

某船双机并车主推进系统集成设计研究

周庆波, 谭 琨, 邱爱华, 赵同宾, 郭丰泽, 曾宪友

(七一—研究所, 上海 200090)

摘 要: 根据某船主推进系统集成项目, 从主推进系统设计、主推进系统计算校核和主推进控制系统设计三个方面论述主推进系统, 尤其是双机并车主推进系统的集成设计。设计结果显示, 所设计的主推进系统满足设计要求, 目前该主推进系统已进入安装调试阶段。该船主推进集成设计方法可为其他船舶, 特别是双机并车船舶主推进系统集成设计提供借鉴和参考。

关键词: 双机并车; 主推进系统; 控制系统; 集成设计

中图分类号: U664.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2014)06-0026-04

Research on Integrated Design of Paralleled Twin-engine Propulsion System

Zhou Qingbo, Tan Kun, Qiu Aihua, Zhao Tongbin, Guo Fengze, Zeng Xianyou

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 200090)

Abstract: Based on the general requirements on the integrated design of a ship's main propulsion system, it is expounded from the three aspects of equipments selection and design, the associated checking calculations, and its controlling system design, especially the integrated design of the paralleled twin-engine propulsion system. The results show that the main propulsion system satisfies the design requirements, and has been at the stage of installation and debugging. The design method could offer references for the design of paralleled twin-engine propulsion system.

Keywords: paralleled twin-engine; main propulsion system; control system; integrated design

0 引 言

随着船舶工况的多样化和自动化水平的提高, 船舶动力系统越来越复杂, 国外如 MAN 和 Wartsila 等公司早已实现对主推进系统进行集成设计、整体供货和联合调试, 从而达到整个主推进系统的良好匹配。国内一些科研院所和设备制造厂也逐步开展了船舶主推进系统集成工作。

本文根据某船主推进系统集成项目, 从主推进系统设计、主推进系统计算校核和主推进控制系统设计三个方面进行论述, 尤其关注双机并车主推进系统集成设计的一般流程和设计方法。

1 主推进系统集成设计

该船主推进系统采用双机并车带单桨和一个 PTO 轴带发电机, 桨为可调距螺旋桨, 无冰区加强, 艏管为油润滑型式。船舶最大航速工况为双机 100% MCR, 要求航速大于 20 节; 巡航工况为单机 90% MCR 并带轴发, 要求航速约 16 节。船舶具有单机运行, 双机运行等模式, 并可带轴发运行, 双机运行时两机负荷均匀^[1]。

船舶主推进系统设计包括主机、齿轮箱、高弹、轴发和桨毂选型; 轴系和艏管设计; 以及各设备间的接口设计, 并完成主推进系统布置图。

1.1 设备选型

(1) 主推进柴油机选型

按照主推进系统任务书中对主机功率、转速、尺寸、重量、油耗等要求以及船东的倾向性, 最终确定 MAN 8L27/38 柴油机作为该船的主机。该型柴油机功率为 2 720 kW, 转速为 800 (r·min⁻¹)。

(2) 并车齿轮箱选型

根据主机转速、螺旋桨转速和轴带发电机转速, 确定齿轮箱的主输出减速比为 3.697 6 : 1, PTO 输出升速比为 1 : 1.875。由于船体布置要求齿轮箱偏心距尽量小, 但 MAN 8L27/38 型柴油机双机并排布置满足拆卸空间要求的最小间距为 2 500 mm^[2], 故最终确定输入与输出偏心距为 1 250 mm; 齿轮箱最大推力为 750 kN, 满足螺旋桨最大推力要求。最终确定选用 GVW1250P1 型并车齿轮箱。

(3) 高弹性联轴器选型

根据主机额定功率、转速和轴带发电机额定功率、转速, 分别计算得到主高弹额定扭矩约 32.5 (kN·m), 轴发高弹额定扭矩约 3.2 (kN·m), 考虑 1.3 ~ 1.5 的安全系数, 初步选定主高弹型号为 LS3120, 轴发高弹型号为 LC3410。高弹性联轴器型号须在得到主推进各设备转动惯量后, 经轴系扭振计算校核并通过船级社认可后, 最终确定。

(4) 轴带发电机选型

依据船舶电站需求, 需电压 400 V、频率 50 Hz、功率 500 kW 的轴带发电机一台; 轴带发电机的防护等级为 IP23。最终确定选用 1FC2-451 型轴带发电机。

(5) 可调桨桨毂选型

本型船可调桨采用配油器在齿轮箱前端, 调距油缸在桨毂内, 中空轴内置双油管的型式。依据承受载荷及可调桨厂家桨毂系列进行选型, 确定桨毂直径为 1 020 mm。

1.2 轴系及艧管设计

本船轴系分为两根中间轴和一根艧轴。长度分别为 5 359 mm, 5 300 mm 和 7 095 mm。轴系直径应满足不小于按公式(1)的计算值^[3]:

$$d = FC \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_e} \left(\frac{560}{R_m + 160} \right)} \quad (1)$$

其中: N_e 为轴传递的额定功率, 5 440 kW; n_e 为轴的额定转速, 217 (r·min⁻¹); R_m 为轴材料的抗拉强度, 560 MPa; d_0 为轴内孔径, 120 mm; F 为推进装置型式系数, 本船为柴油机推进, 推进装置型式系数为 100; C 为轴的特性系数, 本船后、前艧轴承处艧轴和中间轴的特性系数分别为 1.22、

1.15 和 1; 计算出的后、前艧轴承处艧轴和中间轴直径分别为 328 mm、310 mm 和 269 mm。由于轴内孔径与中间轴计算直径之比大于 0.4, 故中间轴直径还须按公式(2)修正。

$$d_a = d \sqrt[3]{\frac{1}{1 - \left(\frac{d_0}{d_a}\right)^4}} \quad (2)$$

经过修正后的中间轴直径为 272 mm。考虑一定余量, 实际后、前艧轴承处艧轴和中间轴直径分别为 400 mm、350 mm 和 300 mm。

艧管总长约 4 m, 采用整体式油润滑艧管, 便于船厂安装。艧管结构如图 1 所示, 轴承预装温度传感器, 压入轴承座内, 两轴承座通过钢管焊接成整体, 艧管内布置温度传感器导管和艧轴密封油管, 整体艧管通过浇筑环氧树脂与船体固定安装。

艧管润滑系统, 包括一个 5 L 艧密封油柜, 一个艧密封和艧管共用的 80 L 重力油柜。重力油柜保证艧管内油压略高于外部水压, 考虑到油水密度差, 艧管重力油柜相对螺旋桨的安装高度应为 1.3 ~ 1.4 倍螺旋桨浸深。艧密封油柜相对艧密封上外缘安装高度为 0.3 ~ 0.6 m。

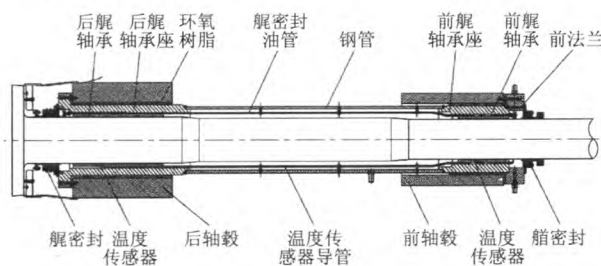


图1 整体式油润滑艧管图

1.3 机械接口设计及布置图

主推进系统设备间相互关联, 机械接口众多, 须仔细核对, 确保接口相匹配。轴发高弹与轴带发电机轴采用轴套过盈配合连接, 确保接合的牢靠。轴系间及轴系与齿轮箱输出轴采用绞配螺柱连接, 确保扭矩传递的可靠。可调桨配油器与齿轮箱输出轴前端采用轴孔间隙配合, 确保相对运动。其余接口采用高强度螺栓连接。

将柴油机、齿轮箱、轴带发电机、轴系和可调桨等设备依次连接, 并确认各设备间接口和相对位置准确。由于柴油机和齿轮箱的油底壳与船舶双层底干涉, 故将柴油机和齿轮箱抬高, 相应轴系产生约 3° 的倾角。主推进系统布置图如图 2 所示。

2 主推进系统计算校核

主推进系统计算校核是在主推进系统设计完成

后,对主推进系统能否满足性能及可靠性要求而进行的校核。主要包括航速预报,以校核航速是否满足设计要求;轴系扭振计算校核,确保柴油机正常工作转速范围内扭矩不超许用值;轴系校中和回旋振动计算,校核轴承负荷以及轴系回旋共振转速是否满足设计要求。

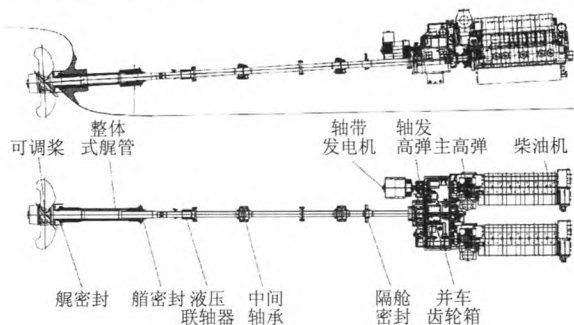


图 2 主推进系统布置图(侧视图和俯视图)

2.1 航速预报

根据设计吃水状态下的实船有效功率曲线和自航因子,齿轮箱效率 0.98,轴系效率 0.97,预报不同螺距比对应的螺旋桨转速和螺旋桨收到功率曲线,结果见图 3 所示^[4]。

双机 100% MCR、无轴发情况下螺旋桨收到功率 $P_D=5\,171.26\text{ kW}$,螺旋桨转速 $N=217.30\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$,对应此时实船能够达到的最大航速 $V_s=20.44\text{ kn}$,螺旋桨敞水效率 0.635,对应螺距比 $(P/D)_{0.7R}=1.025$,此螺距比称为设计螺距比。

单机 90% MCR、带 500 kW 轴发运行时,螺旋桨收到功率 $P_D=1\,851.77\text{ kW}$,螺旋桨转速 $N=216.78\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$,对应螺距比 $(P/D)_{0.7R}=0.67$,此时实船能够达到的航速 $V_s=15.87\text{ kn}$,满足设计要求。

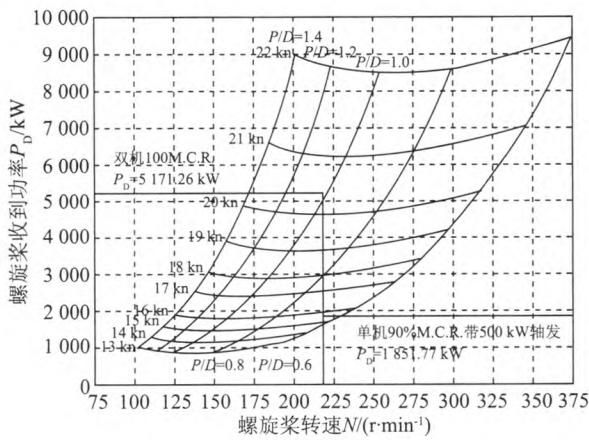


图 3 不同螺距比下转速和功率实船预报

2.2 轴系扭振计算校核

本船使用工况较多,有双机(带/不带)轴发(满/零)螺距工况,(左/右)机(带/不带)轴发(巡

航/零)螺距,单机脱排工况,共 13 种工况。须对全部工况正常发火和一缸熄火状态下的自由振动、强迫振动进行计算。

经对以上 13 种工况计算表明,在正常发火情况和一缸熄火故障情况下,柴油机工作转速范围内,柴油机曲轴、中间轴、螺旋桨轴和发电机轴等轴段扭振应力均未超过许用值,高弹性联轴器的振动转矩和齿轮箱齿轮处的振动转矩未超过允许值,发电机转子的电角及惯性力矩也未超过许用值,可实现无禁区运行。

2.3 轴系校中和回旋振动计算校核

船舶轴系校中的好坏,直接关系到轴系能否长期正常地运转。本船采用合理校中,保证轴系各轴段的应力及轴承上的载荷均处在合理的范围之内。计算得到:环境温度为 20℃ 下,轴系法兰间的偏移(SAG)和曲折(GAP)如表 1 所示。

表 1 法兰的偏移和曲折值

单位: mm

法兰位置	偏移 SAG	曲折 GAP	左面曲折	右面曲折
8 249.0	-0.421 1	0.676 9	0.434 0	0.242 9
13 549.0	0.313 9	0.194 8	0.051 1	0.143 7
18 908.0	0.638 1	0.030 5	0.029 2	0.001 4

对于轴系回旋振动,船级社规定叶片次正回旋共振转速不应在 0.85~1.0 倍额定转速范围内出现,1 次正回旋共振转速应大于额定转速 20% 以上。本船设计工况下轴系回旋振动频率如表 2 所示,满足船级社要求。

表 2 设计工况回旋振动频率

项目	固有频率/(r·min ⁻¹)	共振转速/(r·min ⁻¹)
1 次正回旋	1 468.31	1 468.31
1 次逆回旋	1 048.11	1 048.11
叶片次正回旋	12 581.21	251.64
叶片次逆回旋	1 177.04	235.41

3 主推进控制系统设计

3.1 控制系统总体设计

本船主推进控制系统设置机舱、集控室和驾控室三个控制站。每个控制站均可操控,通过设置连锁机构,确保只能在一个控制站进行有效控制。控制站的控制权可以方便地转换,优先级为:机舱优先于集控室,集控室优先于驾控室。本船具有恒速调距模式(PTO 模式)、联合控制模式、分控模式和应急模式四种运行模式。在联控模式下,可通过操纵手柄实现对单/两台柴油机转速和螺旋桨螺距

的联合控制，实现机桨的最佳匹配。

3.2 主推进控制系统安保设计

本船主机安保为 MAN 公司 AT2000 系统，该系统具备主机滑油压力低、超速、曲轴箱油雾浓度高等自动停车保护功能。

当主机负荷超过 100% 时，遥控系统控制螺距减小到主机负荷小于 100%。当柴油机故障要求减负荷时，遥控系统接收主机故障降负荷信号，螺距减小直到主机负荷小于 60%。当主机故障要求停车时，遥控系统接收主机故障停车信号，如此时为单主机运行，则螺距回零，离合器脱排；如为双机并车运行，则螺距减小直到主机负荷小于 60%，故障停车，主机离合器脱排。

在驾驶室和集控室的控制面板上设有开环式备用控制手柄，在主控制失效的情况下，切换至备用控制模式，此时主机转速恒定；同时，机旁控制箱配置螺距调节旋钮，直接控制电磁阀改变螺距。整个控制系统失效情况下，可以通过对液压单元上的比例电磁阀进行手动操作（摆杆），手动调节螺距。控制系统和液压同时失效的情况下，通过手摇泵设定并保持螺距，将可调桨转换成定距桨。

3.3 双机并车设计

本船调速器选用 Woodward 723 系列调速器，型号为 8020-423。该款调速器专门用于双机并车系统，具备转速控制、负载分配和离合器接脱排控制逻辑判断功能。其配置系统图见图 4 所示^[5]。

当两台柴油机单独运转时，两台调速器分别控制两台柴油机；主机须要离合器合排时，调速器根据是否有主机已接排，控制主机转速降至怠速或控制两台主机转速同步，然后给出接排允许信号。当两台柴油机并车时，首先接排的调速器作为主调速器，控制两台主机实现负载分配。主调速器对主机进行转速控制，同时给定从机的油门位置。该调速器可在并车过程中按一定的比例给定两台柴油机的油门位置，这样就可以根据需要分配两台柴油机的负荷，并且保证两台柴油机的转速相同。当两台柴油机并车运行一台柴油机需要脱排时，控制转速的调速器首先进行负荷转移，当完成负荷转移后，给出离合器脱排允许信号，离合器脱排后，就由两台

调速器分别控制两台柴油机。

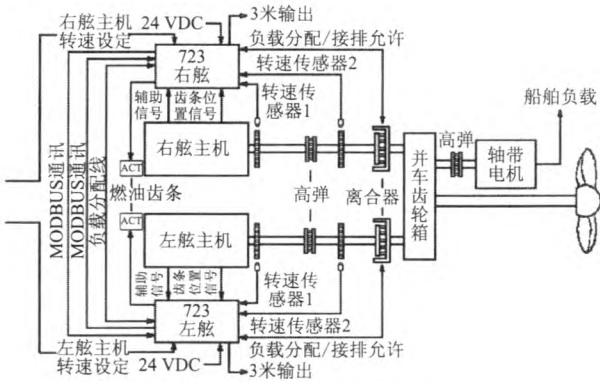


图 4 723 调速器负载分配系统

单机+PTO 工况下进行双机并车时，因须低速并车，轴发先负载转移再脱开轴发主开关，此后才能降速并车，故在向 723 调速器发送并车请求时须确保轴发主开关处于分闸状态。

4 结 论

本文针对某船主推进系统集成设计做了探讨和总结，根据设计输入，进行主推进系统选型和设计，完成主推进系统布置图；并经过航速预报、轴系扭振、轴系校中和回旋振动等计算校核，以及主推进控制系统设计，保证了主推进系统满足设计要求。目前该主推进系统已陆续交付船厂 10 余套，并已进入安装调试阶段。该船主推进集成设计方法可为其他船舶，特别是双机并车船舶主推进系统集成设计提供借鉴和参考。

参考文献

[1] 中国船舶及海洋工程设计研究院. 某船动力装置设计要求[R]. 2012.

[2] MAN Diesel & Turbo . L27/38-VBS Project Guide[R]. 2012.

[3] 中国船级社. 钢制海船入级规范 2012[M]. 北京: 人民交通出版社, 2012.

[4] 中国船舶科学研究中心. 某船航速计算报告[R]. 2013.

[5] Woodward . 723 PLUS Digital Marine Control Manual 02881 (Revision C) [R]. 1999.