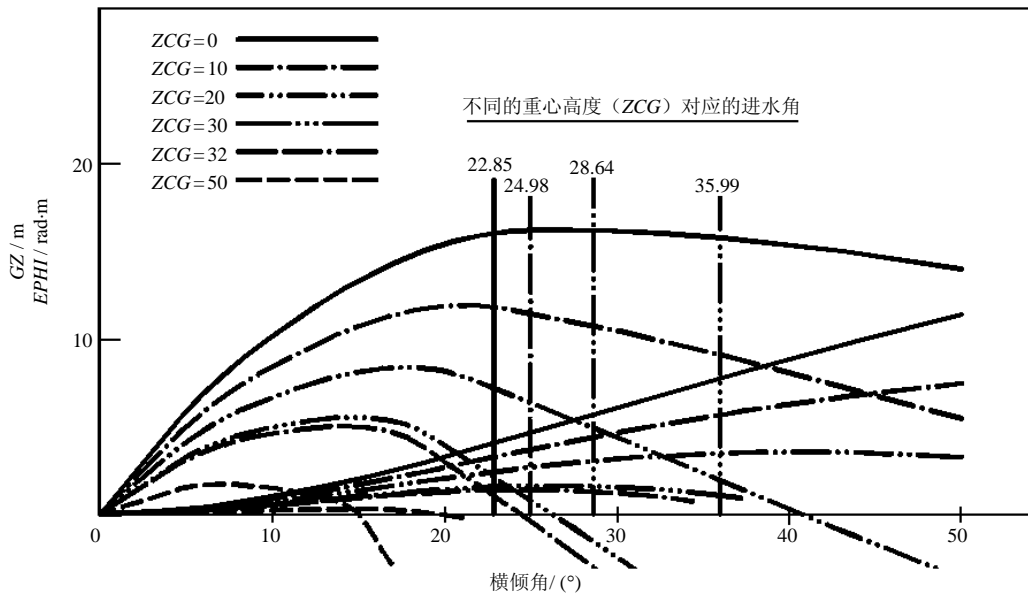


图 4 各重心高度稳性曲线

从中得出产生此现象是在求船舶进水角曲线的过程中假设了船舶在横倾过程中是平浮的, 但船舶在横倾过程中会有纵倾的<sup>[4]</sup>。船舶在倾斜力矩的作用下产生横倾, 如果倾斜力矩是静力性质的, 那么, 倾斜力矩刚好和船舶本身的复原力矩相平衡, 倾斜力矩所做的功就转化为船舶的位能。根据最小位能原理, 船舶是保证不了在横倾的过程中保持平浮的 (除非船舶船艏形状完全一致, 且船舶初始状态完全平浮), 双体船在横倾过程中水线面的变化比单体船更大 (特别是在片体入水和片体出水的情况), 所以双体船在横倾过程中产生的纵倾要大很多, 以致使进水角随着不同的纵倾有不同的变化。重心高度的大小也是影响纵倾程度的因素之一, 表 3 明显反映了这个情况。

表 3 中没有产生进水角的装载工况就是因为船舶横倾到进水点之前, 船舶已经倾覆, 所以就产生不了进水角了, 一般在单体船的计算中, 这个问题不太明显。经过验证, 单体船在进水角的计算过程中考虑此影响和假设平浮所求的进水角 (单位取度) 误差一般都在小数点之后的位数, 所以可忽略不计。表 3 是该船重心高度为 30m 对应装载工况因横倾而产生的纵倾情况。

表 3 横倾自由纵倾对应表

横倾角/ (°)	$GZ/m$	$EPHI/\text{rad}\cdot\text{m}$	$TRIM/m$
0.0	0.000	0.000	-0.000
5.0	3.275	0.153	-0.000
10.0	4.958	0.522	-0.580
15.0	5.529	0.989	0.863
20.0	3.939	1.422	8.298
25.0	0.802	1.630	16.890
30.0	-2.444	1.560	25.002
35.0	-6.321	1.183	37.221
37.2	-8.784	0.920	51.403

注:  $EPHI$ ——动稳性力臂;

$TRIM$ ——纵倾 (艏倾为+)。

不断发展和国际海事组织对稳性需考虑纵倾因素的今天, 该船的最小倾覆力臂按一般船舶的倾覆力臂来确定比较合适。具体方法见本文倾覆力臂的计算, 其中横摇角的计算按照法规 3.3 条中双体客船的具体公式来计算。

## 5 结语

利用 NAPA 软件宏的编写功能对稳性进行分析, 计算结果表明, 该船的完整稳性能满足相关法规的规定, 并且有一定的富裕度。因此, NAPA 软件在双体风机安装船完整稳性计算中的应用是成功的。

进水角的计算在双体船和单体船上有比较大的差异, 在双体船以及类似的多体船的进水点定义过程中应特别注意, 因为横倾过程中会产生比较大的纵倾, 所以还要考虑进水点纵向位置的影响, 选取多个可能危险的进水点予以计算。

### 【参 考 文 献】

- [1] 国际海事组织. 2008 年国际完整稳性规则 (2008 年 IS 规则) 及其解释性说明[S]. 北京: 人民交通出版社, 2009.
- [2] 中华人民共和国海事局. 船舶与海上设施法定检验规则, 国内航行船舶海船法定检验技术规则[S]. 北京: 人民交通出版社, 2004.
- [3] 李彤宇, 盛庆武. NAPA 软件计算起重船作业状态稳性衡准数的方法[J]. 船舶, 2010, (5): 5-8.
- [4] 马 强. 多体船破舱稳性研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2008.

## 更正启事

本刊 2012 年第 2 期 (总第 90 期) 第 72 页表 2 (改装前后主要要素比较) 中, 改装前的型深 16.00m 和结构吃水 11.00m, 系有误。应为改装前的型深 16.50m 和结构吃水 11.20m。特此更正, 顺致歉意。

《船舶与海洋工程》编辑部

# 新一代自卸水泥船的装卸货特点及其发展趋势

孙家鹏

(上海船舶研究设计院, 上海 200032)

**摘要:** 以 15000t 自卸水泥船设计为例, 通过对装卸货流程的分析, 阐述了目前世界上最先进的集机械式及气动式装卸货于一体的自卸水泥船的高环保性及高自动化的特点, 同时对未来自卸水泥船的发展趋势作了展望。

**关键词:** 自卸水泥船; 自动化; 环保

**中图分类号:** U674.13<sup>+</sup>4.4.03<sup>+</sup>2

**文献标识码:** A

**文章编号:** 2095-4069 (2012) 03-0036-04

**Abstract:** Taking the design of a 15000t self-unloading cement carrier as an example, this paper elaborates the highly environmental friendly and automated characteristics of the world's most advanced mechanical and pneumatic combined self unloading cement carrier at present; and offers some outlooks for the future developing trend of self-unloading cement carriers.

**Key words:** self-unloading; automation; environmental friendly

## 0 引言

15000t 自卸水泥船为上海船舶研究设计院设计的国内最大且唯一拥有自主知识产权的先进自卸水泥船 (见图 1), 主要技术指标达到国际先进水平<sup>[1]</sup>。该船采用了目前世界上最先进的集机械式和气动式装卸货于一体的自卸设备, 具有安全 (集尘器、货位指示器等多重保护)、环保 (全封闭式、装卸货零污染)、自动化程度高 (所有操作均由一人完成) 等现代自卸水泥船的特点<sup>[2]</sup>。该船自卸系统见图 2。



图 1 15000t 自卸水泥船

## 1 水泥运输现状

对于大量水泥运输, 低成本的水运是最佳方式。使用常规散货船运输散装水泥的主要问题在于清舱困难以及再装运其他货物时需要彻底洗舱, 人工成本的增加降低了经济性。以上原因促使了专运水泥船的产生。然而从 1998 年至今, 在国内建造的较为先进的自卸水泥船仅有 3 型, 而且均为国外船东。其原因是:

1) 前些年环保相关的理念及制度尚不完善, 加之先进的自卸水泥船初始投资较高, 因此高效环保的自卸水泥船未得到船东、大企业的青睐。需要海运的散装水泥通常使用大开口的散货船运载, 内陆水泥的运

**作者简介:** 孙家鹏, 男, 工程师, 工学硕士, 1979 年生。2005 年毕业于大连理工大学船舶与海洋结构物设计制造专业, 现从事船舶研发与设计工作。

**收稿日期:** 2012-02-04

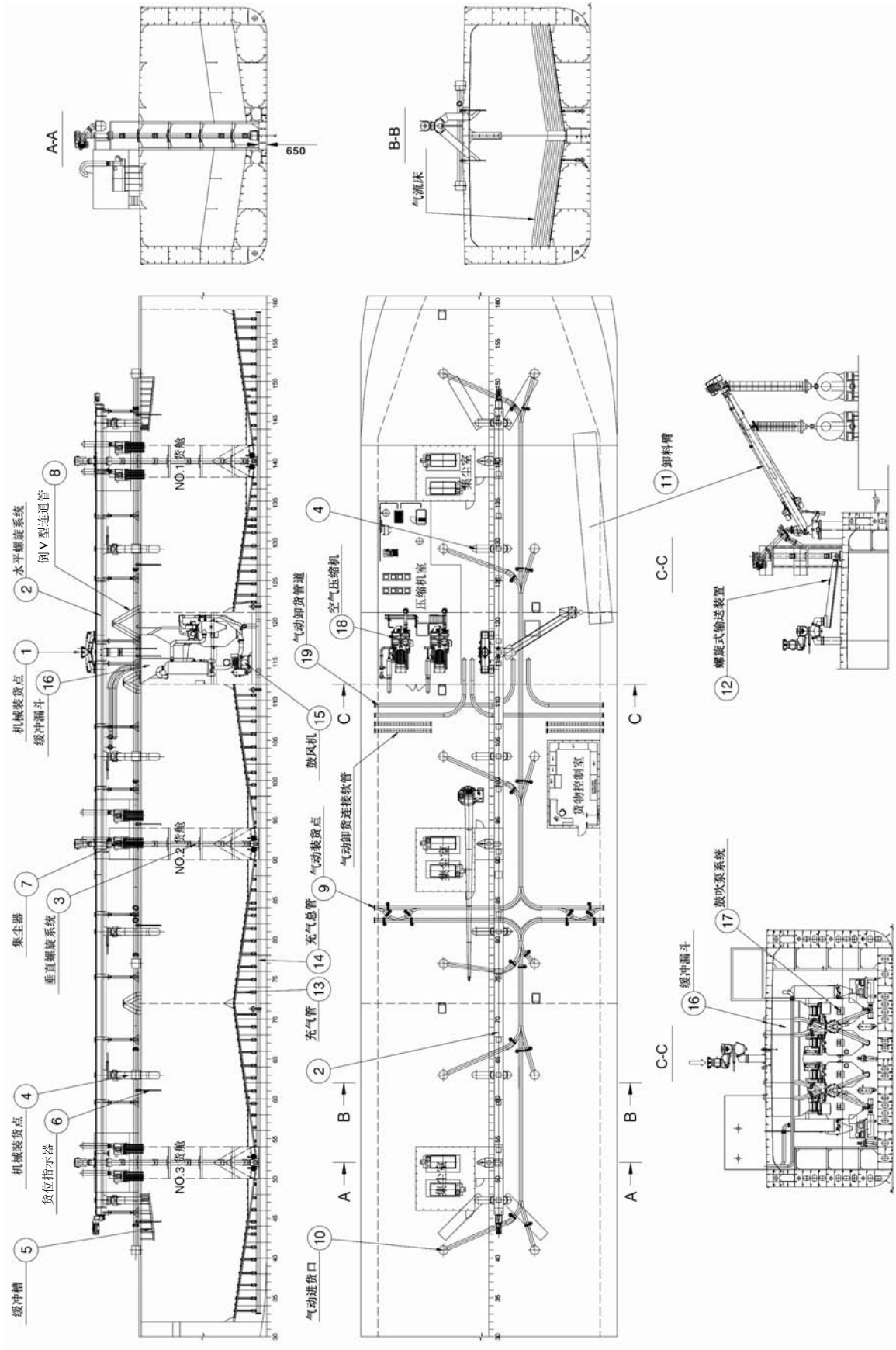


图 2 15000t 自卸水泥船的自卸系统组成及布置

输通常包装后通过火车运输，或者通过效率低下的内河小船运输。

2) 目前国内水泥的需求量大，大企业缺乏走出去在海外投资建厂的动力。由于出口量不大，因此使用专运水泥船运输没有优势。面对出口国港口对污染的要求相对严格时，船东往往从新加坡、日本租用自卸水泥船。

## 2 散装水泥装卸货方式及特点

### 2.1 机械式装货

机械式装货时（见图 3 左），水泥由机械装货点①（见图 2 中对应的编号，下同）载入，在水平螺旋系统②中输送，通过机械装货点④注入货舱。每个货舱的前后及左右均匀地设置了 4 个进货口，保证了货物尽可能地均匀装载，从而避免了平舱工作；另外，在末货舱靠后的两个进货口及前货舱靠前的两个进货口下方设置了缓冲槽⑤，缩短了水平螺旋系统的长度从而节省了成本。每个进货口的附近的上甲板下装有货位指示器⑥，装货过程中，指示器底端的桨叶旋转。当装载至桨叶位置时，桨叶受阻停止转动并发出报警信号，该支路便中止装货，起到了安全保护的作用。

在装货的过程中，货舱内部空间一直处于混沌状态。如果混合着颗粒状水泥的气体密度过大则会导致爆炸。对此，在每个货舱中间的顶部各设置一个封闭的集尘室，每个集尘室内设置两台集尘器⑦，集尘器底部布置了数量众多的细管与货舱连通。装卸货过程中集尘器一直处于工作状态，收集货舱里悬浮的水泥粉尘，排出货舱内过量的空气，达到降低粉尘密度、同时平衡舱内压力的目的。装卸货结束时，收集的水泥可以重新释放至货舱内。

另外，在相邻货舱的顶部通过倒 V 型连通管⑧，使整个货舱区域连通。此项创新保证了整个货舱区的压力平衡，可以说是起到了双重保护的作用，同时也避免了单台集尘器负荷过重。



机械式装货

气动式装货

图 3 机械式、气动式装货

### 2.2 气动式装货

气动式装货（见图 3 右）时，船上的气动装货点⑨通过软管与码头上的水泥存储库连接，水泥直接通过气动管道分流至各个货舱。与机械式装货类似，每个货舱均匀布置了 4 个气动进货口，货位指示器和集尘器在装货过程中同时工作。

### 2.3 机械式卸货

机械式卸货时，货舱正中间的垂直螺旋系统⑩两侧的流控制阀（见图 4）开启，水泥靠自身的重力注入其中，通过该装置提升到水平螺旋系统。当水泥在水平螺旋系统中传送至机械装货点①位置时，通过其下端的横向螺旋式输送装置⑪及与之相连的卸料臂⑫，输送至码头上的罐装卡车或水泥储存库。15000t 自卸水泥船采用的卸料臂是目前最新的产品，吊臂上有两个输出口，加快了卸货速度。

自卸水泥船的高效率的体现之一是不需要清仓。为达到最大的卸货率，将各货舱的内底设计成漏斗形双斜度的形式，见图 5，使水泥能够最大限度地利用自身的重力集中至货舱中心。当各个货舱的水泥卸载至 90%~95%时，由于水泥的黏性及较大的休止角，双斜度内底已不能很好地解决残余水泥的卸载了，对

此涉及到水泥船设计的关键技术之一：气流床的设计与安装。整个内底由约  $1600\text{m}^2$  的帆布覆盖，帆布通过螺栓固定在内底上。每个货舱的内底靠近船中处设置两排充气管<sup>⑬</sup>，下端与两根总管<sup>⑭</sup>连接，总管由位于泵舱底部的两台鼓风机<sup>⑮</sup>驱动。当水泥卸载至 90%~95% 时，鼓风机启动，充气管使各货舱内底上表面的帆布受力，其上的水泥在摩擦力的作用下从高处向低处滚动，最终在最低点汇集。通过以上的措施，基本上可以达到 100% 的卸货率。

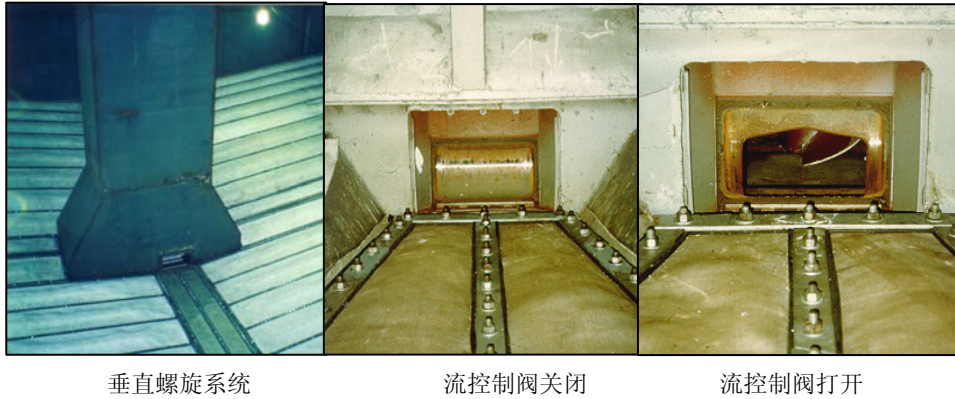


图 4 垂直螺旋系统的流控制阀

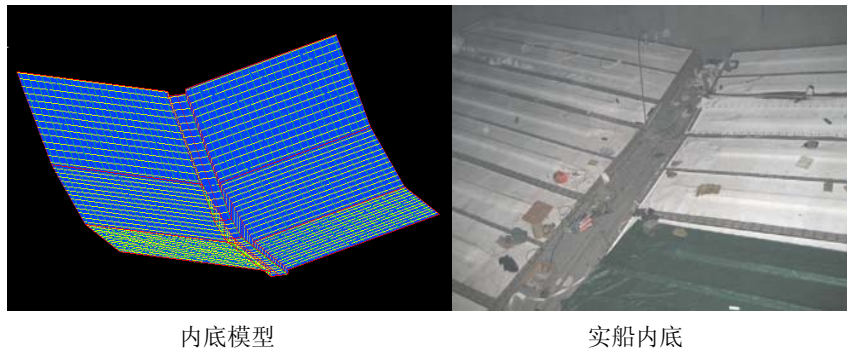


图 5 双斜度内底

## 2.4 气动式卸货

气动式卸货的前期阶段与机械式卸货类似，水泥通过垂直螺旋系统进入水平螺旋系统。之后通过与水平螺旋系统连接的支管进入泵舱顶部的缓冲漏斗<sup>⑯</sup>，缓冲漏斗的底部与两套鼓吹泵系统<sup>⑰</sup>（见图 6）连接，水泥由缓冲漏斗流入鼓吹泵的同时，位于泵舱顶部压缩机室的两台空气压缩机<sup>⑱</sup>启动并加压，其强大的驱动力使水泥顺着与鼓吹泵连接的管道流出，由甲板两侧的气动卸货管道<sup>⑲</sup>及与之连接的岸上软管，传送到码头上的水泥储存库。



图 6 鼓吹泵系统

# 平面纯被动减摇水舱设计研究

张培信, 李 榛, 翁徽赣

(上海斯迪安船舶设计有限公司, 上海 200052)

**摘要:** 海洋工程船的减摇是适应其服务的海洋与气象环境的实际需要, 关系到海工船工作效率、舒适性和安全性。阐述了横摇的减摇基本原理、减摇的运动微分方程式并编制了适用于平面纯被动减摇水舱的计算程序; 分析了自摇周期的经验公式的适用性, 以及不同减摇水舱尺寸、不同介质对减摇效果的影响; 通过对 PSV (海洋平台供应船) 和 AHTS 船 (多功能海洋锚作拖船) 的减摇计算与分析, 展望了纯平面减摇水舱实际使用的前景。

**关键词:** 海洋工程船; 平面纯被动减摇水舱; 横摇自摇频率; 减摇效果

中图分类号: U664.7\*3

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 03-0040-08

**Abstract:** Ocean engineering vessels have the actual need for motion stabilization in order to adapt to different ocean and weather environment in service, which is related to their working efficiency, comfort level and safety. This study elaborates the basic principle of anti-rolling, introduces the anti-rolling motion differential equation, and programs a computer code suitable for planar pure passive anti-rolling tanks, to analyze the applicability of empirical formula for estimating self rolling period and the influence of various anti-rolling tank dimensions and media on the anti-rolling effect. Based on the anti-rolling computation and analysis of a Platform Supply Vessel (PSV) and an Anchor Handling Tug Supply vessel (AHTS), some outlooks for the practical application of planar pure passive anti-rolling tanks are given.

**Key words:** ocean engineering vessel; planar pure passive anti-rolling tank; roll natural frequency; anti-rolling effect

## 0 引言

随着海洋工程技术的不断创新, 海洋工程船舶向大型化、快速化、高度自动化方向发展, 海洋石油平台的勘探向深海挺进的战略趋势都将使海洋工程船舶面临更为严酷的海洋及气象环境的考验, 同时也将促成减摇水舱和减摇装置的进一步研究和发展。

为保证海工船在大风浪中的耐波性, 改善其在恶劣环境下的舒适性和安全性, 避免在不是非常恶劣海况下可能出现的大幅度横摇<sup>[1]</sup>, 成为海工船设计的重要课题。表 1 统计了近年来设计建造的部分平台供应船和多功能锚作船, 可以看到几乎近半数的船舶采用了减摇水舱装置, 其中有不少用了平面纯被动减摇水舱, 说明平面被动减摇水舱的作用已被普遍认识并已广泛应用于海洋工程船舶上。

SDA (斯迪安设计公司) 按配置纯被动减摇水舱的要求, 研究了船舶横摇和水舱晃荡的减摇原理、船和减摇水舱的运动微分方程式并编制了相应的计算程序。分别对 PSV 和 AHTS 海工船预设的减摇水舱进行计算, 分析了减摇水舱的尺寸、位置、使用不同介质等对减摇效果产生的影响。

## 1 减摇原理及方程

减摇水舱的减摇原理 (见图 1) 在于船舶横摇时积聚在船舷一侧的水对船舶施加了额外的力矩, 此力矩与船舶横摇速度方向相反, 其大小与船舶横摇速度相同的周期变化。减摇水舱利用舱内液体的晃荡来减少船舶在波浪中的横摇幅度, 以达到船舶减摇的目的, 液舱内液体的晃荡运动本身只改变船舶横摇的幅度, 不改变船舶横摇的周期。

与船舶的横摇运动一样, 减摇水舱的舱内液体也存在着自身的固有周期, 当液舱的运动周期与舱内液体的固有周期一致时, 发生共振运动, 舱内液体运动剧烈, 晃荡幅度最大。液舱晃荡问题是典型的流固耦

**第一作者简介:** 张培信, 男, 高级工程师, 1943 年生。1966 年毕业于哈尔滨军事工程学院, 现任技术顾问。

收稿日期: 2012-02-29

合问题, 涉及到如何描述液体的流动以及跟踪自由表面的方法<sup>[2]</sup>。船的摇摆和水舱的晃荡恰如复摆机构, 船为大摆, 水舱则为固定在大摆摆动端上的小摆<sup>[3]</sup>。

表 1 近年在建或已建海工船使用减摇舱的情况

船名	设计单位	船型	主要尺度/m					建造日期	减摇装置
			总长	水线长	型宽	型深	吃水		
Bourbon 254L	GPA	AHTS	57.95	54.6	14	5.5	4.3/4.9	2006.1	无
Bourbon 654L	GPA	SPV	61.61	58.56	14	5.5	4.3/4.88	2008	无
Bourbon 670	GPA	SPV	73.2	70.76	16.5	6.8	5.3/5.5	2010	无
Bourbon 696	GPA	MPSV	100.2	95.6	21	8	6/6.35	2008.1	无
Bourbon SX130	ULSTEIN	MPSV	98.6	78.1	19	8	6/6.6	2007.6	2个减摇水舱
Bourbon PX105	ULSTEIN	MPSV	88.8	82	19	8	6/6.6	2011	2个减摇水舱
Aker05CD	ULSTEIN	PSV	75	67.4	17	7.6	6.3	2008.1	1减摇水舱
Aker09CD	ULSTEIN	PSV	86.6	78.1	19	8	5.9/6.8	2007.5	3个减摇水舱
ASTILLEROS	SKIPSTERNISK	PSV	85.8	77.4	19.2	8	6/6.5	2001.9	1尾减摇水舱
MMC887MODI	MMC	PSV	70	61.2	16.6	6.8	5.3/5.6	2008.1	无
WHITE SEA SHIPPING	NaviForm	AHTS	69.6		16.8	7.2	5.84	2008.6	无
MT6009	Asiarin Tek	MPSV	73.5	67.2	16.4	7.45		2002.8	无
IMT992		PSV	93.15	81.6	22	8.5	6.5	2009.1	2个减摇水舱
ST-216LCD	SKIPSTERNISK	PSV	93.4	82.2	19.2	8.4	6/6.85	2007.7	1个减摇水舱
12000HP/78m	CONANWU	AHTS	78.2	73.6	18.5	8	6/6.8	2008.8	无
LLC	Henderson	AHTS	64.6	61.78	17	6	4.3/4.75	2009.1	无
Bourbon Themis	CONANWU	AHTS	64.8		16	5.8	4.9	2007.4	无
GulfMark	G5000class	PSV	64	61.57	16.5	5.8	4.9	2005	1个减摇水舱
LJBY	Roll-Royce	PSV	84	76.2	18.8	7.6	6.32	1998	3个减摇水舱

船和水舱的运动微分方程式都是建立在惯性力、阻尼力、恢复力和干扰力的力矩平衡上。假设船通过重心的纵轴作单纯横摇, 按古德雷奇方程有<sup>[4]</sup>:

1) 对于船:

$$\psi'' + 2\nu_s \psi' + \omega_s^2 \psi - \mu \omega_s^2 \delta = \zeta \omega_s^2 \cos \omega t \quad (1)$$

式中:  $\psi$ 、 $\psi'$ 、 $\psi''$ ——分别为船横摇角位移、角速度和角加速度;

$2\nu_s$ ——船横摇衰减系数;

$\omega_s$ ——船横摇自摇频率;

$\mu$ ——水舱的自由液面修正因子;

$\zeta$ 、 $\omega$ ——分别为有效波倾角和波浪圆频率。

2) 对于水舱:

$$\delta'' + 2\nu_i \delta' + \omega_i^2 \delta = \omega_i^2 H / g \psi'' \quad (2)$$

式中:  $\delta$ 、 $\delta'$ 、 $\delta''$ ——分别为水舱中水相对于船的有效波倾角、角速度和角加速度;

$2\nu_i$ ——水舱的横摇衰减系数;

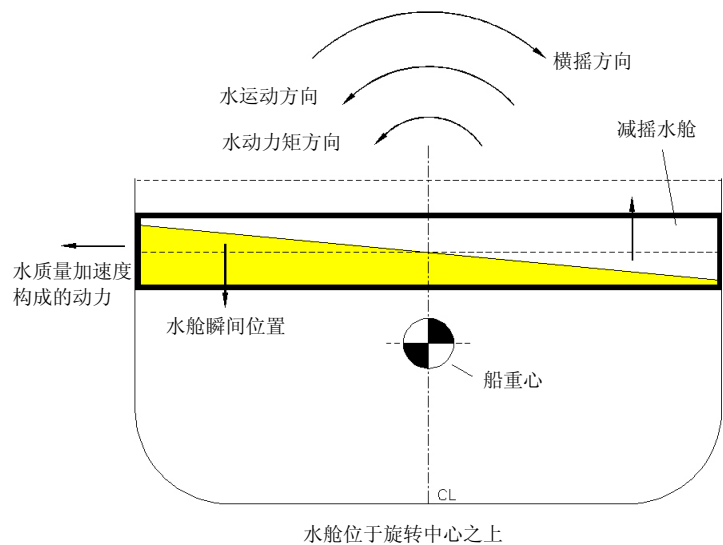


图 1 平面水舱减摇原理

$\omega_l$ ——水舱的横摇自摇频率；

$H$ ——水舱的平均水面在横摇轴以上或以下的距离。

3) 由船和水舱方程式的解可得到横摇幅值的放大因数  $\psi_a / \zeta_\sigma$ ，船横摇滞后于波浪的相位角  $\xi_\psi$  和水舱滞后于船运动的相位角  $\xi_{\psi\delta}$ ：

$$\psi_a / \zeta_\sigma = \omega_s^2 / (P^2 + Q^2)^{0.5} \quad (3)$$

$$\xi_\psi = \text{tg}^{-1}(Q / P) \quad (4)$$

$$\xi_{\psi\delta} = \text{tg}^{-1}[2\nu_l \omega / (\omega_l^2 - \omega^2)] \quad (5)$$

式中：

$$P = (\omega_s^2 - \omega^2) - \left\{ \left[ \mu \omega_l^2 \omega_s^2 (1 + H \omega^2 / g) (\omega_l^2 - \omega^2) \right] / \left[ (\omega_l^2 - \omega_b^2)^2 + (2\nu_l \omega_b)^2 \right] \right\} \quad (6)$$

$$Q = \omega \left\{ 2\nu_s + \left[ \left( \mu \times 2\nu_l \omega_l^2 \omega_s^2 (1 + H \omega^2 / g) \right) / \left( (\omega_l^2 - \omega_b^2)^2 + (2\nu_l \omega_b)^2 \right) \right] \right\} \quad (7)$$

从方程式及其解中反映出解决减摇水舱问题的关键在于精确地算出船和水舱的自摇频率或周期及与衰减系数有关的阻尼。只要取得船和减摇水舱谐摇的数据及其阻尼值，就可按上述方程解得到减摇效果及船横摇滞后于波浪的相位角和水舱滞后于船运动的相位角。但要取得上述方程的解析解或数值解是十分困难的，只能通过船模试验来取得精确的频率或周期。因此在设计初期，就应对减摇水舱的尺度、位置及效果做到心中有数。目前只有用经验公式作先期预估。

## 2 自摇周期

船舶横摇自摇周期  $T_\psi$  经验估算公式有：

1) 对于船：

(1) IMO (国际海事组)：

$$T_\psi = 2CB / (GM)^{0.5} \quad (8)$$

式中  $C = 0.373 + 0.023(B/T) - 0.043(L/100)$

(2) CCS (中国船级社)：

$$T_\psi = 0.58[(B^2 + 4Z_g^2) / GM]^{0.5} \quad (9)$$

(3) 古德雷奇：

$$T_\psi = 1 / [(GM)^{0.5} / (0.2429 \times B)] \quad (10)$$

(4) 霍夫哥阿得：

$$T_\psi = 0.8 \times B / (GM)^{0.5} \quad (11)$$

式中： $L$ ——船长； $B$ ——船宽； $T$ ——吃水； $GM$ ——修正后的初稳性高。

2) 对于减摇水舱：

(1) 古德雷奇：

$$T_\psi = \pi / B(gh)^{0.5} \quad (12)$$

(2) 佛汀生：

$$T_\psi = \{4\pi B / [ng \tanh(n\pi h / B)]\}^{0.5} \quad (13)$$

式中： $g$ ——重力加速度； $h$ ——水舱液面高度； $n$ ——自然频率阶数。

公式的适用性需要通过不同尺度、不同类型船的船模或实船横摇自摇试验决定取舍。表 2、3 是一艘带球鼻艏纵流驳船型平台供应船船模横摇试验自摇周期与不同公式计算值的比较，该船模已带舳龙骨和分水踵，并开了艏侧推孔。该船主尺度：总长 65.75m；水线长 62.52m；船宽 16m；型深 6.0m；设计吃水 4.30m；结构吃水 5.07m。

由此可见特定设计船的横摇自摇周期与 CCS 估算公式最为接近，这与该船所设的分水踵、舳龙骨较宽、

阻尼比其他类型船大有关。若船的尺度相近, 如平台供应船或锚作船用 CCS 公式较理想。若无具体资料, 古德雷奇公式也许是合适的选择。对减摇水舱, 佛汀生是晃荡理论界推崇的公式。

表 2 不同估算横摇自摇周期计算公式与船模试验值的比较

船模试验和计算值		船舶横摇自摇周期/s	误差百分比/%
	船模试验值	7.43	—
计算 公 式	CCS	7.52	1.21
	Goodrich 古德雷奇	7.8	4.98
	IMO	10.1	35.9
	霍夫哥阿得	9.41	26.6

表 3 不同计算公式对减摇水舱自摇周期的计算结果比较

减摇水舱共振周期计算公式	减摇水舱横摇自摇周期/s	误差百分比/%
佛汀生 Faltisen	7.54	—
古德雷奇 Goodrich	7.386	2

### 3 减摇水舱计算程序

根据古德雷奇和佛汀生的船横摇和平面矩形水舱晃荡线性理论, 编制了共振周期计算程序, 结合 Goodrich 子程序得出频响曲线并通过谱分析法得到横摇有意义值, 以评估减摇效果并以基于拉格朗日的无网格法 (MPS) 全尺寸模拟水舱的晃荡运动, 以变化液位高度来判定共振周期。

应用减摇水舱计算程序对 PSV 船和 AHTS 船的平面矩形减摇水舱进行了计算。前者计算范围包括 13 种装载情况、2 种液舱宽度用货油作为减摇舱的介质; 后者仅对最大吃水短航线出港、最大甲板货短航线出港和压载短航线出港进行了计算。计算框图见图 2。

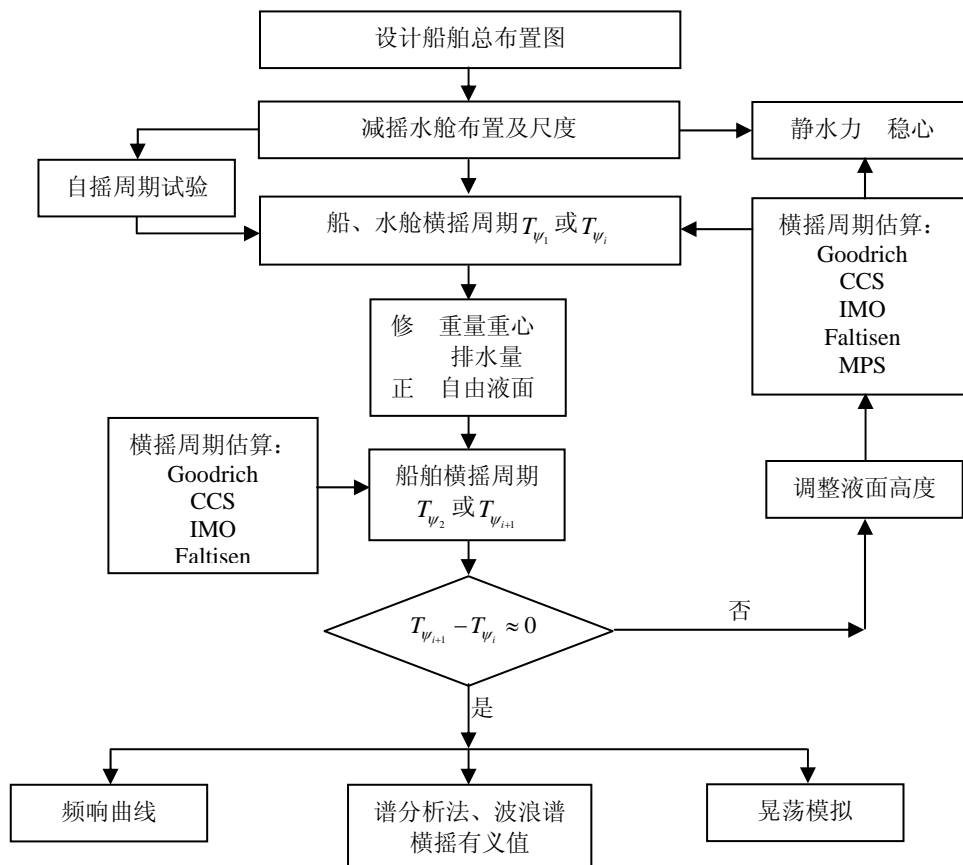


图 2 计算框图

## 4 计算结果及分析

### 4.1 计算假设

计算 2 艘船的类型及减摇水舱的尺寸, 见表 4。计算 AHTS 船及配置水舱各参数, 见表 5。

表 4 减摇水舱尺寸

计算船类型	舱宽/m (沿船宽)	舱长/m (沿船长)	舱内液体体积占排水量比例/%	减摇效果/%
PSV 船	14.2	2.92	0.52~2.23	16
	17.2	2.92	0.63~2.68	*没计算
AHTS	15.2	3.9	1.23~1.82	35

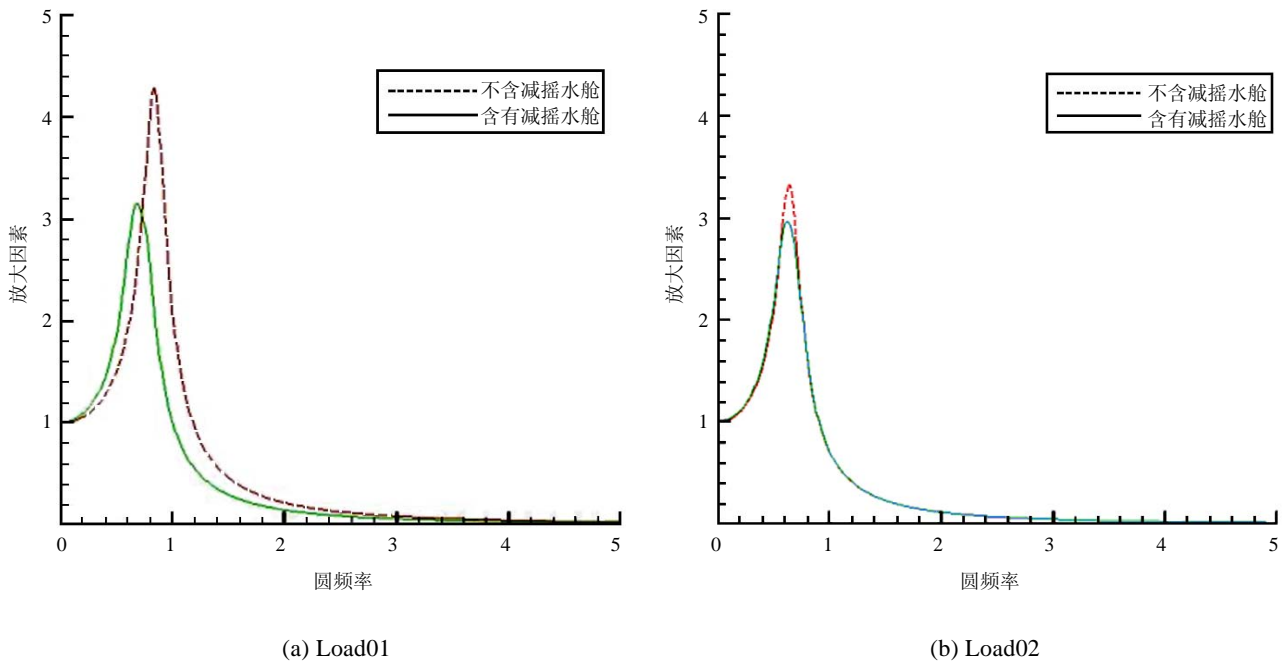
\* 为破损稳性不允许

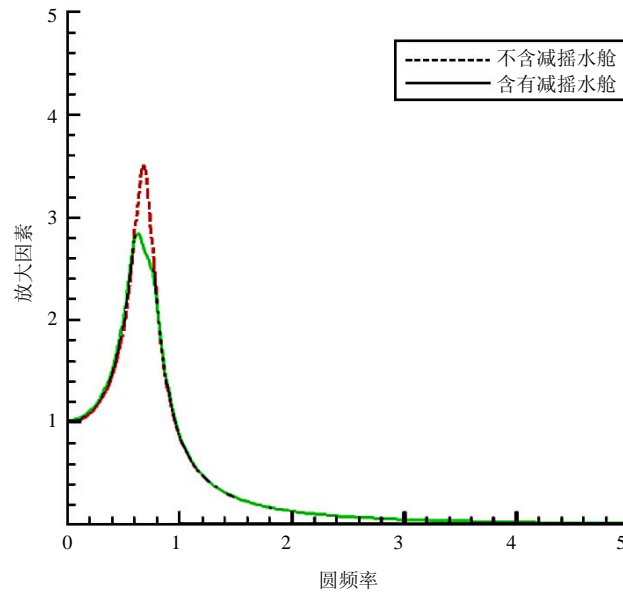
表 5 AHTS 船与减摇水舱各参数

装载情况	船排水量 /t	船自摇周期 /s	水舱液位高 /m	水舱自摇周期 /s	水舱内液体 体积/m <sup>3</sup>	液体体积占排水量 比例/%
最大吃水出港 Load01	5521.1	7.386	1.728	7.386	102.44	1.82
最大甲板货出港 Load02	4977	9.557	1.032	9.56	61.18	1.23
压载出港 Load03	3966.4	9.04	1.154	9.04	68.41	1.72

### 4.2 AHTS 船计算结果

AHTS 船和水舱的频响曲线, 见图 3。对设置减摇水舱频率响应放大曲线进行谱分析, 以最常见的 2.5m 有义波高规则波为基准对跨零周期减摇水舱减少横摇角的情况进行变化分析, 其结果见表 6。





(c) Load03

图3 3种工况下含和不含减摇水舱船舶的放大因素曲线

表6 AHTS 船有义波高 2.5m 含和不含减摇水舱的谱分析结果

$T_w / s$			7	8	10	12	14	15
最大吃水 Load01	横摇角 $\theta / (^\circ)$	不含减摇水舱	10.68	9.13	6.49	4.72	3.54	3.11
		含有减摇水舱	6.99	6.45	4.98	3.76	2.88	2.6
		两者的差异比较	35%	29%	23%	20%	29%	28%
最大甲板货 Load02	横摇角 $\theta / (^\circ)$	不含减摇水舱	5.74	5.61	4.6	3.57	2.77	2.46
		含有减摇水舱	5.46	5.31	4.36	3.39	2.64	2.3
		两者的差异比较	4.9%	5.3%	5.2%	5.0%	4.7%	4.9%
压载出港 Load03	横摇角 $\theta / (^\circ)$	不含减摇水舱	6.75	6.37	5.02	3.82	2.94	2.6
		含有减摇水舱	6.05	5.68	4.51	3.45	2.67	2.36
		两者的差异比较	10%	11%	10%	10%	9%	9%

可见仅设一个减摇水舱, 可以起到减摇作用, 尤其在最大排水量, 大角度横摇的情况下, 7~8s 横摇周期时, 横摇角已达到或超过人正常活动的极限值  $10^\circ$ , 使用减摇水舱后, 横摇角仅为  $7^\circ$ , 减摇效果达到 35%。其他装载情况或波浪周期时, 尽管减摇效果不明显, 但因原来横摇角就小, 就是不减甚至稍微增大点横摇角也无所谓。

#### 4.3 PSV 船计算结果

计算 PSV 船及配置水舱 (舱宽 14.2m, 舱长 2.9m, 舱高 3.9m) 的具体状况见表 7 和表 8。PSV 船和水舱的放大因数曲线见图 4。

表7 PSV 船与减摇水舱参数

装载情况	船排水量 / t	船自摇周期 / s	水舱液位高 / m	水舱自摇 周期/ s	水舱内液体 体积/ $m^3$	液体体积占排水量 比例/ %
设计吃水出港 Load01	4036.2	7.442	1.49	7.44	61.66	1.57

表 8 PSV 船有义波高 2.5m 减摇介质为燃油含和不含减摇水舱的谱分析结果

$T_w/s$			7	8	10	12	14	15
设计吃水	横摇角 $\theta/(\circ)$	不含减摇水舱	21.73	17.44	11.69	8.3	5.66	4.94
Load01		含有减摇水舱	20.82	15.11	9.97	7.01	5.18	4.53
		两者的差异比较	4.2%	13.4%	14.71%	15.5%	8.5%	8.3%

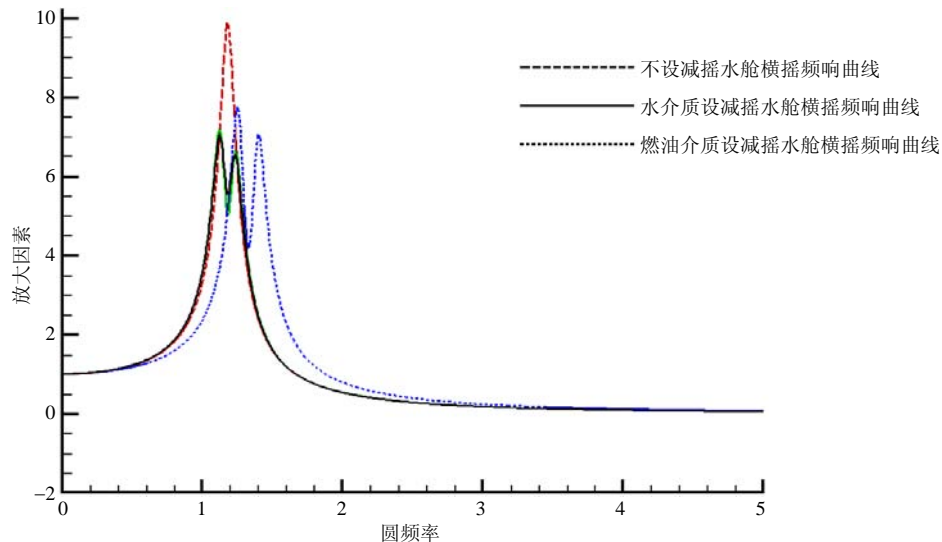


图 4 PSV 船设计吃水满载出港情况含和不含减摇水舱船舶的放大因素曲线

从表 8 可看出: PSV 船减摇水舱宽比船宽小 3m, 也就是说力臂小了, 晃动的重力也小了。但当宽度减少时, 要与谐摇船保持同样谐摇的水舱之水位需降低, 这样重力更小了, 可见宽度对减摇之重要。而减摇水舱长度 (仅 2.92m) 只关系到晃荡液体的重量, 减摇力矩为重量与移动水间距离之乘积, 乘积小了, 减摇效果自然下降到 15.5%。

#### 4.4 不同介质的影响

PSV 船以货燃油为减摇介质, 相对来说增加了载货量。油的黏度大, 使减摇水舱阻尼增大。频响曲线反映了此变化带来影响, 即频响曲线最高点下降了, 曲线宽度增加了, 出现了多峰, 尽管谐摇时的效果略有下降, 但减摇应用频率范围扩大了, 个别频率处有增摇的现象。这与在减摇水舱中设置阻尼隔栅情况相似, 见表 9。

表 9 不同介质减摇水舱液面高度比较

装载状态	1	1A	2	2A	2L	2LA	3	3A	3L	3LA	4	4A
水面高度/m	1.49	1.39	1.41	1.37	1.39	1.38	1.964	1.89	1.725	1.77	0.7	0.628
油面高度/m	1.16	1.09	1.10	1.08	1.09	1.08	1.473	1.425	1.316	1.347	0.587	0.531

## 5 结语

矩形平面被动减摇水舱最大的特点<sup>[5]</sup>是:

- 1) 使用液位液面水位高度遥控控制以适应各种不同装载状态, 故操控简单灵敏;
- 2) 初投资少, 无需太多的维护保养费用;
- 3) 与减摇鳍不同, 在航行状态、低速或零速情况下, 减摇水舱都发挥作用。符合海工船抛起锚、平台移位、ROV 作业、海面清污、DP 状态、灭火、待命等多种工况的实际需要;
- 4) 可使用淡水、海水甚至货油作减摇介质。

缺点是: 尽管可以通过设置阻尼隔栅等增加阻尼改变频响曲线的宽度, 但减摇的频率范围有限, 在谐摇附近减摇最佳, 其他范围减摇量有所缩小, 且有增摇的现象出现; 最为遗憾的是减摇水舱本身, 需占据

一定的舱容, 为了达到效果只能设多个减摇水舱。此外, 减摇水舱的液体晃动时冲击侧壁和顶板, 产生噪声。因此在选择减摇水舱位置时应采取一定的降噪措施。

由风场可推算出波浪和涌浪的要素。不管是浅水区还是深海, 只要从气象中得到风速、风距即可查到相应波浪的波长、波高和波浪频率; 由涌浪的平均周期、传播距离及传播方向可查得涌的各要素。结合航行中船舶可随时测出船舶的摇摆周期, 利用减摇计算程序并通过减摇水舱的水位测量仪和相位感应仪准确地控制减摇水舱的水位高度, 就可达到最佳的减摇效果。从技术上讲, 纯被动减摇水舱的水位是可以灵便控制的。

大量实船测量的结果表明, 船在静水中的自摇周期和海浪中的横摇平均周期很接近, 即用“双谐摇”设计减摇水舱能够得到很好的减摇性能。且主要采用平面矩形被动减摇水舱。目前 SDA 对减摇水舱所编的计算程序主要用于船型开发和设计初始阶段的可行性研究和对减摇水舱尺寸初定和减摇的效果初估。定性分析结果, 水舱重量占排水量的比值、有效波倾角与应有值、频响曲线、谱分析的结果基本一致。定量结果的合理性, 还有待于船模试验或实船测试的证实。

### 【参 考 文 献】

- [1] 吴小平. 大型汽车滚装船参数横摇研究[J]. 上海造船, 2011(3): 14-18.
- [2] 陆志妹, 范余明. 船舶液舱晃动研究进展[J]. 上海造船, 2010(2): 14-16.
- [3] 肖丽娜. 平面被动槽型减摇水舱的研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2005.
- [4] 陶尧森. 船舶耐波性[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1983.
- [5] 肖龙飞, 彭 涛, 杨建民, 盛振邦. 被动式减摇水舱减摇效果的评定[J]. 上海交通大学学报, 2001(10): 1552-1556.

## 《船舶与海洋工程》征稿启事

为了进一步办好《船舶与海洋工程》, 特向造船界及与船舶行业有关的设计研究人员和高校师生征集优秀稿件以及获奖成果论文, 以及时将船舶行业的创新科技成果向广大读者传递和交流。

### 一、征集范围

- |               |           |                 |
|---------------|-----------|-----------------|
| 1. 设计与研究;     | 5. 辅机;    | 9. 修船技术;        |
| 2. 流体力学与结构力学; | 6. 自动化;   | 10. 标准与规范;      |
| 3. 动力装置;      | 7. 材料与工艺; | 11. 信息技术;       |
| 4. 电气;        | 8. 海工装备;  | 12. 企业管理和软课题研究。 |

### 二、稿件要求

1. 字数一般在 6000 字以内;
2. 采用 Word 电子文档; 图片采用 JPG、TIF 或 BMP 格式, 要求清晰, 且用黑白色、中文标注;
3. 注明作者姓名(联系人)、单位、地址、邮编、电话、email 邮址;
4. 附上第一作者的个人简介(包括姓名、性别、职称、出生年月、毕业学校、专业和现从事的工作等);
5. 文章应附题目、摘要(200 字以内)和关键词(4~8 个)的中英文稿;
6. 参考文献要求 3 篇以上并在文章中引用处右上角注编号, 结尾所列文献应含有作者, 文献题目, 类别(刊登杂志、论文、译文、专著、标准、专利、报告), 出版地, 出版者, 年份, 期号, 起止页码等内容。

### 三、来稿请用 email 发送到《船舶与海洋工程》编辑部

编辑部电子信箱: [shipeo@163.com](mailto:shipeo@163.com) 电话: 021-62715814 021-62560122 传真: 021-62560122

网址: [www.shzcxk.cn](http://www.shzcxk.cn)

《船舶与海洋工程》编辑部

# 海洋石油支持船海水箱防冰塞措施研究

陆 忠 杰

(中海油田服务股份有限公司, 北京 101149)

**摘要:** 针对海洋石油支持船在冰区作业中出现的滤器冰塞现象, 对冰区作业中的海洋石油支持船的海水箱及海水冷却系统的结构形式进行了分析, 提出了海水箱防冰塞的措施。对极端天气下, 利用船舶淡水舱对主机进行冷却的可行性进行了分析和研究。

**关键词:** 海洋石油支持船; 海水箱; 海水冷却系统; 防冰塞措施

中图分类号: U664.81<sup>+4</sup>

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 03-0048-04

**Abstract:** To deal with the filter ice plug phenomenon of offshore support vessels during their operation in the ice zone, this study analyzes the structure of these vessels' seawater tanks and their seawater cooling system to propose ice plug prevention measures for the seawater tanks. Moreover, the feasibility of main engine cooling using fresh water tanks under extreme weather conditions is analyzed and studied.

**Key words:** offshore support vessel; seawater tank; seawater cooling system; ice plug prevention measure

## 0 引言

为保障海上平台设施的正常生产作业不受海冰的破坏性影响, 船舶需要长时间在海上设施周围进行破冰作业及靠泊平台进行物料供给和人员接送等。如船舶的海水箱及海水冷却系统设计不当, 会使船舶在破冰和冰区作业时出现海底门滤器堵塞, 使船舶设备的冷却海水中断, 主副机等动力设备停机, 造成船舶处于无动力漂浮的危险状态。严重时, 甚至出现海上设施受大量浮冰挤压而倾覆的危险, 以及物料供应延时造成海上设施停产。

## 1 海水箱规范要求

根据中国船级社的《钢质海船入级与建造规范》<sup>[1]</sup>以及《芬兰—瑞典冰级规则》<sup>[2]</sup>的要求, 对于航行于冰区船舶的海水箱, 规范要求如下:

1) 海水箱应有适当的防蚀措施;

2) 海水箱的布置应避免形成气囊。如在海水箱顶部装设透气管, 应在其根部设截止阀。透气管的开口端应高于舱壁甲板或在舱壁甲板附近通至舷外并装设船旁截止阀;

3) 冷却水系统应确保船舶冰区航行时冷却水的供给, 为此, 至少有一个海水箱应满足下列要求:

(1) 海水进口应尽可能布置在中心线后, 尽量靠后;

(2) 海水箱应有足够大的容积。作为设计指南, 该海水箱的容积应按每 750kW 发动机功率约配 1m<sup>3</sup> 的海水箱容积。此发动机功率应包括船舶运营所必需的辅发动机功率。

功率计算:  $P_T = P_M + P_A$  (1)

式中:  $P_T$ ——发动机功率, kW;  $P_M$ ——主机功率, kW;  $P_A$ ——发电机功率, kW。

海水箱容积计算:  $V = P_T / 750$  m<sup>3</sup> (2)

**作者简介:** 陆忠杰, 男, 工学学士。1969 年生, 1993 年毕业于哈尔滨船舶工程学院船舶工程专业, 现任职中海油服股份有限公司造建事业部主管。

收稿日期: 2012-03-15

(3) 海水箱应足够高，以使浮冰处在进水管口上方。可按下列公式计算海水箱的最小高度：

$$H_{\min} \geq 1.5 \times V_s^{1/3} \quad (3)$$

式中： $H_{\min}$ ——海水箱最小高度，m； $V_s$ ——海水箱容积， $m^3$ ；

(4) 冷却水排水管与海水箱之间应设置一根连接管，管子直径应与排水管直径相同；

(5) 海水箱进口格栅的通流面积，应考虑主机的冷却水泵、压载泵、副机的冷却水泵及其他辅助设备的冷却水泵的流量和流速，得出所需冷却用水量的海水冷却管系的截面积之和，再用格栅的通流面积除以各冷却管系的截面积之和，应满足大于进水管截面积的4倍；

(6) 根据需要，在海水箱上部可设置融冰加热盘管；

(7) 可设有利用压载水作为冷却水用的设施，以作为压载工况下的备用水源，但不应作为海水箱的替代装置。

## 2 海水箱其他要求

根据船舶在不同海域使用情况的反馈意见，在满足规范的前提下，对冰区航行船舶的海水箱设计采取下列措施：

1) 海底门布置越低越好，使浮冰进入海水箱的量越小；2) 设置高位海底门，在进入浅水航道时以减少泥沙进入海水冷却系统；3) 海水箱的强度设计，应考虑吃水到达其顶部；4) 透气管伸至主甲板以上；5) 采用压缩空气或蒸汽对海水箱的格栅进行吹除；6) 应安装防海生物装置和牺牲阳极保护。

## 3 海水箱结构形式

海水箱的结构形式，根据实船的设计，分为如下3种形式。

### 3.1 常规海水箱

常规海水箱的海水总管通过阀门、滤器与海底阀箱直接连接，见图1。各个冷却水泵与海水总管连接，通过泵与需要冷却的设备进行冷却或进行压载，见图2。

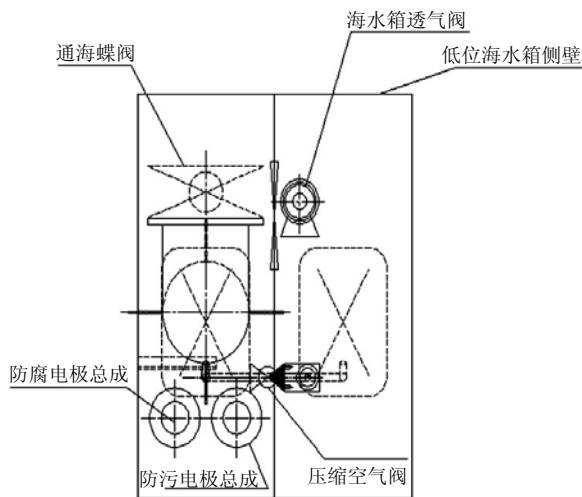


图1 常规海水阀箱布置

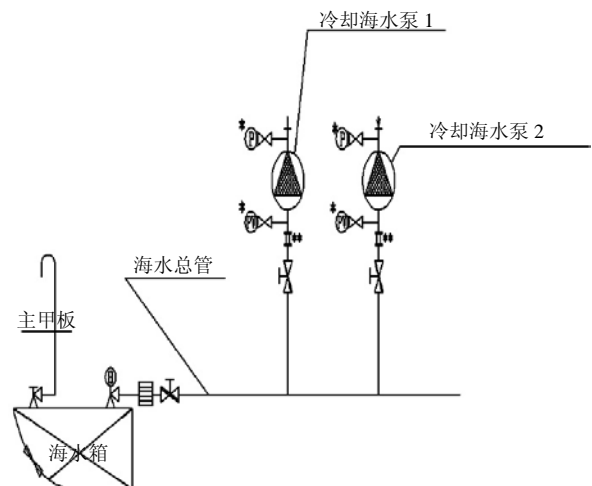


图2 常规海水冷却系统

该海水箱结构形式简单，管系布置容易，可在海水总管上设置支管取用海水；海水冷却水直接排放舷外，设置海水箱的格栅、吹出压缩空气等。但使用效果并不理想，进入海水箱的浮冰在海水总管滤器和各支管滤器极易形成浮冰堵塞而影响整个系统的使用。

采用此类海水箱，在渤海湾冬季作业仍出现冰塞，经过调查研究后，采取了如下改进措施：

1) 冷却海水回路。原冷却海水直接排舷外，同时增加一路管系，使回水直接到海水箱的吸口，冬季利

用冷却水的热量融化部分浮冰，夏季仍可直接排舷外，取得一定的效果；

2) 海水箱格栅。把原格栅的间距加大，以防止较小的浮冰直接在格栅处堵塞，而较大的浮冰不易在格栅处存积且不易堵死格栅的缝隙，从而保证海水能进入海水箱；

3) 压缩空气吹出量。加大管径从而加大压缩空气的吹出量，在短时间能吹出堵塞在格栅处的浮冰，从而保障海水进入海水箱。

### 3.2 带海水沉淀箱的海水阀箱

带海水沉淀箱的海水箱与前所述的海水箱设计完全一样，但各冷却海水泵不直接在海水总管上抽取冷却水，而是在船中部设立一个与海水总管相连接的独立海水沉淀箱，各个冷却海水泵及压载泵从独立的海水沉淀箱取用海水，见图3。

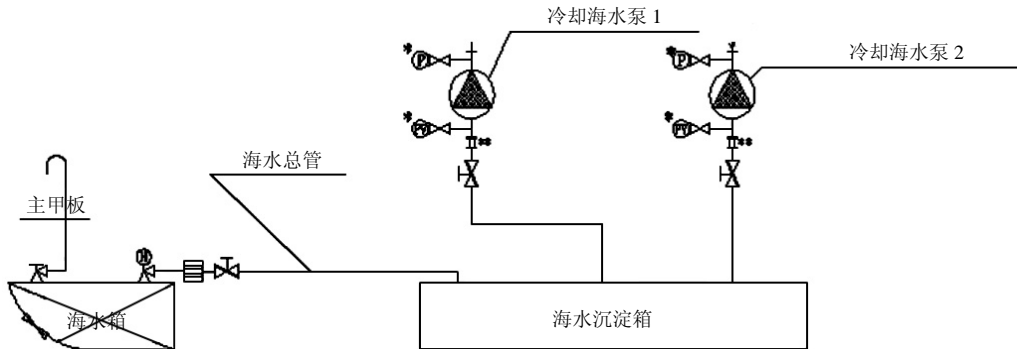


图3 海水沉淀箱的海水冷却系统

由于各冷却海水泵及压载泵不直接与海水总管相连接，而是从海水沉淀箱取用海水，因此该海底阀箱占用的空间较大，结构和布置比较复杂。这种形式，在海水箱中能存积部分浮冰，在海水沉淀箱中存积大部分浮冰，由于海水沉淀箱在机舱中，其热量也能融化部分浮冰，因而使用效果比较好。

### 3.3 带 SEA BAY 的海水箱

此种海水箱，其结构更加复杂，海底门一直与主甲板联通，海水总管同样与海水沉淀箱连接，各种冷却海水泵从海底沉淀箱直接取水冷却各种设备。该海水箱，其下部称为海底门，上部称为SEA BAY，SEA BAY 与海底门直接相通并直接通往主甲板，在主甲板设置人孔盖。由于浮冰的比重约为海水密度的90%，所以进入海底门的浮冰，能直接漂浮进入SEA BAY区域。同样也在船中部设立海水沉淀箱，用于海水冷却系统取用海水或压载水，见图4。

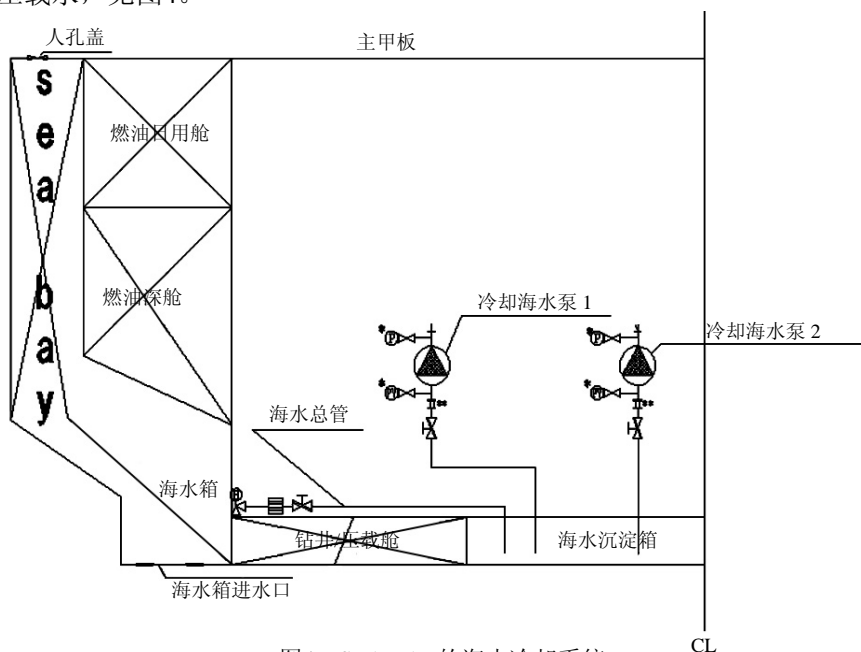


图4 SEA BAY的海水冷却系统

这种设计的优点是: 浮冰进入海水总管的比例很小, 只有极少量进入海水沉淀箱, 在机舱区域, 大多数都能融化而不影响各种冷却设备。漂浮在 SEA BAY 中的浮冰, 如果存积较多而不能通过海水完全融化, 可以通过 SEA BAY 在主甲板的人孔盖采取人工捞出浮冰。这样就能完全避免浮冰对海水冷却系统的影响, 从而保障全船海水冷却系统的正常工作。

## 4 冰塞的应急措施

目前, 船舶多采用中央淡水冷却系统, 由中央冷却器向各个冷却单元供应冷却淡水, 中央淡水冷却器由海水箱的海水进行冷却。通常设计取值为: 中央冷却水的出口温度常为 36℃, 海水进口温度为 32℃。可根据如下的设计公式来计算中央冷却器所需冷却海水流量:

$$Q_s = H_T \times K / [\rho_s \times C_s \times (t_2 - t_1)] \quad (4)$$

式中:  $Q_s$ ——海水泵的流量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;  $H_T$ ——中央冷却器热交换总量;  $K$ ——裕度系数;  $\rho_s$ ——海水密度;  $C_s$ ——海水比热;  $t_2$ ——海水冷却器出口温度;  $t_1$ ——海水冷却器进口温度。

可以看出: 在正常设计工况下,  $t_2 - t_1$  的差值:  $36 - 32 = 4$ ; 在冰区工况下, 其海水进口温度在 1℃。其  $t_2 - t_1$  差值:  $36 - 1 = 35$ 。其海水泵所需流量相差达 8.75 倍。以推进功率为 6000kW 的“海洋石油 688”船舶为例, 其海水冷却需要的流量设计为  $300\text{m}^3/\text{h}$ , 但在冰区工况下, 其需要冷却海水的流量相差为  $35/4 = 8.75$  倍, 需要的流量约为  $300/8.75 = 34.3\text{m}^3/\text{h}$ , 理论上可满足热平衡的计算要求。

如果海水箱或海水滤器出现堵塞, 在主机冷却水高温报警情况下, 可用钻井水/压载水舱内的淡水替代从海水箱取用海水从而对中央冷却器进行冷却。在冰区工况时, 舱内淡水的温度约为 5℃。由于淡水与海水的比热相差约为 2%, 可忽略其影响。根据上述计算方式, 其  $t_2 - t_1$  差值  $36 - 5 = 31$ , 与正常设计工况  $t_2 - t_1$  的差值  $36 - 32 = 4$  相比较, 其需要的冷却水流量相差为  $31/4 = 7.75$  倍, 需要的流量约为  $300/7.75 = 38.7\text{m}^3/\text{h}$ , 因此设计时应考虑用一个或两个边舱或双层底淡水舱, 其舱容约在  $80 \sim 100\text{m}^3$ , 增设一个排量约为  $40\text{m}^3/\text{h}$  的淡水冷却水泵, 可满足中央冷却器所需的冷却水量, 冷却回水直接回到冷却水舱。此应急措施, 是在海水冷却系统出现冰塞, 冷却海水断流的情况下, 临时采用舱内淡水替代海水进行冷却, 清除冰塞, 可避免发生主机停机。

## 5 结语

综上所述, 船舶设计时应根据船舶的航行区域和航行时间, 对海水箱及海水冷却系统采用不同的形式, 防止冰塞的现象发生, 主要可采取下列措施:

- 1) 采用带 SEA BAY 的海水箱及海水冷却系统, 能从根本上解决海水系统的冰塞现象, 从而保障船舶长时间在冰区进行航行和作业;
- 2) 采用带海水沉淀箱的海水阀箱, 不能完全解决冰塞的现象, 但能缓解冰塞的程度, 在设计海水冷却系统时, 回水管路除了直接排舷外, 还应增加管路到海水箱, 这样也能基本解决冰塞现象。该方法适用于较长时间在严重冰区航行和作业的船舶。
- 3) 采用常规形式的海水箱, 很容易发生冰塞的现象, 在设计海水冷却系统时, 除了回水管路直接排舷外, 还应增加回水管路到海水箱, 增加压缩空气吹出量、加大格栅的间隙等措施, 这样也能缓解冰塞的现象。对于短时间在冰区进行航行和作业的船舶是可以的。
- 4) 对于采用中央海水冷却系统的船舶, 建议适当增大淡水舱舱容, 这样可以在海水箱出现冰塞时, 用淡水进行冷却。

### 【参 考 文 献】

- [1] 中国船级社. 钢质海船入级规范[S].
- [2] 芬兰-瑞典冰级规则[S].

# 小型 LNG 船推进方案综述

林建辉<sup>1</sup>, 陆 晟<sup>2</sup>

(1. 中海油能源发展股份有限公司采油服务公司, 天津 200457;

2. 上海船舶研究设计院, 上海 200032)

**摘要:** 阐述了多种小型 LNG 运输船的推进系统, 并进行比较后发现, 该船型的推进方案可有多种且各有优劣。在作推进方案选择时, 可根据船东的要求和运营区域的环境政策法规来选择最合适解决方案。

**关键词:** 小型 LNG 运输船; 推进系统; 燃料

中图分类号: U674.13<sup>+</sup>3.3

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 03-0052-04

**Abstract:** This paper elaborates several types of propulsion systems for small scale LNG carriers and finds through comparison that several schemes are applicable and each has its pros and cons. During the selection of propulsion schemes, the most appropriate solution can be determined according to the requirements of the ship owner and the environmental policies and regulations of the operation area.

**Key words:** small scale LNG carrier; propulsion system; fuel

## 0 引言

随着人们对清洁能源的需求越来越多, 对液态天然气 (LNG) 的需求也随之增加。许多沿海的小型 LNG 接收站应运而生, 这种小型 LNG 接收站一般不具备接收传统大型 LNG 船的能力, 因此它的货源不是来自上游天然气液货终端 (出口国), 而是来自邻近的大型 LNG 接收终端。这一新的产业链模式催生了小型 LNG 运输船, 用于大型 LNG 接收终端到小型 LNG 接收站之间的 LNG 二程运输。

## 1 小型 LNG 船推进方案

LNG 运输船由于其运送货物的特殊性, 在选择推进系统时, 必须结合货物自然蒸发气的处理方式考虑<sup>[1]</sup>。传统大中型 LNG 船的推进系统有双燃料蒸汽透平引擎; 燃油内燃机加再液化站 (DRL); 双燃料发动机 (DF) 等 3 种形式。

蒸汽透平因具可靠性及处理货物蒸发气能力, 成为早期的 LNG 船的主流推进装置<sup>[2]</sup>。2008 年由沪东中华造船集团建造的“大鹏昊”号就是采用此种推进方式, 蒸汽透平一般用于功率较大的船舶, 对机舱空间的要求较高。以常规 LNG 船为例, 机舱长度一般在 50m 或超过 50m, 即使是 20000m<sup>3</sup> 左右的小船, 机舱长度也有 40m 左右。由于蒸汽透平的效率较低, 在大型 LNG 船上的应用也越来越少, 因此不推荐在小型 LNG 运输船上使用此类推进方案。

燃油内燃机加再液化站 (DRL) 可以保证到港的货物不减少。但是蒸发气再液化需要消耗能源, 如果油价持续走高, 则运营成本会不断增加。其优点是货物系统可以完全与推进系统分离。卡塔尔在韩国定制的部分 Q-Flex 和 Q-Max 系列船采用了该形式。

双燃料发动机 (DF) 的效率要好于蒸汽透平。随着低压双燃料发动机的成熟, 越来越多的船东选择双燃料电力推进系统。2004 年, 世界上首条 DFDE 系统 LNG 船交船, 其后有超过 50 条的 LNG 船选择了 DFDE 系统。

**第一作者简介:** 林建辉, 男, 工程师, 1974 年生。1999 年毕业于重庆大学电气专业, 长期从事船舶监造工作。

收稿日期: 2012-02-10

对于小型 LNG 船来说, 可选择的推进系统有: 常规内燃机 (HFO); 双燃料发动机机械推进 (DFM); 双燃料发动机电力推进 (DFDE); 纯天然气发动机推进 (GM) 等 4 种形式。

### 1.1 常规内燃机推进

日本 2500m<sup>3</sup> LNG 船“真珠丸”号, 采用常规内燃机, 不设置再液化装置。但该船型有其特殊性: 舱容较小, 2 个货舱, 每舱 1250m<sup>3</sup>; 单次航程仅 200n mile, 且航行时间不到 20h。为了控制舱内的温度和压力, 货舱增设了 Shower 降温设备, 并由电力辅助推进 (PTI) 提供紧急推进能力。这种配置的最大优势是造价低, 建造简单。但是由于缺少主动的货物温度压力控制装置, 不适用于大舱容, 航程远的 LNG 运输船。

欧洲某船东建造的 10000m<sup>3</sup> LPG/LNG 多用途船是“DRL”配置的典型例子。采用了常规低速机加小型 LNG 再液化站的配置。外加 LNG 燃烧单元 (GCU) 作为安全装置。该类配置的优点在于采用了两项主动式货物温度压力控制装置——再液化和 GCU, 货物系统的安全冗余度高。缺点是再液化天然气需要消耗能量。另外, 再液化装置和 GCU 的价格高昂, 会抵消掉配置常规柴油机带来的价格优势。

### 1.2 双燃料发动机机械推进

以双燃料发动机取代常规柴油机作为主机, 驱动轴系和螺旋桨, 目前的双燃料发动机必须配置可调螺距桨。

双燃料发动机分为高压燃气喷射发动机 (GD) 和低压双燃料发动机 (DF)。高压机的优点在于效率高, 缺点是对燃气压力要求高, 一般超过 30MPa, 因此市场份额很小。本文所指双燃料发动机仅指低压双燃料发动机。

目前缺乏采用双燃料发动机机械推进方案的 LNG 运输船实船运营资料。德国迈尔船厂建造的 16000m<sup>3</sup> LNG 运输船采用 DFM 推进方案, 将于 2012 年交船。

### 1.3 双燃料发动机电力推进

DFDE 推进方案已经被广泛地应用于 LNG 运输船上。其优点是可直接采用货物系统的自然蒸发气作为机舱燃料。发动机既是主推进的原动机, 又是货物系统的温度压力控制装置, 省去了安装价格昂贵的再液化设备。

### 1.4 纯天然气发动机电力推进

纯天然气发动机是电火花点火的气体发动机, 工作原理与汽油机类似。优点是效率高, 燃气要求压力低, 动态响应性能好。缺点是燃料冗余度不佳, 由于只能燃用天然气, 一旦 LNG 货物系统的应急切断系统被触发, 主机将失去燃料供应。

荷兰船东 AnthonyVeder 于 2007 年交船的“珊瑚甲烷”号配置了纯天然气发动机和燃油发动机 2 套机舱, 并采用全回转舵桨电力推进系统。这种方案解决了主机燃油冗余度的问题, 但是初期投资大。在大型 LNG 运输船的电力推进方案中, 还未见采用。

## 2 小型 LNG 船推进系统选型方法

小型 LNG 船的推进系统选型可以分成 2 个步骤, 首先确定使用何种燃料, 然后再确定是采用机械推进还是电力推进。

### 2.1 燃料选择

目前船用的燃料主要有重油 (HFO), 船用柴油 (MDO) 和轻质柴油 (MGO)。HFO 的价格最低, 一般用于主机。MDO 和 MGO 的价格接近, 一般要比重油的价格高 40%~50%左右, 因此在船上主要用于辅机和应急发电机。重油属于蒸馏后的残渣油, 含较多的颗粒杂质, 含硫量也较高, 因此对环境的污染很大。在一些排放控制区域 (ECA), 含硫量高的燃油已被禁止使用。

随着各国政府对环境问题的日益重视, 对能源的环保要求也越来越高。天然气是一种清洁能源, 主要用于 LNG 运输船。目前欧洲已经在客滚船上使用 LNG。

和传统燃料油相比, 天然气燃料具有以下优势:

1) 降低排放污染物。NO<sub>x</sub> 减少约 80%~90%；SO<sub>x</sub> 接近零排放；CO<sub>2</sub> 排放减少约 20%~25%；颗粒杂质接近零排放。不同推进方式排放对比见图 1。根据国际海事组织的要求，对氮氧化物排放的要求会越来越高。采用天然气为能源的发动机可以满足 IMO Tier III 的要求，见图 2。

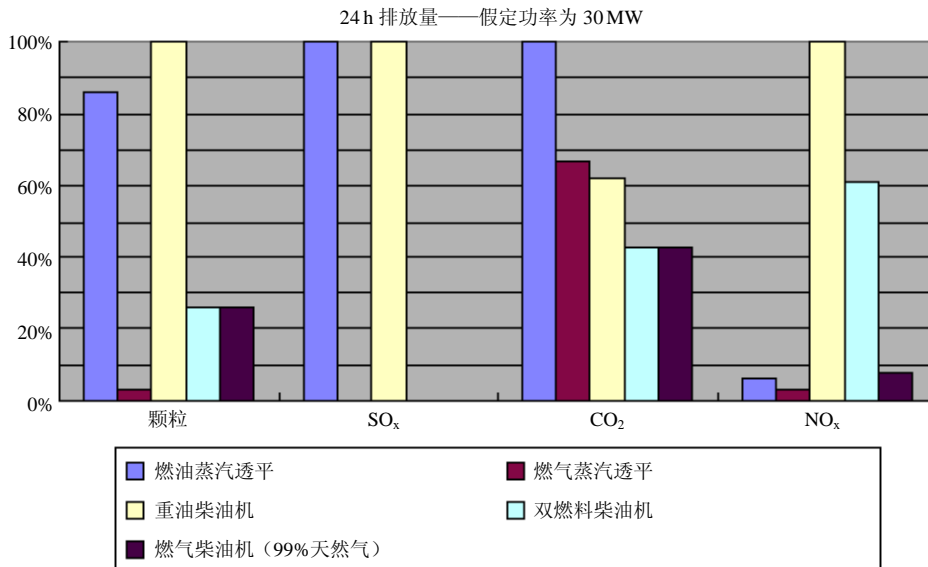


图 1 不同燃料排放对比

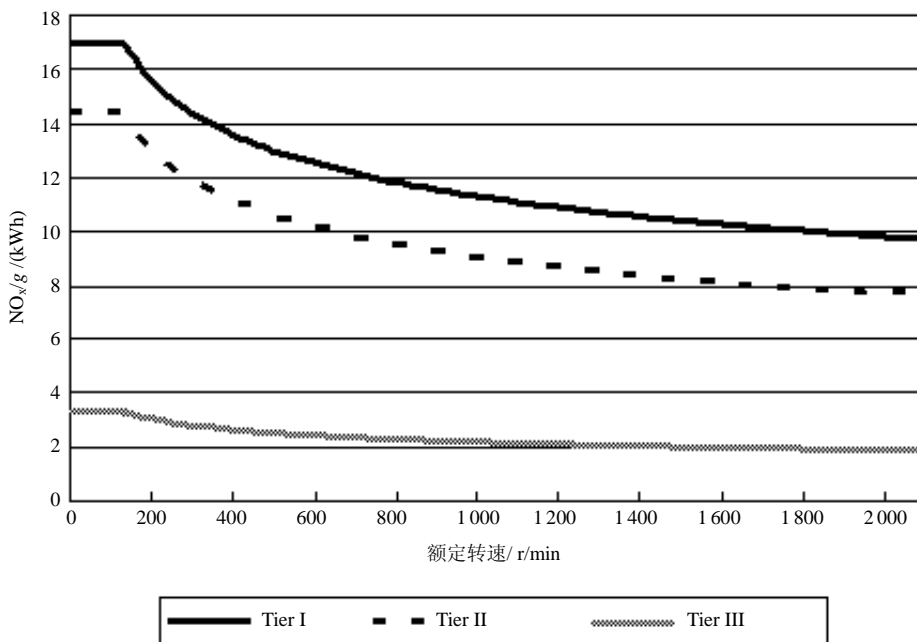


图 2 IMO 对氮氧化物排放要求

2) 天然气的价格优势。天然气具有丰富的储量，据 BP 统计，天然气的探明储量约为 62.8 年开采量，而石油为 45.7 年<sup>[3]</sup>。近年来，原油价格不断上涨，而天然气的价格则相对较低。近年的价格走势见图 3。

与传统燃料油相比，天然气燃料的缺点是：发动机的初始投资大，可选机型较少。以 Wärtsilä 的双燃料机和 Rolls-Royce 的纯气机为例，其可供的机型如表 1 所示。和传统柴油机相比，同功率的双燃料机/天然气发动机的价格要高 40%~60%，这会直接造成投资加大。

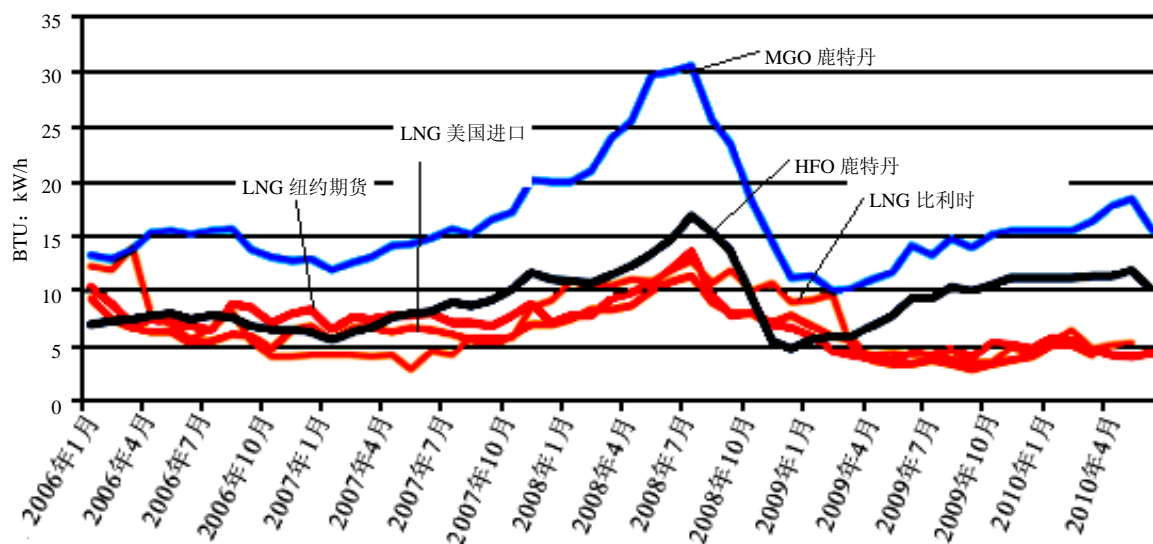


图3 燃料价格

表1 双燃料机和纯天然气机机型

Wärtsilä		Rolls-Royce	
型号	功率/kW	型号	功率/kW
6L20DF	1060		
8L20DF	1410		
9L20DF	1580	C26: 33L6PG	1620
		C26: 33L8PG	2160
		C26: 33L9PG	2430
6L34DF	2700	B32: 40L6PG	2410
9L34DF	4050	B32: 40L8PG	3220
12V34DF	5400	B32: 40L9PG	3620
16V34DF	7200		
6L50DF	5700	B35: 40V12PG	5250
8L50DF	7600	B32: 40V16PG	7000
9L50DF	8550		
12V50DF	11400		
16V50DF	15200		
18V50DF	17100		

## 2.2 推进方式选择

确定采用何种燃料后, 再选择机械或电力推进方式。

1) 采用重油为燃料。采用重油为燃料的目的主要是为了采用常规的船用主机, 以降低初始投资成本。因此适合选用常规的机械推进方式。对于小型 LNG 运输船, 根据其功率要求, 可配置低速或中速柴油机。由于货物的自然蒸发气无法用作燃料消耗掉, 还需要配置独立的蒸发气处理设备。最简单可靠的是安装投资较低的气体燃烧单元 (GCU)。对于小型 LNG 运输船, 一个 GCU 的价格约为 40 万~60 万美元。缺点是货物蒸发气不能被有效利用, 严重浪费能源。还有一种方案就是安装天然气再液化装置。可以把货物的自然蒸发气重新液化, 回到货舱。优点是没有货物损耗, 缺点是投资大且能耗高。以 10000m<sup>3</sup> LNG 船为例, 其小型再液化装置的造价约为 300 万美元, 功耗则达到约 2500kW。

2) 采用天然气为燃料。在发动机的选择上有双燃料发动机和纯天然气发动机 2 种机型。纯天然发动机的效率和动态响应性能优于双燃料发动机, 但目前存在燃油冗余度低<sup>[4]</sup>, 可选机型少等缺点, 在 LNG 运输

(下转第 61 页)

# 船舶低温冷库融霜对比试验研究

阚安康, 安 骥, 娄宗瑞  
(上海海事大学, 上海 201306)

**摘要:** 船舶伙食冷库的低温库风机盘管结霜会恶化蒸发器换热性能, 影响冷藏食品品质, 因此对低温库蒸发盘管必须定期融霜。船舶伙食冷库低温库一般采用热气融霜和电热融霜 2 种方式, 经相同试验工况对比, 热气融霜耗时短, 效率高, 库房内温度波动小, 节能效果明显; 低温库温度越低, 热气融霜的节能效果也就越突出。对船舶冷库设计及融霜控制方式的选择具有重要借鉴意义。

**关键词:** 船舶伙食冷库; 热气融霜; 电热融霜; 节能

中图分类号: TK121

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 03-0056-06

**Abstract:** Frosting of the fan coils in the marine food cold storage low temperature rooms will deteriorate the heat exchange performance of the evaporator, and will influence the quality of frozen food. Therefore, it is necessary to defrost the low temperature room evaporator fan coils regularly. Usually the hot gas or the electricity defrosting method is used for the cold storage. Based on the experimental comparison under same working conditions, hot gas defrosting is found to cost less time with a higher efficiency; and the temperature vibration inside the storage room is small while the energy saving effect is quite obvious with the feature that the lower the storage room temperature, the better the energy saving performance. This research provides valuable reference for the design of marine cold storage and for the selection of defrosting control scheme.

**Key words:** marine food cold storage; hot gas defrosting; electricity defrosting; energy saving

## 0 引言

水产品、肉类保鲜需采用温度在 $-18^{\circ}\text{C}$ 以下的低温库。当蒸发器翅片温度低于空气露点温度时, 就会结露, 低于 $0^{\circ}\text{C}$ 时, 翅片表面就会结霜<sup>[1]</sup>。由于空气中的水蒸气在传递压力的作用下不断向冷表面移动并凝结, 冷表面的霜层也就不断地增长。霜的导热系数为 $0.116\sim 0.139\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ , 其热阻比盘管材料的热阻大两个数量级。表1给出了 $-18^{\circ}\text{C}$ 库房内蒸发器盘管结霜厚度对制冷系统COP(能效比)的影响<sup>[2]</sup>。霜的厚度过大将导致传热热阻增加, 降低传热效果。如不及时清除, 积霜将使压缩机的吸气温度降低, 排气温度上升, 导致冷风机的传热恶化和空气流动阻力增大, 从而造成运行和操作困难<sup>[3-5]</sup>。结霜严重时将破坏冷风机和库内空气的正常循环, 导致风机无风送出, 迟缓或中断降温过程, 冷冻货物在该情况下会因温升变质<sup>[6]</sup>。

表 1 制冷负荷不变, 蒸发温度和制冷系数随霜层厚度变化情况

霜层厚度 /mm	传热系数 $K$ / $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{k}^{-1}$	蒸发温度 / $^{\circ}\text{C}$	制冷系数 COP	COP 递减率/%	霜层厚度 /mm	传热系数 $K$ / $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{k}^{-1}$	蒸发温度 / $^{\circ}\text{C}$	制冷系数 COP	COP 递减率/%
0	6.123	-28.0	3.120	0	12	4.999	-30.3	2.971	4.8
2	5.851	-28.4	3.091	0.9	14	4.885	-30.6	2.953	5.4
4	5.625	-28.9	3.064	1.8	16	4.782	-30.9	2.935	5.9
6	5.435	-29.3	3.037	2.7	18	4.689	-31.2	2.919	6.5
8	5.271	-29.6	3.013	3.4	20	4.604	-31.4	2.904	6.9
10	5.127	-30.0	2.991	4.1	22	4.527	-31.7	2.889	7.4

基金项目: 上海海事大学校基金资助项目(20120091)

第一作者简介: 阚安康, 男, 工程师, 博士研究生, 1981年生。主要研究方向为船舶制冷与空调。

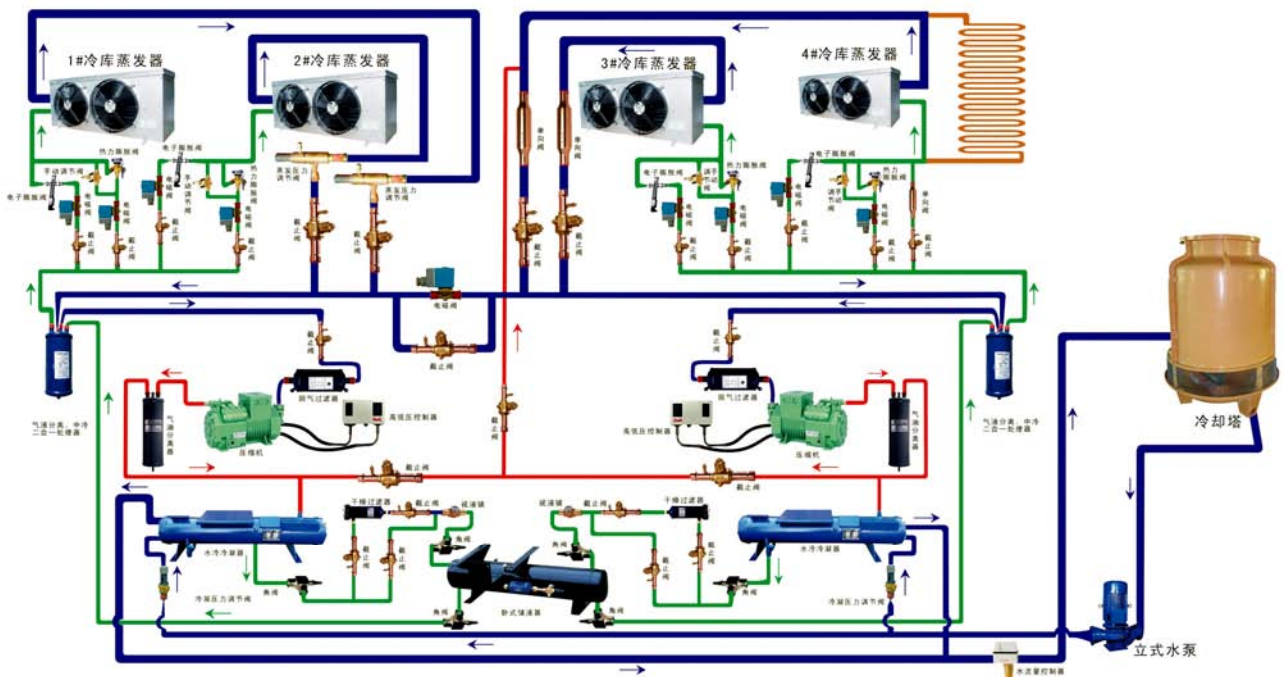
收稿日期: 2012-02-20

由此可知, 低温冷库制冷系统要保持高效、稳定运行, 实施及时且适当的融霜措施是必不可少的。采用的除霜方式主要有: 人工除霜、水冲融霜、热气融霜、电热融霜、空气自然回温除霜等方法<sup>[7,8]</sup>。目前船舶冷库以热气融霜和电热融霜为主。笔者在船舶冷库实验室, 就相同实验工况下对热气融霜和电热融霜2种方式进行了试验比较研究, 探讨了融霜耗时, 耗能及融霜过程对低温库温度场波动影响<sup>[9]</sup>。

## 1 实验测试

### 1.1 实验装置

冷库实验室完全仿造实船冷库进行建设, 并增设了自动控制和数据采集系统便于进行相关的科学研究。该系统设一机四库, 为2低温库和2高温库, 低温库设计温度调节范围为 $-15\sim 20^{\circ}\text{C}$ , 如图1所示。冷库均采用200mm厚聚氨酯彩钢板装配而成, 4号低温库采用热气融霜, 3号低温库采用电热融霜, 库房尺寸为长 $\times$ 宽 $\times$ 高 $=3000\text{mm}\times 2000\text{mm}\times 2500\text{mm}$ 。制冷机组采用R22往复压缩制冷机。图中虚线表示热气逆流融霜过程。



1. 制冷压缩机; 2. 油气分离器; 3. 水冷冷凝器; 4. 卧式储液器;
5. 干燥器; 6. 热力膨胀阀; 7. 回热器; 8. 冷却塔; 9. 水泵

图1 实验装置

### 1.2 实验方法

实验过程中, 主要采集冷库库温及相对湿度, 冷库中蒸发盘管周围的温度, 压缩机的功耗, 3号库电加热功率等参数。每个冷库都配有西门子加湿器, 可以对冷库内相对湿度进行调节, 并可精确控制库房相对湿度。库房内温度采用PT100(精度 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ )电阻温度传感器进行采集, 温度传感器设置在库房距地面约1.5m的中心位置, 通过R232/485通讯模块与电脑相连。3号库冷风机排管上温度测点采用热电偶温度传感器采集, 在3号库和4号库冷风机蒸发盘管周围距离盘管10mm处都均匀地布置了6个温度采集点。蒸发器下设有集水盘, 可将融霜后的水采集留作实验分析。

将库房内相对湿度调节为 $(85\pm 1)\%$ , 让库房处于相同的实验工况, 关闭高温库的供液截止阀, 仅对3号库和4号库进行制冷。库温分别设置在 $-20^{\circ}\text{C}$ 、 $-18^{\circ}\text{C}$ 、 $-15^{\circ}\text{C}$ 、 $-12^{\circ}\text{C}$ 4种工况, 按照制冷系统操作要求启动制冷压缩机, 等冷库库温稳定后约1小时, 开始融霜实验。

对3号库, 关闭供液电磁阀, 停止风机, 开启电加热装置(加热功率为3kW)进行加热融霜, 并进行

数据采集。对 4 号库，通过四通换向阀将冷凝器与蒸发器功能转换，同时停止库房内的冷风机，开始数据采集。以冷库内蒸发盘管上 6 个测点的温度均高于 0℃ 的时候作为融霜结束时刻。融霜结束后，按照操作规程关闭实验装置，并收集融霜水称重。

## 2 实验数据及分析结果

根据表 2 和表 3 给出的热气融霜和电热融霜 2 种方式在制冷开始和融霜结束时刻的一些参数进行分析。

表 2 3 号低温库电热融霜 (3kW) 各工况实验数据

工况/℃	初始温度/℃	最终库温/℃	初始相对湿度/%	融霜时间/s	融霜水质量/g
-20	24.3	-15.2	84.5	1128	408.8
-18	23.7	-16.8	84.3	1002	402.6
-15	23.9	-13.2	85.0	980	391.2
-12	24.1	-9.8	85.1	898	389.1

表 3 4 号低温库热气融霜各工况实验数据

工况/℃	初始温度/℃	最终库温/℃	初始相对湿度/%	融霜时间/s	融霜水质量/g
-20	24.1	-18.9	84.2	91	412.5
-18	23.5	-17.4	85.3	82	404.2
-15	24.0	-14.3	85.2	74	398.2
-12	23.8	-11.4	84.4	70	391.2

### 2.1 融霜效率比较

以低温库蒸发盘管周围 6 个点全部达到 0℃ 作为融霜结束时刻的标志，图 2 和图 3 给出了在 -20℃ 设计工况下，3 号、4 号低温库蒸发盘管周围 6 点温度变化的曲线。

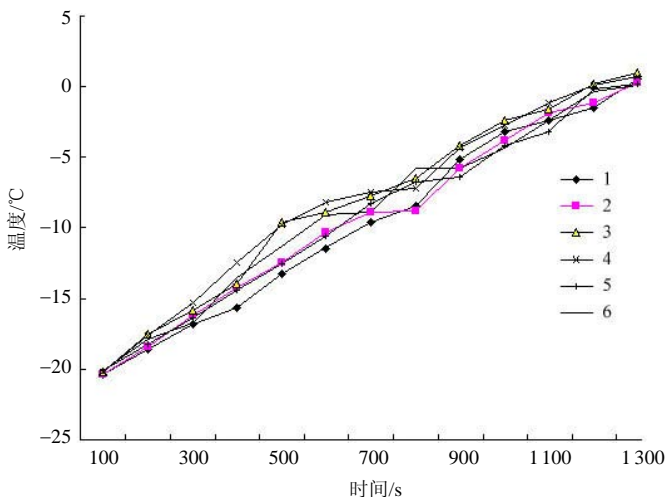


图 2 电热融霜 3 号库冷风机周围测点温度变化情况

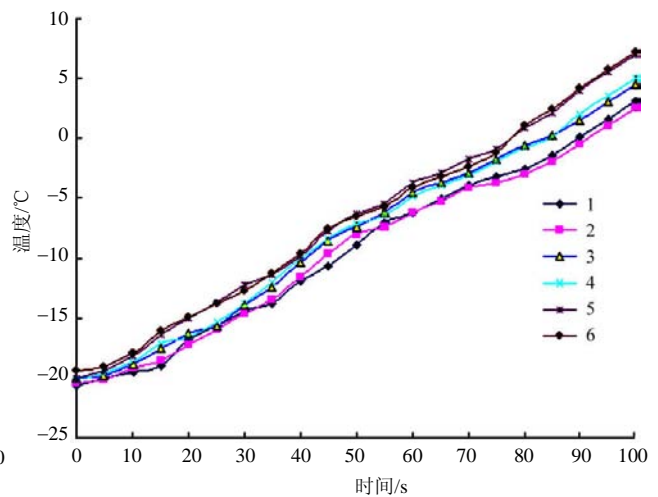


图 3 热气融霜 4 号库冷风机周围测点温度变化情况

通过图 2 和图 3 的对比发现：融霜初期，电热融霜蒸发盘管周围温度变化较快，热气融霜变化不是很大，这主要是蒸发盘管的电热融霜是由外至内的，盘管外的霜层最先融化，霜层和周围的空气都不断吸收电热丝的热能，盘管周围的温度不断地上升，6 个测点的温度变化比较均匀，几乎是同时到达 0℃。而 4 号库的热气融霜，蒸发盘管获得的热量是由内而外的，通过图 3 可以发现，融霜初期，蒸发盘管周围的 6 个测点温度变化不大，或者几乎没有什么变化。随着时间的推移，盘管出口处，也就是热气进口处的 5、6 两点的温度上升，然后其余各点温度也开始变化，3、4 两点的温度变化比靠近热气出口的 1、2 两点的变

化快一些。热量首先使蒸发盘管内侧的霜层融化成水, 水的外泄致使霜层因缺少附着物而自行剥落。

试验结束时, 即便是在两种试验情况下所获得的水的质量相近, 但电热融霜所获得的为液态水, 而热气融霜所获得的为冰水混合物。

通过分析可以知道, 电热融霜, 霜层融化所需要的热源来自外部, 有一部分热量用于霜层的融化, 但很大一部分热量会因库温较低而散失到环境中去。从图 2 中看出, 电热融霜所花费的时间较长, 引起周围环境的温度变化较为均匀, 如果采用大功率的加热器进行加热, 会缩短时间, 但引起蒸发盘管周围库温变化也会剧烈, 这对于库内冷藏食品是不利的。而热气融霜, 热源来自管内, 热量几乎都传递给霜层, 靠近盘管的霜层融化会加速盘管外霜层的剥落, 从而大大地缩短了融霜时间。这种将融霜阶段外界热量通过围护结构的深入, 来确保冷藏货物始终保持在最佳低温, 保障货物品质的方式, 对远洋船舶意义更重大。

### 2.2 对库温影响

图 4 为 3 号库中心温度传感器温度变化曲线, 图 5 为 4 号库库温变化曲线。从 2 图的对比情况可以看出, 电热融霜因时间长, 对库温的影响较大, 尤其是当库温较低时, 融霜时间加长, 一方面因电加热丝的热量不断地向冷库中释放, 另一方面外界热量不断地渗入, 致使库温上升变化较大。而热气融霜引起的热负荷主要是用以融霜, 被霜层所吸收, 融霜时间较短, 外界渗透热负荷可以忽略, 所以库温几乎没有上升。对于同一冷库, 库温越低, 其融霜所消耗的时间越长, 因与外界的温差较大, 通过围护结构渗透的热量也就越多, 所以温度上升值也会加大。

由于融霜方式的不同和热源位置的差异, 热气融霜所消耗的时间仅为电热融霜的十分之一, 且库温变化不大, 这对保证冷藏货物的品质是有利的。

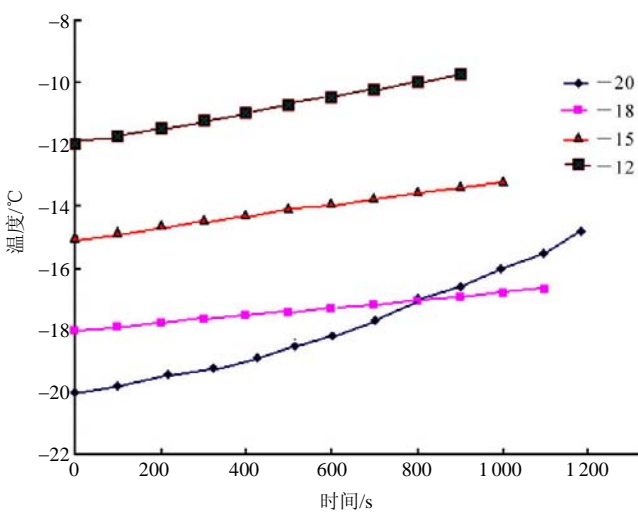


图4 电热融霜3号库库温变化情况

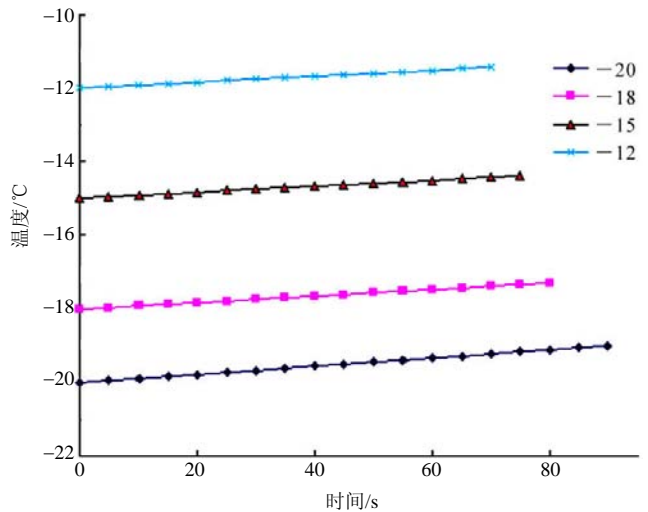


图5 热气融霜4号库库温变化情况

### 2.3 能耗比较

两种融霜方式的能耗计算, 可以采用下面的公式:

$$Q_{\text{电热融霜}} = \int_{t_1}^{t_2} P_{\text{电热}} dt = P_{\text{电热}} \Delta t \quad (1)$$

$$Q_{\text{热气融霜}} = \int_{t_1}^{t_2} P_{\text{压缩机}}(t) dt \quad (2)$$

式中:  $Q_{\text{电热融霜}}$  ——电热融霜的加热量, J;  
 $Q_{\text{热气融霜}}$  ——热气融霜的加热量, J;  
 $P_{\text{电热}}$  ——电热融霜的加热功率, W;  
 $P_{\text{压缩机}}$  ——热气融霜时压缩机的功率, W。

从图 6 可以看出, 在热气融霜过程中, 压缩机功耗存在一定的震荡区间。在融霜开始阶段, 蒸发器内压力较低, 而冷凝器内压力相对较高, 压缩机只需较小的功耗即可完成排气过程。但随着蒸发器内温度上升, 压力也上升, 而冷凝器内压力有所下降, 导致压缩机功耗随之增加, 这一过程大约在 40~45s 内完成; 在融霜过程中期, 蒸发盘管上霜层剥落, 蒸发盘管裸露, 其热阻大大减小, 换热增加, 压缩机功耗有所下降; 随后, 由于盘管周围温度有所上升, 压缩机功耗也随之有所增大。

热气融霜过程压缩机的功耗是一个累积过程, 可按图 6 中曲线与横坐标围成的面积求解。热气融霜采用的是恒功率, 功耗为加热功率与时间的乘积。两种融霜方式的功耗对比见表 2。

在相同的工况下, 热气融霜的功耗远小于电热融霜。在 -20℃、-18℃、-15℃和-12℃ 4 种工况下, 热气融霜耗能比电热融霜耗能分别减少 92.5%、92.0%、91.8%、91.3%。电热融霜的功耗, 很大一部分用以增大冷库热负荷, 而热气融霜所消耗的能量极大部分是用以融霜, 仅仅是在融霜后期有部分热量散失到冷库中。所以, 热气融霜较电热融霜的节能效果明显, 随着冷库库温的降低, 节能效果更加突出。

表 2 两种融霜方式的功耗对比

融霜方式	电热融霜				热气融霜			
工况/℃	-20	-18	-15	-12	-20	-18	-15	-12
功耗/J	3384	3006	2940	2694	254	241	238	234

### 3 结语

热气融霜由于热源来自盘管内部, 几分钟时间就可以完成融霜, 耗时少, 效率高。而电热融霜的热源来自盘管外部, 融霜耗时长达 0.5h。热气融霜, 尤其是逆流融霜, 不需要改变冷库内风机盘管的内部结构, 仅仅是在外部增加四通换向阀即可。而电热融霜需要在冷库风机盘管内增设加热管, 并引入控制和加热电路, 增大了风机运行阻力, 使整体系统能耗增大。热气融霜引入负荷相对较少, 对冷库温度影响小。冷库内温度上升的重要因素是外部热负荷的深入。热气融霜能耗小, 与电热融霜相比, 可节省能耗 92% 左右。尤其是逆流热气融霜, 可以冲刷掉蒸发器盘管中附着的油脂, 降低盘管的热阻, 可大大提高盘管的传热系数, 降低运行费用。

而电热融霜可采用自动控制方式, 实现霜层的判断和自动融霜, 减少船员的工作量, 且安全可靠, 便于维护和管理。本文仅从能量的有效利用和对冷库融霜效果的探讨, 供船舶设计人员参考, 具体融霜方式还是要根据船舶具体情况而定。

### 【参 考 文 献】

- [1] 庄友明. 食品库除霜方式及其能耗分析[J]. 集美大学学报(自然科学版), 2006, 11(1): 62-65.
- [2] 刘训海, 刘 鹏, 仇鑫明. 基于双级和复叠式可切换的低温试验冷库的研制[J]. 上海理工大学学报, 2007, (4): 386-390.
- [3] 郝英立. 初始成长阶段霜层特性实验研究[J]. 东南大学学报, 2005, (1): 154-158.
- [4] N.Hoffenbecker, S.A.Klein. Hot Gas Defrost Development and Validation [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 605-615.

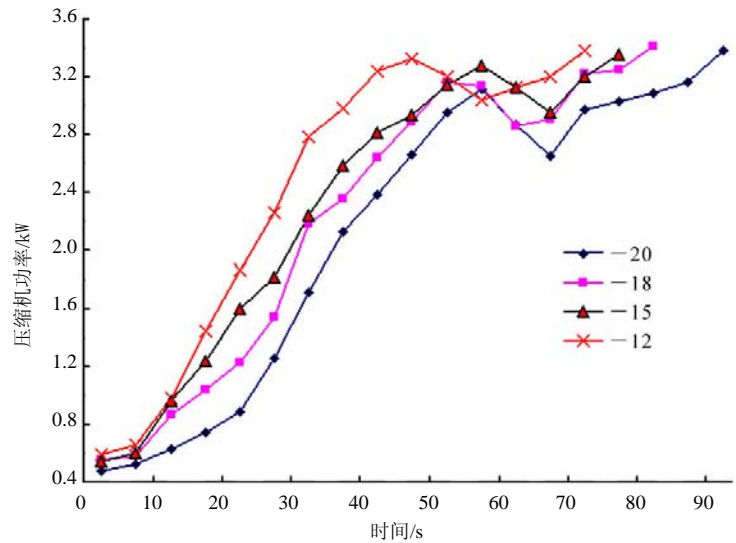


图 6 热气融霜过程中 4 号库压缩机功耗变化曲线

- [5] CAO Wensheng, LU Xuesheng, LIN Wensheng, et al. Parameter comparison of two small scale natural gas liquefaction processes in skid-mounted packages [J]. Applied Thermal Engineering, 2006, (26): 898-904.
- [6] Remeljeja C W, Hoadley A F A. An exergy analysis of small-scale liquefied natural gas liquefaction processes [J]. Energy, 2006, (31): 2005-2019.
- [7] B Na, R L Webb. New model for frost growth rate[J]. Heat Mass Transfer, 2004, (47): 925-936.
- [8] Jose Iragorri, Yong XinTao, Shaobo Jia. A Critical Review of Properties and Models for Frost Formation Analysis[J]. HVAC & R Research. 2004.10 (4): 393-420.
- [9] 邓东泉, 徐烈, 徐世琼. 结霜工况下的冷风机传热性能试验研究[J]. 低温与超导, 2002, 30 (2): 7-13.

(上接第 55 页)

船上的应用还有待研究。双燃料发动机的最大优势是在燃气供应停止的情况下, 可立刻启动燃油模式, 安全冗余度高, 因此在大型 LNG 运输船上已经得到广泛应用。

采用双燃料发动机作为原动机, 既可以选择机械推进方式, 也可以选择电力推进方式。机械推进的优势在于其初始投资低于电力推进, 在航行期间的推进效率由于减少了电能转换的中间环节也略高于电力推进。电力推进的优势则在于全船的电站统一管理, 可以减少总装机容量, 机舱布置灵活, 推进系统的冗余度高, 推进器可无级调速, 不需采用调距桨。

目前, 双燃料机直接用于机械推进的实际案例较少, 其工程应用的效果还需时间检验。但是这种推进方式既能充分发挥天然气这一清洁能源的优势, 造价又低于双燃料电力推进系统, 因此是一个值得研究的课题。

### 3 结语

小型 LNG 船是当前造船市场上的一个热门话题, 但是对该型船的推进系统尚缺乏系统的研究。本文通过对多种小型 LNG 运输船的推进系统进行比较发现, 该船型的推进方案选择多样, 且各有优劣, 如表 2 所示。在实际选择推进方案时, 可根据船东的要求, 营运区域的环境政策法规作最合适的选择。

表 2 各种推进方案总结

比较项	推进方案			
	常规柴油机	常规柴油机	天然气机械推进	天然气电力推进
蒸发气处理	GCU	再液化	用作燃料	用作燃料
初投资	低	高	高	最高
燃料经济性	差	最差	好	好
环境友好性	最差	差	好	好
IMO III 要求	不满足	不满足	满足	满足
系统可靠性	可靠	可靠	待验证	可靠

### 【参 考 文 献】

- [1] 中国船级社. 散装运输液化气体船舶构造与设备入级规范[R], 2005.
- [2] 陈建国等. LNG 船建造技术的消化吸收与自主创新[J]. 上海造船, 2010, (1): 22-25.
- [3] 胡健. 船舶替代能源的发展与展望分析[J]. 上海造船, 2010, (3): 39-42.
- [4] 中国船级社. 双燃料发动机系统设计与安装指南[R]. 2007.

# 拖网渔船电力推进系统设计研究

黎建勋<sup>1,2</sup>, 赵新颖<sup>1,2</sup>, 周德国<sup>2</sup>

(1. 农业部渔业装备与工程重点开放实验室, 上海 200092;

2. 中国水产科学研究院渔业机械仪器研究所, 上海 200092)

**摘要:** 分析了国内首艘独立研发设计的 36.5m 电力推进拖网渔船的特性, 阐述了电力推进系统、电站设计和电站功率管理的特点。揭示了电力推进系统应用于渔船的优越性和对发展我国渔业船舶的积极意义。

**关键词:** 拖网渔船; 电力推进系统; 功率管理系统; 推进系统接口

中图分类号: U674.4<sup>+</sup>1

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 03-0062-03

**Abstract:** This paper analyzes the characteristics of China's first independently designed 36.5m electric propulsion trawler, elaborates the features of electric propulsion system, power station design and management; reveals the merits of using electric propulsion system for trawlers and its positive significance for the development of domestic fishing vessels.

**Key words:** trawler; electric propulsion system; power management system; propulsion system interface

## 0 引言

电力推进技术已成为当今世界船舶工业发展的重要方向<sup>[1]</sup>。海洋捕捞作为一种高能耗产业, 其渔业船舶节能技术研究已受到世界各国越来越多的重视<sup>[2]</sup>。

36.5m 电力推进拖网渔船是我国首艘独立研发设计的电力推进渔船。该船可根据不同工况选择推进电机及发电机组单机或双机运行, 使渔船达到最佳运行和作业状态, 提高了发电机组的负载率和燃油效率; 采用电站功率管理系统, 可提高渔船航行作业的安全性和操纵性。此外, 全船照明系统都采用节能照明灯具, 设计中充分融入了节能减排的绿色环保理念。

## 1 电力推进拖网渔船主要性能

该船为钢质、单桨、单舵, 电力推进单螺旋桨动力方式, 航行于远海航区。

拖网渔船一般需日夜在海上作业, 作业海况复杂, 且作业工况变化较为频繁, 即低速高负荷、高速低负荷、低速低负荷的工况兼而有之, 因此对拖网渔船的船舶操纵性要求较高。

主要性能参数见表1。

表1 主要性能参数

主尺度	总长/m	垂线间长/m	型宽/m	型深/m	设计吃水/m	排水量/t	设计航速/kn	船员定额/人	自持力/d
参数值	36.50	31.50	6.28	3.00	2.30	275.78	9.5	12	20

## 2 电力推进系统配置

在国内电力推进系统几乎都被西门子、ABB等跨国企业垄断<sup>[3]</sup>的现状下, 该船电力推进系统配置则选用国产电力推进产品。该船主推进器由2台额定转速为1154r/min的永磁推进电动机驱动, 2台变频器选用6

基金项目: 公益性行业(农业)科研专项课题——渔船节能关键技术研究与重大装备开发(201003024)

第一作者简介: 黎建勋, 男, 助理工程师。1984年生, 2007年毕业于大连海事大学电气工程及其自动化专业, 现主要从事渔业船舶电气设计工作。

收稿日期: 2011-11-22

脉冲脉宽调制变频器, 每台变频器均设有闸刀开关盒, 在变频器发生故障时, 可通过闸刀开关盒直接向推进电动机配电, 此外推进系统还设有无源滤波装置及制动电阻单元, 确保电力推进系统的供电安全。

电力推进系统设有推进电动机机旁控制柜和驾驶室控制台电力推进系统遥控单元, 可实现推进电机及变频器的各种电源、温度、速度、通信、报警信号的控制; 并设有至 AC690V 主配电板 PMS (电站功率管理系统) 的负荷限制、功率消耗、变频器运行及故障等信号单元。

推进电机及变频器的主要参数见表 2 和表 3。

表 2 推进电动机主要参数

项目	额定功率/kW	额定电压/V	额定电流/A	额定转速/r/min	恒功率最高转速/r/min	额定扭矩/N·m
参数值 或说明	2×140	660	131.2	1154	1400	2×1158

表 3 变频器主要参数

项目	额定功率/kW	输入电源/V	额定输出电压/V	额定输出电流/A	工作频率范围/Hz	冷却方式
参数值或说明	160	AC690 3 相	690	200	0~100	自带风扇冷却

### 3 电站配置与谐波分析

该船主推进系统电压为 AC690V, 日常负载电压为 AC380V 50Hz。AC690V 主电站电力负荷及工况见表 4, AC400V 辅助电站电力负荷及工况见表 5。

一般非电力推进船舶电站的负荷率在 85%~90% 是合理的, 对大容量电力推进船舶电站的负荷率应在 95% 是合理可行的<sup>[4]</sup>。因此, 根据电力负荷计算和分析, 该船配置了 2 台 200kW AC690V 3φ50Hz 主柴油发电机组和 1 台 30kW AC400V 3φ50Hz 辅柴油发电机组, 能满足全船配电需求。

表 4 AC690V 主电站电力负荷表

工况	经济航行	全速航行	进出港	拖网	起网
总负载功率/kW	179.1	340.9	165.1	340.4	308.1
常用发电机功率/kW×台	200×1	200×2	200×1	200×2	200×2
发电机负载率/%	89.6	85.2	82.6	85.1	77.0
备用发电机功率/kW×台	200×1	0	200×1	0	0

表 5 AC400V 辅助电站电力负荷表

工况	航行	进出港	拖网	起网	停泊
总负载功率/kW	18.7	22.1	17.2	18.2	16.9
常用发电机功率/kW×台	30×1	30×1	30×1	30×1	30×1
发电机负载率/%	62.3	73.7	57.3	60.7	56.3

由表 4 和表 5 可知, 拖网渔船主柴油发电机组在低速航行、进出港工况时, 1 台主发电机组运行, 1 台推进电机单机运行; 全速航行及拖网、起网工况下, 2 台主发电机组并车运行, 以满足全船配电。当 AC380V 动力设备用电、AC220V 照明及通信设备用电不能满足时, 则可使用辅发电机组运行, 单独向 AC380V 动力设备及 AC220V 设备供电。

该船设 AC690V 主配电板 (MSB) 及 AC400V 辅配电板 (MSB1), AC690V 主配电板为 3 屏, 汇流排为 2 段, AC690V 主配电板单线图如图 1 所示。

拖网渔船的主要负载为 2 台同轴推进电机 (1M/2M), 分别由 1#变频器及 2#变频器控制, 2 台变频器分别配有 1 只无源滤波器 (LC1/LC2) 来抑制电网谐波。

主要起网机械为 2 台电动液压绞纲机, 运行在起网工况下, 取代了渔船柴油机直接推进船型采用主机

柴油机组轴带液压驱动的常规形式。从图 1 可知, 2 台 55kW 电力驱动的液压泵绞纲机, 作为大负载也采用 AC690V, 并采用星三角启动。

该船电力推进系统是根据配置进行谐波分析和计算的, 计算结果 THD (谐波) 值小于 5%。

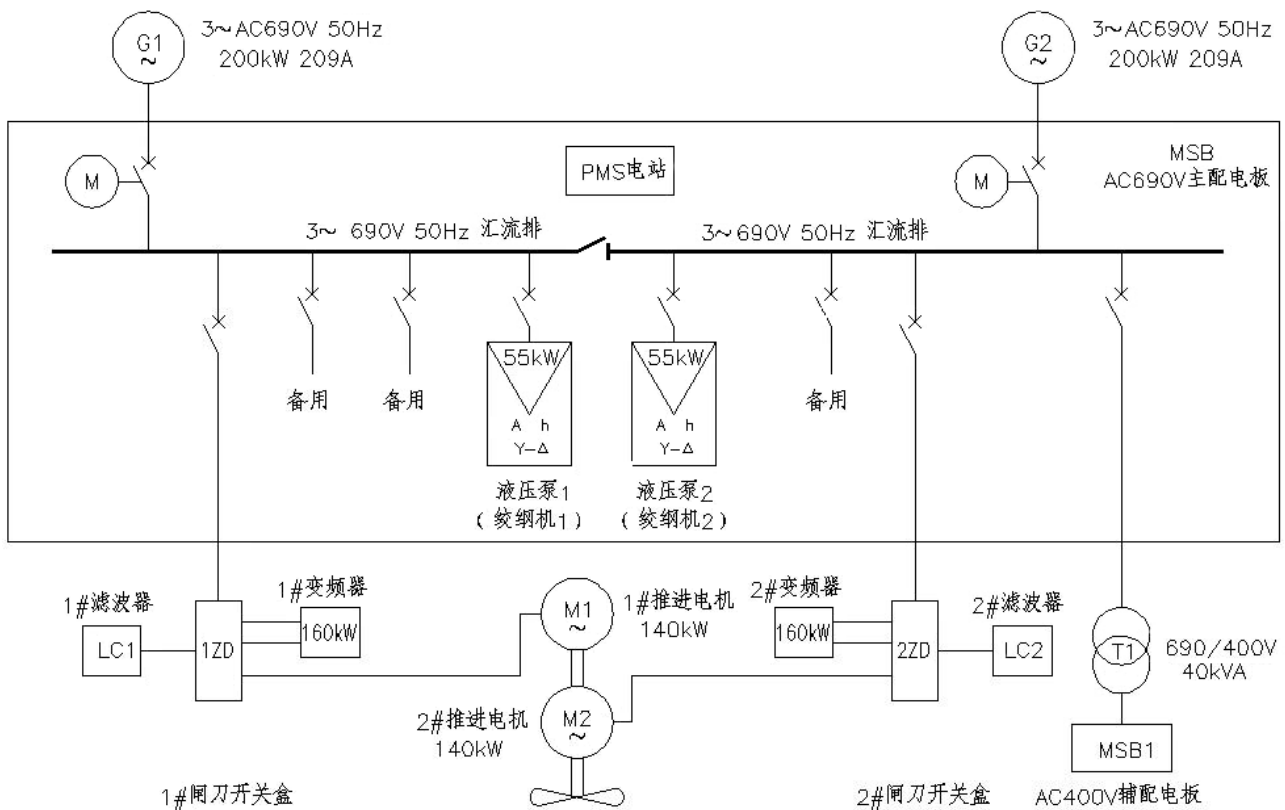


图 1 AC690V 主配电板单线图

## 4 电站功率管理系统

对电力推进船舶, 最严重的故障就是电站失电<sup>[5]</sup>, 因此, 电站的安全及管理至关重要, 必须配置功率管理系统来保障全船供电安全。

该船 PMS 管理控制模块安装在主配电板上, 功率管理系统 (PMS) 具有发电机备车完毕、发电机二类故障、发电机遥控状态、发电机一类故障、发电机遥控启动/停机、发电机增速/减速和逆功率保护; 负载分配、重载询问、过载卸载和负载启动/停止; 电网监测、故障监测及报警和根据负载功率自动增机; 推进系统信号管理和频率控制等船舶电站管理功能。

## 5 推进系统的操纵及外部接口

推进系统控制的主要功能是对不同工况下的变化负载进行最佳的动态控制, 从而保证系统的最佳性能和运行<sup>[6]</sup>。36.5m 电力推进拖网渔船推进系统可实现驾驶室、机旁控制。

在驾驶室驾控台上设有驾控台推进系统遥控单元, 该遥控单元上设有推进系统双机选择、就地控制确认信号、遥控确认信号、1#/2#变频器运行开关信号、复位开关信号、急停开关信号、1#/2#推进电机速度控制信号、变频器工作电源和推进系统 PLC (可编程逻辑控制器) AC220V 工作电源等控制及电源信号, 并设有至主配电板 PMS 电站的 1#/2#推进电机负荷限制、功率消耗, 变频器运行及故障等控制信号。

在机舱设有推进系统机旁控制柜, 该控制单元主要设有至推进系统 1#/2#闸刀开关盒的电流传感、主电路绝缘监测信号, 至 1#/2#推进电机、1#/2#变频器、主发电机组、驾控台推进系统及 PMS 电站的各种电源、控制及网络通信信号。

(下转第 78 页)

## 规范与标准

# 最新环保入级符号对船用制冷剂的要求分析

陈佳君

(上海斯迪安船舶设计有限公司, 上海 200052)

**摘要:** 全面地论述了各船级社最新的环保船级符号和附加符号对中央空调和冷藏设备的制冷剂的要求, 为后续新船设计作参考。

**关键词:** 船舶入级; 环保符号; 船用制冷装置; 制冷剂

**中图分类号:** U675.86

**文献标识码:** C

**文章编号:** 2095-4069 (2012) 03-0065-04

**Abstract:** This paper elaborates in detail the requirements of the latest green ship classification notations and additional notations of various classification societies on the refrigerant in central air conditioning and cooling devices, so as to provide some reference for the design of subsequent newbuildings.

**Key words:** ship classification; environmental protection notation; marine cooling device; refrigerant

## 0 引言

自 2005 年 5 月 19 日 MARPOL (防止船舶污染国际公约) 附则 VI 生效起, 只对破坏臭氧层的制冷剂提出了限制使用的年限要求, 随着全球变暖, 各个船级社对船舶制冷空调行业制冷剂的使用也提出了相应的要求, 并对满足要求的船舶赋予相应的附加环保标志。随着新环保符号的应用, 各船级社根据各方反馈及经验对各自的环保入级符号进行了修正和补充说明。

## 1 各船级社对船用制冷剂使用和限制的要求

### 1.1 DNV (挪威船级社) (CLEAN、CLEAN DESIGN 符号)<sup>[1]</sup>

1) 制冷剂排放标准适用于所有在船舶上的货物制冷装置、中央空调和冷藏系统。家庭式独立空调机、电冰箱需要遵守以下 2)、3)、4) 要求。家庭式独立单位通常为小屋冰箱、水冷却器、冰机、小空调设备、自动售货机等。

2) 满足《1987 年蒙特利尔议定书》附则 VI 要求: 禁止故意排放具有损耗大气臭氧层潜能值 ODP (氯氟化碳) Ozone Depletion Potential) 的物质, 包括氟代卤化烃树脂和氯氟化碳 (CFC, 如 R11, R12 等) 即制冷剂的 ODP 必须为 0。含有消耗臭氧物质的新装置禁止再安装到船上, 但 2020 年 1 月 1 日前, 仍允许安装含有氢化氯氟烃 (HCFC, 如 R22) 的新装置。

3) 制冷系统应采用 GWP (全球变暖潜能值) < 3500 的制冷剂 (HFC), 或采用自然制冷剂 NH<sub>3</sub> 或 CO<sub>2</sub>。作为一个与 GWP < 3500 记录等效的 TEWI 值, 总当量温热影响 (Total Equivalent Warming Impact) 可以被接受。

4) 在冷冻管理计划中应列出包括上述 1) 内定义的所有制冷系统。

5) 制冷系统要有合适的维修方式, 在维护时不应释放任何大量的制冷剂到大气中去。为了保证在压缩机拆卸和更换时避免释放掉已充注在系统中的制冷剂, 系统应配置必要的隔离阀, 并配置一个合适的永久性的用于回收制冷剂的接头。但对于与使用制冷剂回收装置相关的不可避免的微量释放可以接受。

6) 为了回收制冷剂, 压缩机应将制冷系统排空并将制冷剂排至液体容器中 (如冷凝器)。当冷凝器需检修时, 制冷剂须被转移到如下装置:

**作者简介:** 陈佳君, 女, 助理工程师, 1982 年生。2003 年上海师范大学电气技术 (制冷方向) 专业毕业, 现从事船舶及海洋工程空调冷藏通风系统设计。

**收稿日期:** 2012-04-16

(1) 系统中的其他冷凝器：如果系统中含有两个或更多的冷凝器，当其中一个需维修时，其他冷凝器的容量应能存储整个制冷系统所充注的制冷剂。

(2) 制冷系统以外的容器：一个专用的具有足够容量的容器用于储存最大制冷回路的制冷剂。其应永久安置在制冷单元附近。船上应配有使用回收装置的操作程序。此外，应提供回收装置和相关设备及附件用于系统排空至现有的液体接收器（壳管式冷凝器或储液器）或以此为目的而设的制冷剂回收瓶中。

7) 每一系统的制冷剂，年度泄漏量应小于其制冷剂全部充装量的 10%。泄漏应通过消耗量被记录存档。其包括由于泄漏而增加的，以及在维修或大修期间更新的制冷剂量。制冷剂日志至少包括：日期、系统类型、制冷剂类型，故障类型，系统首次充注量，补充增加的制冷剂，回收的制冷剂，采取检查的类型和补救措施。如观察到有泄漏，需采取在制冷剂管理程序中具体描述的措施。

8) 在使用不同类型的制冷剂时，应采取适当措施，以避免这些物质的混合。

9) 制冷系统中的制冷剂监控是通过 1 个能察觉各种形式泄漏的，并能自动报警的泄漏探测系统实现的，包括如下内容：

- (1) 测量带有低浓度泄漏报警的制冷系统；
- (2) 为了实现低液位报警应设有制冷系统液位测量，或
- (3) 至少每周一次的记录制冷剂容量；
- (4) 测井制冷剂卷重播；
- (5) 通过便携式制冷剂泄漏探测器进行每周泄漏监控；
- (6) 该日志应当遵循 7) 中所描述的要求。

上述要求不能取代 DNV 第 4 册机械与系统第 1 章节机械系统中的安全要求。

10) 需提交检测泄漏点的方法。制冷剂管理程序至少含下述内容：

- (1) 如何监测可能泄漏的制冷剂系统；
- (2) 多久采取此类监测；
- (3) 何时采取补救措施的极限点；
- (4) 详细描述监控损耗、漏泄、通气和处理冷冻剂应采取的措施。

11) CLEAN DESIGN 要求制冷剂的 GWP < 1890，其他要求同 CLEAN 一致。

## 1.2 LR (英国劳氏船级社) (Environmental Protection、+R 符号)<sup>[2]</sup>

1) 这些要求适用于所有船舶的冷藏和空调装置。包括常规冷藏货船、用管道空气冷却的集装箱船、以及设有再液化装置的可燃气运输船上的冷藏装置。这些要求不适用于厨房、配膳室、酒吧及船员住舱等民用独立式冰箱。

2) 在冷藏或空调装置中禁止使用含氯氟烃 (CFC)。

3) 如使用卤化氟化合物为制冷剂，其必须满足 ODP=0，GWP<sub>100</sub><1950。

4) 系统的布置应有适当的隔离措施，以便在进行保养、服务或修理时，不致将冷冻剂释放至大气中，使用回收装置时，对于不可避免的微量释放是可以接受的。

5) 为了回收冷冻剂，压缩机应能将系统内的装料排空至液体容器。此外，回收装置应设有能将系统排空至现有的液体容器或者为此目的的专用液瓶中。液瓶的数量应足以储存系统中隔离点之间的全部容量。

6) 如使用多种冷冻剂时，在系统抽空时，不允许相混。

7) 应采用防止漏泄及其定期检测的措施，使冷冻剂的漏泄减至最小。检漏的频率和允许的最大泄漏量取决于每个系统的充注量，见表 1。

表 1 检漏频率和泄漏量

充注量	< 3 kg	3~30 kg	30~300 kg	> 300 kg
周期	6 月	3 月	每个月	每个月
泄漏量	10%	10%	5%	< 3%

8) 报告需显示备有相关证明的有资质的人员，根据表 1 周期性规定，用被校准的仪表采用直接或间接的方式进行泄漏测试。

9) 应提供一种适合于所使用冷冻剂的漏泄检测系统,以便对冷冻剂可能漏泄的处所进行连续监测。当该处所的冷冻剂浓度超过预先规定值(氨为 25 ppm; 卤化氟化合物为 300 ppm)时,则在长期有人的处所发出报警。报警后,应尽快执行适当的补救方法以修复漏泄。

10) 应有效地建立和执行制冷剂管理程序,该程序详细涉及控制损耗、漏泄、通气和处理冷冻剂应采取的措施。

11) 应保存冷冻剂清单和值班日志的记录,其中包括:

- (1) 加到每一系统的冷冻剂;
- (2) 冷冻剂的漏泄,包括补救方法;
- (3) 冷冻剂的回收及其储存处;
- (4) 冷冻剂处置(含量及位置);
- (5) 人员需有丰富的经验或有维护船上制冷系统的资质,即有相关的证书。

12) 在正常的系统检修周期中需核对漏泄后的修补和记录,以及在修补好漏泄后的 1 个月内漏泄点的复查,确认修补有效。

13) 记录需显示 10) 中规定的操作程序被有效贯彻。这些记录以一定的形式至少需在船上保留 3 年,如有必要,需提供给 LR 验船师检查。

14) 于系统使用周期内需配置 1 份制冷剂航海日记本。必须记录已使用的制冷剂的种类和数量及在保养维护和最终处理时增加和再利用的数量。

15) 所有参与下列活动的人员必须具有一定的经验或具有相关的资质:

- (1) 当船舶带有 EP 入级符号时,安装,保养或维护制冷装置;
- (2) 检验如用于制冷剂气体泄漏装置的;
- (3) 维修或实施预防措施,如泄漏点的。

### 1.3 ABS (美国船级社) (ENVIRO、ENVIRO+和 EP2020 符号)<sup>[3,4]</sup>

ENVIRO 主要对环境保护提出要求,除了满足 MAPOL 附则 VI 的要求外,还有如下要求:

1) 要求适用于所有船舶的具有集中货物冷藏系统、中央空调系统、集中制冷系统的冷藏装置,包括冷藏船、渔船和设有再液化装置的气体运输船等。本条要求不适用于船上家用型独立式空调装置和冰箱;

2) 禁止使用消耗臭氧物质的制冷剂,如 CFC。但氯化氢氟烃(HCFC)物质允许在 2020 年 1 月 1 日前使用;

3) 冷藏系统应设置适当的保护措施,以防止在保养或修理时造成制冷剂的大量泄漏。但对于与使用制冷剂回收装置相关的不可避免的微量释放可以接受;

4) 为回收制冷剂,压缩机应能将系统内的充装物排空至液体接收器。而且,回收装置应能将系统排空至现有的液体接收器或为此目的而设的相关容器中;

5) 回收制冷剂的容器容量至少是该系统制冷回路中所充注制冷剂的 1.25 倍;

6) 每一系统的制冷剂,年度泄漏量应小于其全部充装量的 10%。并装设 1 个泄漏探测器,以连续监测制冷剂可能泄漏的处所。而且应在有人值班的处所设置报警器,以便在制冷剂浓度超过预先设定的值(如氨为 25 ppm,其他制冷剂为 300 ppm)时发出报警;

7) 应对制冷剂的更换、泄漏、回收及处置等予以记录并保存;

8) 当使用多种制冷剂时,应采取措施避免发生混合;

9) ENVIRO+ 要求制冷剂的 GWP 必须 < 2000,其他要求同 ENVIRO 一致;

10) EP2020 规定了船东必须负责在 2020 年 1 月 1 日起用 GWP < 2000 的制冷剂更换原船不满足该要求的全船制冷系统制冷剂。

### 1.4 CCS (中国船级社) (CLEAN、RSC 符号)<sup>[5]</sup>

1) CLEAN 要求不能使用消耗臭氧层物质的制冷剂,只能采用 HFC (氢氯氟化合物) 和一些自然制冷剂;

2) 此外,除回收制冷剂所需容器的容积量未定义外,所必配的制冷剂回收和泄漏探测装置的要求与 ABS 一样;

3) 如要获 RSC 附加标志, 除满足 CLEAN 的要求外, 全球变暖潜能值 (GWP) 应 < 2000。

### 1.5 BV (法国船级社) (CLEANSHIP、CLEANSHIP SUPER 符号) [6]

1) CLEANSHIP 要求不能使用消耗臭氧层物质的制冷剂, 只能采用 HFC 和一些自然制冷剂, 如 NH<sub>3</sub> 或 CO<sub>2</sub>, 制冷剂的 ODP 必须为 0。制冷剂系统需配置制冷剂回收和泄漏探测装置;

2) CLEANSHIP SUPER 要求制冷剂的 GWP 必须 < 2000, 其他要求同 CLEANSHIP 一致。

### 1.6 GL (德国船级社) (EP (Environmental Passport 符号) [7]

1) 制冷系统应采用有利于环境的制冷剂, 推荐采用自然制冷剂 NH<sub>3</sub> 或 CO<sub>2</sub>;

2) HCFC 在 2020 年 1 月 1 日以后不得使用, ODP 为 0, GWP ≤ 3800;

3) 制冷系统必须配备泄漏探测装置, 每年制冷系统的泄漏量不应超过总充注量的 10%;

4) 制冷系统必须配备回收装置。

### 1.7 RINA (意大利船级社) (CLEAN-AIR 符号) [8]

1) HCFC 在 2020 年 1 月 1 日以后不得使用, ODP 为 0, GWP < 2000;

2) 制冷系统必须配备回收装置;

3) 制冷系统必须配备泄漏探测装置, 每年制冷系统的泄漏量不应超过总充注量的 10%。

## 2 结语

1) 各船级社环保船级符号及对制冷剂的限制见表 2;

表2 各船级社环保船级符号及对制冷剂的限制

船级社	DNV	LR	ABS	CCS	BV	GL	RINA
环保船级符号	CLEAN/ CLEAN DESIGN	EP / +R	ENVIRO/ ENVIRO+/ EP2020	CLEAN/ +RSC	CLEANSHIP /CLEANSHIP SUPER	EP	CLEAN-AIR
HCFCs	自 2020 年 1 月 1 日 起限制使用						
ODP	0						
GWP	< 3500 / < 1890	< 1950	NA / < 2000 / *	NA / < 2000	NA / < 2000	< 3800	< 2000
回收装置	有						
泄漏监测系统	有						

\* 船东必须负责在 2020 年 1 月 1 日起用 GWP < 2000 的制冷剂更换不满足该要求的所有船舶上的制冷系统中的制冷剂。

2) 制冷剂泄漏量检测要求: LR 是根据系统大小来充注制冷剂, 并按百分比设定; 其他船级社都为每年制冷系统的泄漏量不应超过总充注量的 10%;

3) 制冷剂泄漏报警点设定: LR、ABS 和 CCS 规定对氨为 25 ppm; 对卤化氟化合物为 300 ppm; 其他船级社未明确;

4) 制冷剂管理程序描述: DNV、LR 和 ABS 对船舶上的制冷剂更换、泄漏、回收及处置等要求进行详尽的描述。CCS、BV 等船级社规范中涉及部分只提到未详尽。

### 【参 考 文 献】

- [1] Rules for Classification of Det Norske Veritas Ships Newbuildings Special Equipment and Systems Additional Class[S]. 2011.
- [2] LR. Rules and Regulations for the Classification of Ships[S]. 2010.
- [3] ABS. Guide for the Environmental Protection Notation for Vessels [S]. 2009.
- [4] ABS. Notations and Symbols[S]. 2011.
- [5] 中国船级社钢质海船入级规范[S]. 2006.
- [6] BV Rules for the Classification of Steel Ships[S]. 2011.
- [7] GL Rules & Guidelines VI- Additional Rules and Guidelines [S]. 2011.
- [8] 安毓辉. 船舶制冷装置制冷剂的使用和限制[J]. 上海造船, 2009, (2): 24-26.

# 船舶导流管制造与焊接工艺研究

汪永茂<sup>1</sup>, 金 军<sup>2</sup>

(1. 上海华润大东船务工程有限公司, 上海 200120;

2. 沪东中华造船(集团)有限公司, 上海 200129)

**摘要:** 对船舶导流管的结构与形式以及其功效进行了阐述。结合实际施工建造中的实例, 对 3530kW (4800HP) 拖轮的导流管的胎架制作、导流管焊接、定位安装等工艺措施和方法进行研究和分析。运用该工艺, 使导流管的建造精度得到有效控制, 并取得良好的效果, 为同类型船舶提供借鉴。

**关键词:** 船舶导流管; 制造工艺; 焊接要求

中图分类号: U671.83

文献标识码: B

文章编号: 2095-4069 (2012) 03-0069-05

**Abstract:** This paper elaborates the structure, configuration and function of marine nozzles. Taking a practical example under construction to study and analyze the technical measures and methods for the bed-jig fabrication, welding, as well as positioning and installation of a 3530 kW (4800 HP) tug nozzle. Based on the proposed technique, the nozzle construction accuracy is effectively controlled to achieve excellent outcome, which can provide some guidance for same type of vessels.

**Key words:** marine nozzle; manufacturing technique; welding requirement

## 0 引言

当船舶航速低、螺旋桨负荷大时, 配以适当的导流管可使推力增大, 提高推进效率。含导流管的螺旋桨多用在拖船以及限制吃水的船舶上。它是由特定剖面形成的环, 安装于船舶艏部, 与螺旋桨安装在同一轴线上, 并套在螺旋桨上的一个钢制多曲面组合体上。由于在使用过程中承受载荷复杂, 对结构的防腐要求高, 因此对导流管制造工艺也提出了特殊的要求。

## 1 导流管的结构与种类

导流管是由内、外壳板、内部环形隔板和纵向筋板焊接而成的环形结构, 螺旋桨位于导流管最小截面处, 导流管的转动轴线通过螺旋桨圆盘面, 桨叶端部与该处导流管内壁之间的间隙应尽可能地小, 通常不超过螺旋桨直径的 0.5% 或 1 cm<sup>[1]</sup>。

根据工作状态导流管分固定式和转动式 2 种, 固定式导流管固定在船尾, 通常将轴架和舵叶下支承组合在一起; 转动式导流管可绕竖轴转动, 一般约转 40°, 并可兼作舵使用。采用转动导流管, 可改变螺旋桨尾流方向, 提高了船舶的操纵性, 特别是低速航行时的机动能力。

为防止导流管内壁的腐蚀, 螺旋桨区域内应采用耐腐蚀材料, 所有对接焊缝应磨平。采用耐腐蚀材料其板厚可减少 15%。

## 2 导流管的作用<sup>[2]</sup>

采用导流管能提高推力和推进效率的原因如下:

1) 导流管从进口到螺旋桨盘面处的管段过水断面逐渐收缩, 水流速度在管内逐渐加大, 相当于间接

第一作者简介: 汪永茂, 男, 工程师, 1973 年生。2010 年上海交通大学网络学院船舶与海洋工程专业毕业, 主要从事船舶建造的工艺研究。

收稿日期: 2012-01-18

地加大了螺旋桨的进速系数，从而提高了螺旋桨的效率；

- 2) 桨后尾流受导流管结构限制不能收缩,使导流管出口处的轴向诱导速变小,更有利于螺旋桨的推进;
- 3) 叶梢和导管间距很小,叶面和叶背压力差所引起的叶梢涡流损失减少;

4) 由于导流管内螺旋桨的泵水作用,使管内水流速度大于管外,形成管内压力小于管外压力,其压力的合力方向指向导流管中心且偏离船舶的前进方向。将合力分解为一个径向分力和轴向分力,因为导流管是封闭的圆筒形,周围的径向分力互相抵消,这样,只剩轴向分力推动导流管,有利于船舶前进。实际上,作用于导流管上的轴向力还需考虑导流管自身受到的水流阻力消耗。

### 3 3530kW (4800HP) 拖船导流管制作

该船的导流管是一个双曲筒形结构,呈喇叭口形。整个组合体包括导流管本体、舵钮托架、尾轴架和导流管柄四部分,采用 CCS (中国船级社) A, S.S316 不锈钢、铸钢材料,组件约重 3t (单侧),左右对称,见图 1。因为要与舵钮托架相接,需考虑船体舵系的定位,这就使得导流管制作、焊接和安装工艺变得更为复杂。

#### 3.1 胎架制造

胎架是船体分段装配与焊接的一种专用工艺装备,必须有一定的强度和刚性,并且胎架型值所形成的工作面应与结构外形相贴合。胎架的结构形式分为胎板、桁架、支柱 3 种,结合该船导流管的外形,需制作一特殊的专用胎架,为支柱和胎板混合形式,见图 2。

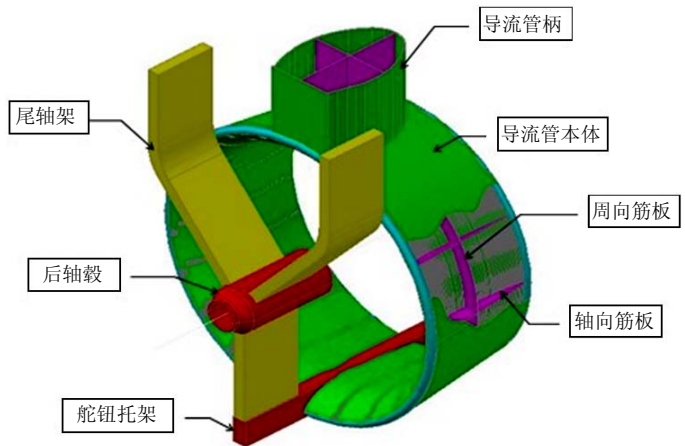


图 1 导流管组合

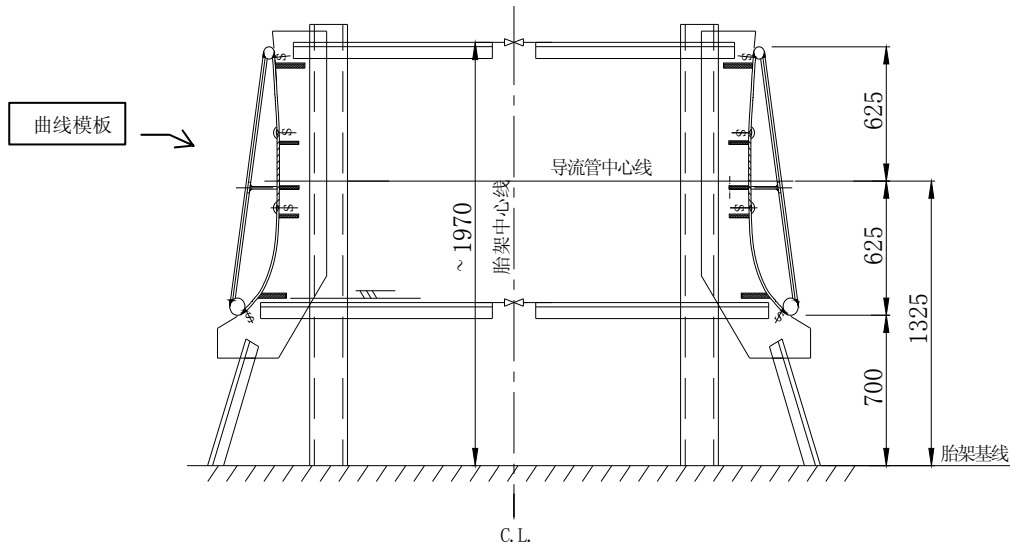


图 2 胎架外形

根据导流管内侧板型值,径向设置 12 块曲线模板,保证导流管马鞍形曲面板的外形。并在上下做两个水平的假平台,见图 3。为确保该胎架的刚性,其水平胎板厚 12mm,径向胎板厚 10mm。各径向和水平胎板皆用数控下料,水平胎板可分数块上胎架合拢,胎架合拢需对角拉线复对同心,且保证同一水平高度。各径向胎板按尺寸要求开缺口,间隙 0.5mm,方便水平加强筋的嵌入安装。并在距

胎架基线 1325 mm 高度处喷水平线和板缝断线, 径向胎板分中安装理论线与导流管径向肋板一致, 并在 1325 mm 水平线处打定位点方便结构定位安装。

### 3.2 导流管各部件的组合

导流管筒体在胎架上装配定位, 待导流管内侧板、径向肋板、环向肋板定位焊后装上下圆钢, 然后安装舵钮托架和导流管柄, 导流管筒体内部各结构按焊接方法和次序烧焊结束再封外侧板, 见图 4。根据舵钮托架中心线位置、最前端距下圆钢底端距离 500 mm, 距中 1241 mm。整个托架上平面与筒体相切, 即该平面竖直向下, 利用线锤定位, 确定舵钮托架位置。导流管柄需单独组装一体, 包括上封板下的衬垫板焊接, 但上封板暂不焊。

导流管柄定位之前, 内侧板外侧在导流管柄区域应做好导管中心线的标记, 将圆钢与内侧板先焊接好, 再根据距胎架中心线 2203 mm、导流管柄的中间纵向隔板的 FR-1 位置 (距导流管水平中心线距离 39 mm), 定位导流管柄。在导流管不锈钢内侧壁打上十字定位点, 以备上船安装定位用。

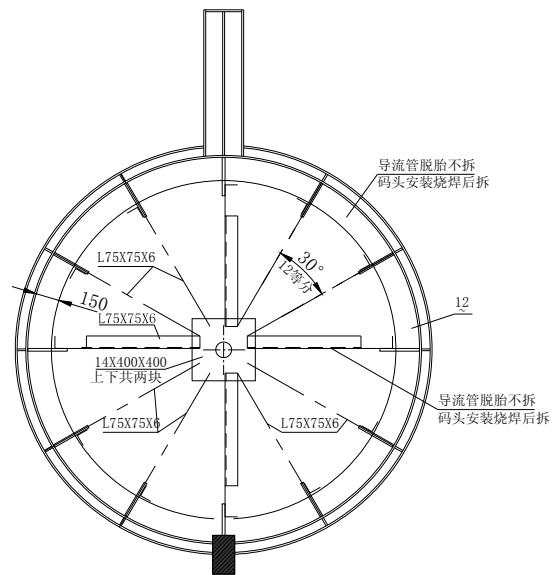


图3 假平台示意

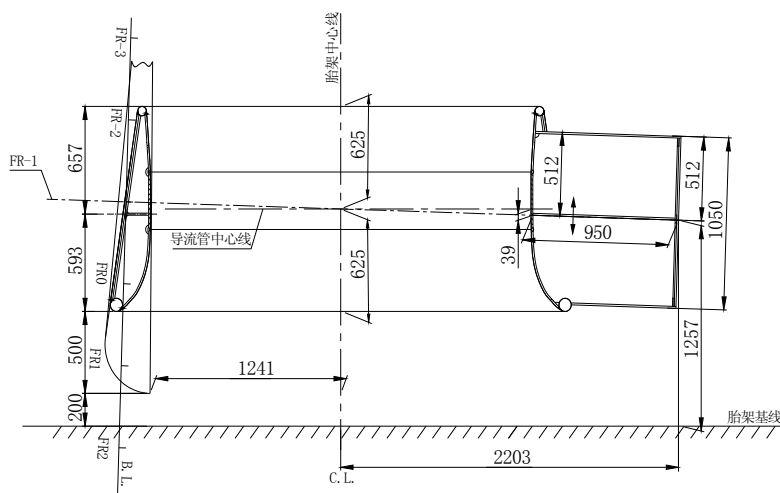


图4 组合定位

### 3.3 制造要求

- 1) 径向胎板垂直度 1/1000;
- 2) 径向胎板与胎架平台理论划线偏差  $\pm 1$  mm;
- 3) 水平胎板高度与理论高度尺寸  $\pm 1$  mm;
- 4) 径向和水平胎板位置偏差  $\leq 2.0$  mm;
- 5) 水平胎板的弯曲度  $\leq 2$  mm (在 700 mm 范围内);
- 6) 导流管内侧板上胎架与径向和水平胎板复合间隙  $\leq 0.5$  mm;
- 7) 导流管中心线处直径与实际尺寸 2480 mm 的偏差  $\pm 2$  mm。

### 3.4 焊接要求

1) 内壳板同环形隔板的连接采用双面连续填角焊, 外壳板应尽可能采用与环形隔板连续焊, 开槽焊要求<sup>[3]</sup>环形隔板焊孔长度  $\geq 90$  mm, 宽度  $\geq 2t$  ( $t$  为导流管壳板厚度), 最大 30 mm, 间距  $\leq 150$  mm, 孔内焊缝的最小焊喉厚度为  $0.7t$ ;

2) 焊条牌号为 A302 (相当于 AWS E309-16), 并具有质保书。焊条应经烘干后使用, 烘焙温度为 200~250℃, 保温 1h。焊工应具有 CCS 或其他船级社的焊工合格证书, 并在产品焊接之前由 CCS 船检师认可后方可进行产品焊接;

3) 构架件安装定位焊时, 应采用 A302 焊条焊接, 焊条直径 $\leq 4\text{mm}$ 。定位焊长度 $\geq 50\text{mm}$ , 焊缝应具有足够的厚度, 并尽可能填满弧坑;

4) 采用直流反接 (DCEP) 的电源极性, 其焊波宽度不大于焊条直径的 2.5 倍, 立焊不大于焊条直径的 3 倍;

5) 角焊缝推荐焊接参数见表1。

表1 A302焊条不同焊接位置的焊接参数

焊接位置	焊条直径 $\phi/\text{mm}$	焊接电流/A	电弧电压/V
平角焊	4	140~170	24~27
	5	170~200	26~28
立角焊	3.2	80~120	23~26
	4	135~160	24~27
仰角焊	4	140~170	24~27

(6) 角焊缝焊脚应 $\geq 6\text{mm}$ , 焊接速度不宜过慢, 焊缝与基体金属应熔合良好, 焊趾整齐, 单道角焊缝两侧焊脚的偏差应 $\leq 2\text{mm}$ 。严格控制道间温度, 每一焊道焊接前, 角焊缝施焊侧温度应控制在 100℃ 以下。

7) 不得在不锈钢上随意引擦弧, 无论是对接缝定位焊还是角接缝内定位焊, 引熄弧均需在引熄弧板上或焊缝内进行, 且定位焊药渣必须清除。

8) 表面焊缝焊完后, 反面焊缝清根必须用批铲清除, 严禁采用碳刨。

9) 多层焊时, 每焊完一层需彻底清除熔渣, 对焊缝仔细检查, 当无缺陷时并等前一层焊缝冷却到 60℃ 以下再焊下一层, 在不锈钢板与异种钢焊接时, 第一道焊须靠异种钢一侧先打底焊作为过渡, 然后再对过渡层与不锈钢进行焊接, 以此类推。

10) 导流管轴毂铸钢与尾轴架的焊接必须对焊道预热到规定的温度。

## 4 控制变形措施

为控制导流管周向的焊接变形, 避免完工后尺寸有偏差影响螺旋桨的安装, 除了对导流管各零件的下料、加工、焊接等工序做到精确, 在施工中还需采取必要的防范措施。

为确保导流管的同心圆尺寸, 除了采用传统的“米”字形工装加强, 还需加装几层环形假平台来控制导流管的变形。

胎架半径留有 1mm 反变形补偿值, 制作完毕后筒体需测量上下口直径及导流管中心线处实际尺寸, 并记录, 上下口要求加强才能脱离胎架。

导流管焊接次序为先焊接内侧板的纵向板缝, 再焊上下内侧板与不锈钢的环缝, 该环缝采用十字交叉逐步退焊法, 焊接时注意用小电流, 小直径焊条, 见图5。

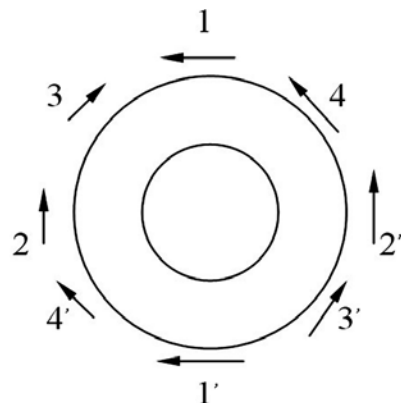


图5 焊接次序

## 5 防腐及密性要求<sup>[4]</sup>

导流管是水下装置, 要求结构密闭, 耐腐蚀, 因此在制作过程中, 除了板材前期需喷砂除锈涂底漆外, 在封板前还要对内部结构刷一层沥青漆, 并在导流管体外设置锌块作为牺牲阳极以达到导流管的电化学防腐要求。而密性, 要求整体机构充入惰性气体后, 内部气体在 0.05 MPa 的压力上保压至少 5 min, 若整体

无气体泄漏, 方为合格。

## 6 结语

通过对胎板精确放样, 胎架按线型制作, 并制定严格的焊接要求及焊接顺序, 经过一系列的工艺措施保证, 在 3530kW 拖轮导流管的制造上达到了理想的效果, 为后续上船的精确安装和使用起到关键作用, 同时, 也为今后此类型结构的导流管制作与焊接提供切实可行的参考方法。

### 【参 考 文 献】

- [1] 中国船舶工业总公司. 船舶设计实用手册舾装分册[M]. 北京: 国防工业出版社, 2000.  
 [2] 童复兴. 浅谈导流管的作用、损坏原因和修理工艺[J]. 航海技术, 1992, (5): 47-48.  
 [3] 中国船级社. 钢制海船入级规范[S]. 北京: 人民交通出版社, 2006.  
 [4] 曾小磊. 船舶导流管组件制造工艺的要点分析[N]. 科技创新导报, 2011, (14): 76-77.

(上接第 39 页)

表 1 机械式和气动式装卸货的特点比较

机械式装卸货	气动式装卸货
装卸货系统需要的动力较小, 只能近距离输送	装卸货系统需要的动力较大, 可以远距离输送
对码头要求较高, 必须方便船舶停靠、水泥罐车通行	对码头要求不高, 可以远距离停泊或锚泊时输送
码头往往没有水泥存储装置	码头有水泥存储装置
设备少, 费用低, 维修保养简单	设备多, 费用高, 维修保养复杂
自动化程度高, 可一人于货物控制室操作	自动化程度高, 可一人于货物控制室操作

从表 1 可见, 集机械、气动装卸货于一体的自卸水泥船能适用各种情况。

## 3 新一代自卸水泥船发展趋势

新一代自卸水泥船的发展趋势可归纳如下:

1) 吃水浅、操纵灵活的江海直达中小型自卸水泥船将大有市场。自卸水泥船属于高附加值的船舶, 而水泥价格相对较低, 另外水泥产地分布很不均匀, 大量的厂商位于内地, 因此如果能够航行并灵活操纵于大多数内河河道, 将大幅降低成本。

2) 自卸设备系统将简化。多种装卸货形式并存以及高自动化, 带来了自卸设备的复杂化, 从而增加了维修、维护的困难, 因此在保证功能的前提下, 如何精简设备是设备商将来要考虑的问题。

3) 针对不同码头配套设备的“支线型”单一装卸货方式的大型自卸水泥船将出现。随着产业调整的深入以及国家对节能减排要求的提高, 技术低下的小型水泥厂商将逐渐淘汰, 大型水泥企业的实力将逐渐增强, 针对不同大型专用码头的具有单一功能(特别是针对码头存储设备齐全的气动装卸货)的大型自卸水泥船将涌现。

## 4 结语

近年来, 绿色环保及高自动化已经成为当前造船的重要主题, “绿色造船”的概念已经成为强制性规范, 我国作为水泥生产大国, 自卸水泥船的时代即将到来。

### 【参 考 文 献】

- [1] 孙家鹏, 郭晟江等. 15000dwt新一代自卸水泥船开发设计和建造技术[R]. 中国国防科学技术报告. 2011.  
 [2] 上海科学技术情报研究所. 15000t 自卸水泥船水平检索报告[R]. 编号: 20111226SH. 2011.

# 论造船企业科技管理的深层推进与成果体现

邵天骏

(沪东中华造船(集团)有限公司, 上海 200129)

**摘要:** 科技管理在造船企业中的作用显而易见。从科研项目管理、专利申请、成果鉴定、科技创新和技术进步等几方面着手, 多角度分析了科技管理深层推进与成果体现的重要性与必要性, 反映了如何精心谋划、全面把握、综合平衡的各项举措, 并从全过程管理、可行性运作、支撑点辐射和中长期发展上提出了相应的建议及对策。

**关键词:** 造船企业; 科技管理; 科技创新; 知识产权保护

中图分类号: U673.2

文献标识码: C

文章编号: 2095-4069 (2012) 03-0074-05

**Abstract:** The usefulness of scientific and technological management in ship building enterprises is apparent. Regarding the aspects of research project management, patent application, achievement evaluation, scientific innovation and technological advancement, this paper analyzes, from multiple angles, the significance and necessity for in-depth promotion and achievement embodiment of the scientific and technological management; reflects several measures for careful planning, overall control and comprehensive balancing; and puts forward some suggestions and solutions in terms of entire process management, feasibility operation, supporting point spreading, and mid to long term development.

**Key words:** shipbuilding enterprise; scientific and technological management; technological innovation; intellectual property protection

## 0 引言

近年来, 国内外许多造船企业不同程度地加大了科技投入和科技开发的力度, 究其原因, 首先是全球金融危机的肆虐对船市造成的巨大冲击, 外部环境的严酷现实要求企业在中高端产品研究开发中有新的突破; 其次是世界造船业高技术、高附加值的船舶产品日益受到重视和欢迎, 我国的造船企业要想有较大的作为, 就不能满足于现状, 在常规船舶上故步自封, 止步不前; 再者尽管我国已是世界造船大国, 但离世界造船强国尚有距离, 科技创新和技术进步的能力还有待进一步增强。为此, 科技管理的着力点主要是增强造船企业的自主创新能力<sup>[1]</sup>, 扩大船舶产品的承接范围, 调整企业的产品结构, 积极设计、建造高技术、高附加值船舶产品, 并有步骤、有选择地增加船型储备, 拓宽船型品种, 应对市场的严峻挑战, 力求在尽可能短的时间里, 巩固消化科技创新成果, 使科技管理的深层推进与成果体现显示出它的最大价值。

## 1 重点突出及总体把握

### 1.1 科研项目管理

造船企业科技项目管理的层层衔接、环环相扣和全面把握是整个科技管理需要突出的重点和着力点。其涵盖的范围不仅包括省市级及以上的各类重大科研项目, 而且也包括区县级及企业自筹经费科研项目。科研项目管理应是横向、纵向联动与考核的全范围覆盖, 并且是项目管理和项目研究的有机结合, 从而获得科技管理开展和科技效果体现的最佳支撑点。

科研项目管理要理顺关系, 平衡节点, 明确科研任务、攻关目标、时间周期的总体方案, 优化管理程序, 尤其要使科研项目管理面向经济、社会和企业科技发展, 充分发挥企业科技开发实力、专业技术特色, 充分发挥国内高等院校、科研院所与国外专业机构的技术优势, 充分体现产学研合作的强大旺盛生命力, 构筑起国内外技术合作、技术交流与能级良性互动、科技创新发展的重要平台。

**作者简介:** 邵天骏, 男, 高级工程师。1957 年生, 1988 年毕业于上海市闸北区业余大学, 现从事船厂科技管理工作。

收稿日期: 2012-02-04

## 1.2 专利申请

知识产权工作是科技管理的一项重要内容，在总体把握上要有创新的思路和拓展性的规划，并能适应造船企业可持续发展的内在要求。

专利的申请要有针对性、新颖性和独创性，要有能够投入推广应用的相应平台，需要科技管理者思绪开阔，不拘一格，着眼于企业眼前和未来的科技发展规划，不在于大而全，只要有创新点和闪光点就可以申请，包括发明专利和实用新型专利。通常情况下，企业员工申请的专利属于职务发明的居多，有利于推动企业的科技创新和技术进步，有利于保护企业集体和个人的发明创造成果。

## 1.3 成果鉴定

造船企业承担的拨款项目和企业基层部门承担的自筹经费科研项目，在任务结束后，除了需要提供项目技术总结报告、工作总结报告或验收报告，以及开展过程中获得受理、授权的专利数量以及项目正式验收报告外，另一个重要的标志性内容反映在项目的技术成果鉴定上，是项目结题验收后的成果得到进一步体现的自然顺延。技术成果鉴定要撰写专门的技术报告，将项目取得的成果和突破的关键技术进行精心提炼，同时与国内外同类产品进行比较，能够体现经济效益与社会效益，反映专利受理、授权的情况，由鉴定单位组织专家进行技术成果鉴定，并经确认同意后，向区县级、省市级和有关国家部委乃至国家各级奖项评选机构申报。

## 1.4 科技创新和技术进步

在科技管理中，与技术成果鉴定相关联的另一个申报渠道，就沪东中华而言，还有企业一级的科技创新和技术进步奖，其奖项的要求和级别相对要低，只要能全面反映企业科技发展的实际情况，不要求有很高的科技创新立意，也不特别强调在行业内的领先水平，在企业内属于技术、工艺领先或先进及以上，取得了降本增益的较好成果，获得了可观的经济效益和社会效益<sup>[2]</sup>，并有着良好推广应用价值的，都可以申报科技创新和技术进步奖。科技管理者从中筛选出有较高科技含量和价值的项目，然后组织专家进行最终奖项等级的评审。

通过多层次科技创新和技术进步的全面推进，构筑起企业一流的科技创新体系<sup>[3]</sup>，完善企业科技创新和技术进步的先进网络<sup>[4]</sup>，推动企业有序、健康发展。此外，合理化建议是科技创新和技术进步的重要组成部分，通常分为意见型、建议型、信息型和发明型<sup>[5]</sup>，量和质的评估以及经济效益的衡准不能只注重眼前利益、局部利益或一些价值大的建议项目，其他方面如微利合理化建议应同样给予重视，力求达到建议来源多渠道、内容多样性、等级多层次，使合理化建议开展的基点更加牢固。

# 2 科技支撑与关联布局

## 2.1 项目的立项、进展和结题

科研项目的立项、进展和结题管理的好坏、水平的高低、成果的大小，直接关系到企业的科技实力和市场竞争能力，关系到企业的生存与发展，要求科技管理者在管理的全过程中拿出真心，做到用心，把握重心。要经常和及时地与项目负责人、研究开发人员和财务人员对项目进展、报告撰写和经费使用等多方面的协调与沟通，发现问题，及时解决；在科研项目管理中，不仅主动做好工作，而且遇事多思考，多动脑筋，优化管理流程，推进管理工作，使项目处于可行、可控和可操作的范围内；要注重管理节奏，体现管理内涵，平衡项目的节点及抓大放小，重视轻重缓急。

项目的立项、进展和结题是一项细致的工作，来不得半点的马虎。立项时的项目建议书申报，可行性研究报告或计划任务书撰写，立项后的项目推进和取得的阶段进展评估，结题时的技术总结报告、工作总结报告或相应的验收报告准备，都要求有条不紊、有的放矢，提供的材料清晰，数据准确，内容丰富。把科研经费使用的必要性、合理性全面地体现出来，确保项目投入的人力、物力和财力匹配，与研究的内容、步骤、节点和控制点相互对应。

## 2.2 知识产权的保护和应用

积极促进知识产权在船舶设计、建造中的应用力度，提升船舶设计、建造科技创新的实力和能力。重视对知识产权的保护，使知识产权的保护和应用做到过程最佳化、利益最大化、效果最优化，确保知识产

权的保护与应用之间有序衔接, 层层递进, 良性互动, 健康发展。

### 2.3 科技创新体系的完善和优化

企业科技创新体系的逐步完善, 需要在 3 个方面有所作为: 1) 把握全局, 组织保证; 2) 统一认识, 思想重视; 3) 推进有力, 层层突破。做到以完善的科技创新体系、多层次的科技人才队伍建设、相应和稳步提高的科技投入为保证, 以科技发展、技术争先和市场需求为导向, 不断推出拥有自主知识产权、科技领先、市场竞争能力强的船舶产品和其他多种经营产品。通过不懈的努力, 使企业的科技创新体系打造出能够支撑企业在市场竞争中始终立于不败之地的重要资本。

此外, 企业科技创新体系的完善和优化是一个相辅相成、前后递进的关系, 体系完善的同时要有优化的战略性思考, 要有相应的配套措施跟上。在船舶产品的升级换代中, 重点是强化科技创新和技术进步的理念, 加大科技开发的力度, 优化科技创新的体系和思路, 进一步增强企业自主创新能力, 打造企业精品船型和新船型开发, 为企业科技开发、经营承接、生产完成营造强有力的科技创新氛围, 为企业的科技发展创造有利的条件。

## 3 工作中需要平衡的步骤

### 3.1 对内涵与外延关系的把握

造船企业科技管理的重点突出及总体把握、深层推进与成果体现, 是具体工作中需要平衡与把握的两个重要方面, 其拥有的深刻内涵和丰富外延不容忽视。尤其在自主创新能力方面, 对内涵与外延关系的把握要做到产学研联手, 注重实效; 开发应用, 着眼未来; 精心规划, 增添后劲; 提高层次, 赢得市场<sup>[1]</sup>。

把握内涵与外延关系中的内涵, 要注重把握以科技创新推动企业运行机制的平稳, 提升企业技术水平和管理水平, 以企业的技术优势和良好的对外信誉赢得市场, 并善于吸收国内外的先进造船技术和经验<sup>[6]</sup>, 进一步提升企业的市场竞争力。把握内涵与外延关系中的外延, 就是要充分利用外延所具有的原有优势, 使企业的发展能够始终瞄准国际船舶市场的最新动向, 注意吸取国内外的先进理念和技术, 推动企业更好、更快地向前发展。

### 3.2 对轻重缓急节奏的把握

对轻重缓急节奏的把握, 主要是对时间节点及内容先后的一种能力掌控, 需要有相应的举措和突破, 以及自身素质能力的提高。科技管理要力求做到总体把握, 有所侧重。重大科研项目通常立意起点高, 关键技术多, 完成内容多, 考核节点多, 解决问题多, 因而管理难度也加大了。

对轻重缓急节奏的把握, 重点是针对项目进展过程中出现的紧急、一般和暂缓等需要不同方式处理的事项加以区分和平衡。对关键技术研究, 要积极做好各项配合和协调工作。紧急的事项需要立即处理, 并给出明确的完成期限; 一般的事项安排在相应的时间内进行处理, 同时进行后续跟踪; 暂缓的事项则可往后挪一挪, 待时机成熟时再进行安排。有时多个不同的事项互相交织, 需要认真思考分析及与项目负责人沟通后再安排好先后。一个出色的科技管理者应具有在科技管理中能提出问题、发现问题和解决问题, 并逐步加以事前完善、事中跟踪和事后提高的头脑。

### 3.3 对重要性与一般性的区分及衡准

重要性与一般性的区分及衡准, 是在通盘考虑的前提下进行的平衡与抉择。只有分清主次, 以先进的衡量标准加以对重要性与一般性的区分, 才能有效避免人力、物力和财力的盲目投入与浪费, 才能将投入产出的效益最大化, 从而以最少和必要的投入, 达到科技投入和科技开发的最佳水准。取得创新思路、创新理念的科技成果。要善于总结经验教训, 理清重要性与一般性的内在关系, 做好科技管理的各项工作。

## 4 建议与对策

### 4.1 要强化项目研究的全过程管理意识

强化科研项目研究的全过程管理意识, 是科技管理重点关注的内容之一, 是提升我国整体科技实力的

重要内容。项目研究的全过程管理，要从企业的制度和措施上予以切实保证，并从一开始就有详细的规划和实施方案及所要达到的目标。时间节点和路线图要操作性强，能够循序渐进，经得起实践的检验。对项目研究内容的考核，除了季度和年度总结报告、结题验收报告等外，还要进行项目自查自评，既注重过程管理，又注重最终成果，两者相辅相成。项目的管理和阶段考核要体现先进性、合理性、可操作性，能够反映优化管理和创新管理的精髓。同时，亦要重视科研项目人员配置和经费的合理使用，把好钢用在刀刃上。

#### 4.2 要体现流程优化的可行性运作模式

全面体现流程优化的可行性运作模式，做到目标明确，优化管理过程，满足管理要素，体现管理水平，将优化的管理流程紧密运用到科技管理中，并在可行性运作模式上达到最优状态。使科技管理开展既有针对性，又有可行性；既有通用性，又有独到性；既体现共性管理技术，又体现个性管理技术，并始终保持持续长效。

体现流程优化的可行性运作模式要做到精心设计，精心管理，力求剔除其中多余且不尽合理的成分，以活跃的创新思维带动科技管理的良好开展，以超前的意识提前布局下一阶段的工作。要重视创新、稳步发展、提高3个阶段的量级递进：创新阶段通过改、扩建技术创新基础设施，为技术开发、工艺改进提供基础保障，通过创新工作程序制度化，建立比较完整的技术创新工作体系；稳步发展阶段是对技术研究开发的全面规划和技术研究开发能力的准确把握，推动企业的可持续发展；提高阶段是通过制度保障，将点滴积累的技术研究开发成果有效地保护起来，通过积极承担科研项目加大科研的投入力度、开展产学研互动等多渠道、多角度的技术研究开发活动，不断增强企业新的发展原动力。

#### 4.3 要加大知识产权的支撑点辐射功能

在做好优秀知识产权项目推广应用的同时，要有目的地加大知识产权的支撑点辐射功能，以及知识产权的工作力度。进一步完善知识产权的工作体系和创新功能，全面提升专利的申请数量和申请质量，每年保证专利的申请数量在上一年基础上有一个新的递增幅度，专利的申请质量稳步提高。支撑点的辐射功能要以科研项目和新产品开发为纽带，以集成创新技术为重点，以原始创新技术为基础，以造船设计建造、造船精度和涂层新标准等技术为抓手，把握全局，使推广应用的专利成果能够为国内有关造船企业所分享。

加大知识产权的支撑点辐射功能，需要从一开始就注意整个流程的合理性和切实可行性，做到操作性强，点面辐射到位，支撑点牢固，应用范围广，特别要在支撑点和辐射功能两大块上做足文章、做好文章，并有相应的后续配套作为保障。结合高新技术船舶建设开展知识产权战略研究，依照企业“数字造船、绿色造船”的理念，以科技发展和市场需求为导向，不断推出拥有自主知识产权、科技领先、市场竞争能力强的产品，并向企业间、行业内全面辐射。充分发挥知识产权在船舶设计、建造中的重要作用，提高企业的技术创新能力，使自主知识产权不断向纵深深化。

#### 4.4 要反映造船企业的中长期发展方向

除豪华邮轮外，目前我国已经能够建造大型液化天然气船、大型客滚船、大型挖泥船、万箱级超集装箱船等在内的一系列高新技术船舶产品。尤其是沪东中华建造的大型液化天然气船，为国内造船企业独家建造，是反映企业技术实力和中长期发展方向的重要一环，科技管理的深层推进与成果体现取得了明显的收获。2015年以前，是我国船舶工业发展的关键时期，需要造船企业紧紧抓住机遇，充分调动各方面的积极因素，利用世界造船产业向亚洲地区特别是中国转移的机会，及时承接造船高端产品，以提高企业在船舶市场上的竞争力，推动船舶工业的快速发展。

造船企业中长期发展方向的确立，还要考虑通过与国内外造船企业建立多渠道、大范围的合作关系，引进消化吸收先进技术，壮大企业的自身实力。掌握世界船舶市场发展的最新动向，有效地提高造船企业的整体科技管理水平、船舶的总体设计水平和企业的科技创新能力。

## 5 结语

造船企业科技管理的深层推进与成果体现，反映了以增强企业自主创新能力为目标，以打造精品船型、

新船型开发、已有船型优化和先进制造技术研究为重点,以高新技术、信息化技术为手段,以优化科技创新体系、增加科技投入和加强科技人才队伍建设为保证的一种可行操作模式。

在科研项目管理、专利申请、成果鉴定、科技创新和技术进步等方面,对造船企业科技管理的深层推进与成果体现至关重要。项目的立项、进展和结题,知识产权的保护和应用,科技创新体系的完善和优化,是科技管理过程中的主要考核节点。对内涵与外延关系的把握,对轻重缓急节奏的掌控,对重要性与一般性的区分及衡准,是创新管理、优化管理和优质管理的一种谋划。强化项目研究的全过程管理意识,体现流程优化的可行性运作模式,加大知识产权的支撑点辐射功能,反映造船企业的中长期发展方向等,则是体现与把握科技管理成果价值最大化的重要一环,有利于科技管理的顺利开展和有序推进。对企业的科技发展起着积极的推动作用。

### 【参 考 文 献】

- [1] 邵天骏. 技术创新在船舶企业发展中的作用探讨[J]. 造船技术, 2001, (1): 1-4.
- [2] 邵天骏. 技术进步是船舶企业可持续发展的必然选择[J]. 航海科技动态, 2002, (1): 16-21.
- [3] 邵天骏. 创新意识是船舶企业赢得市场的关键[J]. 航海科技动态, 2000, (12): 1-4.
- [4] 邵天骏. 厂所院校合作是增强船厂活力的重要途径[J]. 造船技术, 1993, (8): 5-7.
- [5] 邵天骏. 船厂合理化建议的探讨[J]. 造船技术, 1990, (1): 9-13.
- [6] 赵根龙, 邵天骏. 造船工业在建成上海国际航运中心中大有作为[J]. 造船技术, 1997, (9): 1-6.

(上接第 64 页)

该船电力推进系统与机舱监测报警系统设有外部接口。机舱监测报警系统由设在机舱具有声光报警功能的一只机舱监测报警箱组成。该报警箱对主配电板、主/辅发电机组、推进变频器、推进电机及各类负载的运行状态等各种监测报警信号进行采集,并通过局域网将各种信号显示在主配电板人机界面中,对整个电力推进系统的工作状态实行实时监测。

## 6 结 语

在单推进电机运行的经济航行工况下,36.5 m 电力推进拖网渔船航速达到 9.5 kn;在双推进电机运行的全速航行工况下,航速达到 12 kn;在拖网作业工况下,航速为 4.5 kn。经测量,在各工况下全船谐波测量 THD 值均小于 5%,满足总体设计要求。

电力推进系统应用于拖网渔船,在船舶的操纵性、节能环保及电站管理方面具有较大的优越性。电力推进拖网渔船的电站管理、推进系统的操纵和电网的谐波抑制是设计中需重点关注的环节。

### 【参 考 文 献】

- [1] 陈次祥,唐石清,王良秀,等. 电力推进技术下的船舶电站发展[J]. 舰船科学技术, 2010, 32(8): 30-32.
- [2] Ian Vázquez-Rowe, Diego Iribarren, Almudena Hospido, et al. Linking fuel consumption and eco-efficiency in fishing vessels[OL]. First International Symposium on Fishing Vessel Energy Efficiency E-Fishing, Vigo, Spain, May 2010. [2011-9-15]. [http://www.e-fishing.eu/paperslist/papers/2Linking\\_fuel\\_consumption\\_and\\_eco-efficiency\\_in\\_fishing\\_vessels.pdf](http://www.e-fishing.eu/paperslist/papers/2Linking_fuel_consumption_and_eco-efficiency_in_fishing_vessels.pdf).
- [3] 薛海东,张晓东. 电力推进控制系统与监测报警系统网络化浅谈[A]. 吴斐文. 船舶电气系统高新技术论文选集[C]. 上海:上海汉格自动化工程科技有限公司, 2011: 153-157.
- [4] 吴斐文,韩明. 电力推进系统参数和形式论证[A]. 吴斐文. 船舶电气系统高新技术论文选集[C]. 上海:上海汉格自动化工程科技有限公司, 2011.
- [5] 李学. 综合监测船电力推进系统设计[J]. 上海造船, 2009, (1): 40-42, 76.
- [6] 陈晔,黄建章. 电力推进控制系统概述[J]. 上海造船, 2007, (4): 44-45, 53.

# MARINTEC CHINA 2013

The All China Maritime Conference & Exhibition  
二〇一三年中国国际海事技术学术会议和展览会

3-6 December 2013  
Shanghai New International Expo Centre  
二〇一三年十二月三至六日  
上海新国际博览中心



[www.marintecchina.com](http://www.marintecchina.com)

**Sponsored by 主办单位**

Ministry of Industry and Information  
Technology, PRC  
中华人民共和国工业和信息化部

Ministry of Transport, PRC  
中华人民共和国交通运输部

Shanghai Municipal People's Government  
上海市人民政府

**Co-sponsored by 协办单位**

China State Shipbuilding Corporation  
中国船舶工业集团公司

China Shipbuilding Industry Corporation  
中国船舶重工集团公司

China Association of the National Shipbuilding Industry  
中国船舶工业行业协会

Chinese Society of Naval Architects & Marine Engineers  
中国造船工程学会

**Organised and Managed by 承办单位**

UBM 博闻

SSNAOE  
上海市船舶与海洋工程学会



(境内执行单位：上海斯奈密国际海事技术交流中心有限公司)

# 船舶与海洋工程

(季刊)

2012年第3期(总第91期)

2012年9月30日出版

---

主管单位: 上海船舶工业公司

主办单位: 上海市船舶与海洋工程学会

编辑出版: 《船舶与海洋工程》编辑部

地 址: 上海市长乐路390号

邮政编码: 200020

印 刷: 上海七〇四研究所印刷厂

发 行: 上海市船舶与海洋工程学会

刊 号: ISSN 1005 - 9962  
(CN)31 - 2076/U

---

定价: 12.00元