

ISSN 2095-4069
CN 31-2076/U

4

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



学会第十三次会员代表大会胜利举行



大会盛况



周振柏副理事长致开幕词



张圣坤理事长作工作报告



上海市科协秘书长王凡立讲话



中国造船工程学会副秘书长金向军讲话



浙江省造船工程学会副理事长
陈达西代表兄弟学会致贺词



会员代表投票选举新一届理事

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

4

(总第92期)

2012年12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

液化气运输船温度场分布研究及钢材匹配 顾 俊, 王凡超 (1)

计算流体力学方法在船舶领域的实用性研究 王 健, 李海涛 (6)

减轻船舶空船重量的全面优化设计 陆洪度 (12)

船用吊环优化设计研究 赵文裕, 王佳颖 (19)

专用引航员船总体设计研究 韩永兴, 孙小江 (26)

轮机与辅机

船舶中央空调自动控制系统研究

..... 夏 平, 阚安康, 汤 伟, 等 (29)

滤器加紫外线压载水处理系统在多用途船上的应用

..... 潘韦枫, 杨 捷, 朱海波 (33)

船舶中央冷却系统节能优化设计研究 周振星 (37)

电气与自动化

高压岸电在散货船上的应用研究 王正甲, 谢立新, 万 芳 (41)

喷水推进自动化监控系统故障自诊断技术研究

..... 袁 木, 陈天平, 曹士杰 (46)

规范与标准

第二代完整稳性衡准的验证与改进研究

..... 李 晓, 朱永峨, 周耀华 (50)

新船能效设计指数主要参数影响分析 李 路, 王慧芳 (54)

工艺与材料

疏浚系统耐磨材料的应用研究 林海波 (60)

船用大型铸钢件焊接裂缝及修复工艺研究 王 帆 (63)

企业管理

型钢设计自动化研究 费玉清, 陈丽华 (67)

2012年《船舶与海洋工程》总目次 (I)

CONTENTS

DESIGN AND RESEARCH

- Study on the Temperature Distribution and Steel Selection of Liquefied Gas Carriers
..... GU Jun, WANG Fan-chao (1)
- Study on the Practicability of Computational Fluid Dynamics for Marine Applications
..... WANG Jian, LI Hai-tao (6)
- Overall Design Optimization for Reducing Ship Light Weight LU Hong-du (12)
- Study on the Design Optimization of Marine Lugs ZHAO Wen-yu, WANG Jia-ying (19)
- Study on the General Design of Special Purpose Pilot Boat HAN Yong-xing, SUN Xiao-jiang (26)

POWER INSTALLATION AND AUXILIARIES

- Study on the Automatic Control System of Marine Central Air-conditioning
..... XIA Ping, KAN An-kang, TANG Wei, etc. (29)
- Application of Filter Plus Ultraviolet Ray Ballast Water Treatment System on Multi-purpose Vessel
..... PAN Wei-feng, YANG Jie, ZHU Hai-bo (33)
- Research on the Design Optimization of Marine Central Air Conditioning System for Energy Saving
..... ZHOU Zhen-xing (37)

ELECTRIC EQUIPMENT AND AUTOMATION

- Study on the Application of High Voltage Shore Power to Bulk Carriers
..... WANG Zheng-jia, XIE Li-xin, WAN Fang (41)
- Study on the Fault Self-diagnosis Technology of Water Jet Propulsion Automatic Monitoring System
..... YUAN Mu, CHEN Tian-ping, CAO Shi-jie (46)

RULE AND STANDARD

- Study on the Verification and Improvement of Second Generation Intact Stability Criteria
..... LI Xiao, ZHU Yong-e, ZHOU Yao-hua (50)
- Analysis of Major Influencing Factors on Energy Efficiency Design Index of Newbuildings
..... LI Lu, WANG Hui-fang (54)

TECHNOLOGY AND MATERIAL

- Study on the Application of Wear Resistant Material in Dredging Systems LIN Hai-bo (60)
- Study on the Weld Crack of Large Scale Marine Cast Steel and its Repair Techniques WANG Fan (63)

BUSINESS MANAGEMENT

- Study on the Profile Steel Design Automation FEI Yu-qing, CHEN Li-hua (67)

设计与研究

液化气运输船温度场分布研究及钢材匹配

顾俊, 王凡超

(708 研究所, 上海 200011)

摘要: 以 6500m³ 液化气运输船为研究对象, 基于通用大型有限元分析软件 PATRAN/NASTRAN, 研究了该船液罐鞍座及其附近船体结构的稳态温度场。建立了该船舱段三维有限元模型, 计算了结构吃水下鞍座及其附近船体结构的温度场, 结合材料的最低许用设计温度确定鞍座及其附近船体结构的钢级和设计板厚。

关键词: 液化气运输船; 液罐鞍座; 温度场; 热分析

中图分类号: U674.13⁺3.3

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 04-0001-05

Abstract: This paper takes the 6500m³ liquefied gas carrier as the object to study the steady state temperature field of the liquid tank saddle and its surrounding hull structures based on general-purpose finite element analysis software PATRAN/NASTRAN. The 3D finite element model of the ship cabin is established to compute the temperature field of the saddle and its surrounding hull structures under scantling draft; the steel grade and design thickness of this region are then determined based on minimum allowable design temperature.

Key words: liquefied gas carrier; liquid tank saddle; temperature field; thermal analysis

0 引言

液化石油气 (Liquefied Petroleum Gas, 简称 LPG) 船主要运输以丙烷和丁烷为主要成分的石油碳氢化合物或两者混合气, 包括丙烯和丁烯, 还有一些化工产品, 近年来乙烯也列入其运输范围。依据载运各种气体的不同液化条件而分为全压式(装载量较小)、半冷半压式(装载量较大)和全冷式(装载量大)。液化气船因其特殊用途而需具备各方面的特殊要求, 其技术难度大, 船价为同吨位常规运输船的 2~3 倍, 是一种代表当今世界的造船技术水平的高技术、高附加值的船舶。

1 LPG 船分类

LPG 船按货物运输方式分为全压式、半冷半压式(冷压式)和全冷式 3 种船型。

1) 全压式运输又称常温压力式, 是把货物置于常温条件下加压超过蒸发气压的压力, 使货物变成液化状态。少数气体诸如乙烷、乙烯、甲烷在高于临界温度下再加压也不液化。全压运输船的船舱不需设置隔热与低温冷却设备。通常最高设计温度为 45℃, 最高设计压力为 1.75~2.0MPa 之间。江南造船厂建造的我国第一艘 3000m³ LPG 船, 其设计工作压力为 1.75MPa, 通常全压式 LPG 船的舱容量都在 5000m³ 以下。

2) 半冷半压式运输又称低温加压式。该型第一艘船建于 1959 年, 容积为 2100m³。该类船早期冷却工作温度为 -5℃ 左右, 压力 0.8MPa 左右, 运载液化气接近于全压式 LPG 船。该类船分为两类, 较多的冷却温度为 -48℃, 少数运载乙烯的为 -104℃, 工作压力为 0.5~0.8MPa, 江南造船厂建造的 4200m³ 和 16500m³ LPG 船分别属于该两种船型。通常该类船最大舱容量不超过 25000m³, 新研制的 30000m³ LPG 船可谓是该型船之最。

3) 全冷式运输又称为低温常压型, 液化气贮存于不耐压的液舱内, 处于常压下的沸腾状态。液舱设计压力一般为 0.025MPa, 单个液舱容积很少受限制, 适宜建造大型船舶, 容量大都为 50000m³~100000m³。

第一作者简介: 顾俊, 男, 助理工程师, 工学硕士, 1986 年生。2011 年哈尔滨工程大学船舶与海洋工程专业研究生毕业, 现从事船舶结构设计与有限元分析工作。

收稿日期: 2012-04-19

2 计算原理

2.1 热传递的分类^[1]

热量的传递过程常以 3 种方式进行：热传导（导热）、对流换热以及辐射换热。

1) 热传导。热传导是不同温度的物体直接接触或物体内部不同温度的各部分间能量交换的现象，即物体的高温部分传向低温部分。在没有相对运动的介质中，由于温度梯度引起介质之间的能量传递，即热传导对某一截面的热流密度以及热量分别为^[2]：

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{\lambda}{t} \cdot \Delta T \quad (1)$$

式中： \dot{Q} ——热量； λ ——导热系数； ΔT ——温度梯度； t ——板厚； A ——热量传导的表面面积。

2) 热对流。对流换热是流动的流体与其相接触的固体表面之间，在二者具有不同温度时所发生的热量传递过程。按流体产生流动的原因不同，可分为自然对流和强制对流；按流动性质分又有层流和湍流之别。对流换热是一个复杂的换热过程，流体的物性、换热表面的几何条件、流体物态的改变以及换热面的边界条件等对对流换热过程都有影响。通常以牛顿冷却公式作为对流换热的基本计算公式^[3]：

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \alpha \cdot \Delta T \quad (2)$$

式中： α ——对流换热系数， $\alpha = 1.74 \cdot \sqrt[3]{\Delta T}$ 。

3) 热辐射。物体内部的微观粒子由热运动而激发出来的电磁波称为热辐射。在辐射过程中，物体不断把热能转变为热辐射能，这个热辐射能的大小是随物体温度大小而变化的。物体以辐射或吸收的形式进行换热过程，称为辐射换热，简称辐射。辐射换热量通常按下式给出：

$$q_{1 \rightarrow 2} = C_{1,2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (3)$$

式中： $C_{1,2}$ ——辐射交换系数，对于两块相同尺寸大小的平行板，可表示为：

$$C_{1,2} = \frac{\sigma}{\varepsilon_1^{-1} + \varepsilon_2^{-1} - 1} \quad (4)$$

σ ——波尔兹曼辐射系数； $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ ——表面发射率； T_1, T_2 ——两块板的表面温度。

2.2 热传递的方式

传热方式^[4]有以下几种：

- 1) 船体水线以上外板与外界空气之间的对流传热，伴有太阳辐射；
- 2) 船体水线以下外板与外界海水之间的对流传热；
- 3) 船体外板与船体内液体（燃油、压载水）之间的对流传热；
- 4) 船体各种板与舱室内空气之间的对流传热；
- 5) 船体外板与内板之间的辐射传热；
- 6) 低温液货罐体板与鞍座之间通过层压木发生热传导。

2.3 计算模型及主要参数选取

通过 MSC.Patran/Nastran 可进行的热分析有以下内容：一维、二维和三维热传导；基本对流；一维平流；封闭空间辐射热交换；给定温度；面或体积热载荷；热控制系统单元。以 6500m³ LPG 船为例，相关计算参数如表 1 所示。

表 1 有关参数

总长/m	垂线间长/m	型宽/m	型深/m	结构吃水/m	液罐半径/m	绝热层厚度/mm	层压木厚度/mm
112	105	19	10.6	7.6	6.0	250	280

热传导分析的建模可分为以下几步:

1) 定义有限元网格。把几何模型划分成节点和单元。分析时, 温度在节点上计算, 热传导发生在单元内。例如对一艘 6500m^3 LPG 船的一个鞍座结构进行了温度场分析, 在该模型中, 绝热层和层压木用实体单元模拟, 加筋板格或者非加筋板格均用壳单元模拟, 板格上的加强筋用梁单元模拟, 并且考虑梁单元的偏心。为了更准确地模拟鞍座结构的几何形状, 所要分析的鞍座结构及其附近船体区域网格尺寸取为 $1/6$ 纵骨间距, NO.1 货舱纵骨间距为 700mm , 故所要分析的鞍座结构及其附近船体区域网格尺寸取为 116mm 左右, 远离所关心区域的网格划分按照骨材间距实际排列方式, 为 700mm 左右。

2) 定义材料属性。在稳态热传导分析中, 必须定义材料的热传导率。参考文献[2]、[4]、[5], 各个构件的热传导系数如表 2。

表 2 材料热物理特性

名称	罐体钢板	绝热层	层压木	鞍座及船体钢结构
导热系数/ $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	36.3	0.045	0.2	50

3) 定义单元属性。单元热传导方向, 按照几何特性可分为一维、二维、三维和轴对称 4 种。本文应用的单元主要特点见表 3。

表 3 单元类型

维数	类型	单元类型	输入数据
一维	梁	BEAM	材料属性 截面特性 材料属性
二维	壳	QUAD/TRI	[材料方向] 厚度
三维	实体	HEX/TET	材料属性

4) 定义载荷和边界条件。在热分析的建模中, 定义载荷和边界条件是最困难的。为了尽量减少边界条件对鞍座结构温度场的影响, 应采用足够大的计算模型, 局部模型范围以考察鞍座为中心, 在船长方向向前 (+X) \向后 (-X) 取 5 个强框距离, 沿船宽方向取全宽范围, 型深方向 (+Z) 高度从基线到最上层箱盖甲板。模型边界条件的选取为, 模型沿 X 方向的两个端面的边界条件取为铰支, 即限制 X、Y、Z 3 个方向的线位移, 中纵剖面上的边界条件取为: Y 向位移为 0, X 向和 Z 向转角为 0。在稳态分析中, 固定温度可以加在结构节点或环境节点上。此外, 还可以施加几种对流和热辐射边界条件。参考文献[1]、[2]、[3], 对流和热辐射相关计算参数见表 4。

表 4 材料热物理特性

名称	数值
空气对船体对流换热系数/ $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	16.27
海水与船体对流换热系数/ $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	139.5
LPG 与液罐筒体板对流换热系数/ $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	139.5
波尔兹曼 (boltzmann) 辐射系数 σ / $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}^4)$	5.67
钢的表面发射率 ε / $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}^4)$	0.7
辐射交换系数 $C_{1,2}$ / $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}^4)$	3.053

2.4 环境温度及绝热条件

参考国际上权威机构 IGC (国际散装运输液化气体船舶构造和设备) 和 USCG (美国海岸警卫队) 对 LNG (液化天然气) 船温度计算的环境条件规定, 对 LPG 船计算温度场时选取的环境温度, 可运载的货物 (乙烯) 最低温度为 -104°C , 海水温度取 0°C , 空气温度取 5°C ^[5]。

热分析的运行方法: 选择求解类型, 有静态和瞬态 2 种; 定义与求解相关的输入数据; 定义子工况数

据；选择当前计算工况；提交作业。稳态分析解题参数窗口：对模型的歧义性自动进行约束，是否将输入文件写在 NASTRAN 输出 (f06) 文件上，NASTRAN 输出 (f06) 文件最大行数，最大运行时间，定义所有在边界条件中未曾定义的初始温度（默认为 0）。

模型共有 13987 个单元，26098 个节点。温度场分析的模型如图 1、2 所示。温度计算结果见表 5，温度场分布云图见图 3~5。

表 5 温度场计算结果

区域	项目	温度/°C
甲板区域	甲板	-0.4
	绝热层表面	-6
水线以上纵向构件	外板	5.2
	内壳板	-6
	绝热层表面	-17
水线以下纵向构件	外板	0
	内壳板	-10.5
	绝热层表面	-22
底部区域	层压木上表面	-27.6
	鞍座面板	-15.5
	鞍座腹板	-13.6
	内底板	-10.7
	绝热层表面	-21.5

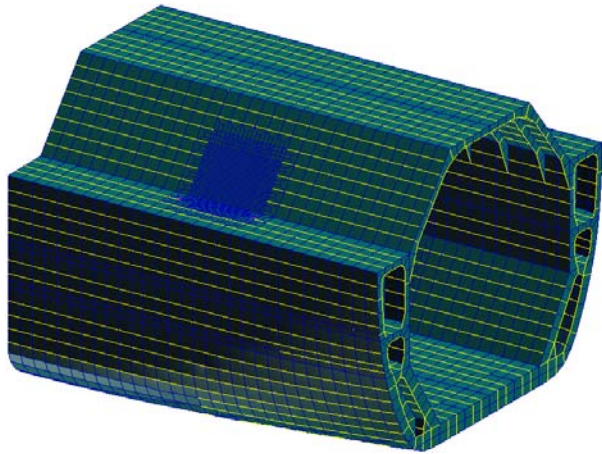


图 1 整体有限元模型

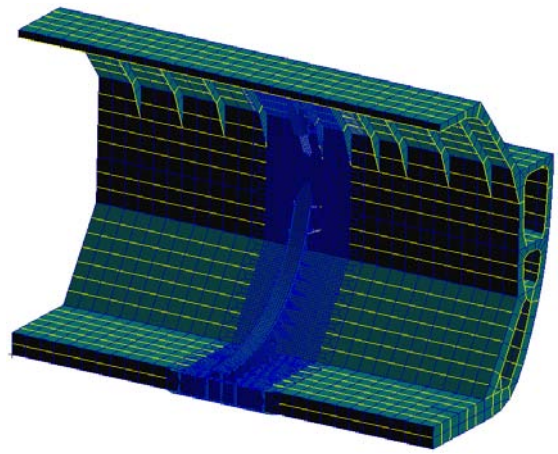


图 2 半宽有限元模型

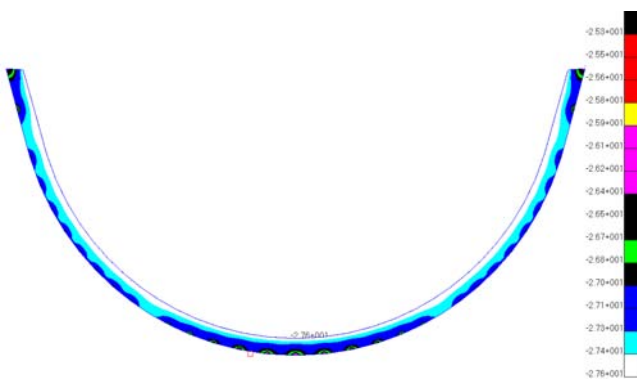


图 3 鞍座层压木温度场分布

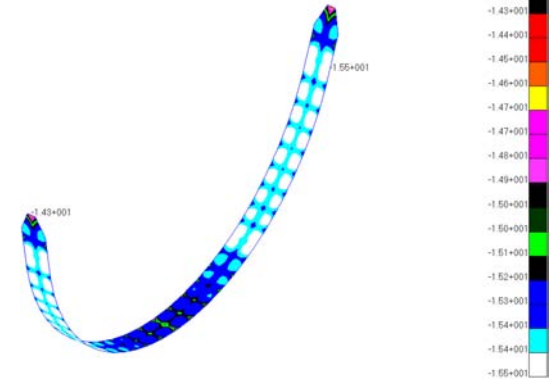


图 4 鞍座面板温度场分布

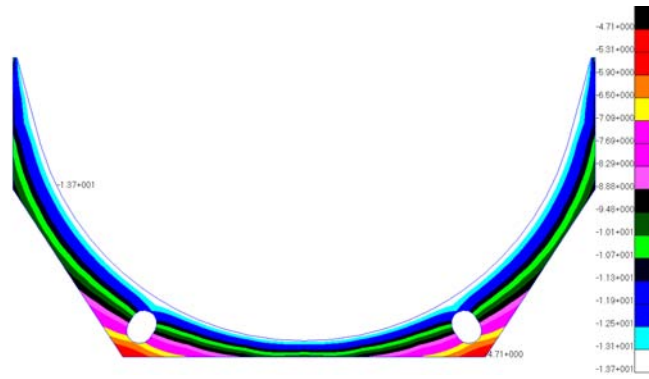


图5 鞍座腹板温度场分布

3 结构材料等级确定

按照 CCS《散装运输液化气体船舶构造与设备规范》^[6]关于低温用钢等级规定并结合表 5 的温度场分布计算结果可确定鞍座结构及其附近船体结构的钢级, 见表 6, 表中的设计厚度推荐值是结合鞍座局部强度计算结果得到的。

表 6 钢材等级选取表

构件名称	设计厚度/mm	选取钢级
鞍座面板	40	E
鞍座腹板	35	E
鞍座处内底板	15	E
鞍座处内底板 (距鞍座所在肋位 1400~700 mm 范围内)	12	D
鞍座处内壳板	15	E
鞍座处内壳板 (距鞍座所在肋位 1400~700 mm 范围内)	12	D
船体外板	11	A

4 结语

本文针对一艘 6500m³ LPG 船进行了温度场分析, 并结合中国船级社《散装运输液化气体船舶构造与设备规范》确定了低温区域船体用钢等级, 通过分析计算得出以下结论:

- 1) 罐体绝热层对低温的阻隔作用是很有效的, 设置绝热层后绝热层表面的温度可以控制在-20℃左右。
- 2) 水线以下纵向构件的温度普遍比水线以上纵向构件温度要低一些, 原因是水线以下的环境温度要比水线以上的环境温度低。

【参 考 文 献】

- [1] 章伟星, 莫鉴辉, 金立明. 13800m³ LNG 运输船温度场及其热应力分析[J]. 船舶力学, 2008.
- [2] 周 昊. LNG 船中封闭腔室对流系数的研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2006.
- [3] 丁仕风, 唐文勇, 张圣坤. 大型液化天然气船温度场及温度应力研究[J]. 船舶工程, 2008. (5).
- [4] 滕晓青, 顾永宁. 双壳型船体结构稳态温度场和温度应力[J]. 中国造船, 2000. (2).
- [5] 杨青松, 陆丛红, 纪卓尚. 中小型 LNG 船货罐鞍座及附近船体材料分布研究[J]. 中国造船, 2010. (4).
- [6] 中国船级社. 散装运输液化气体船舶构造与设备规范[S]. 人民交通出版社, 2006.

计算流体力学方法在船舶领域的实用性研究

王 健, 李海涛

(大连理工大学, 大连 116024)

摘要: 通过 CFD (计算流体力学) 方法对船舶领域两个典型的工程实例进行了数值计算和流场模拟, 模拟的流场与船池试验的流场很吻合。数值计算结果和试验值比较, 在特定 Fr 范围内相对误差在 6.6% 以内, 满足工程要求。表明数值方法在船舶航速预报方面具有一定的工程实用性, 以 CFD 计算结果为依据光顺流场流线优化船舶阻力性能的可行性也得到工程实例证明。

关键词: 高速铝合金船; 三体船; 工程实用性; CFD (计算流体力学); 数值计算

中图分类号: U661.1

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 04-0006-06

Abstract: This study carries out numerical flow field simulations using the CFD (Computational Fluid Dynamics) method for two typical engineering application cases, the resulting flow fields agree well with the model experiments. The comparison of numerical and experimental results show that the relative errors are within 6.6% for a certain range of Fr values, which satisfies the engineering application requirements. Therefore, the numerical method has some engineering practicability for ship speed prediction, also the feasibility of using CFD results to smooth the flow field stream lines for the purpose of optimizing ship resistance performance is validated by these practical engineering cases.

Key words: high speed aluminum alloy vessel; trimaran; engineering practicability; CFD (Computational Fluid Dynamics); numerical computation

0 引言

CFD 方法在船舶领域的应用一直是备受关注。大多是关于 CFD 方法在船舶阻力性能、船舶水动力性能及船型优化的^[1-4], 且都局限于理论研究, 很少有工程实例做支撑^[5-8]。在三体船和高速铝合金船领域, 我国刚刚起步, 可用的实际工程船型参数较少, 导致这方面研究很少。本文以高速铝合金船和三体船为实例中的船型研究对象 (见图 1、2), 船舶要素见表 1、2。



图 1 高速铝合金船



图 2 三体船

表 1 高速铝合金船模型和实船主尺度

	总长/ m	水线长/ m	水线宽/ m	设计吃水/ m	方形系数
船模	4.164	3.7917	0.6917	0.1300	0.3704
实船	49.97	45.5	8.3	1.56	0.3704

作者简介: 王 健, 男, 1988 年生。现为大连理工大学船舶与海洋工程专业硕士研究生。

收稿日期: 2012-06-14

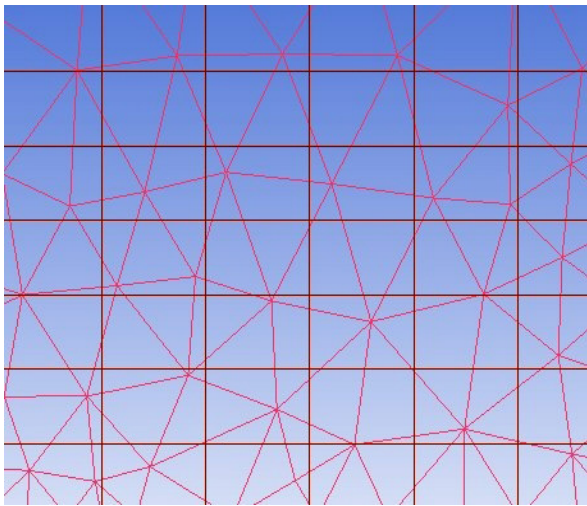
表 2 三体船数值计算和船模试验主尺度

	总长/ m	水线长/ m	水线宽/ m	设计吃水/ m	设计航速
船模主体	4.46	1.93	0.31	0.1259	36kn
船模侧体	1.12	0.9	0.03	0.02	36kn

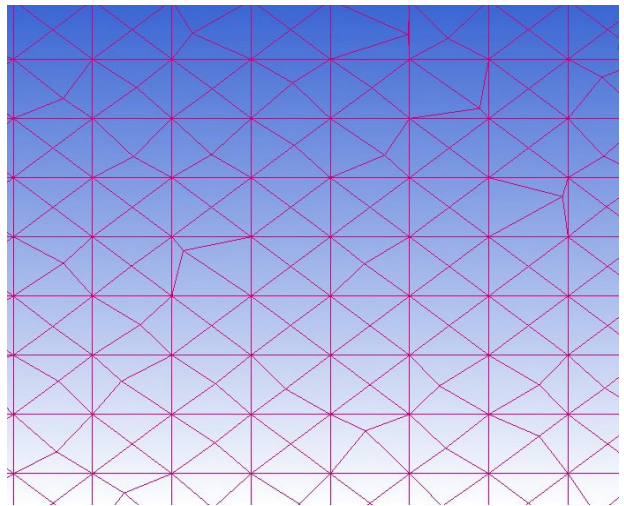
1 航速预报中的阻力数值计算

1.1 分别采用混合网格和结构网格

数值计算的首要任务是将计算域离散化即划分网格。为了使数值计算更有代表性, 分别采用混合网格和结构网格离散。高速单体船一般采用混合网格, 即在船体周围划分四面体网格在外围计算域划分为六面体网格。非结构网格和结构网格的公共面不采用数据平分的 *interface* 类型而是采用节点对应的 *interior* 类型, 见图 3, 从而增加了数值计算的精度。同时在划分全船边界层时, 采用了棱柱状的边界层, 可以使边界层网格更好地向四边形网格过渡, 确保网格质量。



(a) interface 类型



(b) interior 类型

图 3 非结构网格和结构网格的公共面两种网格连接形式

三体船模型采用的是全局结构化网格。因有球鼻艏, 网格划分难度比较大, 因此在主船体球鼻艏处构造 3 个窄面, 三者位置呈现一个 C 型, 与球鼻艏面构成一个 O 型, 见图 4, 这样网格划分容易控制且质量较好。对于侧体的船首部分, 由于存在三角形的面很难生成结构网格, 划分时要保证三角形的面有 4 个面与它相邻, 然后对三角形面划分成 O 型网格, 见图 5。

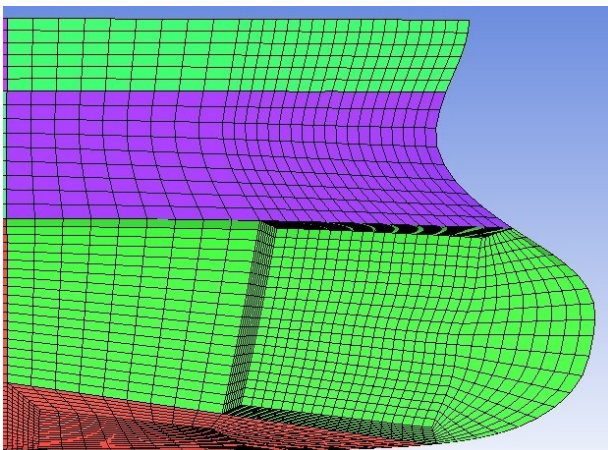


图 4 球鼻艏网格

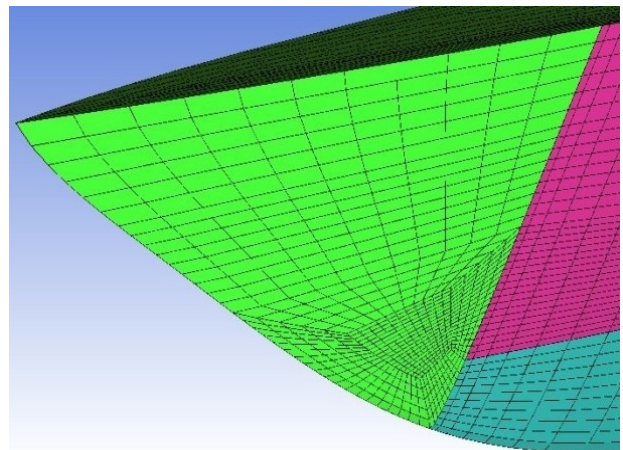


图 5 侧体船首网格

1.2 数值计算

离散之后就是对各个网格节点值的求解,同时要满足动量守恒等条件,即 N-S 方程的求解^[9]。两相流的计算采用 VOF 方法;自由液面重构格式采用几何重构;选用重整化群 $k-\varepsilon$ 湍流模型;为使连续项残差更快收敛压力速度耦合选用 PISO 算法,梯度求解选用基于单元的高斯方程;压力方程求解选用 Body Force Weighted 格式;力矩和湍流方程求解均采用二阶迎风格式^[10]。水和空气入口边界设为均匀速度入口,船体表面设为无滑移壁面,其中表面粗糙度根据船舶常用油漆粗糙度高度选取 0.08mm,粗糙度常数取 0.5,其他边界面均设为对称面。

湍流参数的计算。在入口边界条件中涉及不同速度下湍流参数的计算,目前有圆管等规则形状物体湍流参数的计算公式^[11],但船舶湍流参数的计算至今没有。经过多个实例的计算和验证,当船舶湍流特征长度取 0.07 倍的设计水线长时,计算能满足收敛且数值计算结果满意。当取船舶湍流特征长度 $L=0.07L_{wl}$ 时,代入以下公式:

$$R_e = \frac{Lv_{avg}}{u} ; \quad I = 0.16 \times (R_e)^{-1/8} ; \quad k = \frac{3}{2} \times (v_{avg} I)^2 ;$$

就可得到船舶在数值计算时湍流参数计算公式:

$$k = \frac{5}{67} \left(\frac{uv_{avg}^7}{L_{wl}} \right)^{0.25} \quad (1)$$

$$\varepsilon = C_u^{0.75} \times \frac{k^{1.5}}{L_{wl}} \quad (2)$$

式中: k ——湍动能; ε ——湍流耗散率; v_{avg} ——均匀来流速度; C_u ——系数,求解瞬态动量方程时取值 0.09; u ——水和空气在船模试验温度下的运动粘性系数。

1.3 结果分析

从水平航行状态的数值计算结果中可见只有在 $0.4 < Fr < 0.8$ 时相对误差才小于 6.6%,达到实际工程要求的误差。而对尾倾 0.5m 状态的数值计算结果与物理试验值比较来看当 $0.3 < Fr < 0.8$ 时,数值计算误差才能保持在 6.6% 以内的水平,满足工程实际的要求,见图 6、7。

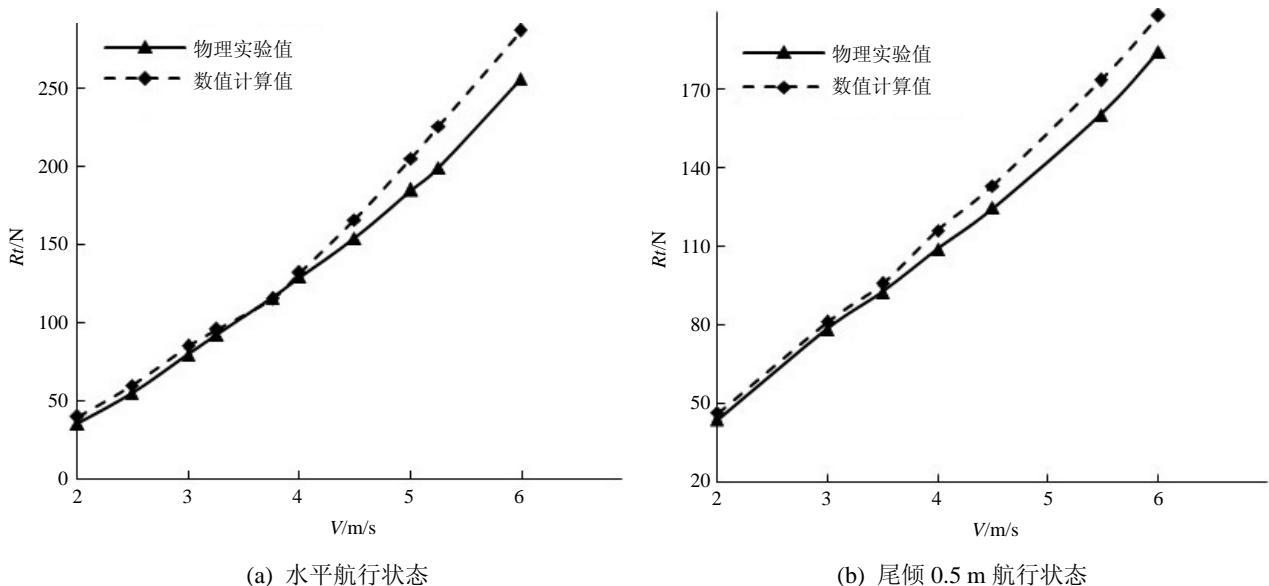


图 6 高速铝合金船池试验阻力值与数值计算阻力值比较

与水平状态的数值计算结果相比较,在相同傅汝德数时尾倾状态的数值计算误差较小,特别是高傅汝德数的时候,最大相差 5%。船舶尾倾状态的数值计算结果更为准确,见图 8。

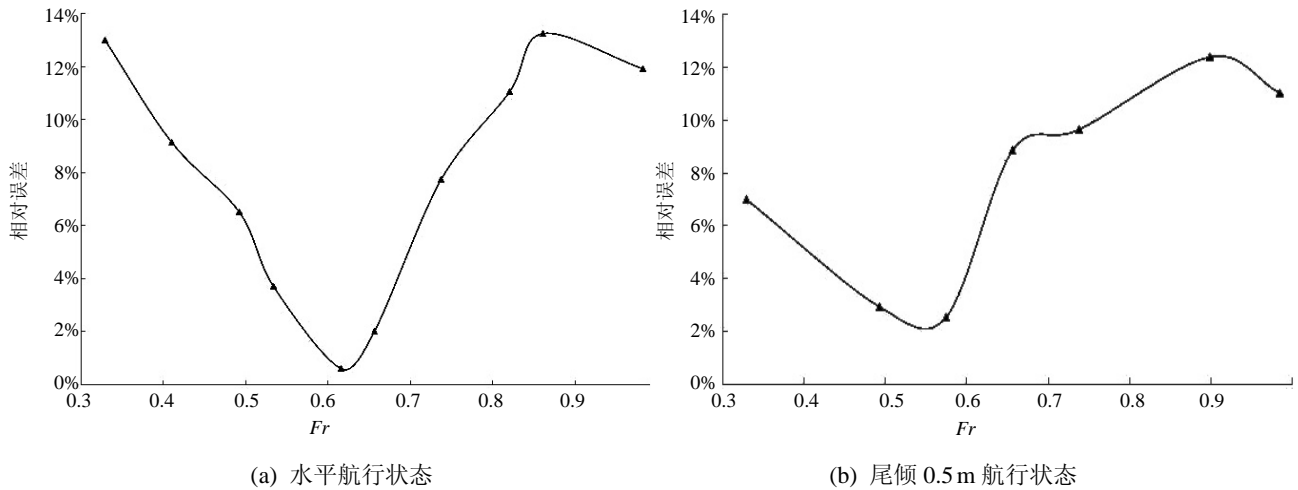
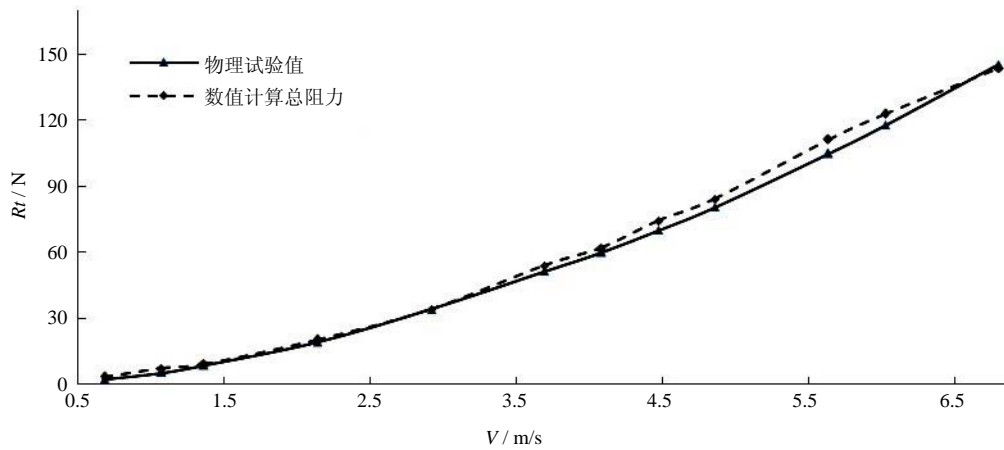
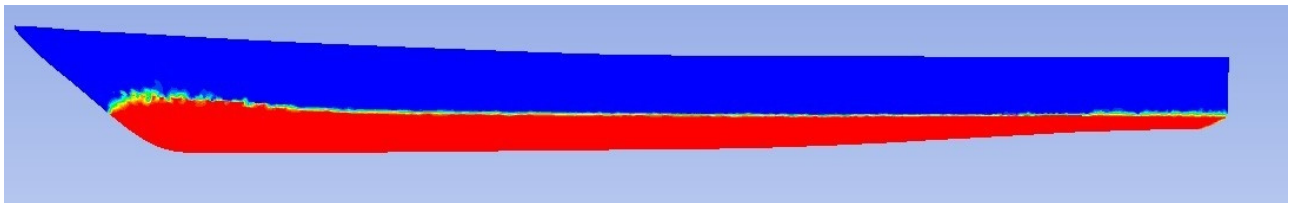
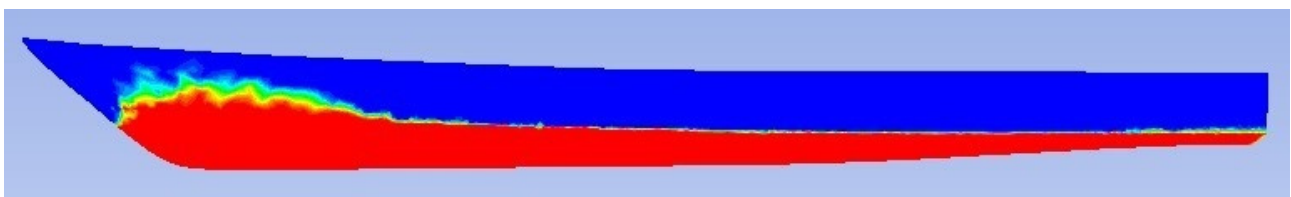
图 7 两种状态下数值计算结果的相对误差随 Fr 变化曲线

图 8 数值计算总阻力与船池试验值的比较

三体船数值计算结果和船池试验结果非常吻合, 相对误差在 $0.3 < Fr < 1.1$ 时都保持在 6.1% 以内, 所以在这个 Fr 范围内, 采用本文中的数值方法对三体船阻力进行数值计算具有工程实用性, 见图 9~12。

图 9 高速铝合金船在最小航速 $V=2.001$ m/s 时船体自由液面图 10 高速铝合金船在最大航速 $V=5.99$ m/s 时船体自由液面

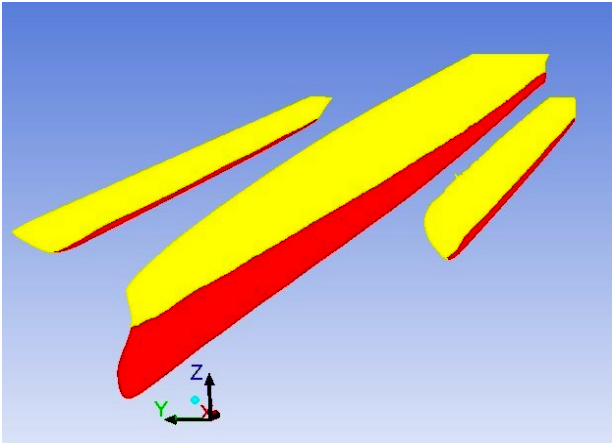


图 11 最小航速 0.68 m/s 时三体船自由液面

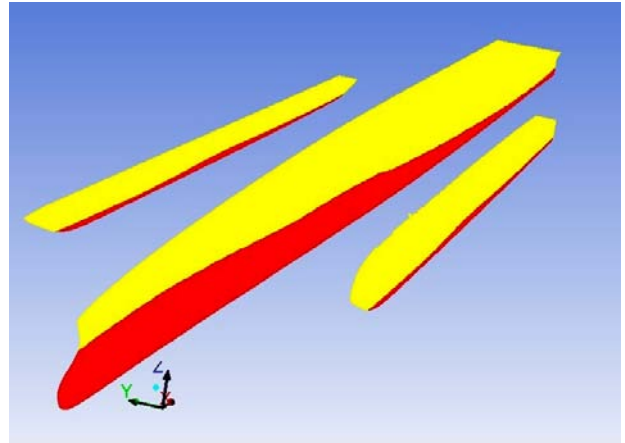


图 12 最大航速 6.805 m/s 时三体船自由液面

2 新船设计和阻力优化

新船设计是很复杂的过程，CFD 方法具有快速性、可重复性和经济性^[12]，可以简化设计过程。以前述计算的船模为基础介绍的一艘新船的设计，在接到新的订单时发现曾经的一条旧船型只要稍加改动就能符合船东的要求，故对旧船型进行改进。由于布置的需要船体艏部和甲板需要做大的改动，对旧船在不同航速下的流场分布进行分析，把流动不顺畅的地方进行记录并修改型线。使主要升力的艏部小平板船部升高；船部的船底型线沿船长方向拉伸，舦部的船底型线沿船宽方向收缩；船尾底部和甲板型线沿船宽方向拉伸，见图 13~15。

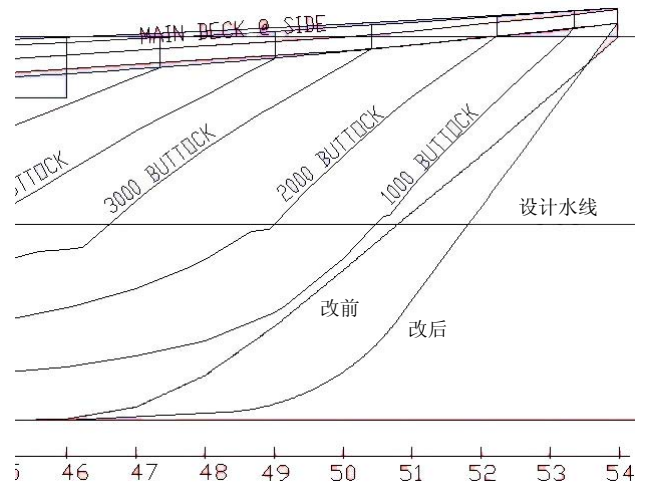


图 13 修改纵剖面

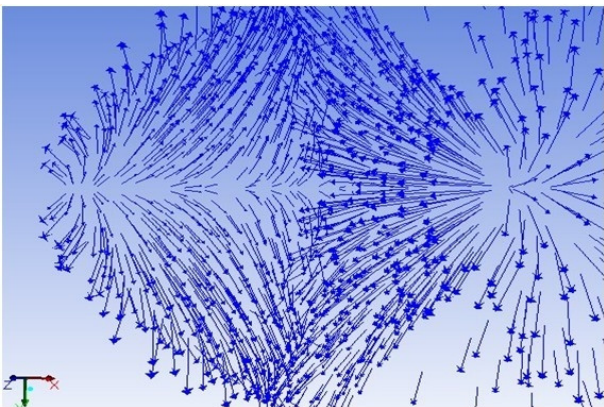


图 14 型线修改前艏部速度矢量图

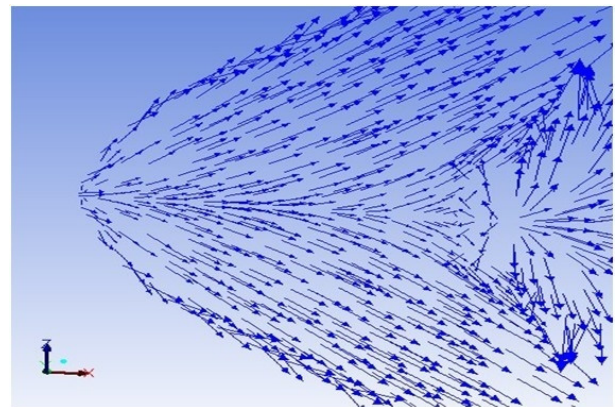


图 15 型线修改后艏部速度矢量图

由计算结果分析可知在相同排水量和航速下，新船不仅满足了新的布置要求而且在阻力性能上还有所改善，在设计航速时总阻力较旧船减小 6% 左右，可见以 CFD 模拟流场为依据光顺流场流线的方法能优化船舶的阻力性能。因而数值方法在新船设计和阻力性能优化方面都有其切实可行的工程实际应用价值。

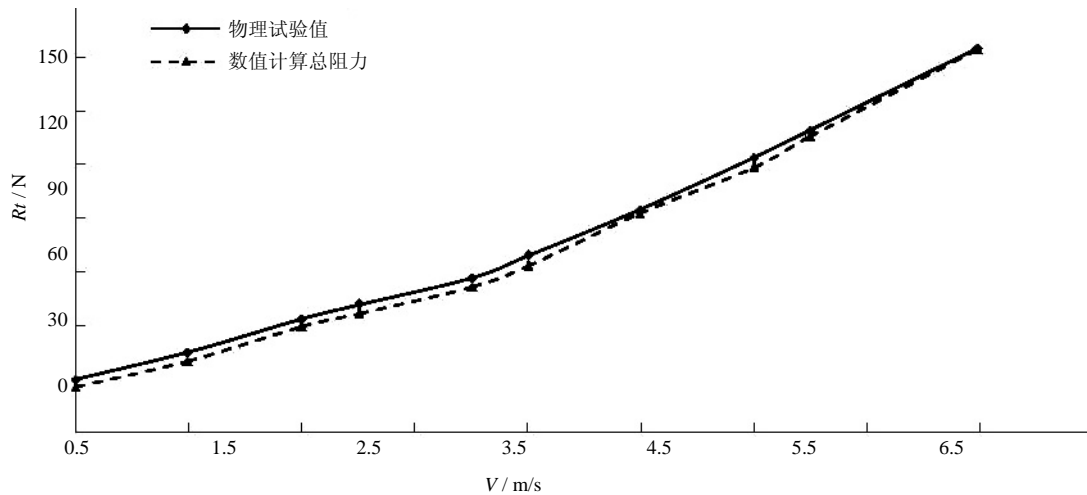


图 16 新旧两艘船阻力比较

3 结 语

1) 在高速铝合金船阻力数值计算时, 应用 CFD 方法, 船舶处于水平状态且 $0.4 < Fr < 0.8$ 时数值计算结果与物理试验值相比, 相对误差小于 6.6%; 船舶处于艏倾状态且满足 $0.3 < Fr < 0.8$ 时, 数值计算的相对误差小于 6.6%, 在工程误差允许范围内, 具有工程实用性。

2) 在单体船阻力数值计算时, 应用 CFD 方法, 当 $0.3 < Fr < 1.1$ 时计算结果与物理试验值比较, 相对误差保持在 6.1% 以内, 具有工程实用性。

3) 通过数值计算对船舶流场进行分析, 并因此为依据对船舶型线进行修改, 这一方法在工程实例中表现出一定的实用价值。但本文研究的只是单一工程实例, 对 CFD 方法的工程实用性尚待更多应用实例加以验证。

【参 考 文 献】

- [1] 周连第, 赵 峰, 唐登海. CSSRC 在船舶粘流场计算流体力学领域中的研究与进展[J]. 船舶力学, 1997, 1(2): 71-79.
- [2] 陈义根. 非定常不可压 N-S 方程求解方法研究及三维水面舰船黏性绕流的数值模拟[D]. 上海: 中国船舶与海洋工程设计研究院, 1998.
- [3] 张怀新. 带自由面三维船体周围粘性流场的数值模拟[J]. 上海交通大学学报, 2001, 35(10): 1429-1432.
- [4] 孙立先. 三体船和五体船的阻力与流场计算及比较[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2006.
- [5] 李云波, 陈 康, 黄德波. 三体船黏性阻力计算与计算方法比较[J]. 水动力学研究与进展, 2005, 20(4): 452-457.
- [6] Martin A, Benhamadouche S, Lestang F. CFD tool for assessment of the reactor pressure vessel integrity in pressure thermal shock conditions: Influence of turbulence model and mesh refinement on the vessel thermal loading during PTS transient. Journal of Pressure Vessel Technology, 2011, Volume 133, Issue 3, 031302 (6 pages)
- [7] WILLIAMS A N, RANGAPPA T. Approximate hydrodynamic analysis of multi-column ocean structures[J]. Ocean Eng, 1994, 21(6): 519-573.
- [8] 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.
- [9] BRIZZOLARA S, CAPASSO M, FRANCES-CUTTO A, et al. Effect of hulls form variations on hydrodynamic performances of a trimaran ship for fast transportation [C] //AST2005, Saint Petersburg, Russia.
- [10] YANG C, NOBLESSE F. Hydrodynamic optimization of a trimaran [J]. Ship Technology Research, 2002, (19): 70-93.
- [11] OHKUSU M. On the heaving motion of two circular cylinders on the surface of a fluid[R]. Reports of the Research Institute of Applied Mechanics, Kyushu University, 1969.
- [12] Tahara Y, Peri D. Single and multiobjective design optimization of a fast multihull ship: Numerical and experimental results [J]. Journal of Marine Science and Technology, 2006, 16(4): 412-433.

减轻船舶空船重量的全面优化设计

陆 洪 度

(上海佳豪船舶工程设计股份有限公司, 上海 201612)

摘要: 只有全面优化设计, 才能有效降低船舶空船重量。结合设计实例, 从主尺度、造型、总布置、型线、结构、舾装、设备配套等方面进行了分析, 供船舶优化设计参考。

关键词: 船舶主尺度; 造型设计; 总布置; 型线设计; 结构; 舾装; 设备配置

中图分类号: U662.2

文献标识码: B

文章编号: 2095-4069 (2012) 04-0012-07

Abstract: It is only through overall design optimization that the effective reduction of ship light weight is achievable. Based on a design example, this paper carries out analysis from the aspects of main dimensions, modeling, general arrangement, hull lines, structures, outfitting, equipment allocation and so on, to provide some reference for ship design optimization.

Key words: ship main dimensions; modeling design; general arrangement; lines design; structure; outfitting; equipment allocation

0 引言

减轻船舶空船重量已倡导多年, 但未达设计要求的事例, 时有发生, 主要原因是船舶优化设计的广度和深度不够。诚然, 船体结构重量占据船舶空船重量的较大部分, 结构的优化设计对减轻船舶空船重量具有举足轻重的作用, 但船舶设计是一个系统工程, 需要总体、舾装、结构、甲板机械、轮机、电气等多个专业的密切配合, 这些专业的优化设计也涉及到空船重量的减轻。因此, 只有坚持全面优化设计, 才能有效减轻船舶空船重量。

1 主尺度

与船舶空船重量关系最大的是船舶主尺度, 尤其是船长。民用船舶的基本剖面模数以及波浪弯矩均与船长的平方成比例。因此, 船长直接关系到船体钢材消耗量即空船重量。船舶的其他主尺度, 如型宽、型深等, 对船舶的空船重量也有负面影响。显然, 较小的船舶主尺度能有效降低船舶空船重量。

船舶基本性能的满足和提高是以主尺度为依托的。例如型深的大小和舱容、干舷、稳性、总强度等有关, 满足船舶最小干舷的型深其稳性不一定合格, 因其大倾角时船舶的回复力矩较小; 再如船长也和大倾角稳性有关。增加船长不会如增加型深那样提高船舶重心高度, 从而影响稳性。而是重心高度不变, 船舶排水量加大, 即大倾角时船舶回复力矩加大, 从而改善大倾角稳性。在设计中, 满足总布置的较小船长, 在型深较小的情况下, 其大倾角稳性不富裕甚至不合格便是此缘故。因此, 减轻船舶空船重量, 并非一味地追求小主尺度, 而是选取合理的主尺度、优化的主尺度。

船舶主尺度的选取又与总布置密切相关, 优化的总布置能减小船的主尺度。如布置合理、紧凑, 能缩短船长; 舱室布置合理, 能有效改善船舶稳性, 减小船宽等。因此, 船的主尺度应以优化的总布置为基础, 否则, 所选主尺度不是经济型尺度。

近年来, 基于对已建船舶的主尺度多元回归分析所产生的主尺度软件包^[1]、船型设计与航速预报应用服务系统^[2]、正交法主尺度优化^[3]等软件及方法的应用有助于船舶设计师对新设计船的主尺度进行选取和控制, 易于实现主尺度的优化。

作者简介: 陆洪度, 男, 教授级高工。1944 年生, 1968 年上海交通大学民用船舶设计与制造专业毕业, 长期从事船舶设计工作。

收稿日期: 2012-06-14

设计之初，先确定主尺度，绘制中纵剖面线型，初步确定艏楼、艉楼长度、高度及干舷船长，初估设计船的方形系数等。在取得了这些数据后，便可按载重线规范，对设计船的干舷进行初步计算。按此获得的“最小干舷”，再稍放余量，就较正确。较之参考型船的干舷，确定设计船的干舷，要可靠得多，可避免干舷不合格的设计大错或干舷太富裕的弊病。

2 总体造型

船舶的总体造型不仅是一个美学问题，也涉及到船舶的性能及空船重量的控制问题。

2.1 艉楼

对海洋运输船舶而言，艉楼的设置不是强制性的，视需要而定。因艉楼包容了艉部上甲板的整个面积，易于在艉部上甲板布置舱室；同时艉楼的设置又加大了船舶大倾角倾斜时的排水量，从而加大了大倾角倾斜时的船舶回复力矩，改善了船舶大倾角的稳性，也进一步改善了船舶的破舱稳性。只要船舶有较好的完整稳性，才会有合格的破舱稳性。但艉楼的设置一定程度上增加了船舶的空船重量，同时，艉系泊设备布置在艉楼甲板上，船员上下不甚方便。因此，对不设艉楼的船舶破舱稳性不成问题时，可不设艉楼，仅设甲板室。

2.2 艏楼

各国规范对海船船首甲板高度均有要求，大多数船舶用设置艏楼或增大脊弧的办法解决。IACS（国际船级社协会）要求所有的散货船、油船及其兼用船均应设置艏楼，并对艏楼的位置、高度及长度作了明确的规定。国际载重线公约 1989 年修正案对船首高度的计算公式进行了修改，并要求所有 B 型船舶艏部应有足够的储备浮力。规定了从艏垂线以后 0.15 船长（干舷船长）范围内夏季载重线以上船体及艏楼的侧投影面积应不小于修正案的要求。这里所说的侧投影面积不仅和干舷有关，也和艏楼有关，艏楼的设置显然有利于上述要求的实现，也有利于干舷的减少。

艏楼的设置对驾驶室可视范围是有影响的。SOLAS 公约（国际海上人命安全公约）要求从驾驶位置上所见的海面视域，在所有吃水、纵倾和甲板货状况下，自船首前方至任何一舷 10° 范围，均不应有两个船身以上的长度或 500m（取其小者）遮挡；巴拿马运河管理委员会对通过巴拿马运河的船舶规定在压载航行时，从指挥位置的海面视域自船首前方不应有大于 1.5 倍船长的遮挡。因此，过巴拿马运河的船舶既要满足 SOLAS 公约的要求，又要满足巴拿马运河的要求。

艏楼的设置同时也影响船舶空船重量。因此，艏楼的长度及高度在满足上述要求下，取较小值为宜，长度通常不小于干舷船长的 7%，以防干舷有所折减。

2.3 甲板室层数及层高

甲板室层数也涉及到空船重量，甲板室层数在满足总布置及驾驶室可视范围要求下，取较少层数为宜。装潢后层高一般不低于 2.0~2.1m。

3 总布置

总布置优化时，布置合理、紧凑、兼并同类舱室等均能降低空船重量。

国内批量建造的 23000dwt 双舷侧散货船货舱数量一度为 5 个，包括艉楼及艉楼上甲板室总层数为 6 层。有的船东要求：不设艉楼，上甲板以上甲板室总层数为 5 层；货舱总长度不变，货舱数减为 4 个。这种创新的设计理念需要论证。甲板室减少一层，总体造型及布置尚可。驾驶室位置降低，驾驶室纵向可视范围受到妨碍。经测算，能满足 SOLAS 公约对驾驶室可视范围的要求，但不能满足巴拿马运河管理局有关可视范围的要求，这可从调整艏楼高度和将艏楼舷墙改为栏杆等措施解决。5 个货舱减为 4 个货舱主要涉及破舱稳性问题，经计算：不设艉楼，5 个货舱减为 4 个货舱，完整稳性尚可，破舱稳性不合格；如保留艉楼，完整稳性和破舱稳性均满足要求。因此，最终的优化方案便是保留艉楼，上甲板以上艉楼及甲板室总层数为 5 层，货舱数为 4 个。如此优化，减少了 1 层甲板室、1 道横舱壁及相关的货舱梯、货舱小舱口盖、货舱盖附件等舾装设施，同时也有益于装卸货的管理。

4 型线

4.1 艏艉上甲板边线半宽

艏艉上甲板边线半宽由诸多因素决定, 如布置; 为减少甲板上浪, 艏部外板的外飘要求及整个甲板边线的美观问题。一般满足布置即可, 不宜过于丰满, 艏艉甲板边线过于丰满, 有损美观, 同时也增加了甲板、外板的重量, 尤其是艏部, 外飘加大, 抵抗波浪拍击的外板重量也随之增加。

4.2 上甲板梁拱

露天上甲板通常设有梁拱, 以利上甲板向舷侧排水, 但若在艏楼或甲板室内仍有梁拱, 则对船员日常行动带来诸多不便, 尤其是大船。此外, 船中与舷侧的甲板高度差很大, 如采用甲板敷料加以填平或其他结构补救措施均将耗去大量材料, 甲板重量增加很多。故露天上甲板应设计有梁拱, 而在上层建筑或甲板室内则无梁拱或小梁拱。

5 结构

5.1 静水弯矩和剪力

对于船级社规定要进行总纵强度校核的船舶, 静水弯矩和剪力的确定十分重要, 因它是总强度校核的基本数据。在设计初期, 固然可采用近似法予以估算, 但估算有风险。可靠的办法是对设计船作必要的前期研究, 建立电算设计静水弯矩和剪力所必需的资料: 总布置图、型线图、空船重量分布资料、装载手册等。

某一装载工况、某一剖面船体总纵弯矩和剪力的求取应将设计静水弯矩、剪力与波浪弯矩、剪力分别叠加。对于波浪弯矩和剪力的计算, 各船级社普遍采用 IACS 统一的波浪弯矩和剪力的计算公式。对具有甲板大开口的船舶还应校核弯扭组合的总纵强度。

按上述总纵弯矩和剪力进行设计船总纵强度的校核, 既满足强度要求, 又不会使中横剖面图的纵向构件尺寸过于富裕, 达到有效降低建造成本和减轻空船重量的目的。

5.2 结构形式

船体结构形式经优化后具有重量轻、强度好(包括总强度及局部强度)、便于建造的优点, 反映在中横剖面图上, 采用的纵向构件尽可能小, 舢剖面模数较大, 且结构工艺性好。

以近年来推广的双舷侧散货船为例, 因其安全性较好, 150m 以上的散货船较多采用。这种船型的货舱开口边线以外的顶边舱及货舱区双层底均采用纵骨架式结构, 实船建造中, 顶边舱下的双舷侧结构有采用横骨架式的, 也有采用纵骨架式的。

采用横骨架式的双舷侧结构重量要大于纵骨架式的双舷侧结构, 其原因如下:

1) 甲板货舱开口(有的甚至是大开口)及横骨架式的双舷侧结构使货舱区横剖面上部参与总纵弯曲的纵向构件偏少, 为降低横剖面上部的总纵应力, 双舷侧的外板及内纵壁往往较厚。

2) 规范要求, 船长 $\geq 90\text{m}$ 的船舶, 受船体梁弯曲和剪切应力的板格及纵向构件, 应作屈曲强度校核。横骨架式双舷侧的外板及内纵壁结构因其纵向构件较少, 屈曲强度很可能满足不了要求, 只能通过增设短纵骨或增大板厚来满足规范的要求, 从而增加了双舷侧的重量。

3) 对国内航行散货船而言, 规范对横骨架式及纵骨架式的舷侧外板的要求是不同的, 设计的结果往往是横骨架式的舷侧外板厚度要高于纵骨架式的舷侧外板。

因此, 双舷侧散货船顶边舱下的上部双舷侧结构宜采用纵骨架式, 双舷侧下部可采用横骨架式结构。这种混合式结构除了使双舷侧上部有较好的纵向强度外, 双舷侧下部的舢部有较好的结构工艺性, 避免舢部纵骨装配之忌的扭曲。

5.3 有限元分析与结构

5.3.1 船体结构优化

局部结构和舱段结构的有限元分析及对新船型、超尺度比、超大尺度船舶或有特殊要求的船舶需要进

行全船结构的有限元分析。结构的有限元分析为结构设计提供了近似的数值解法，便于强度的检查和结构的优化。对于强度不足的构件需要调整构件尺寸或结构优化来满足强度要求；对于强度过于富裕的结构同样需要作构件的折减，以提高结构的经济性。前者做得较好，后者则欠佳。往往结构强度过于富裕，并未再进行必要的构件折减，有限元分析的作用仅发挥了一半。

5.3.2 设备底座的甲板下加强

主机基座的反面加强可通过底座下内底板的加厚及基座下增设双层底旁桁材等措施解决。辅机、锚泊、系泊、拖带、甲板起重机等设备也需作承载甲板的结构加强并需送审。现时反面加强一般辅以有限元计算，对加强结构作力的定量分析，使加强结构既满足强度要求，又可避免构件尺寸过于富裕。

甲板起重机的甲板加强结构是典型的，借助于结构有限元分析，现时甲板起重机的甲板加强已很少延伸到舱底，有的将甲板起重机基座延伸到货舱横舱壁的上凳，上凳内结构相应加强。

对甲板双起重机（旋转平台上有 2 台单起重机），平台下的柱体基座远较单起重机为大。对其的甲板下反面加强切莫采用以相同的直径、同样的板厚、同样材料的筒体延伸到舱底。这样加强不仅多用不少钢材且占据货舱宝贵的舱容，优化的做法是仅在甲板下一段距离内作加强，当然，对这种加强须作结构的有限元分析。

5.4 上层建筑及甲板室

上层建筑和甲板室通常为船员的起居和服务处所，其结构的优化应结合舱室的耐火分隔。由于 B 级及 C 级耐火分隔仅为不可燃材料，不包含有钢质或其他等效材料制成的舱壁。A-0 级及以上的 A 级分隔包含有钢质或其他等效材料制成的舱壁及耐火隔热材料。如此，B 级及 C 级耐火分隔重量远低于 A 级耐火分隔。对于舾装的防火区域划分图仅要求 B 级或 C 级耐火分隔的舱壁，应不设钢质舱壁，仅设 B、C 级耐火分隔舱壁。

5.5 主机基座设计

CCS（中国船级社）《国内海船建造规范》（2006）及《钢质海船入级规范》（2009）均对主机基座设计有明确规定：“主机基座纵桁应与底部旁桁材设在同一平面内，如无法办到，则应在机座纵桁下，设置与旁桁材同厚的局部桁材。在个别情况下，局部桁材可仅为与内底及肋板焊接的半高桁材。”可见主机基座为坐落于内底板上的相对独立的钢结构。

现出现一种整体式主机基座，即主机基座纵桁与内底下的双层底纵桁为一个构件。这种设计避免了机座纵桁与双层底旁桁材安装错位的弊端，但存有如下缺点：

1) 重量增加较多。规范对主机座纵桁腹板板厚要求远高于双层底旁桁材，原本属于双层底的旁桁材现采用主机座纵桁的板厚及邻近主机座纵桁的旁桁材因此适当加厚，导致机座重量增加较多。双机、双桨的 5000kW 拖轮如采用这种形式的主机基座，重量将增加 3.5t。

2) 装焊工艺复杂，不利于基座的预舾装。双层底上面的基座只要划线、安装正确，不存在安装错位的问题。当然对主机下端的油底壳低于或贴近内底板的情况，主机基座采用整体式结构是必须的，则另当别论。

5.6 型材选用及 T 型材

5.6.1 型材选用

通过分析比较，同样剖面模数的球扁钢、扁钢的横截面积要低于不等边角钢。因此结构设计中，横梁、肋骨、纵骨、扶强材等次要构件采用球扁钢、扁钢能有效降低次要构件的重量，集装箱船大部分纵骨采用球扁钢或扁钢。不等边不等厚角钢力学性能较好，通常尺寸较大，在超大型集装箱船中采用较多^[4]，当然，不等边不等厚角钢的市场价格相对较高。

5.6.2 T 型材优化

理论研究证明：对 T 型材用增加腹板高度以增加剖面模数比用增加面板面积来增加剖面模数的效果更为显著。如果腹板的厚度允许减小，增加腹板高度而不增加腹板面积来增加剖面模数的做法是比较经济的。因为在不提高结构材料成本的情况下，能较大地提高结构的强度功能，从而提高它的使用价值^[5]。这便是 T 型材优化的理论基础。

在实际设计中,有的 T 型材的剖面模数较规范要求的剖面模数大了许多,强度过于富裕;有的 T 型材的设计有悖上述优化原则,不经济。因此,有必要对 T 型材优化,使所设计 T 型材有较小的面积,而剖面模数是较大的。

5.7 结构设计负荷

结构设计负荷有两种,一种是规范明文规定的,如各层甲板计算压头等;另一种是设计所拟定的,如货舱内底平均负荷、货舱盖负荷等。有的散货船兼运原木,不仅在货舱内装运原木,还在上甲板及舱盖上也装运原木;有的货船(散货船、杂货船、多用途货船等)货舱内装运钢板卷,需注明钢板卷的主要参数:单个钢板卷的重量、直径及长度、装运几层等;有的多用途货船货舱内设吊离式或翻滚式活动二甲板,需注明活动二甲板的甲板负荷;对集装箱船需注明货舱内、甲板上及舱盖上集装箱堆重。这些数据不仅为结构设计所需,也为船级社、舱口盖及集装箱绑扎件厂家所需。

对于设计拟定的负荷需论证其合理性,负荷过高或过低都是有害的,过高是不必要的,并将导致结构重量加大。如散货船、杂货船、多用途货船等货舱在考虑了载货量及隔舱装载后再确定内底平均负荷,如盲目加大,则将使货舱双层底重量加大许多。

5.8 删除冗余构件及其他

优秀的结构设计应是每一个构件均有其作用,不应存有多余无用结构。但设计中不乏多余结构、多余构件,举例如下:

1) 机器处所通常在船底板或内底板(有的机舱为双层底)上方一定高度处铺设花钢板,花钢板下铺设管系。船员的正常活动位于花钢板上或花钢板以上各层甲板或平台上。因此,机舱逃口围蔽结构的下部不必延伸到船底板或内底板上,即机舱逃口的底部应与机舱花钢板同高。机舱花钢板以下的逃口围蔽结构便是多余的,不仅多用围壁钢材还多用直梯、逃口耐火分隔等舾装材料。

2) 室内斜梯斜板和斜板上踏步均是与舱壁相焊接的。由斜梯斜板和踏步组成的板架,能承受人员通过的负荷,强度是足够的,在斜梯斜板背面再加一根扶强材作板架加强,是没有必要的。

3) 纵骨及纵桁等构件穿越无水密及 A 级防火分隔要求的舱壁,切口均采用水密补板。不仅多用钢材且焊接工作量增加不少。

4) 纵舱壁终止于横舱壁或横舱壁终止于纵舱壁,分别在交会处横舱壁或纵舱壁背面另加一根垂向扶强材。

5) 横梁穿越纵桁或纵骨穿越强横梁,一般为隔 4 个肋距或 4 个纵骨间距设强构件面板防倾肘板,设计中,纵桁或强横梁的面板防倾肘板过于密集。

6) 上层建筑或甲板室内的构件穿越舱壁时,仍采用适用主船体的切口及补板,未采用适用上层建筑和甲板室的镶嵌型切口。上层建筑和甲板室的镶嵌型切口可免去 A 级耐火分隔所需要的切口水密补板,使材料和焊接工作量大为减少。

7) 防火区域划分图明确为 B、C 级耐火分隔的舱壁仍采用钢质舱壁。

8) 艙楼甲板下的支柱有效地支撑艙楼甲板负荷,强肋骨可认为是舷侧甲板的支撑构件,在满足支撑强度要求的情况下,靠近强肋骨的支柱便是多余的。

9) 《国内航行海船建造规范》(2006)对双层底实肋板开孔高度有明确规定:开孔的高度应不大于该处双层底高度的 50%,否则应予加强。而 CSR(散货船结构共同规范)对实肋板的开孔高度没有明确规定^[6],但在实际设计中,遵循上述开孔原则,不仅能确保开孔实肋板的强度,同时,对设计也是有益的。否则,没有一个标准,开孔忽大忽小,对减轻实肋板重量及确保开孔实肋板的强度均是不利的。此原则对散货船底边舱实肋板的开孔也可参照应用。

6 舾装设计

舾装设计内容丰富、涉及面广,优化设计,减轻舾装工程重量的潜力很大,略举数例如下。

6.1 采用标准件

舾装设计中普遍出现的一种倾向是擅自提高舾装标准件的使用级别。如国内船用钢质风雨密门（GB/T 3477-96）A、B、C、D 四个级别和门所处位置（甲板室层数、前端壁还是侧壁或后端壁）有关^[5]。

现实的应用情况是没有严格按标准要求选取，较多的情况是不考虑前端壁和侧壁、后端壁的差别，仅以风雨密门所处的甲板层数来确定级别。如第一层甲板室均采用 A 级门，第二层甲板室均采用 B 级门，第三层甲板室均采用 C 级门等。如此，第一层、第二层、第三层甲板室的前端壁的风雨密门的级别符合标准要求，但它们的侧壁及后端壁风雨密门的级别均要比标准高一级。级别越高，重量越重。舷窗也有类似情况。该用中型舷窗的却用了重型舷窗，该用轻型舷窗的用了中型舷窗。

6.2 舱室拦水扁铁

舱室空调系统的设置有效地调节了舱室的温度。但在室外温度较低时，舱室外围壁的室内一面会出现空气冷凝水。为收集、排放这些冷凝水，需要在舱室内的甲板上，沿外围壁设置拦水扁铁，并将拦水扁铁内聚集的冷凝水排放掉。

一般有两种排放办法，一种是在拦水扁铁内的甲板上开设甲板流水孔，并在流水孔下配置落水斗、水管等附件，将冷凝水排放至预定的处所。这种设计对舱室外围壁不能开设流水孔的舱室（如拖推轮主甲板下或艙楼甲板下的船员舱室）是必须的，但对甲板室舱室这种设计未免繁琐。实际的做法是在甲板室的外围壁下缘（与甲板交接处）开设半圆形流水孔（约 R15），拦水扁铁内冷凝水通过此流水孔直接流淌到舱室外的露天甲板上，途经甲板落水斗，排至舷外。因此冷凝水数量甚少，不会对船员的日常行动带来不便和危害。在稳性计算中，此流水孔也不作为进水点，对稳性没有影响。

6.3 货舱梯

货舱的两端应设置梯子，并尽可能对角布置。驶往澳大利亚的国际航行货船货舱梯（直梯、斜梯、梯间平台）需满足 AMSA（澳大利亚海事安全局）的有关规定（见表 1）。

表 1 澳大利亚货舱梯配置

舱深 / m	直梯长度 / m	梯间平台	斜梯垂向长 / m	梯间平台	直梯长度 / m
9	2.5	设置	2.5	设置	4
10	2.5	设置	2.5	设置	5
11	2.5	设置	2.5	设置	6
12	2.5	设置	3.5	设置	6
13	2.5	设置	4.5	设置	6

澳大利亚货舱梯的一端按上表配置，另一端可用直梯组合，只是直梯长度不要超过 6m，梯间设平台。由于澳大利亚货舱梯兼顾安全性及方便性、且配置简单，节省钢材，是货舱梯的优化设计，因此，在国际航行货船上应用较多，可供国内航行货船货舱梯参考。

6.4 船体阴极保护

钢质海船和海洋工程的船体阴极保护有两种，即牺牲阳极阴极保护和外加电流阴极保护。外加电流阴极保护牺牲的阳极是数量极少的惰性阳极而使整个保护系统的重量大为减轻。目前已广泛使用于水线下船体外板、海水箱、裸露的尾轴、螺旋桨、舵等。压载水舱内因电缆不便浸泡于海水中，而仍用牺牲阳极阴极保护。组合使用这两种保护法的整个保护装置的重量可比单一使用牺牲阳极阴极保护的重量减轻 50% 以上。因此，船舶和海洋工程的阴极保护应优先采用牺牲阳极阴极保护和外加电流阴极保护的组合保护法。

6.5 拖曳设备

各种非自航海洋工程作业船舶、驳船等的调遣需要设计拖曳设备并作《拖曳设备强度计算书》。该计算书需满足 ZC1999 年《海上拖航法定检验技术规则》及 CCS 1997 年《海上拖航指南》的规定。计算书中涉及的主拖缆和备用主拖缆的最小破断负荷是按拖船系柱拖力 F_i 由表 2 决定^[7]。

表2 主拖缆和备用主拖缆的最小破断负荷

拖船系柱拖力 F_i / kN	主拖缆最小破断负荷 / kN
< 392	$3F_i$
392~883	$(3.8-F_i/491)F_i$
> 883	$2F_i$

由主拖缆和备用主拖缆的破断负荷确定其他拖带设备的构件尺寸。因此，拖船的系柱拖力是设计拖曳设备的基本参数，拖船系柱拖力的恰当与否关系到拖曳设备的安全及设计的优化。如拖船系柱拖力定得过低，将导致拖曳设备强度不足；反之，将导致拖曳设备强度过于富裕，拖曳设备过于笨重。

拖船的拖曳力应等于或大于海上拖航的总阻力，如此，需计算拖船及被拖船舶的航行总阻力。海上拖航的总阻力 R_T 可按以下经验公式计算^[8]：

$$R_T = 1.15 [R_f + R_B + (R_{fi} + R_{Bi})] \quad (1)$$

式中： R_f ——被拖船舶或被拖物的摩擦阻力，kN；

R_B ——被拖船舶或被拖物的剩余阻力，kN；

R_{fi} ——拖船的摩擦阻力，kN；

R_{Bi} ——拖船的剩余阻力，kN。

以上被拖船舶或被拖物的摩擦阻力及剩余阻力均有经验公式可计算，拖船的摩擦阻力及剩余阻力可依据拖船设计资料或有关经验公式计算。

拖船系柱拖力远大于海上拖航的总阻力，大约为海上拖航总阻力的1.3~1.5倍。用表2确定主拖缆和备用拖缆的最小破断负荷是偏于安全的，由此产生其他拖带设备的构件尺寸也是偏于安全的。

实际计算状况分析：

1) 拖船及海上拖航的总阻力基本上不算，仅计算被拖船舶或被拖物的总阻力（被拖船舶的摩擦阻力+剩余阻力）。

2) 拖船的系柱拖力由被拖船舶或被拖物的总阻力另放余量得到。

有些非自航船的《拖曳设备强度计算书》，仅少数船的计算拖船的系柱拖力与被拖船舶的航行总阻力之比为1.4~2.31，达到或基本上达到拖船系柱拖力大约为海上拖航的总阻力（包括被拖船舶阻力及拖船阻力）的1.3~1.5倍这一要求。大多数船选取的计算拖船系柱拖力值偏低，有的所取拖船的系柱拖力与被拖船舶的航行阻力几乎相等，两者之比仅为1.01或略大，这显然是不够的。

从受力分析来讲，被拖船舶的主拖缆或备用拖缆的破断拉力仅与被拖船舶的航行阻力有关，与拖船的航行阻力无关，与航行总阻力仅间接有关。鉴于这一状况，拖船计算系柱拖力的选取可直接与被拖船舶或被拖物的航行总阻力有关。上述的拖船系柱拖力大约为海上拖航的总阻力的1.3~1.5倍，扣除拖船的航行阻力，计算拖船的系柱拖力取不低于被拖船舶航行阻力的1.5倍，由此设计的拖曳设备是安全和优化的。

7 设备配置

设备配置的优化，不仅可使所设计的船具有较好的性能，也可降低建造成本，减轻空船重量。如国内曾批量建造的5800dwt/6000dwt双舷侧杂货船，该船尺度优化，总长小于100m；仅设2个货舱，突破了以往5000~6000dwt杂货船设置3个货舱的设计理念；货舱为大开口，适宜装运大件。该船技术先进性及经济性明显优于同类型船，深得船东青睐，国内多家船厂曾批量建造并出口。

该船起货设备的配置上存有两种意见：一种方案是每个货舱前后各布置一套25t单杆起重机，全船计4套单杆起重机；另一种方案为在两货舱间布置1台25t双杆起重机。船东误以为采用单杆起重机造价低于双杆起重机，首艘船在船东的干预下采用单杆起重机方案。实船建造证明：单杆起重机安装、调试周期长，操纵不方便、重量重、造价不低于双杆起重机。后续批量船便均采用1台双杆起重机，空船重量轻了，载重量也从5800t调整为6000t，给用户带来显著的经济效益。

(下转第25页)

船用吊环优化设计研究

赵文裕, 王佳颖

(沪东中华造船(集团)有限公司, 上海 200129)

摘要: 通过对吊环结构有限元强度分析, 提出吊环优化设计方法, 对 4 型吊环结构进行优化设计。在设计过程中, 重点考虑吊环结构的强度优化设计、工艺的合理性、安全系数的统一和对横向受力角度进行量化的规定等, 并采用拉伸试验对优化后的吊环结构强度进行试验论证, 取得了良好的经济效益。同时又完成吊环标准的修订工作。

关键词: 船用吊环; 优化设计; 有限元分析; 模型试验; 横向受力角

中图分类号: U671.99

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 04-0019-07

Abstract: This paper proposes a lug design optimization method based on finite element strength analysis and carries out design optimization for the structure of 4 types of lugs. The design process focuses on the optimization of lug structure strength, the technique rationality, the unification of safety factors and the quantitative regulation on transversal pull angle. Then, the lug structure strength after optimization is experimentally verified based on tensile test, showing excellent social benefit. Meanwhile, the revision of lug standard is also completed.

Key words: marine lug; design optimization; finite element analysis; model test; transversal pull angle

0 引言

在船体建造过程中部件、分段和总段都需要进行起重、吊运、移位、翻身及搭载等吊装作业。而吊环是吊装作业中不可或缺的重量局部受力构件, 其应用极其广泛。吊装作业常常涉及大型结构物, 一旦吊环发生危险将带来严重事故。因此, 保证船用吊环的安全可靠十分重要。

采用一套合理、安全、经济、高效的吊环优化设计及其使用标准对于降低工人劳动强度, 降低建造成本, 提高生产效率, 保障吊装安全具有十分重要的意义。

1 吊环优化设计方法

由于总装和分段制造场地众多, 各类吊环所具备的使用功能也各异。各吊车技术参数不同, 配备的卸扣规格也不同, 各场地翻身高度限制钢丝绳可配长度也不同。这些因素都影响吊环的设计和使用的。吊环结构设计的基本步骤, 见图 1。首先, 在垂向载荷工况下吊环主体设计; 其次, 斜向受力条件下吊环肘板设计; 最后完成吊环结构设计。

吊环设计和使用中设计允许的倾斜角度是非常重要的指标。通过现场调研, 在修订的吊环标准中确定 A、B 型吊环最大倾斜受力角度为 18° , C、Y 型翻身用吊环的最大倾斜角度为 10° 。为了确保现场作业的安全, 又

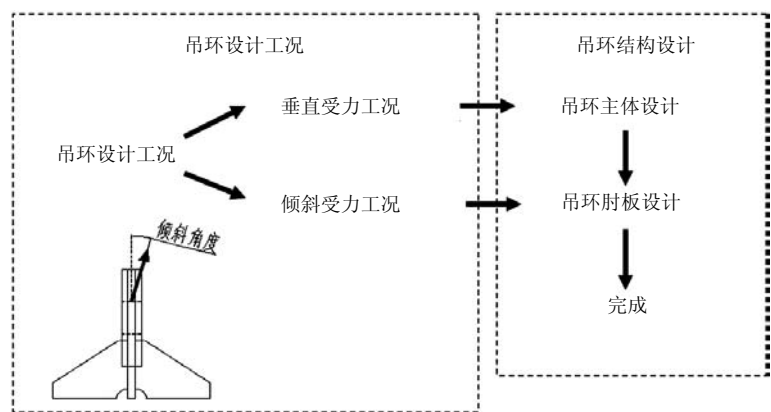


图 1 吊环设计基本步骤

第一作者简介: 赵文裕, 男, 高级工程师, 1976 年生。1999 年大连理工大学船舶工程专业本科毕业, 长期从事船舶设计和制造工作。

收稿日期: 2012-04-16

能减少材料损耗和修割打磨工作量。经过计算分析,确定了吊环结构优化的方法,主要有以下几点:

1) 适当减小吊环的高度与宽度。吊环高度在保证具有足够重复利用 3 次的前提下适当减小,在强度计算足够的前提下适当减小吊环宽度。

2) 适当减小吊环主体厚度,增加腹板厚度以作补偿。减小吊环外径、主体厚度,增加腹板厚度,必要时将腹板单面改为双面,来提高材料利用率。

3) 增加肘板高度,适当减小肘板宽度和厚度。增加肘板高度是为了减小吊环斜向受力时受力点到肘板约束的力臂,减小扭矩。通过适当减小肘板宽度和厚度,可提高肘板材料的利用率。

4) 适当减小各规格吊环孔径。吊环孔径过大,必须增加外径来保证剪切面积,从而降低材料利用率;而孔径过小会导致现场卸扣插销匹配通用性不强。适当减小各规格吊环孔径,可提高材料利用率。

5) 吊环下口加放 40mm 余量(原为 50mm),作为重复使用的切割量。由于普遍腹板减小,其焊角也相应减小,因此割除吊环时的割除高度也略有减小。每只吊环可回收利用 3 次,下口余量 40mm 足够两刀割除量,有利于提高材料利用率。

6) 各型吊环的剪切安全系数控制在 2.5 倍左右。原有各型各规格吊环剪切安全系数有一定波动,优化设计后,将吊环剪切安全系数统一控制在 2.5 倍左右,有利于提高安全性。

7) 有限元强度分析。对优化设计后的吊环进行有限元强度分析,以确保吊环结构强度。

2 优化设计算例

以现标准中 A30 吊环为例,介绍优化计算方法。图 2 为原吊环标准中的 A30 吊环结构图。使用通用有限元软件 MSC.PATRAN,采用二维板单元对吊环结构进行有限元建模。

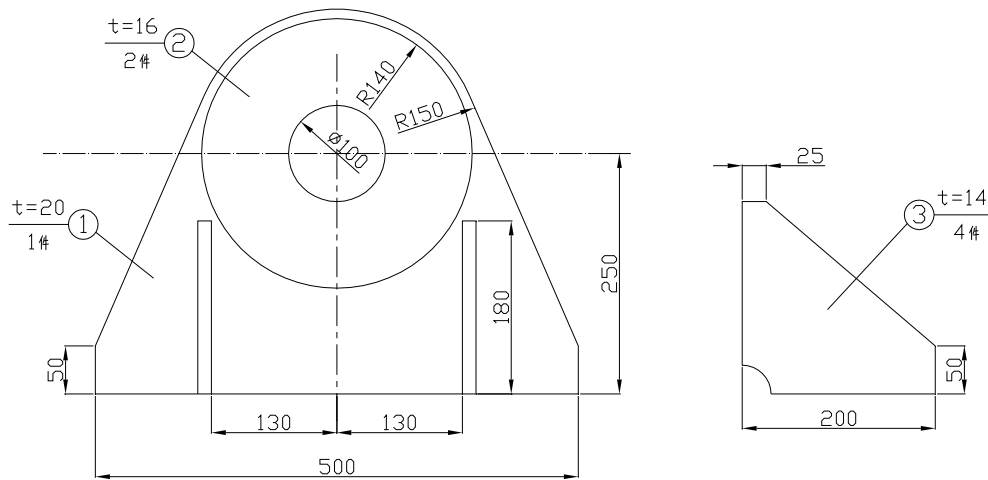


图 2 原吊环标准中 A30 吊环结构

采用有限元数值分析方法,计算其垂直受力和倾斜 18° 受力的工况,图 3 给出了施加的载荷边界。图 4 给出了在垂直受力和倾斜 18° 受力下的有限元计算应力云图。在垂向受力工况下,吊环整体应力较小。在斜向 18° 受力工况下,吊环出现局部应力过大的现象。图 4(b) 中高应力区域 A 为卸扣与吊环接触处的厚板区域,在实际情况下产生局部塑性变形后有利于应力的分散^[1],虽然计算应力较大但实际上不会导致结构破坏。图 4(b) 中高应力区域 B 的应力较大,形成明显的大应力带,不符合强度设计要求。由于吊环与卸扣接触处与肘板最高处距离较大,斜向受力横向较大,因此产生高应力区域 B。而低应力区域发生在肘板端部和主体板两端。

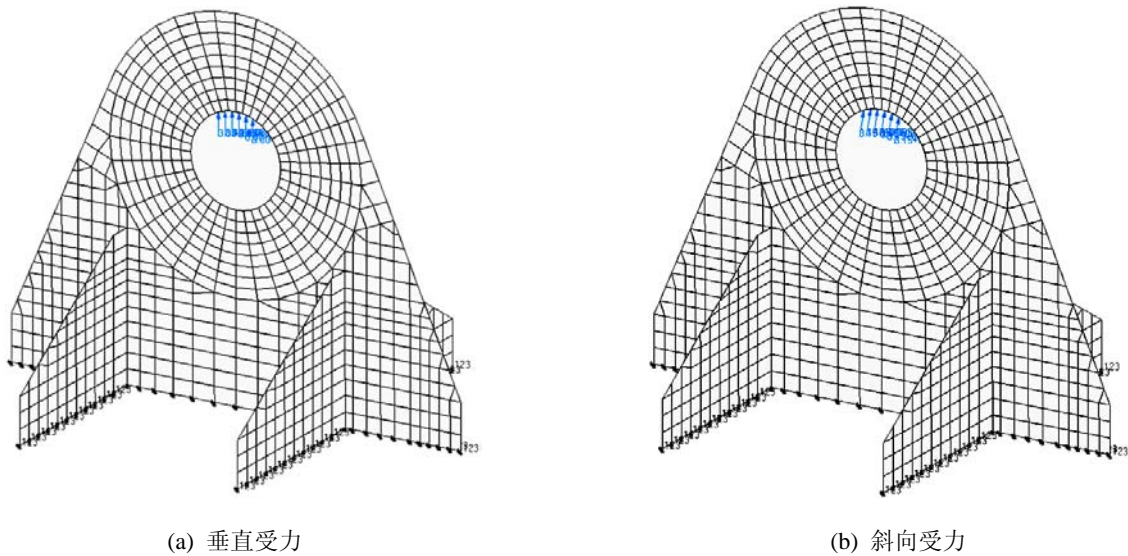


图3 A30吊环受力工况

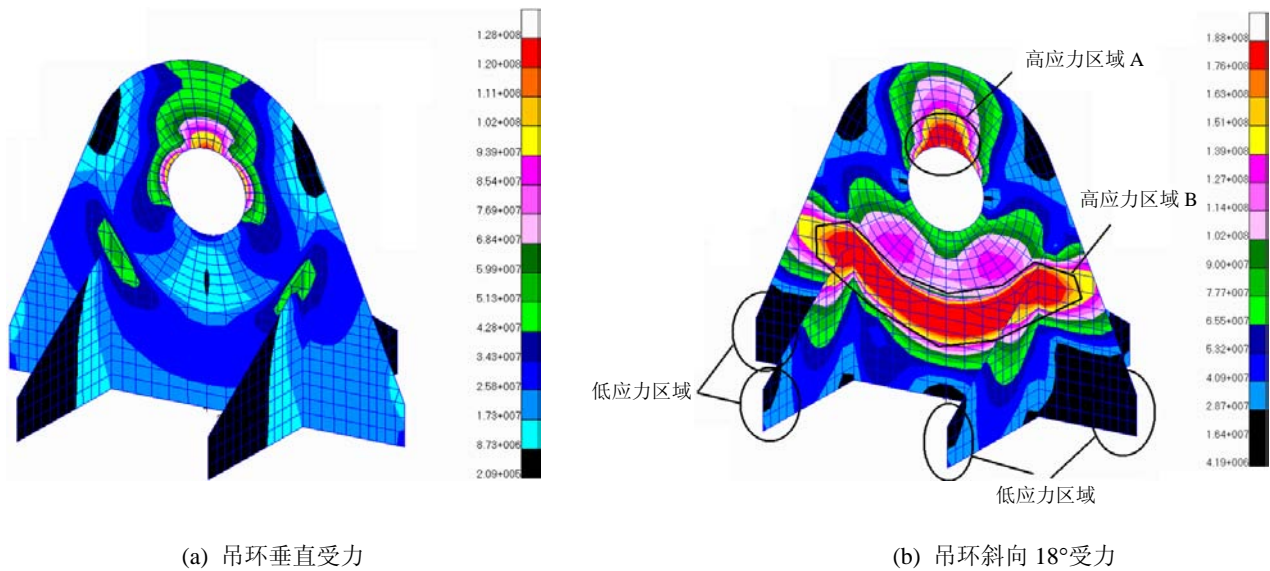


图4 原吊环标准 A30 吊环受力应力云图

通过对 2010 标准 A30 吊环的应力分析, 对其结构形式进行优化设计。图 5 给出了 A30 吊环优化后的结构图, 具体优化措施如下:

- 1) 吊环高度由 400mm 减小至 295mm;
- 2) 吊环宽度由 500mm 减小至 400mm;
- 3) 肘板高度由 180mm 减小至 145mm, 宽度由 200mm 减小至 110mm, 外移 10mm;
- 4) 肘板留根由 50mm 减小至 40mm;
- 5) 孔径由 100mm 减小至 90mm;
- 6) 腹板从双面两块 16mm 改为单面 22mm。

图 6 给出了 A30 吊环优化后的斜向受力应力云图。原有的高应力区域 B 大应力带消除, 而原有的低应力区域依旧保持较低应力水平。优化设计的效果较为明显。其它类型的吊环也采用类似的有限元强度分析方法进行校核分析。

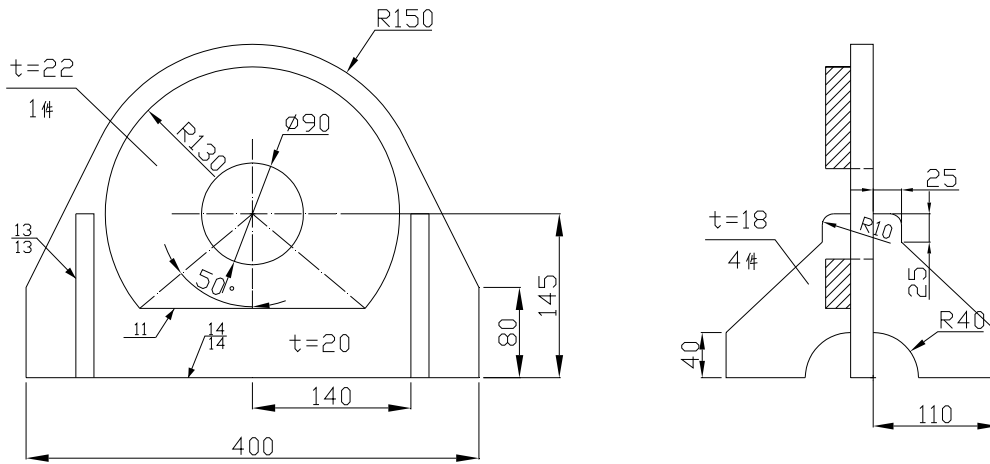


图 5 吊环优化结构

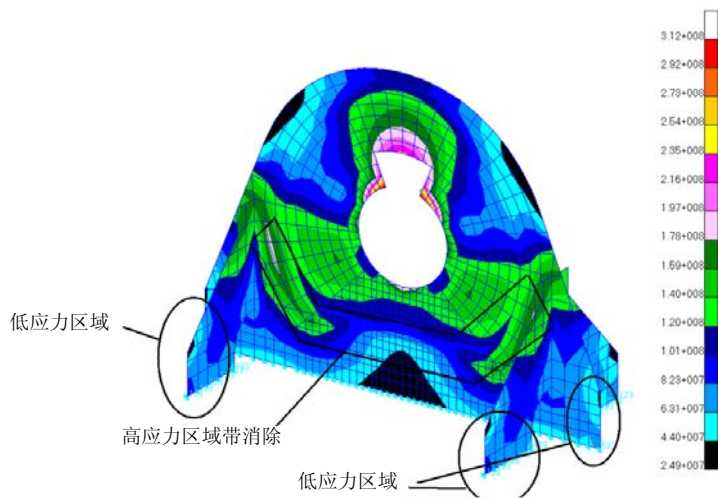


图 6 优化设计后 A30 吊环斜向 18° 受力应力分布

3 新旧吊环的对比

按照吊环优化设计的原则和方法，对最为常用的 A、B、C 和 Y 型各个规格的吊环进行有限元建模，基于有限元分析进行优化设计，并对原有吊环标准进行了修订。

表 1 对 4 型吊环（A、B、C 和 Y 型）优化前后的吊环重量、结构性能和割除打磨工作量进行汇总比较。

表 1 吊环优化结果汇总

吊环类型	平均使用效率 / kg/t	剪切平均 安全系数	剪切安全系数 相对波动	重量平均降低 / %	打磨修制工作量 平均降低/ %
原沪东 A 型	0.86	2.94	0.26	—	—
优化后的沪东 A 型	1.37	2.55	0.04	35.8	31.2
原沪东 B 型	1.02	3.00	0.17	—	—
优化后的沪东 B 型	1.38	2.60	0.07	25.2	31.5
原沪东 C 型	0.65	1.70	0.25	—	—
优化后的沪东 C 型	0.76	2.73	0.18	13.8	13.2
原沪东 Y 型	0.86	3.03	0.31	—	—
优化后的沪东 Y 型	1.15	2.57	0.13	24.0	21.2

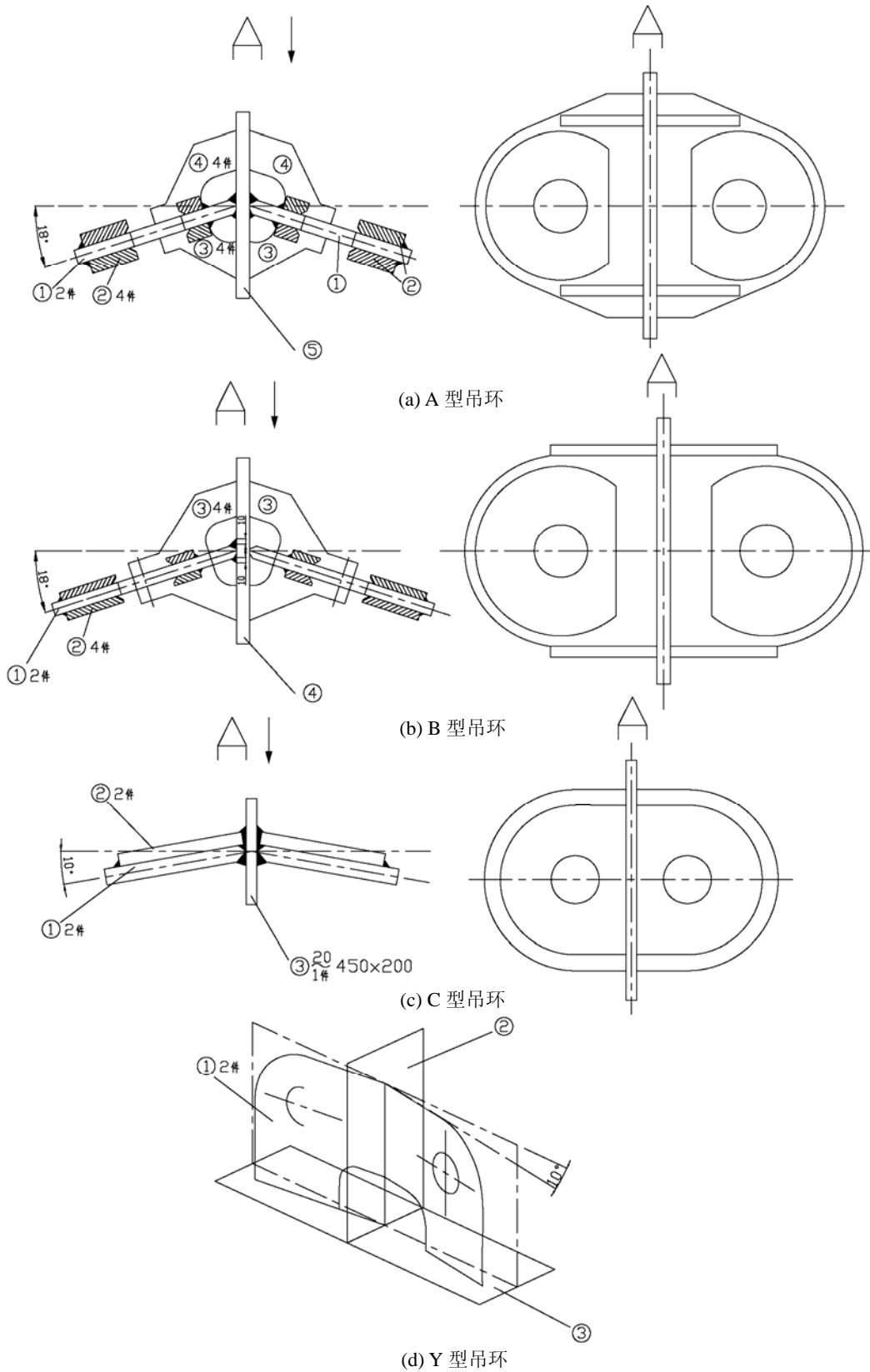


图7 试验工装装配示意

4 模型试验

为检验优化后吊环的结构安全性, 验证吊环结构设计和新标准对吊环受拉角度规定的合理性, 选取优

化设计后 A、B、C 和 Y4 型 18 个常用规格的吊环。设计拉伸试验工装以模拟其斜向受力特性, 进行拉伸试验。其中 C 型吊环取出其肘板前端受力部分进行模拟。图 7 为试验工装装配示意图。图 8 为各型吊环拉伸试验照片。试验时, 斜向拉伸角度规定: A 型和 B 型均为 18° , C 型和 Y 型均为 10° 。拉伸载荷分步缓慢加载到额定载荷的 1.8 倍(考虑到现场受拉伸试验的场地设备条件限制, 根据有限元分析和吊环使用要求确定)后, 保载一段时间后卸载观察其变形情况。



(a) A 型吊环



(b) B 型吊环



(c) C 型吊环



(d) Y 型吊环

图 8 吊环试验工装装配示意

拉伸试验的吊环试验工装在最不利的横向受力角度下施加 1.8 倍额定载荷后均未发生变形, 各型吊环的拉伸试验结果见表 2。通过拉伸试验证明, 吊环标准修订所采用的强度分析方法是安全可靠的。

表 2 吊环拉伸试验结果

吊环类型	施加最大载荷/t	试验宏观表现	吊环类型	施加最大载荷/t	试验宏观表现
A5a	9	未变形	B30	54	未变形
A15	27	未变形	B40	72	未变形
A20	36	未变形	B50	90	未变形
A30	54	未变形	C15	27	未变形
A40	72	未变形	C20	36	未变形
A50	90	未变形	C30	54	未变形
A60	108	未变形	C40	72	未变形
B15	27	未变形	Y20	36	未变形
B20	36	未变形	Y30	54	未变形

5 结语

在吊环标准修订过程中, 重点考虑吊环结构的优化设计、工艺合理性、安全系数的统一和横向受力角度进行量化规定等。小结如下:

- 1) 在吊环结构设计中采用了目前较为先进的有限元分析方法, 在传统设计方法上有所提高;
- 2) 对吊环在横向受力角度进行了评估, 在新标准中增加横向受力角度的量化规定, 提高现场吊装作业安全性;
- 3) 对各型吊环安全系数进行合理统一, 消除了 C 型吊环安全系数过小的隐患;
- 4) 通过优化结构, 大幅减少吊环重量和修割打磨工作量, 取得了良好的经济效应;
- 5) 吊环标准修订牵涉到造船工艺的革新, 还将密切关注新型吊环在实际使用中的效果。

在吊环拉伸试验过程中, 由于试验条件的限制未对其吊环结构进行应力监测。今后可采用非线性有限元方法先行计算模拟, 在试验拉伸过程中进行应力敏感区域的监测, 可对吊环受力特性作更进一步研究。

【参 考 文 献】

- [1] 肖文勇, 余 凯. 吊耳局部有限元建模技术分析[J]. 船舶工程, 2009, (31): 94-97.

(上接第 18 页)

当然, 设备配置的优化不仅是起货设备, 其他甲板机械、轮机、电气等设备也有一个优化配置问题。一般而言, 先进的设备性能好, 重量一般也较轻, 对减轻船舶空船重量是有益的。当然, 这涉及设备价格问题, 实际使用时, 由综合技术性、可靠性、价格等因素确定。

8 结语

因船型众多及新船型的开发、船舶设计内容的浩瀚、船舶设计手段的差异, 全面优化设计的举措远远不止这些。例如: 船体适当采用高强度钢、锚链选用高强度钢、大抓力锚的选用, 轮机、电气专业的优化设计等。

多学科全面优化设计的理念带来的不仅是船舶空船重量的减轻, 同时也可提高船舶载重量及其他船舶性能的提升, 低碳、环保的综合社会效益, 是提高我国造船竞争力的一项举措。

【参 考 文 献】

- [1] 金平仲, 荣焕宗. 造船工业节能、省耗的第一步——控制船舶主尺度[A]. 上海市造船工程学会船舶设计和标准与规范专场论文集[C]. 上海: 上海市造船工程学会, 2005. 59-71.
- [2] 何术龙, 孙小江, 吴建波, 周斌, 朱德祥. 基于互联网的船型设计与航速预报应用服务系统[J]. 上海造船, 2006, (3): 45-47.
- [3] 汪玉成. 正交法与船舶主尺度优化[J]. 船舶设计技术交流, 2011, (2): 1-10.
- [4] 洪伟, 温保华. 万箱级超大型集装箱船结构设计[J]. 上海造船, 2007, (3): 25-28.
- [5] 戴天授. 船体强度与结构设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1988.
- [6] IACS 散货船结构共同规范[S]. 2006.
- [7] 中华人民共和国船舶检验局. 海上拖航法定检验技术规则[M]. 北京: 人民交通出版社, 1999.
- [8] 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.

专用引航员船总体设计研究

韩永兴, 孙小江

(上海佳豪船舶工程设计股份有限公司, 上海 201612)

摘要: 专用引航员船作为特种用途船舶, 是引航员的工作驿站, 其布置和功能在满足船东使用要求的同时, 船舶性能和安全还要满足规范、法规对于特种用途船的要求。从功能对布置的要求、船舶适用规范、具体法规要求和船舶布置及配置如何满足这些要求方面, 详细阐述了国内首艘新建专用引航员船的船型、救生和消防安全、完整稳性、破损稳性和线型优化等研究结果。

关键词: 引航员船; 总体布置; 船舶安全; 船舶稳性

中图分类号: U674.24⁺¹

文献标识码: B

文章编号: 2095-4069 (2012) 04-0026-03

Abstract: Special purpose pilot boat is one of the specialized vessels to serve as the pilot's post house for work, whose arrangement and functions need to satisfy the operating requirements of the ship owners while at the same time, the ship performance and safeness need to satisfy the specifications and regulations for special purpose vessels. This paper elaborates in detail the research findings concerning the hull form, lifesaving and fire safety, intact and damage stability and hull lines optimization of China's first newly-built special purpose pilot boat from the perspectives such as functionality of arrangement, applicable regulations, specific regulation requirements and how these requirements can be met through ship arrangement and allocations.

Key words: pilot boat; general arrangement; ship safety; ship stability

0 引言

“沪港引 11” 船是国内首艘新建专用引航员船, 具有载重量大、操纵灵活、抗风浪性强、功能齐全、设备先进可靠等特点。本文就船舶的总体设计进行详细阐述, 供今后同类型船舶设计作参考。

1 船舶概况

该船为上海港引航站的专用引航员船, 沿海航区, 全年昼夜为进出上海港及长江各港口的中外船舶接送引航员, 同时又是引航工作的海上基地。该船为艉机型, 双机、双桨、双舵、中速船用柴油机驱动。船体为钢质结构, 设有艏侧推, 配备专用引航员工作艇 4 艘, 并设置有直升机悬停接送引航人员用平台。

全船设两层纵通甲板和三层甲板室, 主甲板为干舷甲板, 上甲板为露天甲板。定员为船员 50 人、引航员 100 人。作为特殊人员的引航员共有 60 个单人房间和 20 个双人房间。配备小型篮球场, 多功能厅, 商务中心和载人电梯等设施。驾驶室前壁和侧壁设置大落地窗, 增加了船舶的视线范围和采光功能。船上的网络系统与上港集团上海港引航管理站网络系统联网, 设有中国移动通信和中国联通及 GMSS 手机系统。并配置了高性能 ARPA 雷达和 AIS 船舶自动识别系统等现代化计算机通讯和船舶动态监控系统。

该船侧视图见图 1。

船舶主尺度: 总长 $L_{oa}=107.95\text{ m}$; 垂线间长 $L_{bp}=99.5\text{ m}$; 型宽 $B=16.8\text{ m}$; 型深 $D=7.85\text{ m}$; 设计吃水 $d=4.60\text{ m}$ 。

该船悬挂中国国旗, 船舶按照 CCS (中国船级社)《规范》^[1]和海事局《法规》^[2]设计和建造。结构强度按照《规范》对干货船的要求设计, 因为《法规》中没有专用引航员船相关要求。完整稳性、破损稳性、航行安全 (救生、消防等) 等按照 SPS 特种用途船^[3]的要求进行设计。

作者简介: 韩永兴, 男, 工程师。1974 年生, 1998 年毕业于大连水产学院船舶工程专业, 现从事船舶总体设计工作。

收稿日期: 2012-04-28

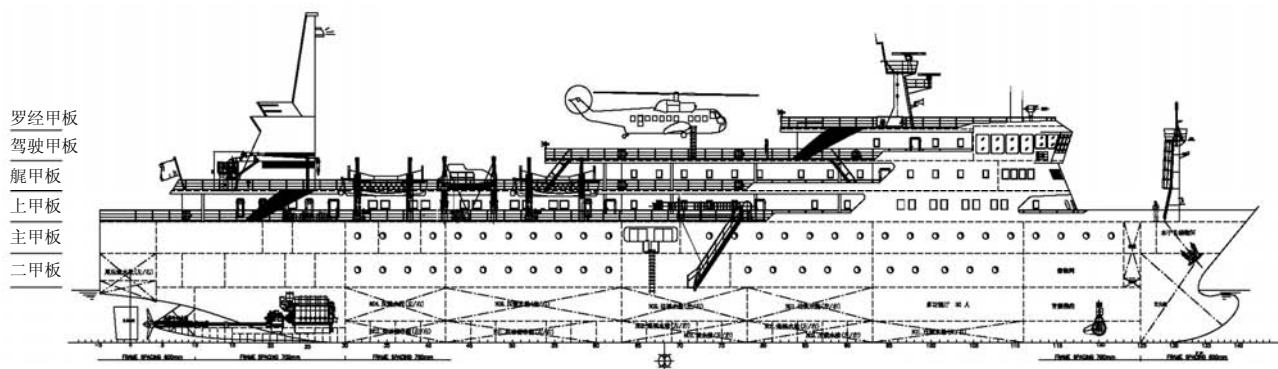


图1 侧视图

2 船舶安全

船上的救生设备^[2]是按船长 85m 及以上的 II 级客船进行配备, 救生艇筏容量能满足船上总人数的 110%。左右舷各配备一艘倒臂式 23 人全封闭救生艇 (右舷一艘兼救助艇), 还配备 6 只抛投式 20 人救生筏。设置 4 个登乘区域。

按照《法规》的要求, 全船的通道、梯道宽度、数量和撤离通道布置的设计需满足《国际消防安全系统规则》^[4]第 13 章“脱险通道的布置”要求, 以及 MSC (海上安全委员会) 通函 MSC/Circ.1033《新客船和现有客船撤离分析暂行指南》的规定计算撤离时间。梯道的设计是该船舱室布置的难点, 需综合考虑。该船分为两个主竖区。每个主竖区前后设置两个环围梯道, 梯道和走廊的通道净宽度最小为 1m, 经撤离分析计算, 白天和晚上全船的撤离时间均小于规范所要求的 60min。

3 船舶稳性

该船为沿海航区特种用途船, 船舶稳性按照满足无限航区要求设计, 完整稳性按照 2008 年国际完整稳性规则 (MSC.267(85)决议) 最小稳性衡准来要求。破损稳性根据 SPS《特种用途船舶安全规则》^[3]——海安会 MSC.266(84)决议中的要求进行计算。按照 SPS(2008)规则, 该船的分舱和破损稳性应符合 SOLAS^[5] (2009) 第 II-1 章的规定, 将船舶视为客船且特殊人员视为乘客, 要求的 R 值按 SOLAS 第 II-1/6.2.3 条计算如下: 1) 核准载运 240 人或以上, R 值定为 R ; 2) 核准载运不超过 60 人, R 值定为 $0.8R$; 3) 对于超过 60 人 (但不超过 240 人), R 值应在上述 1) 和 2) 给出的 R 值间用线性内插法确定。该船载运人数为 150 人 (包括引航员和船员), 插值得到的分舱指数应为 $0.9R$ 。

1) A 必须大于要求的分舱指数 $0.9R$ 。该船要求为 R :

$$L_s = 106.811; N_1 = 46; N_2 = 104; N = N_1 + 2N_2 = 254;$$

$$0.9R = 0.9 \times (1 - 5000 / (L_s + 2.5N + 15525)) = 0.68685 \times 0.9 = 0.618615$$

达到的分舱指数 A , $A = 0.4A_s + 0.4A_p + 0.2A_i$

$$A = \sum P_i S_i = 0.67224 \text{ (Trim=0)}, \text{ 所以, 满足 } A > 0.9R \text{ 的要求。}$$

2) 达到的部分分舱指数 A_s, A_p, A_i 必须大于 0.9 乘以要求的分舱指数 $0.9R$ 。

该船达到的部分分舱指数 $A_s = 0.7002$; $A_p = 0.6345$; $A_i = 0.6918$ (trim=0) 0.9 要求的分舱指数 = 0.55635, 所以 A_s, A_p, A_i 满足要求。

4 底部破损

所有特种用途船应视为客船,符合 SOLAS 第 II-1/9 条,双层底设置应满足船舶设计及船舶在正常作业的情况下,尽可能使自防撞舱壁延伸至艏尖舱舱壁。该船机舱未设双层底,应能承受下述规定的破损,

即破损的纵向范围为 $1/3L^{2/3} = 7.21\text{m}$, 横向范围为 $B/6 = 2.8\text{m}$, 垂向范围为 $B/20 = 0.84\text{m}$, 且按第 7-2 条计算的 S_i 对所有营运工况不小于 1。要满足 $S_i \geq 1$ 的要求,而本船的 $S_{\text{mom}} = 1$, 则相当于满足下列衡准:

1) 由于不对称浸水而引起的横倾角不超过 7° ; 2) 最大稳性力臂 $\geq 0.12\text{m}$; 3) 破损静稳性曲线在最终平衡角以外具有 16° 正值范围。

经计算,底部破损满足要求的衡准。

其中: R ——要求的分舱指数; A ——达到的分舱指数; A_s ——满载吃水时达到的分舱指数; A_p ——部分装载吃水时达到的分舱指数; A_l ——轻载吃水时达到的分舱指数; i ——表示所考虑的每一个舱或舱组; P_i ——表示所考虑的舱或舱组可能进水的概率,不考虑任何水平分割; S_i ——表示所考虑的舱或舱组进水后生存的概率,不考虑任何水平分割的影响; S_{mom} ——各种横倾力矩下的分舱指数; L_s ——船舶分舱长度; N_1 ——救生艇可供使用的人数; N_2 ——船舶在 N_1 以外允许载运的人数。

5 线型

艏部线型采用双艏鳍形式,艏部采用 SV 形球鼻艏。双艏鳍型线可大大改善艏部伴流,使工作环境与单桨船相似,提高了船舶推进效率。从阻力上看,采用双尾鳍型线可使浮心位置后移,对进流段型线的形状有利。此外,双艏鳍船尾型线可改善艏部的漩涡紊流,提高船的操纵性^[6]。船模试验和实船试航均表明,此线型对减少船舶阻力,增大其快速性起很大的作用。该船配备两台型号为 MAN B&W 6L27/38 主机, MCR $2 \times 2040\text{kW}$; 经船模试验和实船试航证明,在 85% MCR 且有 10% 海上裕度情况下航速可达到 15.5 kn。

6 结语

“沪港引 11”在设计过程中,得到船东很多积极的建议,使得船舶功能不断完善,技术不断改进。当然,局部布局还有待改善,如冷库和供应品房间的位置布置等。

【参 考 文 献】

- [1] 中国船级社. 国内航行海船建造规范[S]. 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—国内航行海船法定检验技术规则 2004/2006 修改通报/2008 修改通报[S].
- [3] Code of Safety for Special Purpose Ships[S], 2008.
- [4] International Code For Fire Safety Systems[S].
- [5] International Convention for the Safety of Life at Sea[S]. 2009.
- [6] 王国强, 盛振邦. 船舶推进[M].

船舶中央空调自动控制系统研究

夏平, 阚安康, 汤伟, 金雅婷

(上海海事大学, 上海 201306)

摘要: 针对船舶中央空调系统设计一种基于组态软件的自动控制系统, 该系统由上位机(工控机)和下位机两部分组成, 工控机可以显示被监测对象的参数, 控制指令也可由工控机下达。而且 PLC 可以接受监测参数的信号, 输出控制信号给执行机构, 由执行机构动作, 完成中央空调系统的自动控制。

关键词: 船舶中央空调; 自动控制; 组态软件

中图分类号: U664.86

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 04-0029-04

Abstract: An automatic control system based on Kingview Software is designed for the marine central air-conditioning system, which is composed by the upper computer (industrial personal computer—IPC) and the lower computer; the IPC can display the parameters of the objects being monitored and issue control instructions. The PLC can receive signals of the monitored parameters and send out control signals to the actuators to realize the automatic control of the marine central air-conditioning system.

Key words: marine central air-conditioning; automatic control; Kingview software

0 引言

船舶空调系统一般都采用固定风量的定风量系统, 并且是按舱室热湿负荷最大时的总和确定送风量^[1]。对于区域舱室多, 各舱室功能不一的船舱空调系统, 采用变风量系统不仅能满足不同舱室负荷变化, 及时调节送入舱室的风量, 满足人员的舒适性要求, 还能达到节能的目的。随着计算机控制技术和信息技术的快速发展, 变风量空调系统在自动控制方面的优势备受关注。本文基于组态软件下研制的变风量空调自动控制系统, 不仅能够实现精确的自动控制, 而且操作简单。

1 系统概况

1.1 控制系统组成和功能

中央空调系统含有水冷冷水机组系统和风冷热泵系统。两者最大的区别是冷却高温制冷剂的介质不同。在夏季制冷工况下, 可以运行其中一个系统; 在冬季制热工况下, 只能运行风冷热泵系统。中央空调整个控制系统包括冷水机组控制系统、冷冻水控制系统、冷却水控制系统、新风机控制系统和空调箱控制系统。中央空调的自动监控系统可进行下述操作:

- 1) 全自动操作功能。根据设定的状态参数, 自动完成各种设备启停等操作;
- 2) 手动操作功能。根据设定的状态参数, 手动完成各种设备启停等操作;
- 3) 系统各个基本参数和运行参数的监测。

中央空调系统自动监控的功能有: 监测润滑油的压差和压缩机的高低压及对应的温度, 当超过极限值时报警, 以保证压缩机正常工作; 监测与记录冷水机组的冷凝压力与蒸发压力, 使冷水机组正常工作; 压缩机的启停; 冷冻水泵与冷却水泵的启停; 冷冻水温度和流量参数的监控; 冷却塔的启停; 送风机与回风机的启停; 新风、回风与排风阀的开启度调节; 新风比调节, 在卫生条件允许的情况下, 控制最低新风量,

基金项目: 上海市重点学科资助项目 (J50603); 上海海事大学研究生创新基金资助项目 (yc2009111)。

第一作者简介: 夏平, 男, 1988 年生。上海海事大学在读硕士研究生, 研究方向为船舶空调。

收稿日期: 2012-05-17

最大限度地利用回风,来达到节能的目的。在进行全新风运行时,新风阀全开,空调系统的运转只是通风换气;检测新风、回风与送风的温度和湿度,是以回风温度作为被调对象的温度控制参数,因为回风温度能近似反映被调对象的平均状况;湿度的控制参数一般为送风湿度^[2]。所有监控就是要保证空调区域空气温度与湿度在设定范围内满足舒适性的要求,又能最大限度地实现节能。系统设计时,可根据工程的实际情况,在上述监控点位的基础上增加或减少一些监控点位即可得到较为满意的效果^[3],中央空调系统见图 1。

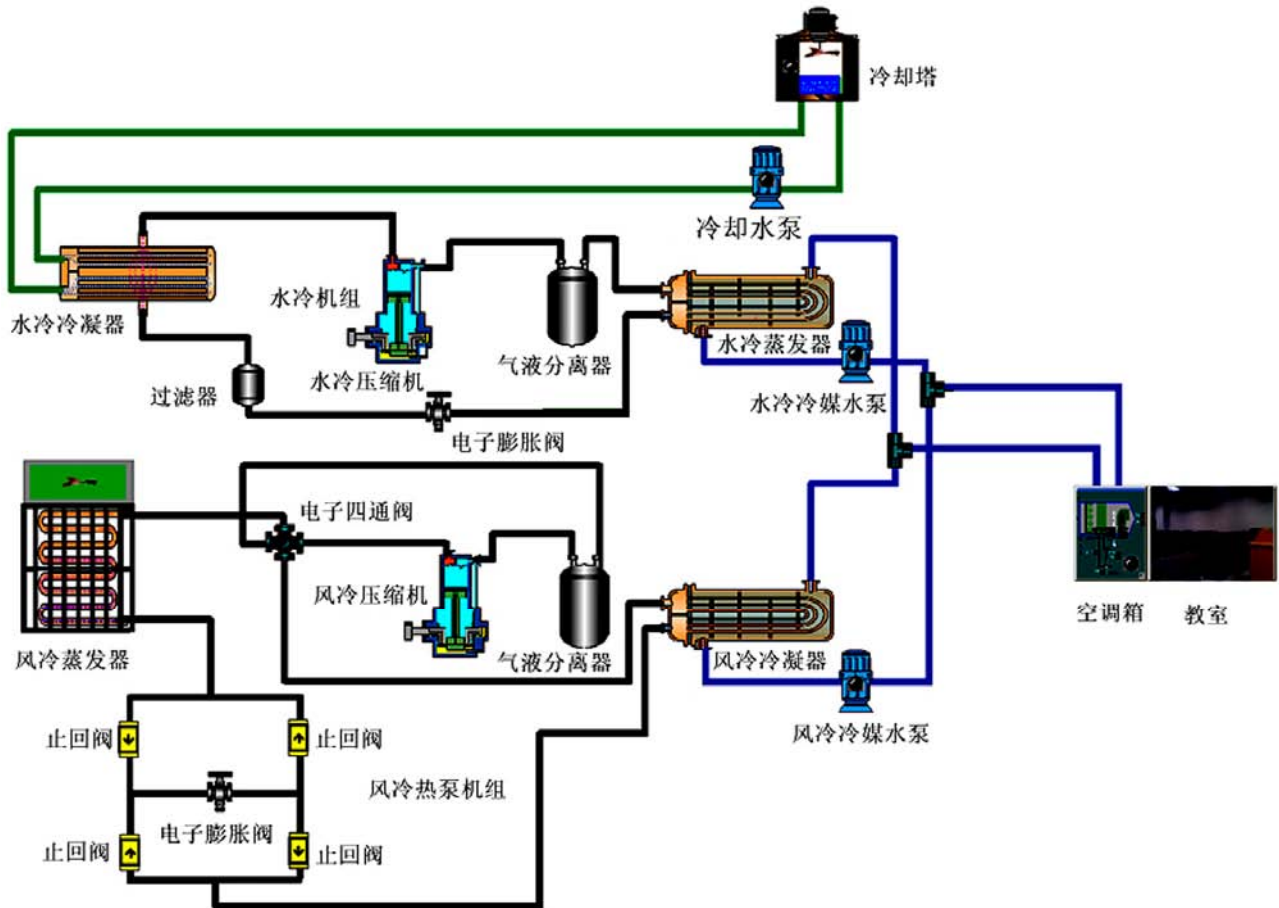


图 1 中央空调系统

1.2 控制系统结构

整个集中控制系统分 4 个层次:

- 1) 中央控制计算机: 装有 PLC (可编程逻辑控制器) 的控制程序以及网络版组态软件, 所有的控制都在这里实现, 是整个系统的中心;
- 2) 操作员站: 36 个操作员站布置在多媒体室 (即工作间), 每个操作员站的电脑装有网络版组态软件, 操作员站和中央控制计算机之间是通过外部 WAP 访问的方式进行通信;
- 3) PLC 和采集模块;
- 4) 各类传感器。

系统的工作原理: 由传感器测量现场的环境变量, PLC 控制系统接受传感器输出的信号并按设定程序进行运算, 然后输出控制信号给执行机构, 执行机构动作, 从而实现中央空调的自动控制。同时, PLC 控制系统与上位机监控系统进行通信, 上位机与下位机的数据通信通过点对点接口 PPI (点到点协议) 实现^[4], 监控参数在上位机监控系统显示出来。系统结构见图 2。

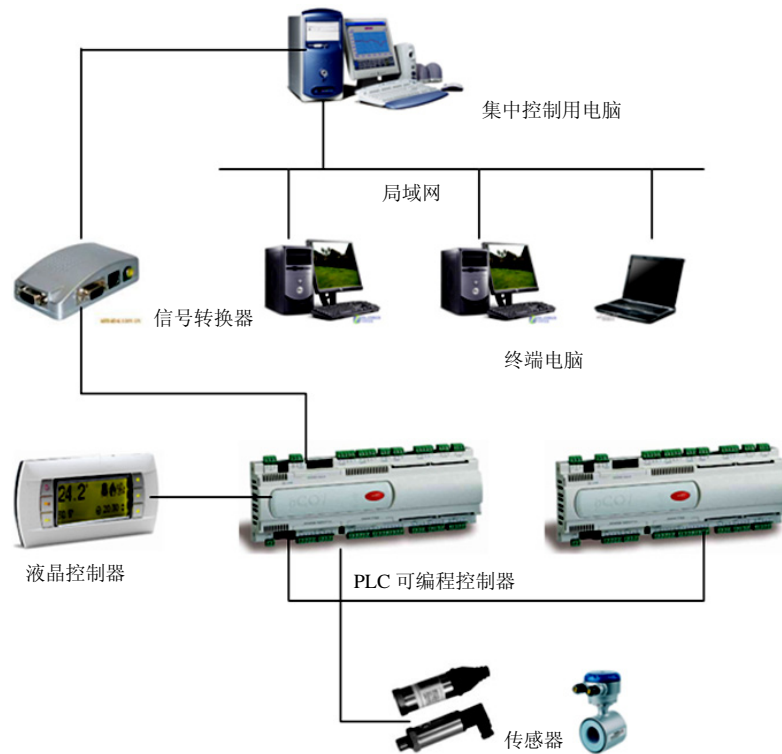


图2 系统结构

1.3 控制系统硬件

1) 工控机: 监控系统的主控计算机选用 IPC-510H 工控机, 其优点是可靠性高, 抗干扰能力强, 可满足控制系统在恶劣环境下不间断工作的要求。

2) 控制器组成见表 1。

表 1 控制器组成

序号	项目	规格	数量
1	PLC 控制器	PCO3XS	4
2	显示器	PGD3	2
3	室内温度传感器/变送器		8
4	开关电源	220/24V	2
5	控制箱		2

3) 室内温度传感器/变送器组成见表 2。

表 2 传感器/变送器组成

序号	项目	规格	数量
1	温度传感器	PT1000	22
2	压力传感器	SPKT*R	12
3	电磁式流量计		1

2 控制系统软件设计

2.1 程序设计

硬件组态后, 在 STEP-7 的 SIMATIC Manager 下编写程序。由于系统的外部控制信号点数多, 机构多,

各个机构既有独立性，又有相关性，因此系统进行模块化程序设计，采用自然语言的梯形图编程，将每个机构编写成功能块 FC 或功能块 FB，这样既增加了程序的可读性，又减少了工作量^[5]。

2.2 实时数据库

系统中所有的控制点在组态王的数据字典中被定义，所有控制点的信息形成实时动态数据库，其为整个系统数据处理的核心，可以使现场数据状况以动画反应在屏幕上，同时操作人员在计算机前发布的控制命令也能迅速到达现场，并最终体现在现场设备的动作上。这种双向、动态的数据交换，是实时数据库联系上位机与下位机的桥梁^[6]。

2.3 人机界面设计

上位机软件采用组态王 6.5 软件编写，其具有丰富的设备驱动程序，灵活的组态方式和数据连接功能，可以充分利用 Windows 图形编辑功能构成监控画面，人机界面设计简单，现场的状况能以动画的形式反映在屏幕上，同时，操作人员的控制命令也可以迅速到达现场。

组态王与 S7-200PLC 之间支持多种通信方式，但其端口号与通信波特率须设置一致。组态王是通过逻辑设备名的管理实现对设备的管理，即具体 I/O 设备与逻辑设备名一一对应，组态王中的 I/O 变量与具体 I/O 设备的数据交换是通过逻辑设备名来实现的，一个逻辑设备可与多个 I/O 变量对应。

在操作过程中，通过如图 3 所示的监控窗口可得到各种检测参数，同时也可对被调对象的参数进行控制。上位机发出命令后，通过动态数据库将信号输送给下位机 PLC，PLC 输出信号，驱动现场对应的执行机构。在系统的运行过程中，各种检测参数都是实时动态地显示在上位机的屏幕上。



图 3 监控窗口

整个人机界面含有几个子窗口：系统运行窗口可以形象地显示出水冷或则风冷机组的基本系统架构，将当前机组的运行的动态效果运行主机内的冷媒流动的方向以及监控主机运行时候的各个设备的运行状态和参数实时地显示出来；趋势曲线窗口：实时曲线窗口显示多媒体教室内的温度和湿度实时变化趋势曲线，历史趋势窗口显示出多媒体教室内的温度和湿度的历史变化趋势曲线；报警信息窗口：当系统运行出现异常状态时，显示各个设备出现故障后的报警信息，用户可根据报警信息排除故障；数据报表窗口：通过该窗口可以查阅系统的实时数据报表，或根据条件查询生产历史数据报表，还可根据需要进行编辑打印。

(下转第 40 页)

滤器加紫外线压载水处理系统 在多功能船上的应用

潘韦枫, 杨捷, 朱海波

(沪东中华造船(集团)有限公司, 上海 200129)

摘要: 对 17300 dwt 加长型多功能船加装滤器及紫外线压载水处理系统的工作原理、系统组成、工作模式的功能及应用和 design 思想进行分析研究, 通过实船系统的设计, 阐明了压载水处理装置的应用及国际海事组织对未来船舶新的规范要求。

关键词: 多功能船; 压载水处理; 系统工作原理; 应用设计

中图分类号: U663.85

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 04-0033-04

Abstract: This paper analyzes and studies the working principle, system components, functions and applications of various working modes, as well as the design concept of the filter plus ultraviolet ray ballast water treatment system installed on a 17300 dwt lengthened multi-purpose vessel. Through the design of the vessel system, this paper elaborates the application of the ballast water treatment system and the regulation requirements of the International Maritime Organization for future vessels.

Key words: multi-purpose vessel; ballast water treatment system; system working principle; application design

0 引言

随着每年新船数量及其装载量的飙升, 每年运转的船舶压载水携带大量的有害生物和病原体, 会对海域发生污染。由此船舶压载水被全球环境保护基金组织认为是危及海洋生态系统的四大威胁之一, IMO (国际海事组织) 对此高度重视, 于 2004 年通过了《国际船舶压载水和沉积物控制与管理公约》^[1] (以下简称公约), 旨在防止船舶压载水排放引起的外来物种入侵, 病原体传播导致的对环境、人类健康、财产及资源方面的损害。

1 压载水处理规范要求

压载水排放需符合 IMO 公约规定的 D-2 标准^[2], 该标准规定:

1) 按本条进行压载水管理船舶的排放, 应达到每立方米中最小尺寸 $\geq 50 \mu\text{m}$ 的可生存生物数量 < 10 个, 每毫升中最小尺寸 $< 50 \mu\text{m}$, $\geq 10 \mu\text{m}$ 的可生存生物数量 < 10 个; 并且, 指示微生物的排放不应超过第 2 款中所述的规定浓度。

2) 作为一种人体健康标准, 指示微生物应包括: (1) 有毒霍乱弧菌 (O1 和 O139): 每 100 mL 中的数量 < 1 个 cfu (菌落形成单位) 或每 1 g (湿重) 浮游动物样品中的数量 < 1 个 cfu; (2) 大肠杆菌: 每 100 mL 中的数量 < 250 个 cfu; (3) 肠道球菌: 每 100 mL 中的数量 < 100 个 cfu。

公约附则中 B-3 条^[3]还规定, 船舶压载水的排放控制分为两个阶段:

1) 压载水容量为 $1500 \sim 5000 \text{ m}^3$ (包括 1500 m^3 和 5000 m^3), 在 2014 年以前应至少符合公约中压载水更换的 D-1 标准^[4], 以后应至少符合压载水排放性能的 D-2 标准。

2) 压载水容量 $< 1500 \text{ m}^3$ 或 $> 5000 \text{ m}^3$, 在 2016 年以前应至少符合压载水更换的 D-1 标准, 以后应至少符合压载水排放性能的 D-2 标准。

第一作者简介: 潘韦枫, 男, 工程师。1956 年生, 1989 年上海市造船工业职工联合大学自动化专业毕业, 现从事船舶电气设计工作。

收稿日期: 2012-05-04

截止到 2012 年 3 月, 已有占世界商船总吨位 26.5% 的 33 个国家批准了压载水公约, 一旦获得占全球总吨位 35% 的 30 多个国家批准生效后 7 年内, 要求所有航行船舶都要搭载压载水处理系统。

目前压载水处理的技术主要是: 先过滤(去除大颗粒物质和悬浮物); 然后杀灭有害水生物和病原体, 其方法有: 紫外线法、电解法、除氧法、二氧化碳法、超声波法、臭氧法及其他方法。而主流技术为紫外线法和电解法。

2 压载水处理设备选型

2.1 德国 RWO 产品

该产品是滤器+电解的处理方式: 打压载时先通过滤器过滤掉 $>55\mu\text{m}$ 的颗粒、沉淀物和生物, 再利用电化学消毒装置杀死遗留在水中的较小水生物和细菌, 排放压载时, 只通过消毒装置。其优点是: 已在重吊船上安装使用, 设计和安装熟悉。缺点是: 模块化安装, 滤器和电气控制箱尺寸大, 安装不下。电解方式在处理纯淡水中效果有缺陷, 它至少要带点盐的成分。

2.2 韩国 TECHCROSS 产品

该产品是电解式处理方式。优点是: 1) 只需处理一次, 如果处理后的压载水在压载舱存放时间超过半年, 则排放压载水时还须处理; 2) 纯电气设备没有滤器, 省了机械管路, 节约了空间, 安装方便。缺点是: 1) 2 个电源整流器箱和 2 个电解模块之间要用铜排连接(DC 13V, 1000A) 并且需要焊接, 而且铜排长度不能长, 产品的要求是 3m。铜排的弯曲、焊接、与外界绝缘, 对工艺提出了更高要求, 增加成本。2) 省了滤器, 打压载水时只能经过海底阀的粗滤器, 如果颗粒、沉淀物和生物较大, 难以达到处理的精度和排放标准。电解方式处理效果与德国 RWO 产品相同。

2.3 美国 HYDE 产品

该产品是滤器过滤+紫外线消毒处理方式, 与上述两家的产品相比, 优势是: 它的滤器比德国产品尺寸小得多, 而且防爆。紫外线方式在纯淡水中处理效果比电解方式好; 它的电气控制箱和电源箱的尺寸也均比上述两家产品尺寸要小得多, 该产品安装灵活, 可采用模块式安装, 也可以分散安装。

3 压载水处理装置在船上的应用

3.1 系统工作原理

3.1.1 滤器

滤器提供的流量是: $600\text{m}^3/\text{h}$ 。滤器系统由含有能俘获和储存固体颗粒的堆状碟片的单元组成。滤器在每次进行压载作业后进行自动反冲洗一遍。为了压载水操作的连续性, 要求保持系统压降在 30~70kPa, 当系统压降达到 70kPa 时, 系统进行反冲洗。通常过滤情况下, 压载水从外部流入内部, 此时滤芯碟片通过弹簧及压力差被紧紧地压在一起, 驱使压载水流入各槽内并且俘获杂质, 从而起到过滤作用, 确保其过滤精度为 $55\mu\text{m}$ 。滤器单元交替的反冲洗过程是通过预先设定的 70kPa 压力差来执行完成的。此时增压泵自动启动, 使系统压力升高。在反冲洗过程中, 大约有 1% 过滤后的压载水从内部流向外部, 此时进口阀关闭, 同时泻放阀自动打开。最终使被滤器俘获的杂质通过泻放块而有效地被冲洗掉。

3.1.2 紫外线消毒单元

紫外线消毒单元是目前尺寸最小的, 紫外线灯管使用的水温为 $-20\sim+80^\circ\text{C}$, UV腔室保持了最低的压降和最大的保持时间。UV单元有3档功率自动调节, 可以实现有效节能。该系统采用了与水流方向成垂直角度的高能量输出的中压灯管, 灯管是套在石英套管内, 不与外界的水接触。石英套管带有电动马达驱动的自动清洁刷, 从而确保了连续可靠的紫外线消毒, 在此过程中无需添加任何化学药剂。

3.2 系统组成和工作模式

压载水处理电气系统见图1, 该装置设计了4种工作模式:

1) 打压载水模式: 系统在打压载水期间, 通过自动滤器进行过滤, 用来清除沉渣和较大的浮游生物, 再经过紫外线消毒装置, 消灭或失活有机物和细菌, 但当滤器压差达到7kPa的时候, 开始自动反冲洗。



图1 压载水处理电气系统

2) 排放压载水模式: 系统在排放压载水期间, 通过紫外线消毒装置把长期沉淀的压载水再进行消毒, 使其达到国际海事组织 (IMO) 规定的排放标准。

3) 扫舱模式: 在压载水排放到压载舱底部, 而压载泵无法吸取舱底剩余压载水时, 喷射器手动工作, 把剩余的压载水吸出, 通过紫外线消毒装置再进行杀菌消毒, 从而达到 IMO 规定的排放标准。

4) 互拨模式: 这种模式就是紫外线消毒装置不参加工作, 但压载舱里的调拨水经过紫外线消毒装置, 使之在压载舱之间相互调拨压载水。在这种模式里, 还有应急模式, 当压载水处理装置故障不能使用时, 只能直接打压载水。在这种应急模式下, 必须把压载水处理装置完全隔离掉, 此时当监测报警系统的电脑里监测到两个隔离阀 (图 2 中的 WBV36 和 WBV35) 关闭, 旁通阀 (图 2 中的 WBV33) 打开, 压载泵运行的工况, 会同时产生一个信号, 送回到压载水处理装置的电气控制箱, 用来记录, 以方便日后在当地核对检查。

3.3 压载水处理装置功能的扩展

原有的压载水处理装置是一个独立的自动控制加连续的监测系统, 其不与外部系统有接口。只需在电气控制箱上选择相应的工作模式启动, 该装置就自动运行, 并连续监测滤器系统和紫外线消毒系统及相关控制阀的工作状态。

为更方便有效地工作, 对其电气控制箱进行了功能扩展:

1) 增加 GPS 接口, 是为了让压载水处理装置的电气控制箱能及时记录下船打压载水时的区域位置, 时间和日期, 以便当地核对和打印。

2) 增加与船监测报警系统的接口, 在其电气控制箱上增加一个就地和遥控选择开关和连接一个 (Modbus RTU) 通讯接口。这样既可就地操作, 也可遥控操作, 也就是把电气控制箱上的操作功能整合到船监测报警系统上。目的是方便操作, 减少下机舱巡视的次数, 减轻劳动强度。

扩展的主要功能是命令和反馈:

1) 由监测报警系统到电气控制箱的是命令信号: 主要是起动打压载; 起动排放压载; 停止打压载和排放压载; 起动和停止扫舱模式; 起动和停止互拨模式。

2) 由电气控制箱到监测报警系统的指示报警信号: 主要是系统压力、紫外线强度、水的温度、水的流速、紫外线灯泡寿命、反冲洗次数的指示。进口阀、出口阀、冷却阀、旁通阀和扫舱阀的位置指示。反冲洗状态、紫外线灯泡冷却、系统运行、系统旁路、应急停止状态的指示。增压泵过载、电源箱高温、灯泡故障、清洁刷故障的报警等。

只要在电脑上选择某种模式, 再按起动, 压载水处理装置则按照所选定的模式自动运行, 它的运行情

况全部反映在电脑上, 便于驾驶室, 机舱集控室和船舶办公室的电脑上能实时观察到系统的工作。见图 2。

考虑到设备测试和检修的方便, 还在图 2 设置了手动操作的命令和指示, 主要有打开和关闭压载水处理系统内的进口阀、旁通阀、出口阀、冷却阀和扫舱阀; 滤器反冲洗开始; 灯管清洁刷工作等。以便在电脑上清楚地了解每个设备的状况。

3 个控制室的电脑不能同时操作, 只能相互请求位置转换来进行操作, 并可在其位置上进行锁定。

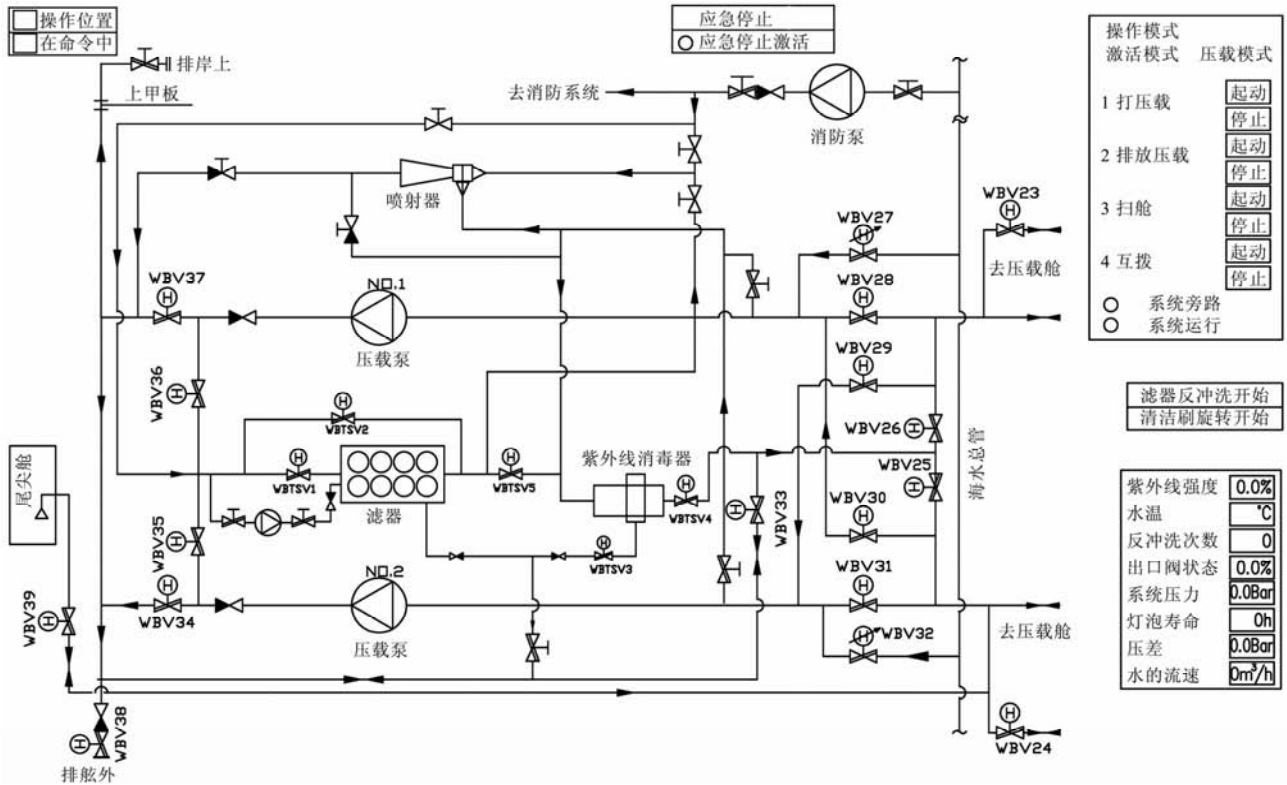


图2 压载水处理系统

4 结语

随着环境保护越来越受到全球的重视, IMO对船舶的排放, 及时制定了措施和规范, 压载水处理装置也随之产生, 为保护海洋环境作出更大的贡献。

【参 考 文 献】

- [1] IMO BWM/CONF/36, international convention for the control and management of Ships' ballast water and sediments[S], 2004.
- [2] Regulation D-2, ballast water performance standard[S].
- [3] Regulation B-3, ballast water management for ships[S].
- [4] Regulation D-1, ballast water exchange standard[S].

船舶中央冷却系统节能优化设计研究

周振星

(上海睿纬海事咨询有限公司, 上海 200442)

摘要: 现代船舶设计中, 节能设计成为船舶设计成败的关键之一。为了降低船舶的燃油消耗, 除通过优化船体线型减小船体阻力、增加桨径提高推进效率外, 还可以通过对一些系统进行优化布置来实现一定的节能目的。以一型 5 万吨级散货系列船为例, 利用功能关系转换的方法, 通过表列比较其中央冷却系统改进前后对燃油消耗量的变化, 证实了改进后的系统对燃油消耗量有所降低, 从而说明通过对动力系统优化布置是可以达到一定的节能效果。

关键词: 船舶中央冷却系统; 节能分析; 优化配置

中图分类号: U664.81⁺⁴

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 04-0037-04

Abstract: Energy saving performance is one of the crucial factors in terms of modern ship design. It is possible to reduce ship's fuel consumption by arrangement optimization for some systems, besides hull lines optimization to reduce hull resistance or increasing propeller diameter to improve propulsive efficiency. This study takes a 50k dwt bulk carrier as an example and compares the fuel consumption variation before and after central air-conditioning system optimization based on the power-energy transfer relation, which proves that the fuel consumption is reduced after system optimization and that it is possible to achieve energy saving through the arrangement optimization of power systems.

Key words: marine central air-conditioning system; energy saving analysis; arrangement optimization

0 引言

船舶中央冷却系统为目前较常用的一种闭式冷却系统形式。系统中各用户是通过淡水循环冷却, 淡水再集中通过中央冷却器(一般为板式换热器)由舷外海水冷却带走热量的。主要设备有海水泵和中央换热器。中央冷却系统具有维修简单, 费用低; 可靠性高, 运行更安全; 气缸冷却水温度易于保持稳定, 便于冷态预热启动; 海水管路短, 减少腐蚀; 有利于机舱布置和实现自动控制等优点。

随着燃料价格的不断上涨, 船舶的营运成本也水涨船高。因此在船舶设计阶段, 在满足航行安全可靠的基础上对节能措施的考虑就越来越重要了。本文从中央冷却系统的工况入手, 通过优化中央冷却系统布置, 同样可以达到节能的目的。

1 船舶中央冷却系统布置形式

中央冷却系统可分为 2 种^[1], 即混流式中央冷却水系统和独立式中央冷却水系统。图 1 是一种混流式中央冷却水系统, 该系统采用柴油机的高温水和低温水混合来调节参数。图 2 是独立式中央冷却水系统, 该系统采用柴油机的高温水和低温水各自独立来调节参数。

2 中央冷却系统的营运成本组成

一般船舶的中央冷却系统年营运成本^[2]见图 3:

作者简介: 周振星, 男, 硕士, 工程师, 1970 年生。1994 年毕业于武汉交通科技大学(现武汉理工)热能动力工程专业, 从事船舶设计工作。

收稿日期: 2012-04-23

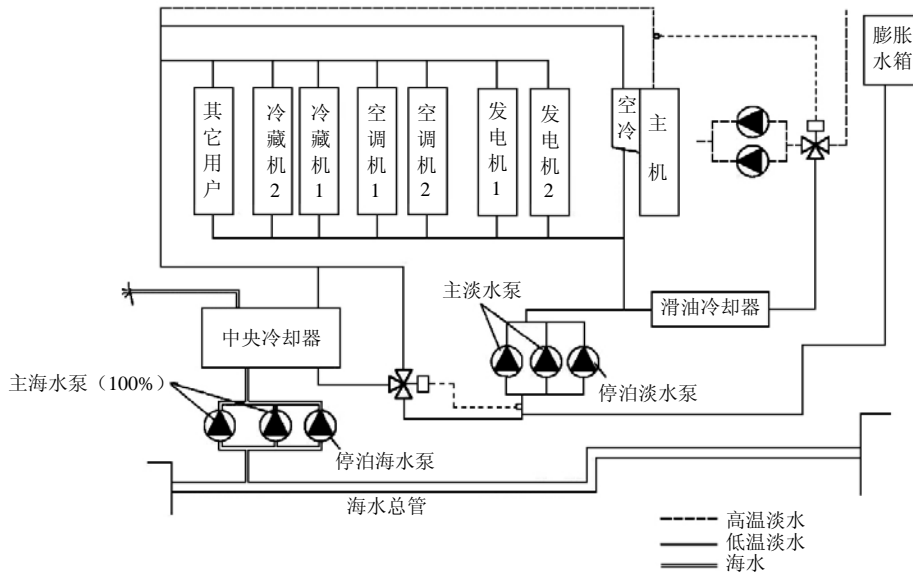


图 1 混流式中央冷却系统

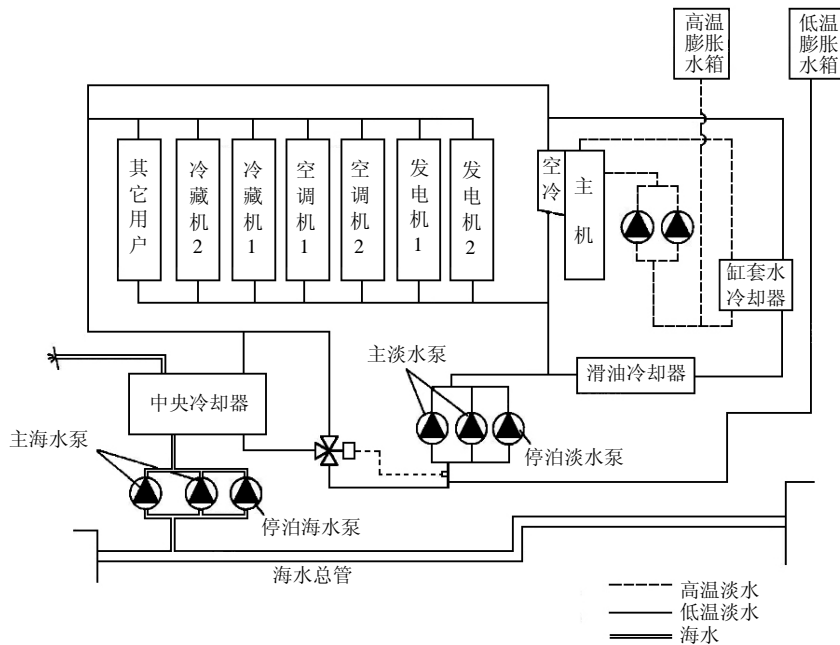


图 2 独立式中央冷却系统

从图 3 可看出，泵的能耗占了整个年成本的绝大部分，约在 70% 以上。要提高船舶的经济性，必须减少泵的能耗。泵能耗主要来自高温水泵、低温水泵和海水泵，其所占比例大致依次为 20%~25%，30%~45%，35%~45%。

3 中央冷却系统的节能分析

对于淡水回路，可以通过安装制淡设备来回收主机缸套水的废热，从而达到节能目的。

对于海水回路，海水泵排量是按照船舶在设计工况（即主机在额定功率下运行、海水温度为 32℃、机舱温度为 45℃）下运行时所需要的水量来设计

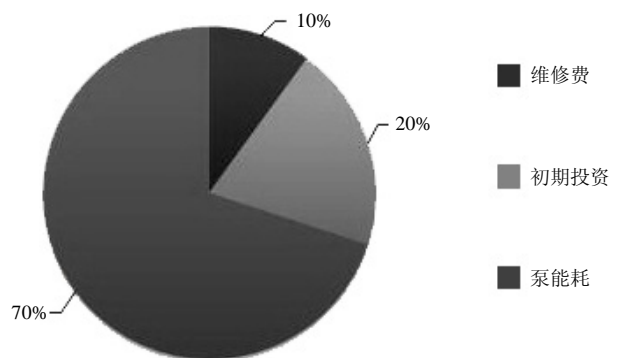


图 3 中央冷却系统成本组成

（即主机在额定功率下运行、海水温度为 32℃、机舱温度为 45℃）下运行时所需要的水量来设计

的。实际上，船舶一般在 75% 的主机额定功率（CSR）下运行，海水温度一般低于 32℃，这时海水具有更大的冷却能力，机舱温度也低于 45℃。因此实际所需的海水量大大低于设计值。图 4 和图 5 为船舶年航行区域和所需海水量随温度的变化曲线，从中可说明，海水泵可通过变工况运行来实现节能。

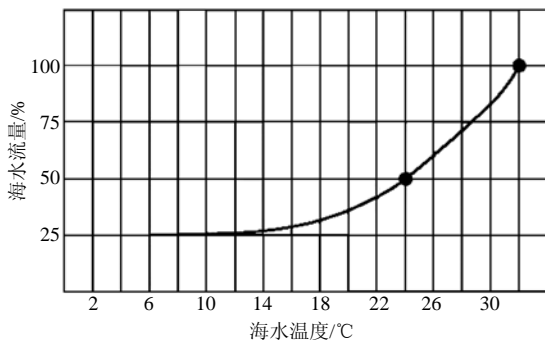


图 4 所需海水量随温度变化曲线

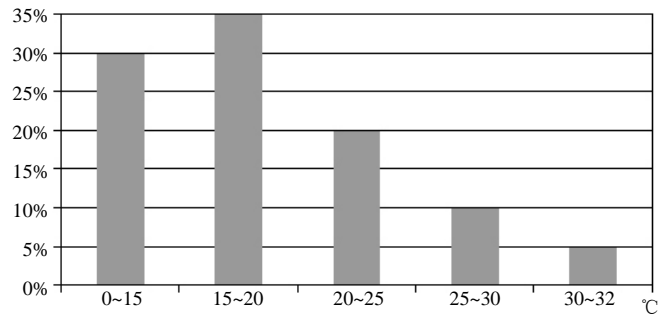


图 5 船舶航行区域随温度分布

从图 4 和图 5 可看出，海水温度在 24℃ 时所需海水量只是设计点的 50%，且船舶只有 5% 的航行区域海水温度在 30~32℃。这说明大部分航行时间海水泵可以运行在设计点以下，可以改变海水泵的运行工况来优化海水流量，减少海水泵的功耗。

图 6 是一型系列散货船后续船的中央冷却水系统，相对于首制船的设计作了几处修改：

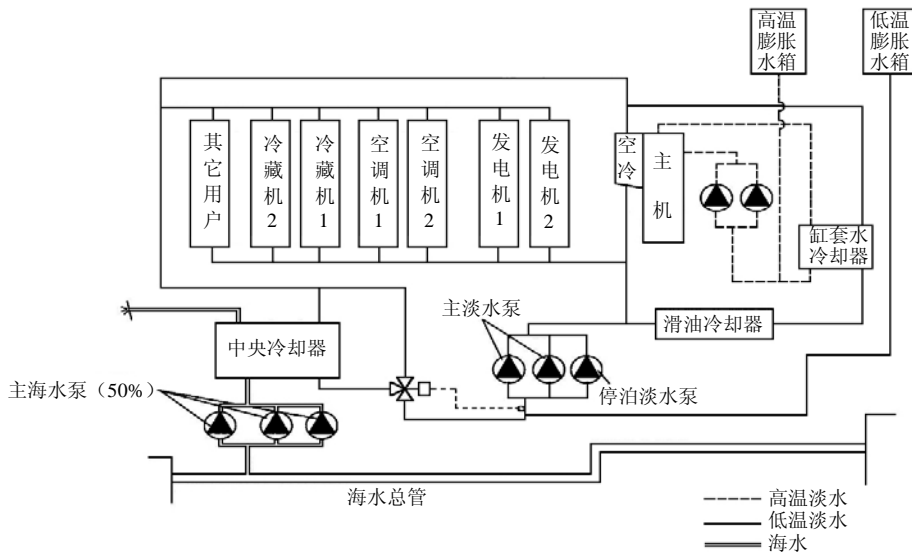


图 6 53K 散货船中央冷却系统

- 1) 缸套水冷却器取消，系统改为混合式中央冷却系统；
- 2) 海水泵由 2×100% 主泵+1×系泊海水泵改为 3×50% 主泵布置；
- 3) 根据实船运行情况，适当降低淡水泵的压头。

改进后的系统，可以在主机部分工况和低温海水域时，使用一台流量为 50% 的设计工况点的海水流量泵即可带走全部系统的热量。需说明，设计点所需海水流量，一般是以主辅机都以 100% 的设计功率即主机 MCR 工况下运行，海水温度为 32℃ 时计算出来的。因此在大部分时间里可以减少 50% 的海水泵功耗。

通过功能关系式计算表列出改进后系统节能量：

取：发动机效率 $\eta_1=0.46$ ；发电机效率 $\eta_2=0.95$ ；电缆效率 $\eta_3=0.95$

重燃油热值 $K=40200\text{kJ/kg}$ ；燃油价格 $P=\text{USD}960/\text{t}$

$$\text{由热功关系得：燃油日消耗 (t)} = \frac{\text{日消耗功率} \times 3600}{K \cdot \eta_1 \eta_2 \eta_3} \times 24 \quad (1)$$

表 1 系统改进前后各泵的运行参数

	改进前			改进后		
	流量/ m ³ /h	压头/ MPa	消耗功率/ kW	流量/ m ³ /h	压头/ MPa	消耗功率/ kW
海水泵	450	0.3	47.5	225	0.2	16
系泊海水泵	120	0.3	12.9	225	0.2	16
淡水泵	430	0.35	51.5	460	0.25	40
系泊淡水泵	130	0.35	19.2	140	0.25	15

表 2 船舶正常航行状况分布及日能耗

主机负荷	75%		100%		HARBOR	
	改进前	改进后	改进前	改进后	改进前	改进后
投入运行海水泵数/ 台	1	1	1	2	1	1
一年中运行天数/ d	305		20		40	
日功率消耗/ kW	108.4	64	108.4	80	32.1	31
日燃油消耗量/ t	0.57	0.32	0.57	0.41	0.17	0.15

表 3 年化系统改进前后燃油消耗量及节约能耗

	年燃油消耗量/ t	年燃油消耗费用/ USD
改进前	193.2	185 472
改进后	111.8	107 328
减少额	81.4	78 144

4 结语

通过系统改造后,一艘该型散货船一年可节约燃油约 81.4t,合计节约费用约 USD 78 144。说明按 3×50% 海水泵容量布置的中央冷却水系统可以达到一定的节能目的,也得到了船东的认可。

【参 考 文 献】

- [1] 中国船舶工业总公司. 船舶设计实用手册: 轮机分册[M]. 北京: 国防工业出版社, 1999.
- [2] Engard Central Cooling Control System[J]. ALFA-LAVAL Marine & Power Engineering, 1985.

(上接第 32 页)

3 结语

该系统已成功应用于船舶中央空调实验室建设项目中,经过连续运行表明:系统设计合理、投入成本较低、运行稳定、节能效果明显,既减轻了工作人员的劳动强度,又提高了自动化管理水平,具有较高的实用和推广价值。由于考虑到后续的研究和教学,同时设计了两种空调机组同时并存,以便在不同的外界环境条件下,进行两种空调机组的性能和能耗的实验与分析。

【参 考 文 献】

- [1] 由成良, 刘万松. VAV技术在船舶空调领域应用可行性分析[J]. 船舶空调, 2000, (1): 33-36.
- [2] 卢士勋. 制冷与空气调节技术[M]. 上海: 上海科学普及出版社, 1992.
- [3] 宁永生, 王琪辉, 张 英. 大型空调中央监控系统设计[J]. 暖通空调, 2004, 34 (3): 59-61.
- [4] 张红军, 贺建军. PLC在过程控制系统实验装置中的应用[J]. 可编程控制器与工厂自动化, 2005 (6): 48-50.
- [5] 弭洪涛. PLC应用技术[M]. 北京: 中国电力出版社, 2004.
- [6] 姜世凯, 吴成东, 张丽丹. 变风量空调自动控制系统设计[J]. 低压电器, 2008 (12): 8-12.

高压岸电在散货船上的应用研究

王正甲¹, 谢立新², 万芳²

(1. 上海交通大学, 上海 200030; 2. 上海船舶研究设计院, 上海 200032)

摘要:“神华 501”是国内第一艘安装高压岸电连接系统的散货船, 该船的成功交付及运营实现了绿色环保和节能减排的目标。结合该船的设计思路, 通过对国际上通用的各种岸电上船方式的比较分析, 确定了高压岸电上船的方案。同时, 对国内外船舶高压岸电系统相关设计标准进行了研究, 阐述了高压岸电系统的设计原则, 以及在高压岸电供电工况下的短路评估情况。

关键词: 高压岸电; 散货船; 短路评估; APMS 船级附加符号

中图分类号: U665.12

文献标识码: B

文章编号: 2095-4069(2012)04-0041-05

Abstract: “SHENHUA 501” is the first domestic bulk carrier equipped with alternative maritime power supply (AMPS). The smooth delivery and operation of this ship realizes the goal of energy saving and emission reduction. Based on this ship’s design concept, and through comparison and analysis of different shore power connection solutions in international practices, the high-voltage shore-to-ship power supply scheme is determined. According to the research of relevant criteria and design measures both home and abroad, this paper also introduces the design principles of AMPS and short circuit evaluation under high voltage shore power supply condition.

Key words: high voltage shore power; bulk carrier; short circuit evaluation; AMPS additional classification symbol

0 引言

在全球能源日益紧张、燃油价格持续走高的形势下, 船舶靠港作业采用大功率船舶岸电供电系统不仅可以大大降低船舶燃油成本, 还能减少噪声及废气的排放, 改善港口空气质量, 实现绿色环保。大功率岸电技术的推广应用作为水运行业节能减排的重要措施之一, 已写入国家《交通运输“十二五”发展规划》^[1]。

本文以国内首艘带高压岸电系统的新建散货船“神华 501”^[2]轮为例, 阐述了高压岸电技术在散货船上的应用。

1 规范标准

在国际上, IEC (国际电工委员会)、ISO (国际标准化组织)、IEEE (美国电气和电子工程师协会) 曾联合颁布了标准号为 IEC/ISO/IEEE 60092-510 的有关高压岸电连接系统的标准, 经过多次讨论, 逐渐演变为现在的 IEC/ISO/IEEE 80005-1 标准的第一版。该标准明确规定了高压岸电连接系统船载部分及岸基部分的技术要求, 并对电缆卷车、高压连接电缆等关键船载设备都提出了明确的要求。

国内目前还没有颁布过相关的国家标准, 但已在参考 IEC、ISO 和 IEEE 联合颁布的标准, 制定符合我国国情的散货船高压岸电连接系统标准。

为了适应国内对高压岸电连接系统的需求, 中国船级社于 2011 年颁发了《关于执行船舶高压岸电系统检验要求的通知》的通函, 该通函部分引用 IEC/ISO/IEEE 60092-510 的规定, 对于额定电压交流 1kV 以上、15kV 及以下, 在船舶靠港期间向船舶供电的高压岸电系统 (HVSC) 的船载部分提出了比较明确的要求。对满足该通函要求而配备的高压岸电系统船载部分, 中国船级社将授予 AMPS (Alternative Maritime Power Supply) 的船级附加标志^[2]。

作者简介: 王正甲, 男, 工程师, 1984 年生。上海交通大学在读硕士, 现在上海船舶研究设计院从事船舶电气设计工作。

收稿日期: 2012-05-12

2 设计原则

根据相关的规范标准,“神华 501”船载高压岸电系统的设计原则如下:

- 1) 在满足系统配置、功能要求及配套范围最低要求的前提下,提出性价比最优的方案,即采用近几年发展和改进的新技术、新设备和新系统;
- 2) 能在各种性质的负载下包括电容性、电感性、混合型负载,输出稳定的电压和频率;
- 3) 负载适应能力强,过载能力和抗冲击能力强;
- 4) 环境适应能力强,能适用于各种恶劣环境,有防止高低温、湿热、盐份、烟雾、灰尘、震动及鼠咬等措施,且报警功能齐全,能及时提供各种异常状况的报警;
- 5) 控制应用软件设计注重细节,容错性好,易于使用和维护;
- 6) 系统易于扩展,注重开放性与兼容性;
- 7) 通讯总线负荷率 $\leq 20\%$

3 方案选取

“神华 501”的电站配置见表 1,在各个工况下船舶电站的使用情况见表 2。

表1 “神华501”电站配置

发电机	功率/kW	数量/台	电压等级/V
主发电机	640	3	400
应急发电机	120	1	400

表2 “神华501”电站使用情况估算

工况	运行发电机/台	备用发电机/台	总计需要功率/kW	使用系数/%
海上航行	1	2	540	84.41
进出港	2	1	857	66.96
装卸货	2	1	765	59.78
停泊	1	2	531	82.96
应急	1	0	89.5	74.59

由表 2 可知,该船在使用船舶电站时,装卸货工况下所需功率约为 765kW,船舶接入岸电后,主发电机可以停机,部分为主发电机服务的泵也可以停止运行,因而所需功率低于 765kW。但是考虑到今后船舶停泊期间用电负荷的增加,最终确定岸电负荷为 1000kW。确定岸电负荷后,对该船的各种船舶岸电方案进行了选择比较。

3.1 接入电压选择

我国船舶电力系统一般采用电压为 AC400V,码头电压较多采用 AC6000V 或 AC6600V。岸电可以采用经岸上变压设备变压后,低压上船;也可以直接采用高压岸电上船,经船上变压设备变压后供船舶使用,两种接入方式各有利弊。高压岸电系统较低压岸电系统具有对码头电力系统配套容易、船岸之间操作便捷、船舶维护成本较低等优点,因而是目前国内外较易接受的方案。

以“神华 501”为例,若采用低压岸电上船方案,则岸侧与船侧的动力连接电缆需 10 根 $3 \times 120 \text{mm}^2$ 的低压电缆,低压电缆一般由船侧提供。在岸电的使用过程中,低压电缆由于数量多,质量大,连接和固定工序繁琐,耗时长,且需要借助外部设备辅助完成;若采用高压岸电上船方案,只需 1 根 $3 \times 50 \text{mm}^2$ 的高压电缆,借助一个插头与码头插座快速连接,整个过程仅需一人操作即可,并通过船上专用电缆卷车,可对

电缆的连接状态实施即时监控与实时调节,确保岸电使用的可靠性。同时,采用高压岸电对新建码头或改造码头的电力配套设施的初投资较低压岸电低。因此,高压岸电上船为该船的首选。

3.2 安装方式选择

典型的船舶高压岸电系统主要由岸基供电装置、电缆连接装置和岸电接入装置 3 个部分组成, 若船舶采用低压电网, 则还需要通过变压器将接入电压变压至所需电压等级^[3], 见图 1。

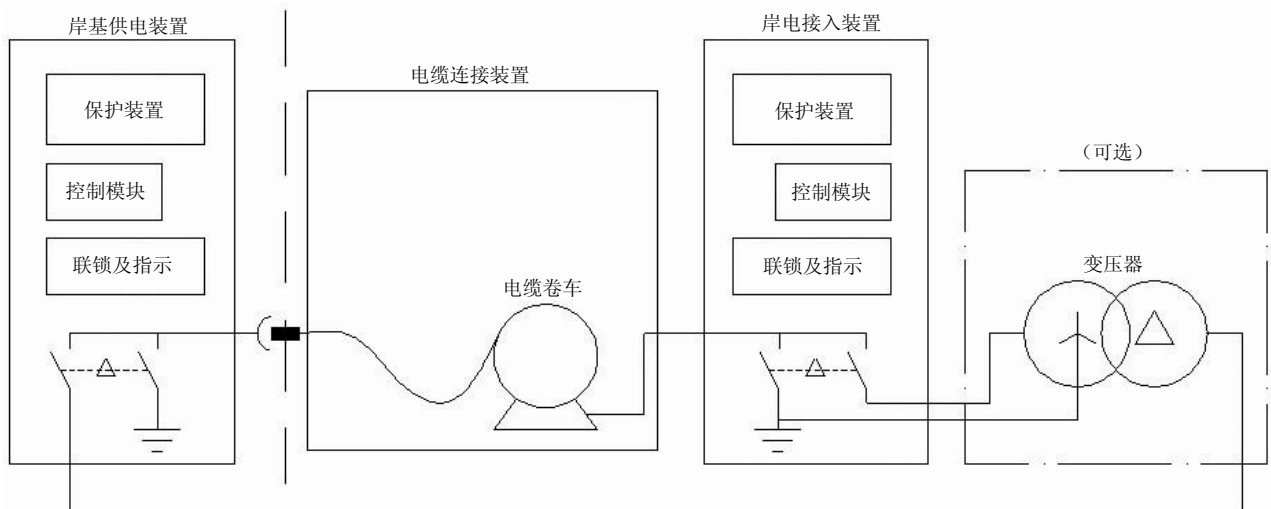


图 1 典型船舶岸电系统

对于电缆连接装置和岸电接入装置在船上的设置有两种形式, 一种是移动式, 将电缆连接装置、岸电接入装置、变压器整合在一个集装箱的箱体, 船上只需预留一个集装箱箱位, 并预埋岸电接入装置至船上主配电板的电缆即可。在船舶靠港作业时, 可通过吊机将移动式岸电装置吊至船上预留位置并连接电缆便可使用岸电。这种方式在集装箱船上应用比较广泛, 只需要船上预留出一个集装箱箱位, 但靠港转换使用岸电的时间相对较长。

另一种为固定式, 电缆连接装置、岸电接入装置、变压器均固定安装在船上。在船舶靠港作业时, 只需直接通过电缆连接装置将电缆放至岸侧并连接至岸基供电装置, 在不断电情况下完成船电至岸电的负载转移, 然后进行装卸货作业。

对于散货船, 在船上预留集装箱位比较不便, 可考虑在艙部上层建筑设置岸电设备间安装岸电接入装置和变压器, 作为电缆连接装置的专用电缆卷车可就近安装在舷侧。“神华 501”最终采用了固定式高压岸电装置。

4 实船系统及布置

4.1 实船岸电系统

根据最终确定的岸电方案, “神华 501”岸电供电单线图见图 2。

船舶靠港时, 通过专用电缆卷车上自带高压电缆的插头, 连接至码头接线箱内插座, 将岸电电源接通。接通后只需通过一键式操作, 便可以实现船电向岸电的负载转移, 方便、可靠、快捷。

为了确保岸电的使用安全, 岸电电源设备对过流、短路、过压、欠压、逆功率、负载不平衡、绝缘低、接地等故障均设置了相关的保护, 并在岸电设备上安装了等电位连接监测装置, 当中性接地被破坏时, 能够主动切断高压。在岸电高压设备上还设置了联锁装置, 确保高压插头插入接电箱前或者接电箱关闭之前高压设备不能送出电压。同时操作人员在高压设备带电时无法打开高压接电箱; 如果操作人员强行打开高压插座箱, 则高压系统自动切断高压, 主动保护操作人员。

另外, 在岸电控制屏上还专门设有“切断高压”的应急切断按钮。当出现紧急情况时, 按下此按钮, 便能立即停止岸电向船舶供电, 岸电控制屏上的岸电主开关分闸, 保护船岸设备和人身安全。

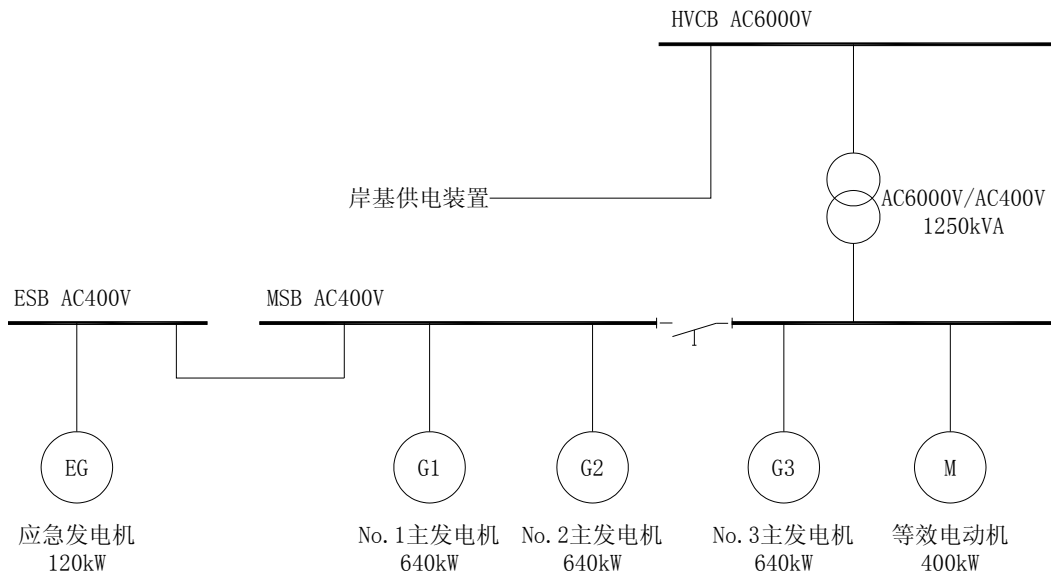


图 2 “神华 501”岸电供电单线图

4.2 实船岸电系统布置

通常，岸电电缆卷车根据船舶靠泊码头作业习惯沿某一舷边布置，单舷授电。若想实现两舷皆可授电，可在每一舷各设置一台卷车，也可在船体中心线附近设置一台卷车，电缆借助通往两舷的行走机构和两舷的减磨托架，实现两舷授电。

图 3 为电缆卷车单舷布置示意图，岸电室和变压器室就近布置。

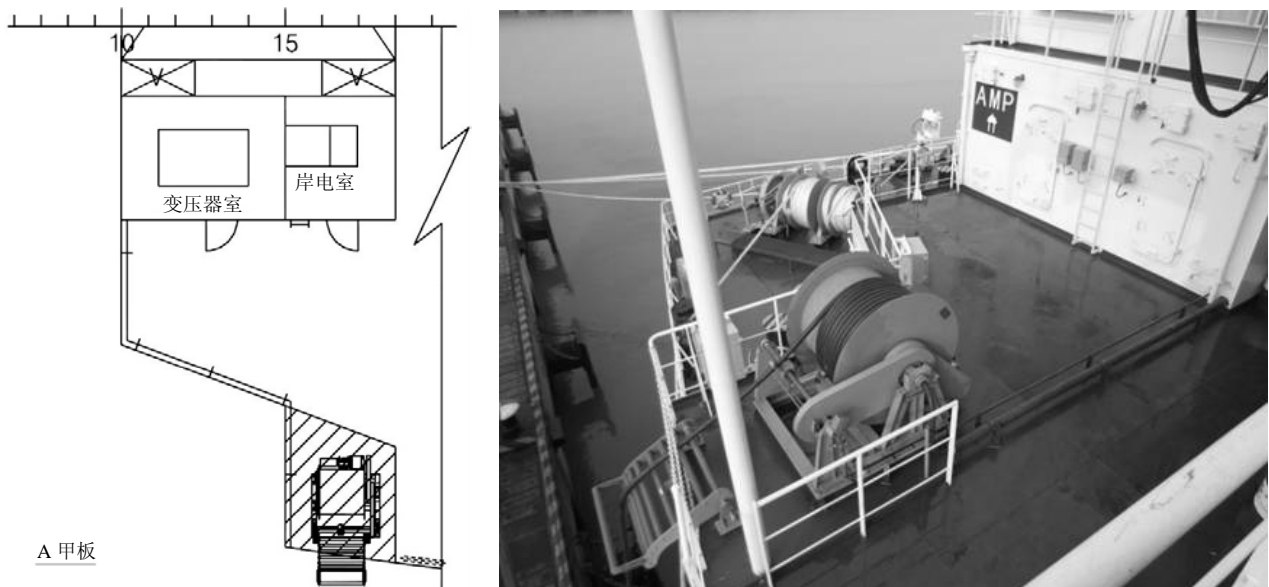


图 3 岸电设备布置示意

5 岸电系统短路评估

出于对船舶电力系统安全性考虑，设计时需要进行短路电流计算及分析，以选择合适的断路器对电气装置及线路进行保护。在使用船舶高压岸电系统后，同样需要对船舶使用岸电的工况进行短路电流计算及短路评估，以确保船舶岸电高压侧选用的断路器及在船舶自身电站配置下选用的断路器满足保护的要求。评估时，需重点关注船舶岸电高压侧选用的断路器参数是否满足要求。

目前各大船级社认可的短路电流计算均采用 IEC61363 标准，但当船舶连接高压岸电时，IEC61363 标

准所提供的方法已不再适用, 需采用已得到中国船级社认可的陆上电网短路电流计算通用的 IEC60909 标准^[4]。

以“神华 501”为例, 短路电流计算结果见表 3。

表 3 短路电流计算对照

序号	短路点	高压岸电连接时短路 电流计算结果		原船短路电流 计算结果		选用的保护电器				
		初始对称 短路电流 / kA	初始短路 电流上包络 线值/ kA	最大对称 短路电流 / kA	最大短路 电流上包络 线值/ kA	型号	额定电 流/ A	额定电 压/ V	使用分断 能力/ kA	使用接通 能力/ kA
1	高压岸电屏	2.2	5.5			SF6	630	6000	20	50
2	发电机出口	18.1	36.5	21.6	59.0	AR212S	1250	400	65	143
3	主配电板 AC400V 侧	28.9	65.8	28.3	78.9	MT20H1	2000	400	65	153
						XS1200NE	1200	400	49	102.9
						TL400E	400	400	60	132
						TL225F	225	400	60	132
4	主配电板 AC230V 侧	6.2	10.8	6.1	10.2	TL100F	100	400	60	132
						XE100NS	100	230	13	26

注: 表 3 中高压岸电连接时短路电流计算依据为 IEC60909 标准, 表中结果为短路电流的初始值; 原船短路电流计算依据为 IEC61363 标准, 表中结果为短路后半个周期时的短路电流值。

6 前景与展望

本文以“神华 501”高压岸电系统为例, 阐述了散货船配备高压岸电系统的设计思路。在今后新船的设计中, 还可以将舱室、油舱等需要蒸汽加热的部分改为蒸汽/电加热, 在靠港时, 采用电加热的方式提供所需热量, 这样全船所需的能源完全由岸电供给, 真正做到零排放。另外, 通过码头的升级改造, 将能实现不同电制, 不同吨位的船舶靠港使用高压岸电。

从散货船单船营运经济性看, 以我国沿海航线为例, 安装高压岸电系统后, 船舶单航次至少可节约营运成本约 2 万元, 一年可节约营运成本上百万元, 营运经济性大大提高; 从全国来看, 如果靠泊沿海港口的所有船舶都使用岸电, 一年可以减少二氧化碳排放量约 1000 万吨, 相当于一个中等城市一年的二氧化碳排放量; 从全球来看, 一年可以减少二氧化碳排放量约 1 亿吨, 相当于一个 2000 万人口国家一年的二氧化碳排放量^[1]。因此, 推广船舶岸电技术有着极其重要的现实意义和社会效益, 而散货船采用高压岸电系统因其技术成熟、简单易行, 正成为国内外新造船配置岸电方案中的首选, 应用前景广泛。

【参 考 文 献】

- [1] 罗 强. 岸电: 港航业节能减排新亮点[N]. 中国水运报, 2011-9-7(8).
- [2] 关于执行船舶高压岸电系统检验要求的通知[S]. 中国船级社, 2011, (76).
- [3] IEC/ISO/IEEE 80005-1 Ed.1. Cold Ironing Part 1: High Voltage Shore Connection (HVSC) Systems-General requirements [S].
- [4] 陈 梦, 陈 钢, 王利鹃. 船舶高压岸电系统组成及相关短路研究[J]. 港口科技, 2011, (8).

喷水推进自动化监控系统故障自诊断技术研究

袁 木, 陈天平, 曹士杰
(711 研究所, 上海 201108)

摘要: 阐述了喷水推进技术和故障自诊断技术, 参考基于 CAN (控制器局域网) 总线技术的船舶自动化监控系统, 结合喷水推进故障类型的特点, 设计出喷水推进双体船的故障自诊断系统。

关键词: 喷水推进装置; 监控系统; 故障自诊断

中图分类号: U664.82

文献标识码: B

文章编号: 2095-4069 (2012) 04-0046-04

Abstract: This paper elaborates the water jet propulsion technologies and self-diagnosis technologies, and develops a self-diagnosis system for a water jet propulsion catamaran, referring to the marine automatic monitoring system based on the CAN (controller area network) bus technology and according to the characteristics of the water jet propulsion fault types.

Key words: water jet propulsion; monitoring system; fault self-diagnosis

0 引言

近年来, 随着造船技术的快速发展, 很多新型高速船舶安装了喷水推进装置。作为一种特殊的推进方式, 喷水推进有别于传统的螺旋桨推进方式, 具有推进效率高; 抗空泡能力强; 操纵性能优异; 工作平稳、噪声低; 适应变工况能力强、主机不易过载; 适用于高性能船舶的性能和特点。

船舶的运动推力是通过喷水泵喷水的反作用力来获得的, 并通过操作方向舵来实现转向运动, 通过操作倒航斗来实现前进和后退^[1]。典型的喷水泵见图 1。



图 1 喷水泵

喷水推进装置通常由进口流道、推进泵、操舵倒航机构、液压系统和控制系统 5 部分组成。喷水推进自动监控系统安全可靠地应用, 并对出现的故障能够及时准确地进行诊断^[2]是实现控制功能的重要保障。

船舶故障自诊断技术可以分为两大部分, 一是设备故障和异常停机时, 快速、准确地找到故障点, 分析故障原因, 排除故障, 恢复正常运行。二是在船舶运行中, 对关键设备的状态和零件的参数进行实时监测, 根据参数的变化趋势, 分析可能出现的问题, 为采取防范措施提供依据。

结合故障自诊断技术和船舶自动化监控系统的特点, 设计出基于总线控制技术的喷水推进自动化监控系统故障自诊断系统, 该系统可以对喷水推进装置的运行状态进行在线监测, 实时反馈故障报警, 并根据故障的类型和发生的频率, 提出设备的检修和维护建议。同时还可以根据系统存在的安全隐患, 提前发出故障预警, 减少突发事故, 降低后期的维护成本。

第一作者简介: 袁 木, 男, 工程师, 1974年生。2002年毕业于大连海事大学船舶自动化专业, 现从事船舶机舱自动化。

收稿日期: 2012-07-09

1 喷水推进自动化监控系统

该系统以高速双体船为设计对象, 在船左右侧体都配有独立的喷水推进装置, 其系统见图 2。

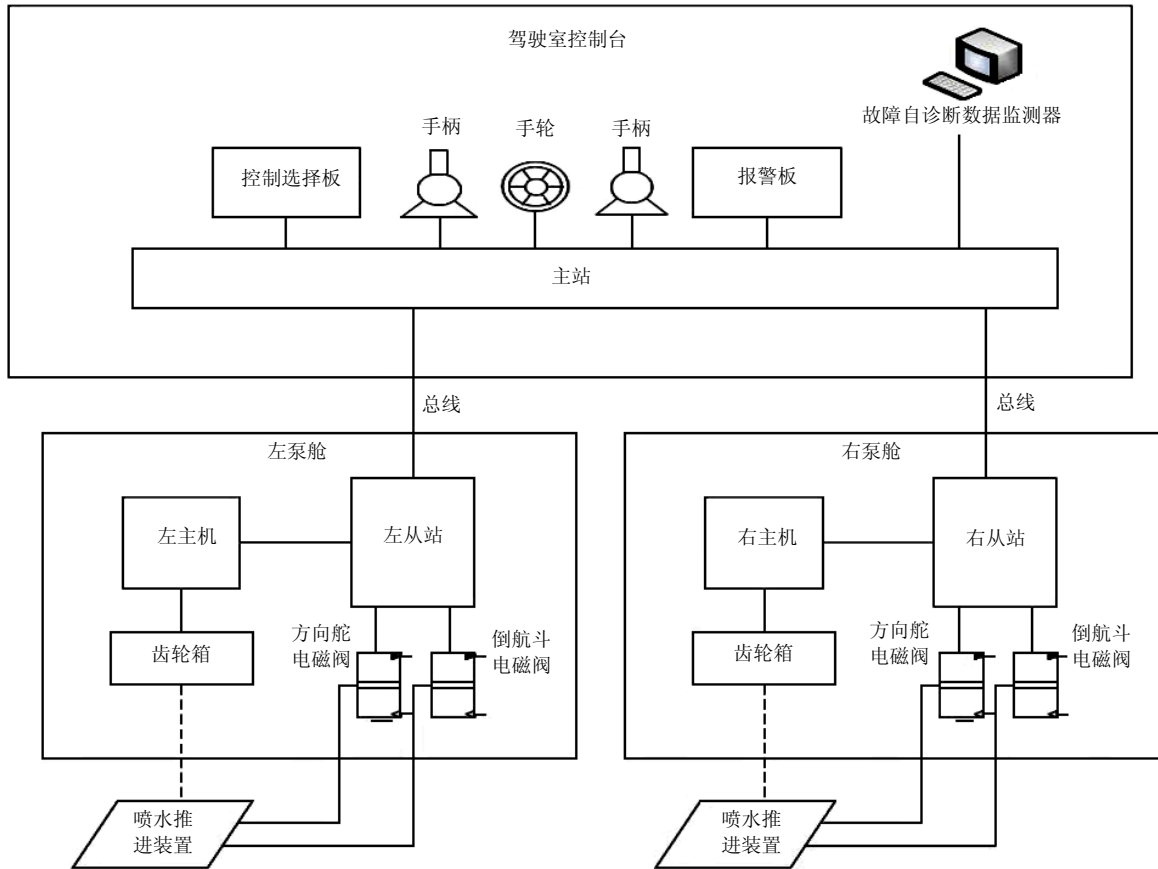


图 2 喷水推进系统

系统的控制对象是喷水推进装置内的方向舵和倒航斗, 方向舵控制船的左右转向, 倒航斗控制船的前进和后退。其控制部件电磁阀位于泵舱内, 通过控制电磁阀的开关来通断液压装置, 驱动方向舵和倒航斗动作, 达到控制整船运动的目的。

控制系统的核心功能分为 3 大部分: 主站、左从站和右从站, 站与站之间通过 CAN 总线进行数据冗余通讯。

主站装配在驾驶室控制台内, 用于采集和处理来自操纵单元和控制单元的信号, 控制台面上安装有方向舵和倒航斗指示仪表、主机转速指示表、报警指示、两只手柄、一只手轮、控制选择板、备用控制板、离合器控制板等。

左从站、右从站分别装配在左舷泵舱和右舷泵舱内, 通过比例放大板的电流输出控制电磁阀, 电磁阀打开液压装置驱动方向舵和倒航斗。方向舵和倒航斗的位置传感器可以实时将舵和斗的位置反馈到从站内。

故障自诊断数据检测器通过主站和整个系统相连, 通过总线进行数据的传输和监测, 可以对发生的故障进行实时报警, 也可以对潜在的故障进行预警。

2 故障自诊断技术的应用

针对控制对象的特点, 便于操作人员理解和应用, 将故障类型分为两大部分, 即系统报警和控制故障报警。

系统报警主要是指当系统出现安全隐患，但不影响系统对船的控制，还可以进行正常的船舶操纵，此时可以暂时不去处理，等船舶停止运行或靠岸时再处理。

控制故障报警是指系统出现失控，已经无法对控制对象进行操纵，必须查明原因并及时排除故障的情况。

故障自诊断检测器实时监测的重要报警点，如方向舵、倒航斗位置，手柄、手轮位置，总线传输等都远程传输到控制台上的报警板，当检测的报警点出现异常时，以指示灯发光，喇叭发声的方式提醒驾驶员。故障自诊断检测器将监测到的故障以故障码的形式存储在计算机的存储器中，维修查询时，以一定的方式读出故障代码，进行故障的后期处理。故障类型分类见图 3。

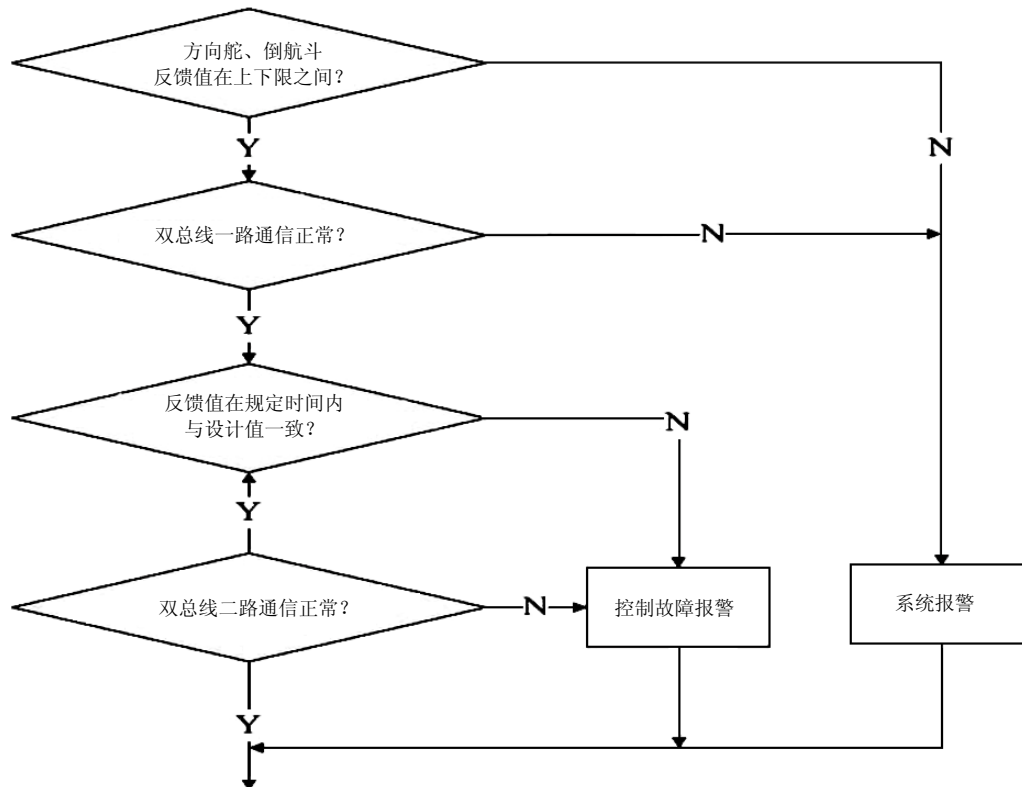


图 3 故障类型分类流程

2.1 总线网络的自诊断

总线自诊断功能不仅可以对接收的数据实时监测，也可以对自身的故障发出报警。

系统采用双冗余 CAN 网络，主要的网络节点有，主站、左从站、右从站、故障自诊断检测器等。主站负责对驾驶室控制台内的手轮和手柄等控制信号进行处理，从站负责对方向舵和倒航斗的控制电磁阀和反馈位置等进行处理，故障自诊断检测器主要负责故障信号的集中反馈和处理。主站将控制命令信号通过总线传到对应的从站，从站将反馈的位置信号通过总线传到主站，总线构建了数据传输的通道。

当双 CAN 总线中有一路发生数据通讯故障时，故障自诊断检测器发出系统故障报警，另外一路正常工作的总线将承担数据传输的任务，不影响对船舶的控制。当双总线同时无法通讯时，故障自诊断检测器发出控制故障报警，此时主站和从站之间已经无法进行正常的数据通讯，控制命令无法通过总线传到从站，船舶将失去控制^[3]。

2.2 手柄和手轮的故障自诊断

手轮和手柄位于驾驶室的控制台上，对方向舵的控制范围为左满舵到右满舵，手轮和手柄通过内部转化电路，可输出最大范围为 0~10V 的控制电压，主站内的 AD 数据采集模块到手柄和手轮的控制电压后，通过 CPU（中央处理器）模块转换为对应的数字量，再通过总线将采集到的数据传输到从站，由从站内的驱动程序来完成控制命令。

将左满舵对应的电压值设定为 2.5V, 右满舵对应的电压设定为 7.5V, 当主站采集到 2.5~7.5V 之间的电压值时, 认定为正常采集值。超出 2.5~7.5V 范围, 但是还在 0~10V 内的电压值认定为危险值, 发出系统报警, 当数值在 0~10V 之外时, 发出控制故障报警。

2.3 方向舵和倒航斗的反馈位置故障自诊断

当监测对象正常工作时, 对应的传感器的输入和输出都有一定的工作范围。当传感器出现故障时, 信号的电压范围超出正常范围或送入计算机不能识别的信号, 且在一定时间内无法消失, 计算机就判断传感器相应部位发生故障, 将故障以代码的形式存入存储器中, 同时发出声光报警。

方向舵和倒航斗的位置是重要的监测数据, 其反馈数据是 4~20mA 电流模拟量。方向舵和倒航斗的位置反馈传感器位于泵舱内, 通过从站内的 AD 数据采集模块进行数据采集, CAN 通讯模块负责数据的传输, CPU 模块进行数据的处理。系统配置见图 4。

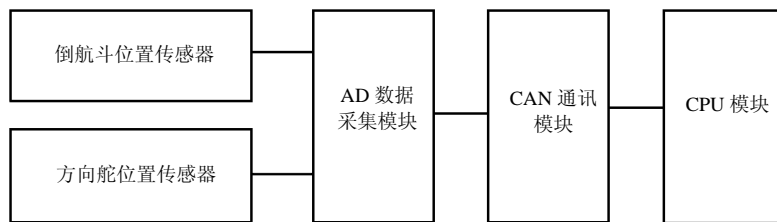


图 4 方向舵和倒航斗系统配置

位置传感器的输出为 4~20mA 的电流值, 数据从小到大, 连续变化。在数据采集后, 将 6mA 作为方向舵左满舵的设定值, 17mA 作为方向舵右满舵的设定值。6~17mA 之间为正常范围。当数值在 4~6mA 和 17~20.0mA 之内时发出系统报警。从站通过 CAN 通讯模块将系统报警传输到故障自诊断检测器。

2.4 同侧泵防碰撞自诊断

双体高速艇的同一侧安装了 2 台喷水泵 (内侧泵和外侧泵), 彼此的安装位置比较接近, 当外侧泵进行打右舵, 内侧泵进行打左舵操作时, 2 台泵会互相靠近, 超过一定范围会发生碰撞。为此设计了防碰撞自诊断功能。

根据同体的内侧泵同外侧泵发生碰撞的实际位置, 测量出一个发生碰撞的危险范围, 记录发生碰撞的临界值对应的两台泵的舵角反馈值。从站以临界值的大小为参考, 实时监测反馈值的大小, 当两个舵角进入该范围内时, 及时发出报警信号, 并锁定两台泵的方向舵, 当恢复到正常范围的时候, 才可以重新控制, 实现了自诊断系统的提前预警功能, 避免碰撞事故发生。

2.5 控制故障自诊断

正常的控制流程是: 控制器件 (手轮或手柄) 发出控制指令, 信号通过总线传到对应的从站, 从站通过输出电流来控制喷水泵的液压系统的电磁阀来驱动方向舵和倒航斗的移动。整个控制流程采用闭环负反馈模式, 使设定值和反馈值的差值在规定时间内, 如果无法达到规定范围, 则发出控制故障报警, 并对液压电磁阀输出降为零, 锁定出现控制故障的部位, 防止出现误操作^[4]。其原理见图 5。

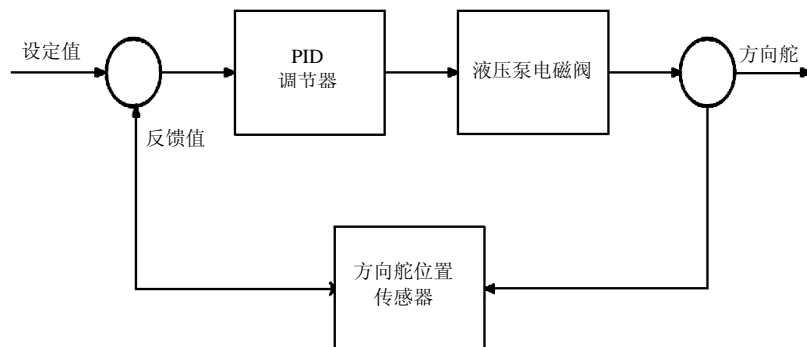


图 5 控制故障自诊断

规范与标准

第二代完整稳性衡准的验证与改进研究

李 晓, 朱永峨, 周耀华

(中国船级社上海规范研究所, 上海 200135)

摘要: 国际海事组织正在研究制定第二代完整稳性衡准, 根据已经提出的参数横摇和纯稳性丧失的第一层薄弱性衡准建议方案, 对我国 5 艘客滚船、5 艘集装箱船、5 艘油船和 5 艘散货船进行实船验证, 对第一层薄弱性衡准的建议方案的适用性和合理性, 提出必要的改进意见和建议, 以完善新的国际完整稳性衡准规则。

关键词: 第二代完整稳性衡准; 参数横摇; 纯稳性丧失; 第一层薄弱性衡准

中图分类号: U674.13⁺³

文献标识码: B

文章编号: 2095-4069 (2012) 04-0050-04

Abstract: The International Maritime Organization is currently developing the second generation intact stability criteria based on its suggested Level 1 vulnerable criteria on parametric roll and pure loss of stability. This study carries out the verification on 5 Ro-Ro passenger ships, 5 containerships, 5 oil tankers and 5 bulk carriers of China and proposes some comments and suggestions for improving the applicability and rationality of the Level 1 vulnerable criteria, so as to contribute to the new international intact stability criteria code.

Key words: second generation intact stability criteria; parametric roll; pure loss of stability; level 1 vulnerability criteria

0 引言

国际海事组织 (IMO) 正在研究制定第二代完整稳性衡准, 主要采用多层评估方法, 以建立计及主要动力稳性失效模式的船舶设计最低标准, 并可适用于非常规类型的船舶。随着时间的推移, 其将作为 2008 国际完整稳性规则 (2008 IS CODE) A 部分强制性要求的补充和替代方法。

第二代完整稳性衡准主要包括采用建立在几何/水动力数值、装载工况和基本营运参数等基础上的简单公式进行评估的第一层薄弱性衡准, 采用简化物理计算进行评估的相对较为复杂的第二层薄弱性衡准, 以及采用时域数值模拟和概率理论进行的最为复杂的稳性直接评估。目前确定的动稳性失效模式有 5 种: 参数横摇、纯稳性丧失、瘫船状态、横甩和过度加速度^[1]。

IMO 稳性、载重线和渔船安全分委会 (SLF) 完整稳性 (IS) 工作组认为, 第一层薄弱性衡准对新的第二代完整稳性规则是非常重要的, 因为, 这是船舶设计者和船长对稳性各种失效模式进行了解并作出判断的简单易行的方法和途径。

本文根据 SLF 53/INF.10 ANNEX2^[2] 提出的参数横摇和纯稳性丧失的第一层薄弱性衡准建议方案, 对我国有代表性的实船进行验证, 并就建议方案的适用性和合理性, 提出必要的改进意见和建议。

1 参数横摇和纯稳性丧失的第一层薄弱性衡准建议方案

1.1 参数横摇的第一层薄弱性衡准

如图 1 所示, 参数横摇最可能在纵向波浪 (迎浪/随浪) 中出现。这是因为船舶在纵向波浪中沿船长水线面随时间变化引起复原力臂相应变化, 从而导致在某些情况下会发生参数横摇。

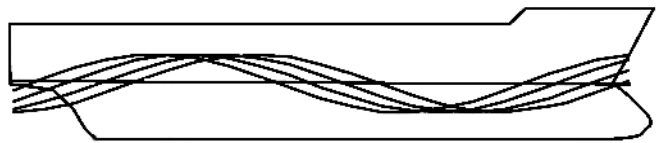


图 1 船舶在波浪中沿船长的水线面变化示意图

第一作者简介: 李 晓, 女, 工程师, 1981 年生。2006 年毕业于上海交通大学船舶与海洋结构物设计制造专业, 现从事船舶稳性与载重线研究。

收稿日期: 2012-04-12

综上所述, 可简化出以 GM (初稳性高度) 变化为要素, 作为参数横摇的第一层薄弱性衡准。SLF 53/INF.10 ANNEX2 建议的参数横摇第一层薄弱性衡准具有一定的典型性:

$$\frac{\Delta GM}{GM} > 0.51 \quad (1)$$

$$\Delta GM = \frac{I_U - I_L}{2V} \quad (2)$$

式中: I_U 和 I_L ——分别为最高吃水和最低吃水的惯性矩;

V ——船舶额定吃水的排水体积, 取最高吃水为干舷甲板以下 5% 干舷; 最低吃水为平均吃水的一半或船中干舷甲板下舭圆和侧壁的交点。

如果 GM 变化幅值满足上述关系式, 则可能发生参数横摇。需注意, 该衡准不指定波高, 而是假设波浪中 GM 变化最不利的相对波高。

1.2 纯稳性丧失的第一层薄弱性衡准

纯稳性丧失是由于单个入射波导致瞬时水线面面积变化引起, 特别是船被艏斜浪的波峰缓慢通过时, 复原力臂将相对静止水面大幅减小。如果此时存在风/浪外部扰动力, 将导致船舶有较大的横摇, 当船舶航速略低于所骑波浪的临界速度时, 船舶中心位于波峰的时间将会很长, 纯稳性丧失的风险极大。

综上所述, 可简化出相应于最小水线面的初稳性高度 GM_{\min} 为要素, 作为纯稳性丧失的第一层薄弱性衡准。SLF 53/INF.10 ANNEX2 建议的纯稳性丧失第一层薄弱性衡准具有一定的典型性:

$$GM_{\min} = KB + \frac{I_L}{V} - KG \quad (3)$$

式中: KB 、 KG ——分别为浮心高度和重心高度。

如果 GM_{\min} 为负值, 则船舶存在纯稳性丧失的危险。

2 实船计算及评估

分别选取集装箱船、客滚船、油船和散货船各 5 艘进行参数横摇和纯稳性丧失第一层薄弱性衡准的实船验证和分析。

2.1 实船主要参数

20 艘实船的主要参数见表 1。

表 1 主要参数

参数	船名	船长 L_{bp} / m	船宽 B / m	型深 D / m	吃水 d / m
客 滚 船	R1	127.50	23.40	8.60	5.80
	R2	110.50	20.40	6.80	5.00
	R3	164.60	24.80	9.00	6.00
	R4	147.00	24.80	7.90	6.15
	R5	120.40	20.40	6.80	5.00
集 装 箱 船	C1	87.30	15.20	7.80	6.00
	C2	130.00	19.80	9.82	7.30
	C3	130.00	21.00	11.00	8.00
	C4	251.40	32.20	19.30	12.80
	C5	320.00	42.80	24.80	14.65
油 船	O1	88.00	17.00	7.50	5.80
	O2	126.00	22.00	10.60	7.50
	O3	217.00	32.26	21.00	14.50
	O4	264.00	48.00	24.00	17.30
	O5	316.00	60.00	29.70	21.50

续表 1

参数	船长 L_{bp} / m	船宽 B / m	型深 D / m	吃水 d / m	
散 货 船	B1	133.00	22.80	10.80	7.20
	B2	170.80	27.60	13.90	10.15
	B3	192.00	32.26	18.00	12.50
	B4	217.00	32.26	19.60	14.25
	B5	279.00	45.00	24.50	18.10

2.2 第一层薄弱性衡准

20 艘实船的参数横摇和纯稳性丧失第一层薄弱性衡准计算结果如表 2 所示。

表 2 实船计算结果

失效模式	最大吃水 d_U / m	参数横摇			纯稳性丧失			
		最小吃水 d_L / m	$(d_U - d_L)$ / m	$\frac{\Delta GM}{GM} > 0.51$	$G_{m_{min}} < 0$			
客 滚 船	R1	8.46	3.00	5.46	0.96	有可能	-0.18	有可能
	R2	6.71	2.63	4.08	0.74	有可能	0.19	无
	R3	8.85	3.00	5.85	0.96	有可能	-0.61	有可能
	R4	7.81	4.00	3.81	0.78	有可能	0.33	无
	R5	6.71	2.55	4.16	0.74	有可能	0.20	无
集 装 箱 船	C1	7.71	3.00	4.71	0.47	无	0.62	无
	C2	9.69	3.65	6.04	0.48	无	0.63	无
	C3	10.85	4.00	6.85	0.53	有可能	0.52	无
	C4	18.98	6.40	12.58	3.88	有可能	3.32	无
	C5	24.29	7.33	16.97	2.62	有可能	-2.57	有可能
油 船	O1	7.42	2.90	4.52	0.17	无	1.69	无
	O2	10.45	3.75	6.70	0.31	无	1.79	无
	O3	20.68	7.25	8.50	0.35	无	0.91	无
	O4	23.67	8.65	15.02	0.12	无	5.11	无
	O5	29.29	10.75	18.54	0.14	无	6.36	无
散 货 船	B1	10.62	3.60	7.02	0.14	无	2.75	无
	B2	13.71	5.08	8.64	0.18	无	2.60	无
	B3	17.73	6.25	11.48	0.20	无	2.64	无
	B4	19.33	7.13	12.21	0.18	无	2.02	无
	B5	24.18	9.05	15.13	0.05	无	3.98	无

注: 1. 计算结果均相当于满载出港情况;

2. d_L : 平均吃水的一半或船中干舷甲板下舭圆和侧壁的交点, 取大者。

2.3 分析

2.3.1 实船验证

1) 客滚船: 参数横摇, 5 艘实船均存在发生参数横摇的可能性, 衡准较严格; 纯稳性丧失, 5 艘实船中 2 艘船有可能发生, 衡准相对合理。

2) 集装箱船: 参数横摇, 3 艘尺度较小的实船计算值与衡准值 (0.51) 相差较小, 2 艘主尺度较大的实船计算值与衡准值相差巨大。5 艘船中 3 艘实船有参数横摇的可能, 其中主尺度较大的 2 艘船的参数横摇风险更大。衡准较为严格; 纯稳性丧失, 5 艘实船中 4 艘船是安全的, 1 艘尺度较大的船发生纯稳性丧失的风险很大, 衡准合理性相对好于参数横摇; 注意到集装箱船的装载情况众多, 且差异性很大, 要求所有装载情况均满足参数横摇和纯稳性丧失衡准的条件, 很困难。

3) 油船: 参数横摇, 5 艘实船均满足衡准要求; 纯稳性丧失, 5 艘实船均满足衡准要求。

4) 散货船: 参数横摇, 5 艘实船均满足衡准要求; 纯稳性丧失, 5 艘实船均满足衡准要求。

2.3.2 两种失效模式的第一层衡准评估

综合实船计算分析可以看出, 滚装船和集装箱船发生参数横摇和纯稳性丧失的可能性较大, 而油船和

散货船几乎不发生参数横摇和纯稳性丧失。总的来说, 纯稳性丧失第一层衡准相对比较合理, 而参数横摇第一层衡准则要求过于严格。

2.3.3 两种失效模式第一层衡准计算方法分析

SLF 53/INF.10 ANNEX2 建议的两种失效模式的第一层衡准, 选取计算 $\Delta GM / GM$ 和 GM_{\min} 的水线惯性矩分别是最高和最低吃水下的 I_U 和 I_L , 该两个吃水差值 ($d_U - d_L$) 反映了所考虑的波高。对计算的 5 艘集装箱船分别为: 4.71 m、6.04 m、6.85 m、12.58 m 和 16.97 m。

从集装箱船在海上可能遭遇的波浪而言, 上述波高可能过于保守, 特别是对大型和超大型船舶。从现代集装箱船所具备接收气象和海况预报的能力看, 完全可以规避危险的巨浪。

因此, 选取吃水差值 ($d_U - d_L$) 为 $0.17\lambda^{3/4}$ (反映波高与波长的统计关系式), 计算时取波长等于船长, 如吃水差值 ($d_U - d_L$) 大于 8.5 m, 取 8.5 m, 该波高数值相当于北大西洋海况的有义波高^[3]。

按此计算得到 5 艘集装箱船的吃水差值 ($d_U - d_L$) 分别为: 4.86 m、6.54 m、6.54 m、8.50 m 和 8.50 m, 该数值对大型和超大型集装箱船有一定的减小。两种失效模式的第一层衡准结果见表 3。

表 3 根据建议波高计算的集装箱船的结果

失效模式		集装箱船 (SLF 53/INF.10 ANNEX2)					集装箱船 (本文建议)				
		C1	C2	C3	C4	C5	C1	C2	C3	C4	C5
参数横摇	$\frac{\Delta GM}{GM} > 0.51$	0.47	0.48	0.53	3.88	2.62	0.481	0.505	0.518	1.99	0.67
		无	无	有可能	有可能	有可能	无	无	~ 无	有可能	有可能
纯稳性丧失	$GM_{\min} < 0$	0.62	0.63	0.52	3.32	-2.57	0.59	0.56	0.56	6.81	1.44
		无	无	无	无	有可能	无	无	无	无	无

由此看出, C3 变为接近不可能发生参数横摇, 反映出改进合理。但是, 上述改进建议对大型和超大型集装箱船 C4 和 C5 仍然未改变衡准结果, 这表明, SLF 53/INF.10 ANNEX2 建议的参数横摇第一层薄弱性衡准存在根本性不足, 有必要进一步修改。

2.3.4 参数横摇与“过度加速度”协调

值得注意的是, 为避免参数横摇, 则要求增大初稳性高度 GM 。但是, IMO 2008 IS 规则指出, 过高的初稳性高度值会“不利于船舶及其装置、设备和所运货物的加速度力”, 因此, 参数横摇与“过度加速度”是相互矛盾的两个稳性失效模式。协调好这两种稳性失效模式的衡准是第二代稳性规则制定时所必须考虑的因素。

3 结语

对第二代完整稳性衡准的第一层薄弱性衡准的 SLF 53/INF.10 ANNEX2 方案进行了实船计算, 初步筛选结果显示, 大部分客滚船和集装箱船存在参数横摇和纯稳性丧失的薄弱性, 这与船舶营运需长期保持良好安全的情况不符。

对大型集装箱船, 如采用建议的吃水差值 ($d_U - d_L$), 衡准结果的合理性将得到一定的改善, 特别是纯稳性丧失的第一层衡准变得更为合理。同时, 也发现 SLF 53/INF.10 ANNEX2 建议的参数横摇第一层薄弱性衡准仍存在根本性不足, 有必要进一步修改。

此外, 对于大型和超大型集装箱船, 是否要采用与小型船舶相同的参数横摇和纯稳性丧失薄弱性衡准也值得商榷。

参数横摇与“过度加速度”是相互矛盾的两个稳性失效模式。协调好这两种稳性失效模式的衡准是第二代稳性规则的制定时所必须考虑的因素。

【参 考 文 献】

- [1] IMO, SLF53/3/1. Report of the Correspondence Group on Intact Stability[S]. 2010.
- [2] IMO, SLF53/INF.10. Information Collected by the Correspondence Group on Intact Stability [S]. 2010.
- [3] IMO, MSC/Circ.608/Rev.1. Interim Guidelines for Open-Top Containerships [S]. 1994.

新船能效设计指数主要参数影响分析

李 路, 王慧芳

(中国船级社上海规范研究所, 上海 200135)

摘要: 为识别和分析新造船能效设计指数 (*EEDI*) 计算公式中主要计算参数的影响程度, 对 *EEDI* 计算公式进行了解析, 建立了 *EEDI* 的简化分析模型。根据对 10 年来散货船数据统计, 通过简化模型对某 57 000 dwt 散货船的分析, 得出了主机功率, 航速和载运能力 3 个因素对 *EEDI* 的影响程度的高低排序。并对 4 种船型的船舶载运能力与其相应的 *EEDI* 作了比较分析, 提出了相应的建议。

关键词: 船舶能效设计指数 (*EEDI*); 优化设计; 分析模型

中图分类号: U662.2

文献标识码: B

文章编号: 2095-4069 (2012) 04-0054-06

Abstract: In order to identify and analyze the major calculation parameters in the energy efficiency design index (*EEDI*) formula for newbuildings, this paper elaborates on the *EEDI* calculation formula and establishes a simplified *EEDI* model for analysis. Based on the bulk carriers statistical data collected in the recent decade, the influences of three factors, i.e. main engine power, speed and loading capacity, on *EEDI* are analyzed and ranked in order for a 57 000dwt bulk carrier using the simplified model. Moreover, comparative analysis is carried out for four ship types in terms of their loading capacity and the corresponding *EEDI*, with some suggestions proposed.

Key words: ship energy efficiency design index (*EEDI*); design optimization; analysis model

0 引言

国际海事组织(IMO)在 2011 年 7 月召开的环境保护委员会第 62 届会议(MEPC62)上, 以 MEPC.203(62)决议通过了国际防止船舶造成污染公约 (MARPOL) 附则 VI 修正案以引入船舶能效要求, 即新造船能效设计指数 (*EEDI*) 及营运船舶能效管理计划 (SEEMP) 要求, 将于 2013 年 1 月 1 日起生效实施。2012 年 2 月召开的 IMO 环境保护委员会第 63 届会议 (MEPC63) 已经正式通过了与之相配套的 2012 *EEDI* 计算导则、2012 *EEDI* 检验与发证导则、用于 *EEDI* 的基线计算导则和 2012 年 SEEMP 编制导则。

新造船能效设计指数的推出, 是 IMO 在海事界减排领域中最先推出的实质性强制措施。船舶 *EEDI* 指数是衡量新造船能效水平的一个重要指标, *EEDI* 要求适用于所有 400 gt 及以上的国际航行船舶中的下述 11 种船型: 散货船、气体运输船、液货船、集装箱船、杂货船、冷藏货船、兼用船、滚装货船 (车辆运输船)、滚装货船、客滚船及客船, 暂不适用于具有柴油电力推进、蒸气推进及混合推进系统的非传统推进系统的船舶。但目前仅对前 7 种船型有明确的阶段性削减目标^[1]。

1 新船 *EEDI* 计算公式及简化模型

在 *EEDI* 公式推出之前, 船舶工业也一直在对提升船舶能效进行研究, 也存在其他的公式来表征船舶的能效。但 *EEDI* 公式从一个更加广泛的概念出发, 提出其衡量船舶能效的指标。从该衡量方法推出之后, 国内也相继针对船舶能效评估方法展开研究^[2]。IMO 衡量船舶能效的基本原理是通过船舶耗费能源所产生排放和船舶运输对社会产生的效益的比值来衡量运输船舶的能效。也就是:

$$\text{衡量船舶能效指标} = \frac{\text{船舶运输所耗费能源产生的排放}}{\text{船舶运输产生的社会效益}}$$

作者简介: 李 路, 男, 工程师, 硕士。1979 年生, 2005 年毕业于大连海事大学载运工具运用工程专业, 现从事防止船舶造成污染相关国际公约、规则及规范和法规研究工作。

收稿日期: 2012-09-04

在 *EEDI* 公式推出后, 几经讨论, 最终在 IMO 会议上确定了该公式, 按照最新的 2012 新船 *EEDI* 计算导则, *Attained EEDI* 的计算公式^[3]如下:

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

式中: $\left(\sum_{i=1}^{nME} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)}\right)$ ——主机推进所产生的排放;

$(P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE})$ ——正常航行工况下所必须的辅机功率所产生的排放;

$\left(\prod_{j=1}^M f_j \cdot \sum_{i=1}^{nPTI} P_{PTI(i)} - \sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{AEeff(i)}\right) C_{FAE} \cdot SFC_{AE}$ ——当轴马达用于辅助船舶推进时, 该部分功率

所产生的 CO_2 排放。以及辅机采用节能措施后, 对相应的节省功率能够减少的 CO_2 排放所予以的扣除;

$\left(\sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{eff(i)} \cdot C_{FME} \cdot SFC_{ME}\right)$ ——考虑到采用了相应推进节能措施后的扣除;

$Capacity \cdot V_{ref}$ ——载运能力与航速的乘积, 表示相应的船舶运输效益。

从公式看出, 对新造船能效设计指数起决定性作用的主要参数有航速 V_{ref} 、船舶载运能力 $Capacity$ 、为达到该航速所需的主、辅机功率 P_{ME} 和 P_{AE} 。根据 *EEDI* 计算导则, 除客船、客滚船外的大部分船型的 P_{AE} 可根据 P_{ME} 进行估算, 实际上对 *EEDI* 起决定性作用的最基本 3 个参数可归结为: P_{ME} 、 $Capacity$ 和 V_{ref} 。

为突出主要参数, 本文参考 IMO 基线计算导则中对 *EEDI* 公式的简化方法^[4], 对该公式进行简化:

1) 碳转换系数 $CF_{ME} = CF_{AE} = CF = 3.1144 \text{ g-CO}_2/\text{g-Fule}$;

2) 主机单位燃油耗值的取值, 均取 $SFC_{ME} = 190 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$; $P_{ME(i)}$ 为总装机功率的 75%;

3) 对辅机单位燃油耗值的取值, 均取 $SFC_{AE} = 215 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$;

4) P_{AE} 按照 *EEDI* 计算导则^[3]对 P_{AE} 的取值方法, 即

(1) 对于主机功率 $\geq 10\,000 \text{ kW}$ 的船舶, P_{AE} 为:

$$P_{AE} = \left(0.025 \times \sum_{i=1}^{nME} MCR_{MEi}\right) + 250$$

(2) 对于主机功率 $< 10\,000 \text{ kW}$ 的船舶, P_{AE} 为:

$$P_{AE} = 0.05 \times \sum_{i=1}^{nME} MCR_{MEi}$$

5) 修正系数 f_j , f_b , f_c 和 f_w 取值为 1;

6) 主机或辅机所采用节能设备暂不考虑, 即 $P_{AEeff} = 0$, $P_{eff} = 0$ 。

据上所述, 可得简化模型如下:

$$EEDI_{(Estimated)} = 3.1144 \cdot \frac{190 \cdot \sum_{i=1}^{nME} P_{MEi} + 215 \cdot P_{AE}}{Capacity \cdot V_{ref}}$$

2 *EEDI* 关键参数分析

2.1 近年来散货船基本情况

根据劳埃德数据库 (IHSF) 中 1999 年 1 月~2009 年 1 月之间的数据, 按照 IMO 基线计算导则, 回归出散货船基线为: 基准线值 = $961.79 \times \text{dwt}^{-0.477}$, 该基线也与 IMO 所确定的 0 阶段的基线值 (将于 2013 年 1 月 1 日起适用) 一致。其中 55 000~58 000 dwt 散货船数据包含在图 1 内, 放大情况如图 2 所示。

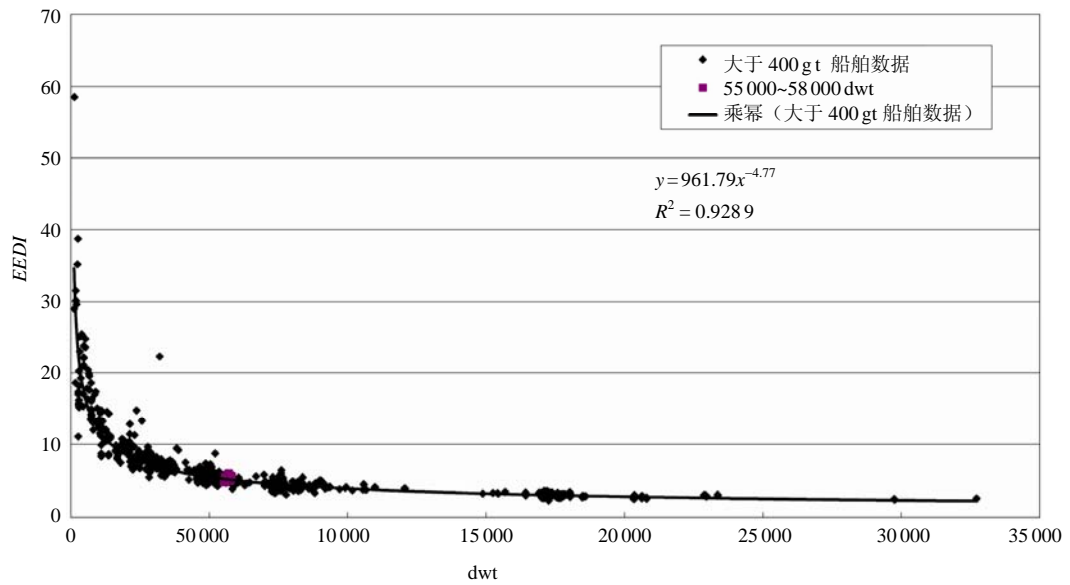


图 1 1999~2009 年建造散货船数据

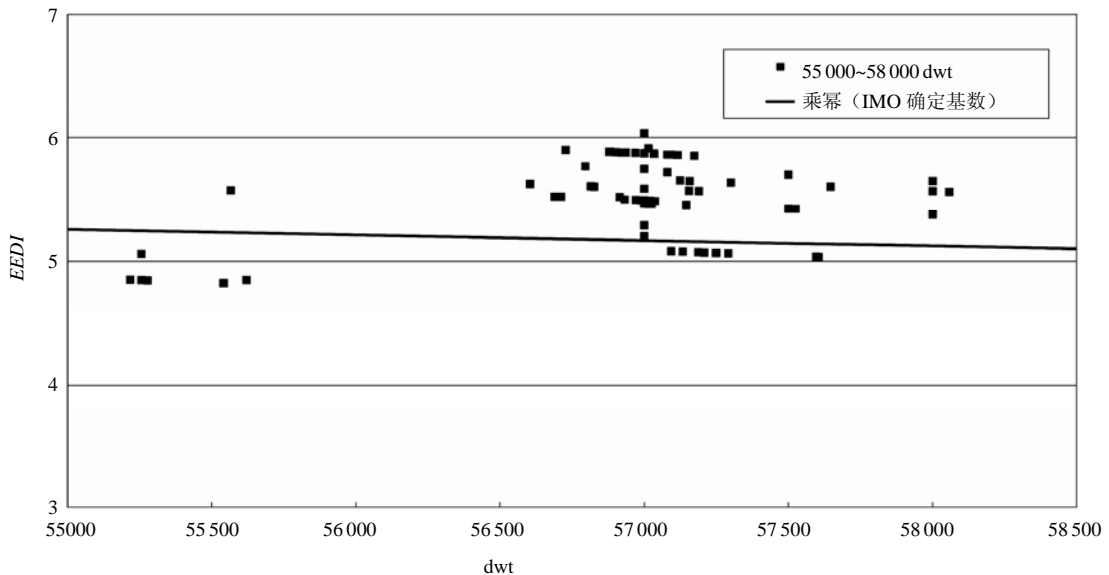


图 2 55 000~58 000 dwt 船舶数据

2.2 散货船载运能力、航速和装机功率对 *EEDI* 影响分析

以 57 200 dwt 散货船为例，将 3 个参数对 *EEDI* 的影响程度进行分析，参数见表 1。

表 1 57 200 dwt 散货船基本参数

船型	散货船
总吨位/gt	33 580
载重吨/dwt	57 200
垂线间长 L_{pp}/m	192.00
船舶夏季载重线吃水时 P_{ME} 下船舶航速/kn	14
主机最大持续功率 MCR/kW	8 510
主机台数	1
正常航行工况下 P_{AE}/kW	425.5
$EEDI$ (<i>Estimated</i>)	5.063

在对载重量进行分析时, 固定另外两个参数航速和功率不变, 即考虑通过优化设计降低空船重量来达到增加载重量, 或与之相反的情况。当载重量参数变化时, 对 *EEDI* 影响评估可见图 3。

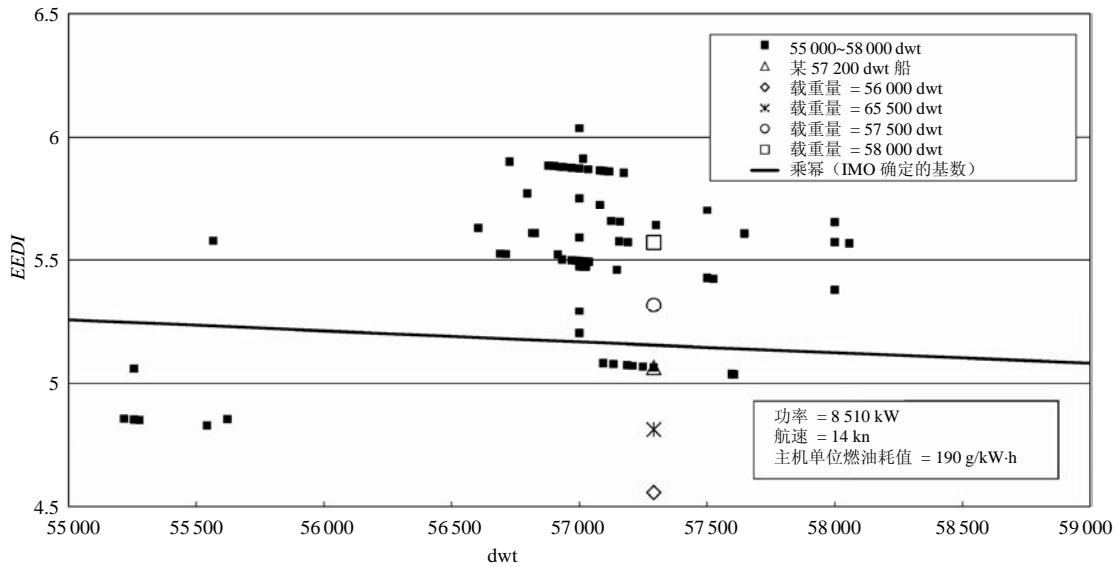


图 3 对载运能力的分析

在对装机功率进行分析时, 固定另外两个参数载重量和航速不变, 即考虑通过优化线型, 加装节能装置和优化螺旋桨设计等方法来降低主机功率等, 或与之相反的情况, 当装机功率变化时, 对 *EEDI* 影响可见图 4。

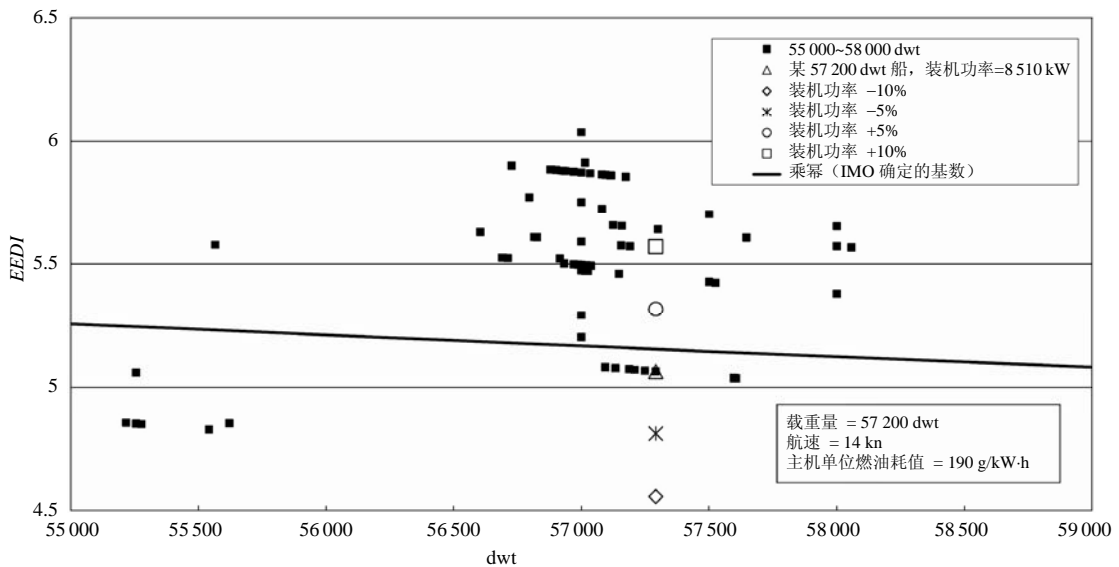


图 4 对装机功率的分析

在对航速进行分析时, 固定载重量不变, 主机功率根据航速匹配相应的功率, 航速变化对 *EEDI* 影响可见图 5。

2.3 载运能力与其对应 *EEDI* 的比较分析

另外, 本文根据某 53000dwt、57000dwt、73000dwt、76000dwt 散货船对其载运能力与 *EEDI* 关系进行分析, 见表 2。分别针对单位空船重的载重吨和单位空船重的舱容与 *EEDI* 的关系进行对比, 见图 6 及图 7。

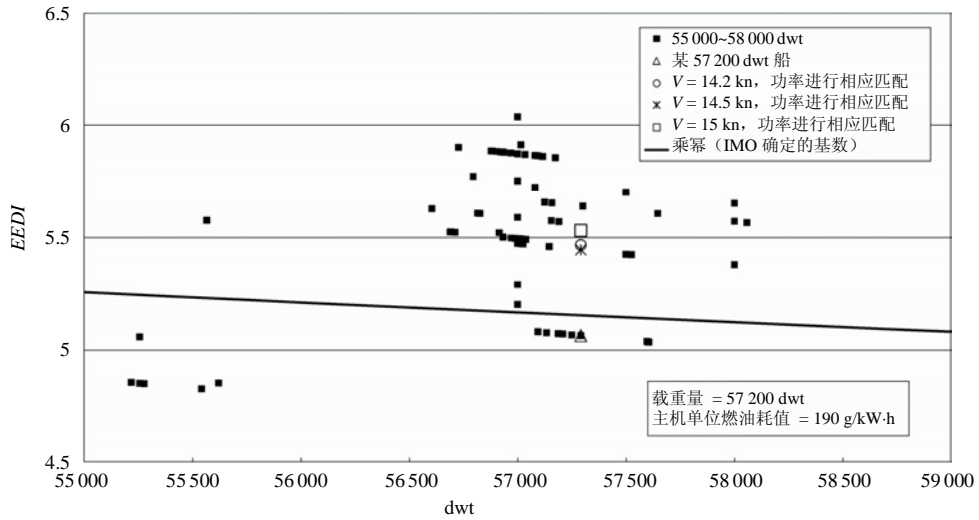


图 5 对航速的分析

表 2 几种船型载货能力与其对应 EEDI 关系

载重量	载重吨/空船重/dwt/t	舱容/空船重/ m^3/t	EEDI
57 000 dwt 散货船	5.230	6.650	5.421
57 000 dwt 散货船	5.109	6.466	5.474
53 000 dwt 散货船	4.459	5.530	5.673
76 000 dwt 散货船	5.784	6.901	3.962
73 000 dwt 散货船	5.113	6.237	4.618

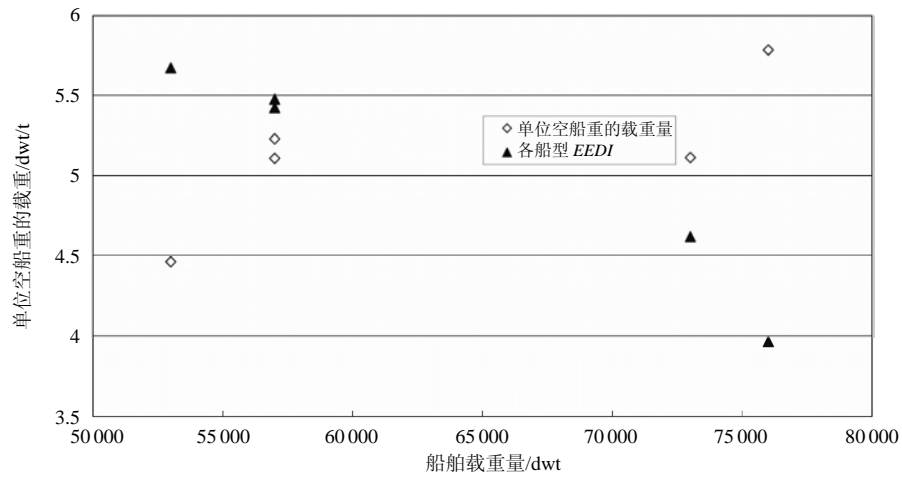


图 6 单位空船重的载重量与其对应 EEDI 的比较

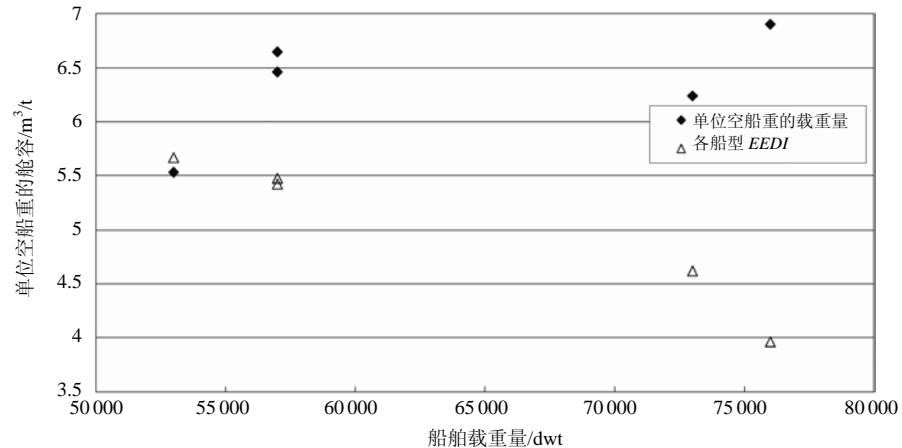


图 7 单位空船重的舱容与其对应 EEDI 的比较

3 结 语

在对影响 *EEDI* 的 3 个关键参数分析后, 给出下述结论, 供实际工作中参考:

1) 对于 57000dwt 散货船, 通过简化模型分析, 最基本 3 个参数(装机功率、航速、载重量)的变化对 *EEDI* 的影响敏感程度是装机功率>航速>载重量。

2) 降低装机功率和设计航速, 可有效控制船舶能效水平。但设计航速是根据船舶营运情况来综合考虑, 应根据实际情况进行选择, 降低航速可能并不适用于所有船型。从总体趋势看, 应以提高能源利用效率为出发点, 通过如船体线型和推进优化、废热回收系统等节能设备的采用, 利用液化天然气、风能、太阳能等清洁和可再生能源等方面来优化设计。

3) 优化船舶布置, 尽量增加单位空船重量下的载重量和舱容, 是设计时综合考虑的一个方面。另外一个需要注意的问题是自愿结构加强的影响可在 *EEDI* 计算中予以扣除(自愿结构加强是指在满足公约、规则要求以及船级社规范基础上, 船东自愿对某局部结构加强, 在此情况下, 将造成船舶空船重量增加以及载运能力的降低)。

【参 考 文 献】

- [1] IMO. 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 (Inclusion of regulations on energy efficiency for ships in MARPOL Annex VI) [R]. RESOLUTION MEPC. 203(62), LONDON, 2011.
- [2] 朱永峨, 孙 武, 温苗苗. 船舶 CO₂ 排放水平的能效评估方法研究[J]. 上海造船, 2011, (3): 62-63.
- [3] IMO. 2012 Guidelines on the Method of Calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (Eedi) for New Ships [R]. Resolution Mepc. 212(63), London, 2012.
- [4] IMO. Guidelines for Calculation of Reference Lines for Use with the Energy Efficiency Design Index [R]. Resolution Mepc.215(63), London, 2012.

(上接第 49 页)

在控制面板上设置“重新连接”按钮, 当控制故障排除后, “重新连接”按钮亮, 这时按下按钮, 系统复位, 重启控制功能。

3 结 语

以双体喷水推进船为应用案例, 阐述了喷水推进自动化监控系统故障自诊断的设计原理, 通过不同类型故障的具体实施方法, 最终设计并实现了一个可靠的故障自诊断系统。经过实船的长期运行, 该系统可以及时检查出软件和硬件的故障, 并反馈给操作人员, 大大减少了维修, 并缩短了维修时间, 保障了船舶的安全运行, 具有极高的使用价值。

【参 考 文 献】

- [1] 徐筱欣. 船舶动力系统[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2007.
- [2] 黄忠秀, 等. 船舶现代控制理论[M]. 北京: 人民交通出版社, 2001.
- [3] 周德泽, 等. 计算机智能检测控制系统的设计及应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002.
- [4] 王立祥. 喷水推进及喷水推进泵[J]. GM 通用机械, 2007, (10).

疏浚系统耐磨材料的应用研究

林海波

(708 研究所, 上海 200011)

摘要: 随着我国的挖泥船作业水域范围更深、更远, 而疏浚设备的耐磨性能越发显示出与发达国家在材料方面的差距, 从而制约了我国疏浚产业的快速发展。通过对耐磨材料在挖泥船上应用状况及各种材料的性能分析, 阐述了耐磨材料的选用方法和注意事项, 以降低磨损、提高疏浚设备的使用可靠性。

关键词: 耙吸挖泥船; 绞吸挖泥船; 耐磨材料; 碳化铬堆焊钢板

中图分类号: U668.2

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 04-0060-03

Abstract: As the operation water area of domestic dredgers grows deeper and farther, the gap between domestic and developed countries in terms of the wear proof ability of dredging system material becomes more evident, which restricts the fast developing of domestic dredging industry. This paper, based on the analysis of current application status and characteristics of various wear resistant material used in dredgers, elaborates the method and precautions for selecting wear resistant material in order to reduce wear and tear, and to raise the reliability of dredging equipments.

Key words: trailing suction hopper dredger; cutter suction dredger; wear resistant material; chromium carbide surfacing steel plate

0 引言

近年来国内大型耙吸挖泥船、绞吸挖泥船的发展呈现出迅猛的态势。针对疏浚土质的多样性, 特别是土质为中粗沙夹砾石时, 对疏浚设备磨损加剧, 因此对挖泥船的过流设备及输泥管线的耐磨性能提出了更高的要求。为了减少维修, 提高施工效率, 对耐磨材料的选用显然很重要。

1 耐磨材料在挖泥船上的应用现状

1.1 挖泥船上疏浚设备的磨损

挖泥船的磨损经常发生且不可避免, 从机具切削吸入泥沙开始, 在泥泵的作用下, 泥浆通过吸排泥管路到排出的过程, 泥沙所到之处磨损无处不在: 机具 (耙头、绞刀、斗轮)、吸排泥管线、泥泵过流部件、还有泥门、装载箱等等。而磨损是一个非常复杂的过程, 与磨损过程输送的泥浆性质、速度和压力等因素都有关。由于疏浚过程中的介质是泥沙 (海) 水, 不同的泥沙颗粒、浓度、速度及压力对疏浚设备产生不同的冲击、带来不同程度的磨损。通过对多种抗磨材料的冲击与磨损的研究表明, 从早先的白口铸铁到如今的高铬白口铸铁都是以其优良的耐磨性能闻名于世。但它属于脆性材料, 加工难度大, 应用范围受限, 通常用作泥泵的过流部件如泵胆、叶轮、前后衬板等等。而对输泥管线, 直管选用低碳钢, 磨损严重的三通、弯头等管件多采用 35 硅锰 (ZG35SiMn) 或 35 铬钼 (ZG35CrMo)。

1.2 耐磨材料的应用

1.2.1 锰钢

早先的挖泥船输泥直管采用普通的低碳钢, 但普通钢管耐磨及耐蚀性差, 使用寿命短, 需要频繁补焊及更换。因此对重要部位采用低合金锰钢板或内衬钢板。16 锰 (16Mn) 虽强度大大好于热轧钢板 (Q235), 但耐磨性差强人意。

高锰钢如 Mn13, 具有加工硬化的特性。当受到剧烈冲击或较大压力时, 会产生表面迅速加工硬化, 硬

作者简介: 林海波, 女, 高级工程师, 1965 年生。1987 年毕业于上海大学机械专业, 现从事船舶机械设计工作。

收稿日期: 2012-04-13

度提高具有高的耐磨性，而心部仍为奥氏体具有良好的韧性，所以常常应用在挖泥机具中，如耙头的底部衬板等。但在载荷偏小处使用，零件表面不产生硬化特性，而使耐磨性不足，不适合使用。

1.2.2 耐磨复合内衬

陶瓷材料具有极高的耐磨性。陶瓷以其高耐磨、高硬度、抗氧化、耐腐蚀等综合性能被广泛使用，越来越多的挖泥船的油缸活塞杆表面都采用陶瓷镀层。

由于传统碳钢材料耐磨性能差，使用寿命较短，挖泥船输泥管线一直在探究选用何种材料、以何种方法延长使用寿命，来降低系统的运行成本，减少检修和材料消耗。普遍采用的是耐磨陶瓷作为防磨内衬。如在输泥管道使用陶瓷内衬复合管应是不错的选择，可以大大延长管线使用寿命。然而在管道弯头，因经常有大的石块冲击，使用陶瓷内衬，在受到垂直冲击时，这种脆性材料表面最容易碎裂剥落。此外，由于管线压力输送时，陶瓷层难以与外层钢管发生同步周期性的弹性变形而使内衬易破裂脱落，且成本高，实际效果不理想，所以在挖泥船输泥管线上未被广泛应用。

1.2.3 特殊热处理的耐磨钢板

该类钢板是通过热处理方法提高钢板的硬度来实现其耐磨功能的。它具有可焊性、冷成型及可机加工性特点。产品有瑞典奥克隆德的 HARDOX 系列、德国蒂森克虏伯的 XAR 系列、德国 DILLIDUR 系列、日本 JFE 的 EVERHARD 系列、法国 CREUSABRO 等^[1]。近 10 年来我国陆续引进了工程机械制造技术，开始向高性能耐磨钢的方向发展，并取得了显著进步。虽然钢企可生产供应 HB 400 强度级别以下的耐磨钢板，部分可生产 HB 500 以下的耐磨钢板^[2]。但由于国内开发的时间短，热处理工艺不成熟，强度体系还不完善，存在不小差距。

常用的 HARDOX400，硬度值为 400HB，其耐磨性寿命是传统结构钢板的 4 倍左右，同时具有一定的机加工性能，综合性能好，2004 年交付使用的黄骅港“神骅”号，2009 年交付使用的广航“浚海 1”“浚海 2”，上海航道局“新海牛”“新海马”等一系列的船上都成功应用，如泥门靠近抽舱支管的局部贴板、锥形泥门结构面板、泥门导轨、溢流筒固定体的内衬、吸口套管内衬、装载箱入口等等。

1.2.4 双金属离心铸造复合管

继普通白口铸铁之后，高铬白口铸铁因其具有良好的抗磨性能在工业中得到了广泛应用，直到 20 世纪末，应用最广的高铬铸铁是 15Gr-3Mo 型高铬-钼白口铸铁（含碳量 2.8%~3%），这种铸铁的特点是 $Cr/C \geq 5$ 。进入 21 世纪，我国不少厂家已经能够生产含 Cr 量要求大于 18% 的高铬铸铁（国外挖泥泵的过流部件多采用 23%~30% Cr 的高铬铸铁）^[3]。

双金属离心铸造复合管是由两种不同的金属构成：外层为普通的碳钢、内层则采用高铬铸铁，通过控制铸型的旋转速度、浇注温度和速度、两种金属浇注的间隔时间，采用合适的热处理工艺，使管层之间在高温下结合面互熔。离心铸造的优点是铸件结晶细密、铸造缺陷少，机械性能好，结合面牢固，管体内表面光滑平整。由于外层无需预先轧制生产无缝管，双层金属一次浇铸完成，生产成本较低，缺点是厚度误差略大，近年来已在挖泥船上开始选用。

1.2.5 夹套高铬铸管

夹套高铬铸管是一种复合管，主要用于制作一些弯管或三通管等铸件。它的外层是普通的碳钢管，内层叠套一个高铬铸造管，管与管之间的空隙填充特殊的水泥砂浆。外层碳钢管可以根据铸件的形状特点采用焊接或螺栓连接。一些挖泥船上的弯管、三通四通管都有应用，但其重量较大。

1.2.6 碳化铬堆焊钢板

堆焊是提高材料耐磨性能的重要途径之一。常用的堆焊方法有电弧堆焊、等离子堆焊、激光堆焊^[4]等。

碳化铬堆焊钢板是在中低碳钢基板上堆焊一层或多层含有大量碳化铬硬质颗粒的耐磨合金。要得到高品质的耐磨板必须按高碳高铬要求来配比各种合金含量，即：C：4.0%~5.5%，Cr：28%~40%。有了优良的先天成分，配以合理的冶金熔敷制造工艺，这样耐磨层的稀释率低，形成大量六方形碳化物硬质颗粒，微观硬度高，与基板冶金结合，抗拉强度高，已广泛使用于疏浚、矿山、水泥、煤电等重磨耗产业并证明其具有极优越的耐磨特性。从上世纪 60 年代许多工业发达国家就开始研究耐磨堆焊材料并推广使用，代表品牌产品有澳大利亚合金钢公司的 Arco1600，美国 SAS 公司的信铬钢 SA1750CR，英国的 WA，德国的

EIPA 及 VAUTID 等等。由于有一套完善的生产工艺及严格规范的质量控制体系,国外品牌产品与国内普通碳化铬堆焊板比较,其表面成形好,变形小,抗拉强度高,抗冲击性好,耐磨层碳化铬硬质相微观硬度高且大颗粒数量多分布均匀,宏观硬度 58-62HRC,耐磨性好。

目前国内市面上的大多数堆焊板的主要化学成分为 C: 2%~3%, Cr: 13%~25%, 基板与耐磨层稀释率较大,表面不平整变形大。除先天的化学成分外,生产过程中的电流、速度等工艺参数直接影响合金的显微组织和硬质相的形态及分布,对堆焊板成品的综合力学性能及耐磨性能影响很大。由于国内外对碳化铬复合板都没有统一的标准,所以高铬堆焊耐磨板特性并不是都一样,市面上有多种不同的产品,其耐磨程度特性与普通锰钢板比较分布约在 4~25 倍之间。由于产品良莠不齐,鱼龙混杂,如果选择不当,往往得不偿失,性价比极其不合理。

2 耐磨材料的选用原则及应用实例

2.1 耐磨性能比较

在各种耐磨材料中,碳化铬堆焊钢板其堆焊层的含碳量可达 5%~6%,含铬量 30% 以上。如此高的合金成分,只有采用堆焊工艺才能获得,在轧制钢材和铸造合金中均无法获得,因此其耐磨性能尤为突出,成为新兴的高耐磨材料,其耐磨性是热处理耐磨钢板的 4~7 倍;是高锰钢的 5~10 倍;是热轧钢板的 15~25 倍;是高铬铸铁的 1~2 倍。

ASTM G65 测试是判断碳化铬堆焊板耐磨性优劣的最佳方法。若无法测试,下列方法可供判断参考:

1) 外观检测:平整度、焊接裂纹(致密度、间隔、大小)、尺寸(总厚度、耐磨层厚度、基材厚度)。裂纹是焊接应力释放所致,间隔过小过大或者裂纹过大则可能导致耐磨层剥落影响性能。同一类型的耐磨板,裂纹越细小、有规律,耐磨性越好;

2) 合金化学成分近似:Cr: 28%~40%, C: 4.0%~5.5%。因为堆焊过程中碳与铬易烧损被稀释,经稀释及烧损后,碳及铬含量降低,而碳化铬硬质颗粒生成条件是需要有足够的碳及铬含量;

3) 检验硬度:既要测试硬面层表面,还要测试内层的硬度,即采取分层切割测试硬度。因为硬度下降得越大,其耐磨性也越差;

4) 厂家的销售业绩:一些大的知名企业(如三一重工)往往有一整套严格的质量检测跟踪机制,如以他们为供货商,也可间接反映该产品的可信度。

2.2 耐磨材料的选用原则

耐磨材料的选用涉及设计、制造、使用、价格等很多实际问题,盲目地追求硬度,除了会使成本提高造成浪费外并不一定能取得理想的效果,所以要根据使用工况、零件的结构设计等因素综合考虑,即:1) 耐磨件的使用环境(温度、介质等);2) 工作条件及受力情况(正负压、流速、流量、载荷、震动、冲击等);3) 与使用设备的良好匹配性;4) 性价比合理。

对一些受力构件,参与结构强度的部件应选择热处理的耐磨钢板以兼顾强度、韧性等。比如泥门的锥面钢板,既受到泥沙的冲刷磨蚀,又必须承受冲击及巨大的压力,考虑装载过程中受力状态不同,可选用兼具高强度和塑韧性的耐磨热处理板,如 HARDOX400 等。对吸排泥管线,可选用高铬耐磨钢板,如信铬钢 SA1750CR。弯管可采用高铬耐磨板卷管拼焊的虾节管,或者采用夹套高铬铸管。

另外,耐磨钢板后续的加工工序必须严格按照要求进行。因为焊接时热影响区的组织会发生变化,硬度也会波动,所以耐磨钢板在卷管及拼焊时都要严格按照施工工艺要求实施。对弯管可以采用其它工艺,如在普通碳钢弯管内壁采用自动堆焊,这样就能减少拼接焊缝且流道光滑。

设计中可综合考虑,采用降低泥浆流速,加大弯管的曲率半径及适当增加厚度等方法。通过合理选用耐磨材料,再辅以降低磨损的措施,就能达到减轻磨损的目的。

2.3 耐磨材料应用实例

欧洲疏浚巨头为了巩固其在疏浚业的地位,早在十几年前已在各自的挖泥船上大量采用碳化铬堆焊钢

(下转第 72 页)

船用大型铸钢件焊接裂缝及修复工艺研究

王 帆

(中国人民解放军 4805 工厂, 上海 200135)

摘要: 分析了船用大型铸钢件焊接中常见的几种焊缝裂纹及产生的原因。针对在复杂环境下焊缝区域产生的裂纹, 提出了行之有效的修复焊接工艺。

关键词: 船用铸钢件; 焊接裂纹; 修复焊接

中图分类号: U671.8

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 04-0063-04

Abstract: This paper analyzes several common types of weld cracks of large scale marine cast steel, as well as their causes; and proposes some effective techniques to repair the cracks formed around the welding region under complex environmental condition.

Key words: marine cast steel; weld crack; welding repair

0 引言

船体结构中的铸钢件一般具有较大的厚度和刚性, 且形状复杂, 常用于承受较大载荷的结构件, 如: 艏柱、艉柱、艉轴架及挂舵臂等, 这些铸件钢结构一旦由于焊接和热处理时产生裂纹缺陷时再修复往往比较困难。如何掌握正确的焊接原理, 采取行之有效的修理焊接工艺是确保质量的关键。

材料因受热的影响(但未溶化)而发生金相组织和力学性能变化的区域称之为热影响区。凡是通过局部加热, 实现金属连接的焊接方法, 不论是熔焊或固态焊接, 由于其加热的瞬时性和局部性使焊缝附近的母材都经受了一种特殊热循环的作用。其特点为升温速度快, 冷却速度快^[1]。例如在板厚为 20mm 的低碳钢上用 16kJ/cm 的热输入进行焊条电弧堆焊时, 由室温加热到峰值温度为 1100℃所需时间仅为 4s 左右, 冷却到 200℃仅需 1min 左右。焊接加热的另一特点为温度场分布极不均匀, 紧靠焊缝的高温区内接近于熔点, 远离焊缝的低温区内接近于室温, 而且峰值温度越高的部位, 加热速度越快, 冷却速度也越快。因此形成了一个组织和性能极不均匀的焊接热影响区, 使该部位的组织和性能变坏。

1 焊接裂纹种类和成因

对于船用大型铸钢件的焊接, 只要选择了合适的焊接材料和工艺, 可以采用手工电弧焊、二氧化碳气体保护焊等不同的方法。焊接过程所要解决的首要问题就是防止焊后裂纹的产生; 其次是在满足强度要求的同时, 提高焊缝金属及焊接热影响区的韧性, 使之满足材料和焊接规范的要求。

1.1 裂纹种类

焊缝的裂纹大体分为热裂纹和冷裂纹, 裂纹是大型铸钢件焊接接头中最为严重的缺欠, 其危害性极大。焊接接头中的裂纹不仅仅产生于焊接过程中的焊接裂纹, 还有在焊后热处理中产生的裂纹, 如消除应力处理时产生的裂纹是在对焊接接头再次加热到高温(通常在 500~700℃)时产生的, 可以称之为“再热裂纹”。另一类裂纹则是要经过一段时间才出现, 刚开始少量出现随着时间增长逐渐增多和扩展, 称之为“延迟裂纹”^[1]。

针对铸件对接在最为关键的施焊过程中容易产生的几种最常见冷裂纹有:

1) 焊趾裂纹: 起源于母材与焊缝交界处, 并有明显应力集中部位, 裂纹走向经常与焊道平行, 一般由

作者简介: 王 帆, 男, 助理工程师, 1984 年生。2005 年武汉水运工业学院船舶制造专业毕业, 现从事舰船制造和修理技术工作。

收稿日期: 2012-04-10

焊趾表面开始向母材深处扩展；

2) 焊道下裂纹：经常发生在淬硬倾向较大，含氢量较高的焊接热影响区，一般情况下裂纹走向与熔合线平行；

3) 根部裂纹：是延迟裂纹中比较常见的一种形态，主要发生在含氢量较高、预热温度不足的情况下，它与焊趾裂纹相似，起源于焊缝根部应力集中最大的部位^[2]。

1.2 冷裂纹形成原因

1) 铸钢件的化学成分对冷裂纹形成的影响：铸钢的淬硬倾向很大程度上取决于铸钢的化学成分，当钢淬硬倾向较大时，在快速冷却下就会出现片状马氏体，而且片内有平行状的孪晶，也称孪晶马氏体^[3]。它的硬度很高，性能很脆，很容易产生焊接冷裂纹。由于船用铸钢件为低碳钢，且添加了多种微量元素，使这类钢热影响区呈低碳马氏体和自回火马氏体，有较好的塑性和韧性。因此船用铸钢件添加合理的化学成分为其具有良好的焊接性提供了保证；

2) 氢和碳对冷裂纹形成的影响：冷裂纹均发生在“富氢地带”，可见，氢对冷裂纹有十分重要的影响。在焊接高温作用下有大量的氢溶解在熔池中，而在随后的冷却和凝固过程中，奥氏体相变为铁素体却引起氢的溶解度急剧降低。此时氢极力逸出，但因冷却速度很快，氢来不及逸出而保留在焊缝金属中，从而使此处氢处于过饱和状态。当氢的浓度足够高时，将产生根部裂纹或焊趾裂纹^[4]。一般情况下船用铸钢件的含氢量很低，所选用的焊材也均为低氢型，但由于外部因素如运输、储存、预处理等造成了氢的富集，如焊接材料中的水分，焊件坡口处的铁锈、油污以及环境湿度等都是焊缝中富氢的原因，另外往往坡口和清根用碳弧气刨开设，坡口处的碳迹必须打磨干净出白，以降低焊接处的碳当量。所以对焊接环境的控制如焊条的烘干、坡口的清洁等以对氢含量和碳含量进行严格的控制。这一点，对于几乎完全在露天作业的大型铸钢件焊接显得尤为重要；

3) 焊接工艺对冷裂纹形成的影响：对于重要的焊接结构，焊接线能量的控制特别严格。线能量过大，会引起热影响区过热使晶粒粗大，降低接头的抗裂性能；而线能量过小则会降低冷却时间，使热影响区淬硬，也不利于氢的逸出，增加冷裂倾向。因此，制定焊接工艺时应当合理选择焊接线能量，并在施工中严格控制，不能随意变动；

4) 预热温度与层间温度的控制对冷裂纹形成的影响：预热可以有效的防止冷裂纹。但预热温度并不是越高越好，预热温度选择过高，一方面恶化劳动条件，增加成本；另一方面局部过热产生附加应力，反而会加剧冷裂纹的产生，因此在铸钢件焊接前一般是对焊缝两侧各 100~200mm 范围采用履带式加热器进行预热，温度控制在 125~200℃。可采取电脑对预热温度进行控制，并可输出“温度~时间”曲线，从而对预热温度进行有效的控制。另外多层焊也会对冷裂纹产生影响，由于后焊层会对前焊层有消氢作用并能改善前层焊缝和热影响区的金相组织，较合适的层间温度为 150~250℃，其温度下限用以保证在多层焊中后道焊缝有基本的预热条件，其温度上限以避免出现热应力裂纹。在焊接过程中可通过补充加热或缓慢焊接来控制层间温度；

5) 焊后热处理对冷裂纹形成的影响：大型铸钢件在焊接完毕后应将焊缝区域用电加热设备加热到 400~500℃保温 2h，并覆以防火岩棉，然后使其缓慢冷却；

6) 拘束应力对冷裂纹形成的影响：当焊接产生的拘束应力增大到超过临界拘束应力时，就开始产生裂纹。焊接过程中的拘束应力主要有不均匀加热及冷却过程所产生的热应力金属相变时产生的组织应力，相对于相变时体积变化形成的应力，结构自身拘束所造成的应力更具破坏性。这种应力包括结构的刚度、焊缝位置、焊接顺序、构件的自重和负载，以及其他受热部位冷却过程中的收缩使焊接接头所承受的应力，不同的装配形式和焊接次序往往会产生截然不同的结果。

综上所述，在实际生产中应该通过充分的对比研究和理论分析，制订出一套合理的焊接工艺和监控措施才能防止大型铸件在焊接过程中产生缺欠。

2 焊接工艺和裂纹修补方法

针对海军某大型远洋拖船后艉轴支架 A 点为铸件对接产生缺欠区域，见图 1；缺欠现状为表面可见焊趾裂纹与经超声探伤后测得根部裂纹，需要对焊缝区域进行修复方可满足使用要求。

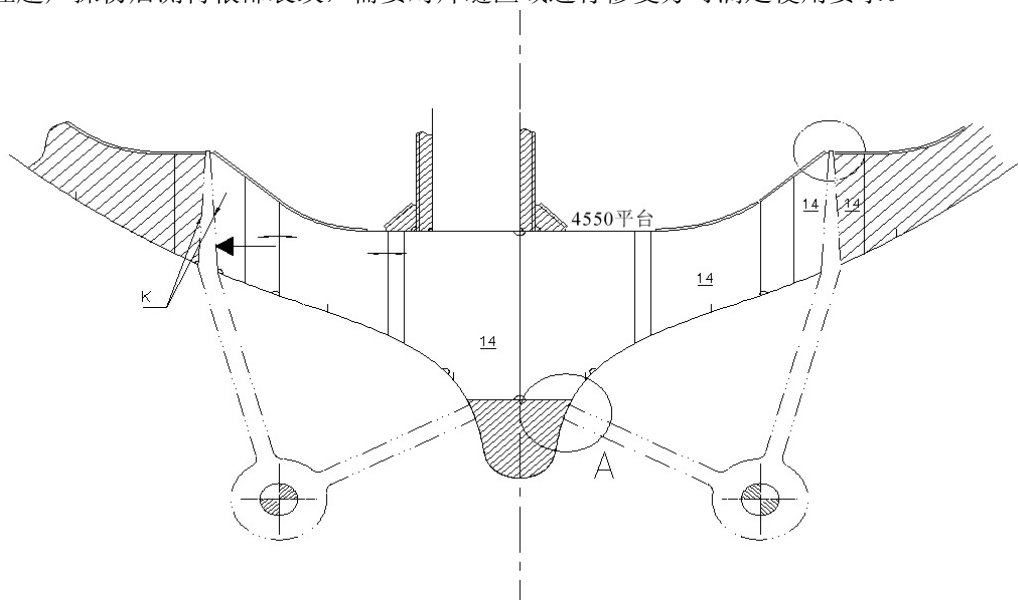


图 1 后艉轴支架焊接缺欠区域

2.1 现状分析

该铸件焊接为大型艉轴支架臂与支臂连接块的对接，铸钢材质为 ZG200-400C，该焊接区域的特点是支架厚度最宽处达 200mm，为长弧线型，焊接工作量大。支臂连接块作为整体构件臂厚，预热温度难以掌握，不宜采用传统的火焰式加热，因不易加热透。且施焊环境室外昼夜温差大和焊缝形式需长时间反面朝天仰焊，这些都对施工和焊接人员提出很高的要求。

2.2 修复方案

1) 先扣除反面所有焊缝，打磨出白把渗碳层磨光，着色检验，有裂纹处继续扣除，扣除厚度为铸件厚的 1/2，以坡口壁上无裂纹为主，见图 2；

2) 检验无裂纹后进行局部预热处理，预热范围为距焊缝中心 200mm 范围内和支臂连接块，预热温度 125~200℃，加热方式为电加热；

3) 焊接电流不易过大，采用手工电弧焊直流反接方式焊接，焊条采用低氢型 E5015 焊条，电流 90~160A，电压 24~30V；

4) 焊接时先从两边缘开始堆焊，堆焊厚度两边各不小于 10mm，堆到成形最佳的焊接坡口然后进行退火处理，后热温度为 400~500℃。用电加热控制冷却速度，使其缓慢冷却，见图 3；

5) 冷却后打磨出白堆焊部位，进行表面着色探伤检查，是否有裂纹，有裂纹立即进行修补，在无裂纹的情况下方可进行预热处理，温度达到后开始焊接。焊接过程中应避免“弧伤”，因其使铸钢件局部区域淬硬且应力集中，产生微裂纹。故在焊前两端装引弧板，每道焊缝引弧时交叉 50mm，焊接手法采用退焊法，焊接时严格控制层间温度在 150~250℃。焊接到下一层时要清除焊渣和缺欠，当连续焊接到 2/3 处，停止焊接进行后热，后热温度 400~500℃，缓慢冷却，见图 4；

6) 正面清根照反面做法，然后对坡口两侧及反面焊层进行着色检查有无裂纹，无裂纹即进行预热，步骤同 4)；

7) 当正面焊到 2/3 时，最后一道盖面正、反面同时焊接一次完成，到焊接结束为止，见图 5；

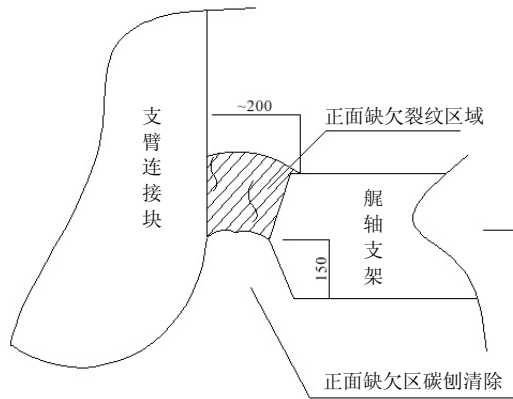


图2 扣除反面焊缝

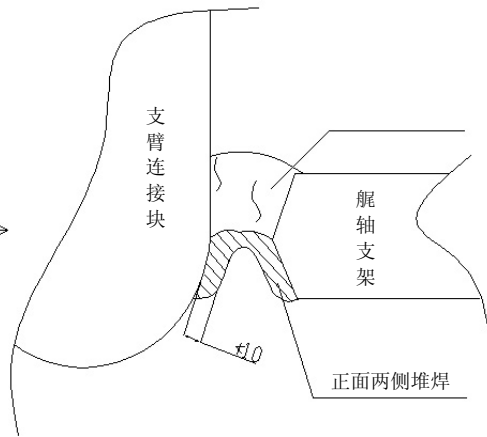


图3 两侧堆焊

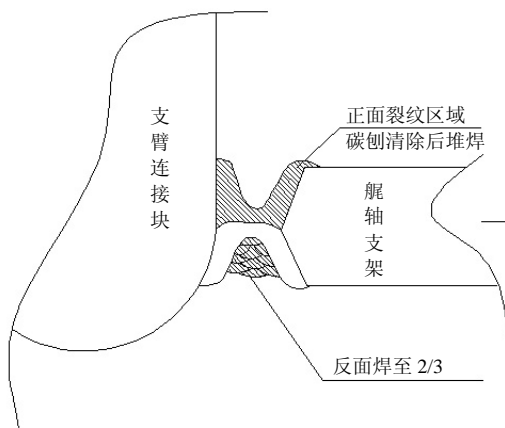


图4 正面碳刨清除堆焊

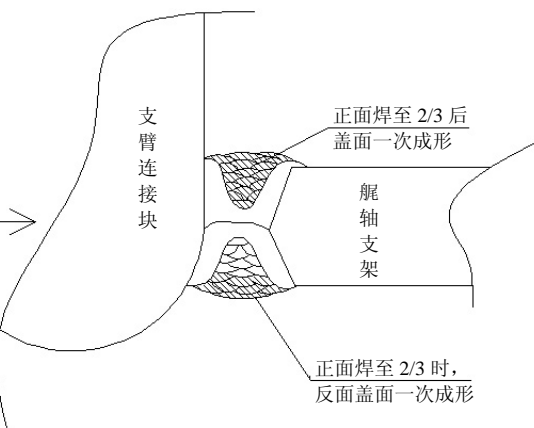


图5 焊至 2/3, 两面一次成形

8) 后热温度达到 $400\sim 500^{\circ}\text{C}$, 用电加热控制冷却速度, 使其缓慢冷却。

以上所有工序完成后对修复的焊缝区域进行外观成形检测和着色、超声波探伤检测。使修复质量完全符合材料使用要求和规范要求。

4 结语

总结该型远洋拖船的艏轴铸钢件焊缝裂纹成功修复的经验是, 为预防在大型铸钢件焊接过程中焊缝裂纹的产生, 应注意控制焊前预热温度, 保持焊时层间温度, 同时要因工况环境合理选用加热方式与焊接线能量、焊接参数以及严格执行后热处理工序。

【参 考 文 献】

- [1] 崔忠新. 金属学与热处理[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版. 1995.
- [2] 薛迪甘. 焊接概论[M]. 北京: 机械工业出版社出版. 1992.
- [3] 中国机械工程学会焊接学会. 新编金属材料使用手册[M]. 北京: 中国知识出版社出版. 2007.
- [4] 中国机械工程学会焊接学会. 焊接手册[M]. 北京: 机械工业出版社出版. 2007.

型钢设计自动化研究

费玉清, 陈丽华

(江南造船集团有限公司, 上海 201913)

摘要: 以型钢的精细化建模为基础, 以 HGG (荷兰相贯线设备有限公司) 型钢切割机流水线为依托, 分析了型钢设计与生产流程重复处理的原因与主要存在的问题及型钢模型与切割机的匹配性, 进一步理顺型钢生产设计流程, 由专业工序向复合工序转变, 实现型钢生产设计的自动化与集成, 充分发挥型钢切割机的功能, 开发出自动高效的出图方式。

关键词: 船用型钢; 型钢设计; 生产流程; 型钢切割控制

中图分类号: U671.2

文献标识码: A

文章编号: 2095-4069 (2012) 04-0067-06

Abstract: Based on the refined modeling of profile steels and relying on the HGG (Netherlands Intersecting Line Equipment Co., Ltd.) profile steel cutting machine assembly line, this paper analyzes the reason and major problems to cause the repeated treatment of profile steel between design and production processes, as well as the matching between the steel model and the cutting machine to further clarify the production process of profile steels and to transform from specialized working procedure to composite procedures, thus realizing the automation and integration of profile steel production design, to maximize the functions of the profile steel cutting machine and to develop highly-efficient automatic drawing schemes.

Key words: shipbuilding profile steel; profile steel design; production process; profile steel cutting control

0 引言

目前, 型钢生产设计的系统化与自动化切割是国内外各先进船厂的主要发展方向。目前国内的型钢生产设计图纸模式, 自动化水平与先进国家还存在较大差距。将型钢的设计流程与生产更紧密的结合, 提高设计效率与正确率是目前迫切需要解决的主要任务。本文以球扁钢, 不等边角钢及不等边不等厚角钢 3 种船体结构设计常用型钢为对象进行型钢建模的精细化研究; 型钢下料草图的自动出图研究; 型钢的自动套料与材料管理; 型钢切割机的指令控制研究。

1 研究情况和成果

根据型钢生产设计与切割流水线的生产要素, 对各设计要点进行归纳分类, 形成型钢精细化建模与型钢下料图的标准, 达到型钢设计的有效集成, 开发型钢下料图的自动出图程序。项目系统框架见图 1。

1.1 型钢建模的精细化研究

必须对型钢的整个设计流程中各个环节的要素进行分析, 才能将所有后续环节的要素在建模中完整体现。型钢建模的精细化研究包括型钢生产设计流程分析, 型钢设计与生产要素分析, 型钢建模的控制文件要求, 型钢建模特别注意事项等^[1]。

1.1.1 原有型钢生产设计流程

原有型钢设计的流程是分散在各个阶段, 信息的传递与后续设计的依托是纸质图纸, 各个阶段的联系通过

第一作者简介: 费玉清, 男, 工程师, 1979 年生。2003 年华东船舶工业学院计算机科学与技术专业, 现从事船舶设计软件的二次开发工作。

收稿日期: 2012-05-12

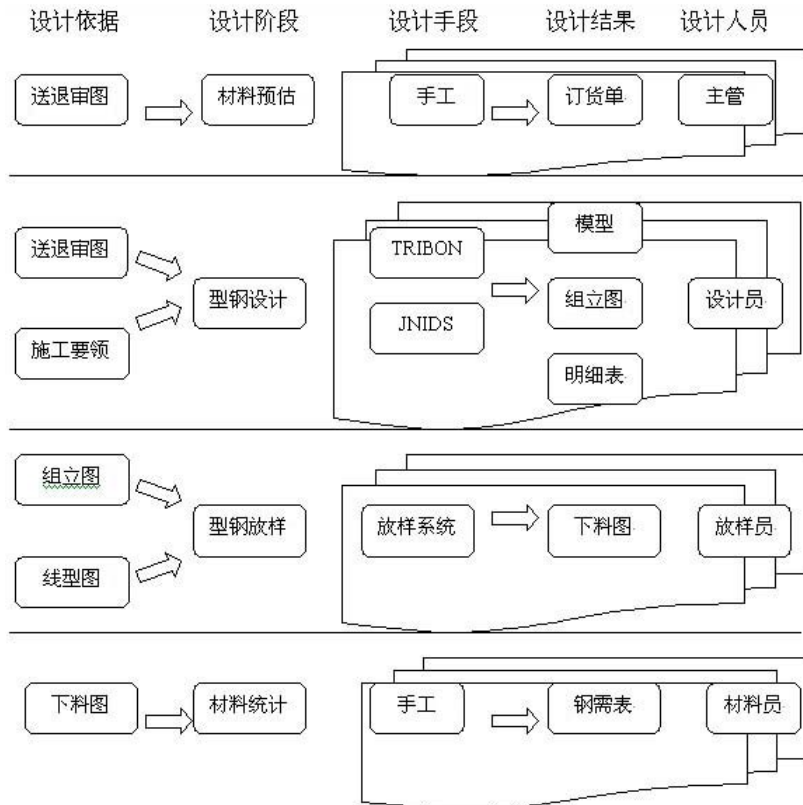


图2 原有型钢生产设计流程图

1.1.2 型钢生产设计要素分析

型钢设计与生产要素, 在设计的不同阶段, 每个环节要求都不一样, 但是可以进行整合, 前道工序的数据在后道工序中部分可以重复利用, 见图3。

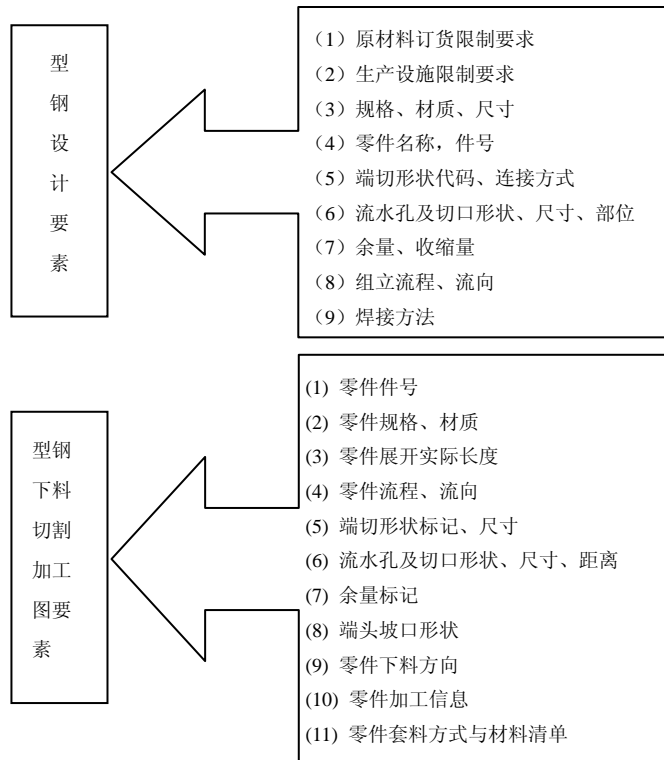


图3 型钢生产设计要素分析

1.2 型钢下料图的自动出图

型钢下料图的流程见图 4。

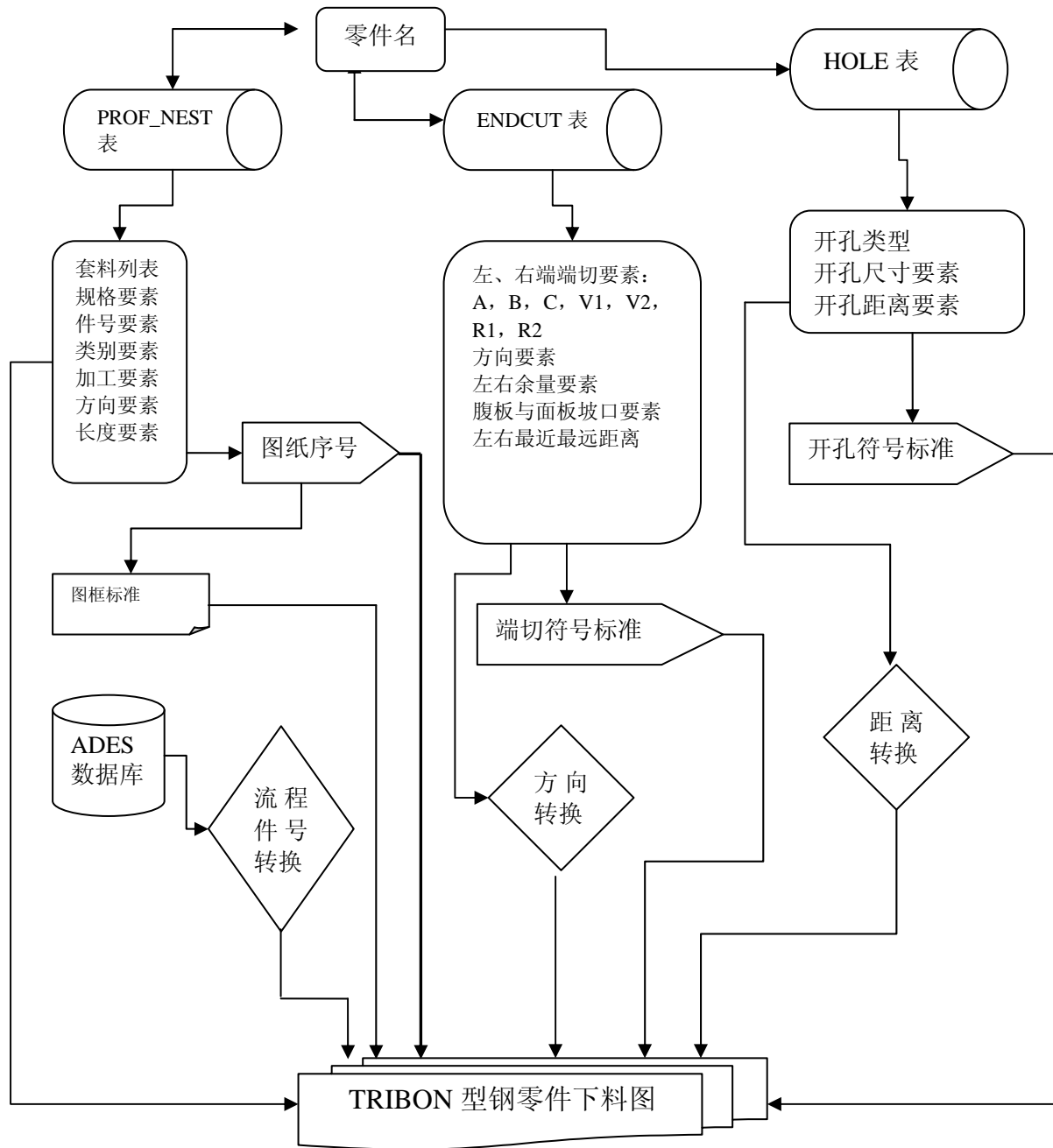


图 4 型钢下料流程

1.3 型钢的自动套料与材料管理

型钢的自动套料与材料管理分两个阶段，前期是进行型钢材料预估与生成订货清单，后阶段是根据订货清单进行自动套料并生成零件套料并明细与分段材料领用清单及余料说明^[2]。

在型钢材料预估中，按各类型材的结构设计要求、材料进口与国产采购要求、切割机设施要求等方面对型钢母材要素进行规范化，建立了基本型钢母材数据库。材料预估母材只能从母材数据库中选择，参照每次套料后的利用率来选取合适的母材规格，再按照字组进行母材规格合并，尽量压缩订货种类，重新套料后生成订货清单，见图 5。

214-pro_steel.xls														O		P		Q			
CLASS														分号		214		页码			
钢材汇总表(型钢)														图号		214H00C		工程号		H1000A-	
材料规格														重量 (kg)		零件加工名		零件规格			
NO.	DWG. NO.	材料编号	GRADE	种类	厚度		宽		长度	数量	重量 (kg)	零件加工名	零件规格								
					A	E	T1/T2														
1	1009214HCFY01	SF220X12X120A	A	220	X		12.0	X	12000	1											
2	1009214HCFY02	SF220X12X120A	A	220	X		12.0	X	12000	1											
3	1009214HCFY03	SF220X12X120A	A	220	X		12.0	X	12000	1											
4	1009214HCFY04	SF220X12X120A	A	220	X		12.0	X	12000	1											
5	1009214HCFY05	SF220X12X120A	A	220	X		12.0	X	12000	1											
6	1009214HCFY06	SF220X12X120A	A	220	X		12.0	X	12000	1											
7	1009214HCFY07	SF220X12X120A	A	220	X		12.0	X	12000	1											
8	1009214HCFY08	SF220X12X120A	A	220	X		12.0	X	12000	1											
9	1009214HCFY09	SF220X12X120A	A	220	X		12.0	X	12000	1											
10	1009214HCFY10	SF220X12X120A	A	220	X		12.0	X	12000	1											

图 5 型钢材料清单

1.4 型钢切割机的指令控制研究

PCL600 数控等离子型材自动切割机为由电脑控制和可编程的固定式切割机, 适合切割有角度剖面的型材。由于 PCL600 型钢切割机的指令实现在不同的船厂使用不同的方式。通过各类不同方法的研究分析以及与新模式出图方式的比较, 决定由设计部门直接生成套料后的型材下料图与套料后型钢切割指令文件, 这样图纸直观, 零件流程与流向清晰, 指令有明确的零件图与料对应, 材料管理不易出错, 且操作人员不用重新调整切割机的设置。

在切割指令实现的过程中, 经历了多次切割仿真测试与现场切割测试, 发现切割机的划线功能存在问题, 通过在程序中逐步过滤掉此类指令, 切割机才开始动作。在型钢坡口试割中, 发现腹板面板坡口按比例切割不能满足生产要求, 腹板与面板坡口实际切割状况与设计要求的偏差较大, 误差在 5°左右, 于是在指令中增加了面板坡口定义, 解决了此类问题。在切割测试过程中, HGG 公司通过修正切割核心指令与切割仿真软件, 逐步达到设计的要求。

PCL600 等离子型钢切割机现场切割测试如下:

- 1) 型钢坡口切割测试见图 6, 坡口在 20°±2°以内, 达到坡口切割标准;
- 2) 型钢端头削斜测试见图 7, 型钢端头冲势与长圆切角能正确切割, 与设计要求的相符;



图 6 型钢坡口切割测试



图 7 型钢端头削斜测试

3) 型钢开口尺寸测试见图 8, 过焊孔位置与开口尺寸偏差在 2mm 以内, 表面质量良好, 达到尺寸切割偏差标准与切割面质量标准;

4) 型钢球头削斜见图 9, 原型钢面板球头削斜无留根, 直接割到底, 与结构节点设计不符, 经过 HGG 公司的机器控制调整和切割指令修正约定, 对“S”符号端头的型钢结构节点, 型钢球头留根约定为 2 倍腹

板厚度, 球头削斜约定为 30° , 经现场切割测试, 切割情况良好, 能够达到结构节点设计要求与焊接要求。

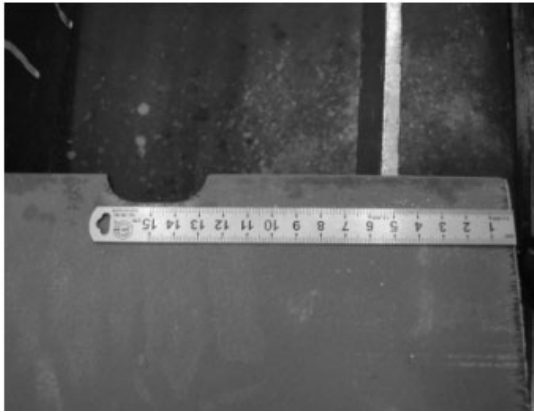


图 8 型钢开口尺寸测试

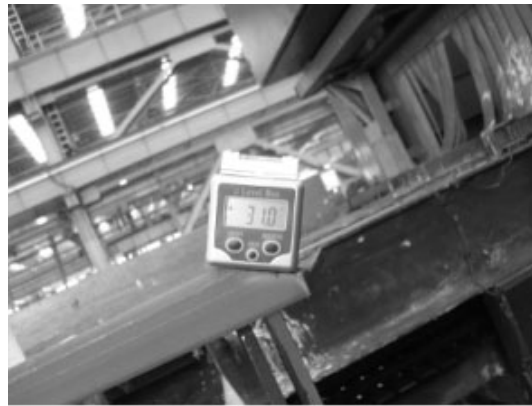


图 9 型钢球头削斜

2 结语

通过对型钢设计要素的分析, 得到各类信息存入数据库, 再由自动出图程序生成各种型钢下料图。型钢生产设计的一体化使组立图面表达信息完整性提高, 组立图纸与型钢下料草图, 型钢切割指令相互关联, 保证了生产设计中构件信息的一致性, 减少了错误发生的几率, 产品质量得到了提高, 为精度控制, 重量控制和订货提供了强有力的支持^[3]。

【参 考 文 献】

- [1] JNS01-012. 4-2011. 船用物资代码-船体[S].
- [2] JNS03-502. 1-2009. 钢材设计指南[S].
- [3] 黄正年, 钱 华. 造船数字化的关键应用研究[J]. 上海造船, 2010, (4): 67-73.

(上接第 62 页)

板作为疏浚管道。凡奥德公司和杨德努公司在 2007 年就与苏州优露公司合作, 在挖泥船的输泥管线上选用优露公司的 UP 耐磨板。目前国内疏浚行业采用耐磨材料信铬钢有: 上航“新海蛟”绞吸挖泥船的泥泵前后衬板; 上航“新海豚”绞吸船的吸口等; 广航的“万顷沙”弯管内衬; 天航“通程”轮的耙管的一段内衬及抽仓通道; 上航“新海虎 4”吸排泥直管, 而弯管采用夹套高铬铸管; 广航的 8527 型绞吸式挖泥船, 输泥管线大量采用 UP 耐磨板; 天航“通途”轮的耙管水下泵出口至弯头段内衬及抽仓通道; 上航“新海虎 5”吸排泥直管也全部使用信铬钢, 弯管采用夹套高铬铸管; 广航“浚海 5”耙吸挖泥船上大规模使用双金属离心铸造耐磨复合管; 广航“浚海 6”耙吸挖泥船上的吸排泥直管; 天航“通恒”、“通远”吸泥直管使用双金属离心铸造耐磨管、排泥直管采用碳化铬堆焊钢板。

3 结语

由于磨损所造成的经济损失十分惊人, 要实现最大化的利润, 就要正确选择和使用材料、降低磨耗、提高使用的可靠性从而获得较高的经济效益。挖泥船上过流部件的选材必须充分考虑疏浚介质的影响, 针对其磨损大的特点, 从材质的选用环节入手, 降低磨损以提高设备的耐用度。随着科学技术的进步将有更多的新技术、新材料、新工艺应用到挖泥船的疏浚设备中。

【参 考 文 献】

- [1] 黄雪平. 耐磨钢板及其应用[J]. 金属矿山, 2010, (1): 183-184.
- [2] 张宇斌, 秦 洁. 高强度耐磨钢板的生产现状及发展[J]. 世界钢铁, 2009, (6): 23-25.
- [3] 子 澍. 展望高铬铸铁的发展[J]. 铸造技术, 2008, (10): 1417-1420.
- [4] 何 实, 李家宇, 赵 昆. 我国堆焊技术发展历程回顾与展望[J]. 焊接与切割, 2009, (22): 25-26.

2012年《船舶与海洋工程》总目次

第一期(总第89期)

海洋工程

- “蛟龙”号载人潜水器关键技术研究与创新
 崔维成(1)
- 深水半潜式钻井平台的设计和建造研究
 陈刚, 吴晓源(9)
- 海洋工程装备关键技术和支撑技术分析 周国平(15)
- 深水浮式生产储油装置(FPSO)外输油浮筒系统研究
 童波(21)
- 功率管理系统在耙吸挖泥船中的应用 陈梦(26)
- 大型耙吸挖泥船泥舱结构横向强度校核方法分析
 刘强(34)
- 大型耙吸挖泥船装舱系统设计研究
 王振琅, 曾湛(38)
- 半潜式平台遭遇碰撞的结构响应分析
 胡永利, 林一, 谭美(46)
- 新型钻孔爆破船的桩腿式定位移位装置分析
 魏虎仁(54)
- 86m 挤密式砂桩船的研发设计
 陆洪度, 林玉璋, 郑鹏翔, 等(62)
- 大型回转起重船技术特点与发展研究
 钟文军, 刘菊娥, 王琮, 等(69)
- 满足冗余要求的起重铺管船冷却水系统设计
 张富明, 戴清(76)
- 2500t 起重船电站的设计研究
 刘波, 欧才杰, 倪国春(81)
- 3000t 铺管起重船铺管作业锚泊定位系统设计研究
 盛庆武(84)
- 大功率电动机起动对于中压电网瞬态电压降影响研究
 王鹏, 王敏(94)
- ### 信息与统计
- 2011年上海建造完工主要民用船舶主尺度要素表
 (99)
- 上海市船舶与海洋工程学会2011年学术交流论文
 题目/项目汇总 (104)

第二期(总第90期)

设计与研究

- 中小型LNG船C型独立液货舱载荷分析
 刘文华(1)
- 深水半潜式钻井平台码头抗台风系泊计算分析
 陈刚, 吴晓源(7)
- 21000dwt 多用途货船结构优化设计 王国水(12)
- 87000t 散货船结构强度直接计算
 郑欣彬, 张汇平(16)
- 客滚船开发与设计研究 张敏健(21)
- 艏龙骨结构设计及安装研究 甘水来(27)
- 浮船坞压载水舱容积的计算方法 谢礼福(32)
- 深水工程勘察船总体性能研究 桂满海(34)
- ### 轮机与辅机
- 船舶舱室环境下的动态热舒适研究
 金雅婷, 阚安康, 夏平, 等(37)
- 船舶中央冷却系统热平衡计算及程序仿真设计
 郑玄亮, 刘喜卫, 曾庆谦(42)
- ### 电气与自动化
- 12 缆物探船电力推进系统研究 张舒蓉(47)
- FCS 技术在海洋工程设备监控上的应用
 李杰, 薛旻, 陈亚杰, 等(53)
- ### 规范与标准
- SOLAS 2009 破损稳性衡准对客滚船设计影响分析
 周耀华, 张高峰, 章程(58)
- SOLAS 对双层底要求研究 陈晶晶(62)
- 强制性 EEDI 要求对 LNG 船适用性分析
 王慧芳, 温苗苗(67)
- ### 工艺与材料
- “大庆436”油船改装中的若干技术问题研究
 宋吉卫, 赵兵(71)
- 悬挂舵舵叶分体制造工艺研究
 时金宝, 李静龙(75)

第三期 (总第 91 期)

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, 娄宗瑞 (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)

第四期 (总第 92 期)

设计与研究

- 液化气运输船温度场分布研究及钢材匹配
..... 顾 俊, 王凡超 (1)
- 计算流体力学方法在船舶领域的实用性研究
..... 王 健, 李海涛 (6)
- 减轻船舶空船重量的全面优化设计 陆洪度 (12)
- 船用吊环优化设计研究 赵文裕, 王佳颖 (19)
- 专用引航员船总体设计研究
..... 韩永兴, 孙小江 (26)

轮机与辅机

- 船舶中央空调自动控制系统研究
..... 夏 平, 阚安康, 汤 伟, 等 (29)
- 滤器加紫外线压载水处理系统在多用途船上的应用
..... 潘韦枫, 杨 捷, 朱海波 (33)
- 船舶中央冷却系统节能优化设计研究
..... 周振星 (37)

电气与自动化

- 高压岸电在散货船上的应用研究
..... 王正甲, 谢立新, 万 芳 (41)
- 喷水推进自动化监控系统故障自诊断技术研究
..... 袁 木, 陈天平, 曹士杰 (46)

规范与标准

- 第二代完整稳性衡准的验证与改进研究
..... 李 晓, 朱永峨, 周耀华 (50)
- 新船能效设计指数主要参数影响分析
..... 李 路, 王慧芳 (54)

工艺与材料

- 疏浚系统耐磨材料的应用研究 林海波 (60)
- 船用大型铸钢件焊接裂缝及修复工艺研究
..... 王 帆 (63)

企业管理

- 型钢设计自动化研究 费玉清, 陈丽华 (67)

SHANGHAI SHIPBUILDING

2012 GENERAL CONTENTS

No.1 (Serial No.89)

OCEAN ENGINEERING

- Key Technologies and Self Innovation of "JIAOLONG" Manned Submersible CUI Wei-cheng (1)
- Study on the Design and Construction of Deepwater Semi-submersible Drilling Platform
..... CHEN Gang, WU Xiao-yuan (9)
- Key Technologies and Supporting Technologies of Offshore Engineering Equipment
..... ZHOU Guo-ping (15)
- Study on the Deepwater FPSO Offloading Buoy System TONG Bo (21)
- Application of Power Management System in Trailing Suction Hopper Dredger CHEN Meng (26)
- Analysis on the Structural Transverse Strength Check of the Mud Tank in Large Trailing Suction Dredger
..... LIU Qiang (34)
- Research on the Design of Large Trailing Suction Dredger Loading System
..... WANG Zhen-Liang, ZENG Zhan (38)
- Structural Response Analysis of Semi-submersible Platform Encountering Collision
..... HU Yong-li, LIN Yi, TAN Mei (46)
- Analysis of the Spud Leg Positioning/Moving Unit of the New Type Drilling and Blasting Vessel
..... WEI Hu-ren (54)
- Research and Design of a 86m Sand Compaction Pile Barge
..... LU Hong-du, LIN Yu-zhang, ZHENG Peng-xiang, etc. (62)
- Study on the Technical Features and Development of Large Revolving Crane Vesse
..... ZHONG Wen-jun, LIU Ju-e, WANG Cong, etc. (69)
- Cooling Water System Design of Crane/Pipe-laying Vessel Satisfying Redundancy Requirement
..... ZHANG Fu-ming, DAI Qing (76)
- Research on the 2500t Crane Vessel Power Station Design LIU Bo, OU Cai-jie, NI Guo-chun (81)
- Study on the Design of a 3000t Pipe-laying Crane Vessel Mooring Positioning System
..... SHENG Qing-wu (84)
- Research on the Influence of High Power Motor Start-up on Transient Voltage Drop of Medium Voltage
Power Grid WANG Peng, WANG Min (94)

No.2 (Serial No.90)

DESIGN AND RESEARCH

- Load Analysis of the C Type Independent Liquid Cargo Tank of Small and Medium Size LNG Carriers
..... LIU Wen-hua (1)
- Computational Analysis on the Deepwater Semi-submersible Drilling Platform Anti-Typhoon Dock Mooring
..... CHEN Gang, WU Xiao-yuan (7)
- Structure Design Optimization of a 21000 DWT Multi-purpose Cargo Ship WANG Guo-shui (12)
- Direct Structure Strength Calculation of a 87000t Bulk Carrier ZHENG Xin-bin, ZHANG Hui-ping (16)
- Study on the Development and Design of RoPax ZHANG Min-jian (21)
- Study on the Structural Design and Installation of Bilge Keel GAN Shui-lai (27)
- On the Calculation Scheme of Floating Dock Ballast Water Tank Capacity XIE Li-fu (32)
- Study on the General Performance of a Deepwater Engineering Survey Vessel GUI Man-hai (34)

POWER INSTALLATION AND AUXILIARIES

- Research on the Dynamic Thermal Comfort of Ship Cabin Environment
 JIN Ya-ting, KAN An-kang, XIA Ping, etc. (37)
- Heat Balance Computation and Numerical Simulation Design of Ship Central Air-conditioning System
 ZHENG Xuan-liang, LIU Xi-wei, ZEN Qing-qian (42)

ELECTRIC EQUIPMENT AND AUTOMATION

- Study on the Electrical Propulsion System of 12-streamer Seismic Vessel ZHANG Shu-rong (47)
- Application of FCS Technologies in Offshore Equipment Monitoring
 LI Jie, XUE Min, CHEN Ya-jie, etc. (53)

RULE AND STANDARD

- Analysis on the Influence of SOLAS 2009 Probabilistic Damage Stability Requirements on Ro-Ro Ship Design
 ZHOU Yao-hua, ZHANG Gao-feng, ZHANG Cheng (58)
- Study on the SOLAS Regulations on Double Bottom CHEN Jing-jing (62)
- Applicability Analysis of Mandatory EEDI Requirement on LNG Carriers
 WANG Hui-fang, WEN Miao-miao (67)

TECHNOLOGY AND MATERIAL

- Research on Several Technical Problems Concerning the Modification of Oil Tanker “DAQING 436”
 SONG Ji-wei, ZHAO Bing (71)
- Research on the Separate Manufacturing Technic of Spade Rudder Blade SHI Jin-bao, LI Jing-long (75)

No.3 (Serial No.91)**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)

No.4 (Serial No.92)**DESIGN AND RESEARCH**

- Study on the Temperature Distribution and Steel Selection of Liquefied Gas Carriers
..... GU Jun, WANG Fan-chao (1)
- Study on the Practicability of Computational Fluid Dynamics for Marine Applications
..... WANG Jian, LI Hai-tao (6)
- Overall Design Optimization for Reducing Ship Light Weight LU Hong-du (12)
- Study on the Design Optimization of Marine Lugs ZHAO Wen-yu, WANG Jia-ying (19)
- Study on the General Design of Special Purpose Pilot Boat HAN Yong-xing, SUN Xiao-jiang (26)

POWER INSTALLATION AND AUXILIARIES

- Study on the Automatic Control System of Marine Central Air-conditioning
..... XIA Ping, KAN An-kang, TANG Wei, etc. (29)
- Application of Filter Plus Ultraviolet Ray Ballast Water Treatment System on Multi-purpose Vessel
..... PAN Wei-feng, YANG Jie, ZHU Hai-bo (33)
- Research on the Design Optimization of Marine Central Air Conditioning System for Energy Saving
..... ZHOU Zhen-xing (37)

ELECTRIC EQUIPMENT AND AUTOMATION

- Study on the Application of High Voltage Shore Power to Bulk Carriers
..... WANG Zheng-jia, XIE Li-xin, WAN Fang (41)
- Study on the Fault Self-diagnosis Technology of Water Jet Propulsion Automatic Monitoring System
..... YUAN Mu, CHEN Tian-ping, CAO Shi-jie (46)

RULE AND STANDARD

- Study on the Verification and Improvement of Second Generation Intact Stability Criteria
..... LI Xiao, ZHU Yong-e, ZHOU Yao-hua (50)
- Analysis of Major Influencing Factors on Energy Efficiency Design Index of Newbuildings
..... LI Lu, WANG Hui-fang (54)

TECHNOLOGY AND MATERIAL

- Study on the Application of Wear Resistant Material in Dredging Systems LIN Hai-bo (60)
- Study on the Weld Crack of Large Scale Marine Cast Steel and its Repair Techniques WANG Fan (63)

BUSINESS MANAGEMENT

- Study on the Profile Steel Design Automation FEI Yu-qing, CHEN Li-hua (67)

《船舶与海洋工程》征订、征稿启事

由上海市船舶与海洋工程学会主办的《船舶与海洋工程》(原《上海造船》)是一份公开发行的面向船舶与海洋工程领域的科技类专业学术期刊(刊号 $\frac{\text{ISSN } 2095-4069}{\text{CN31-2076/U}}$),自 1985 年创刊以来,在促进船舶科研发展和推动造船技术进步等方面发挥了积极作用。

《船舶与海洋工程》已入选万方数据数字化期刊群、中国核心期刊(遴选)数据库、CNKI 中国期刊全文数据库、中国学术期刊综合评价数据库和中文科技期刊数据库。获中国船舶系统优秀期刊二等奖。

征订

《船舶与海洋工程》为季刊,自 2010 年起,定价全年 48.00 元,邮费 8.00 元,共计 56.00 元。可通过邮局或银行汇款,并务必告之收件人姓名,地址,邮编,份数及联系电话。

编辑部地址:上海市市长乐路 390 号 邮编:200020

银行帐号:上海市船舶与海洋工程学会

1001251109014469229

工商银行淮海中路第一支行

征稿

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; | 7. 材料与工艺; |
| 2. 流体力学与结构力学; | 8. 海工装备; |
| 3. 动力装置; | 9. 修船技术; |
| 4. 电气; | 10. 标准与规范; |
| 5. 辅机; | 11. 信息技术; |
| 6. 自动化; | 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 电话: 021-62715814 021-62560122 传真: 021-62560122

网址: www.shzcxk.cn

《船舶与海洋工程》编辑部

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

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



UBM



(国内执行单位：上海新东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4期(总第92期)

2012年12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

ISSN 2095 - 4069
CN 31 - 2076/U

定价: 12.00元