

船舶主推进系统机桨匹配设计工况的优化选择

詹志刚 喻 英

摘 要 将航行工况和机桨匹配同时考虑,建立了船舶主推进系统机桨匹配设计工况的优化选择模型,分析了其不同的应用情况,并应用于实船修理中,取得了明显的效益。

关键词 工况 螺旋桨 优选法

机桨匹配设计一般是指选择适当型号的某种主机和一定要素的螺旋桨,使船舶主推进系统的经济性、可靠性和使用寿命等指标达到最优,实际上这是在船舶航行工况(即船舶阻力 R 和航速 V_S 间的关系特性)确定的前提下进行的。对于多工况船舶,选择适当的航行工况作为机桨匹配的设计工况,本身也是一个课题。因船舶航行工况选择不当,或因实际的航行工况发生了变化,导致船机桨系统不匹配,影响系统的经济性和可靠性,这样的例子并不少见。本文将设计工况、螺旋桨和主机作为一个整体,在设计螺旋桨时把“航行工况”作为一个变量考虑,由此得到了设计工况的优化选择模型。下面就进行探讨。

1 优化模型

以获得最高的平均螺旋桨效率作为选择设计工况的目标。

$$\text{待求参数 } X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} i \\ D \\ H/D \\ A_E/A_O \\ n_p \end{bmatrix}$$

式中: i ——航行工况(即一定的 $R-V_S$ 曲线);

D ——桨径;

H/D ——螺距比;

A_E/A_O ——盘面比;

n_p ——桨的转速。

在考虑各工况下的螺旋桨敞水效率的同时,还

应考虑其工作时间。不失一般性,设船舶共有 n 个航行工况,以其中的第 i 个工况作为桨的设计工况,各工况下的效率分别为 η_{i1} 、 η_{i2} 、 η_{i3} 、...、 η_{in} ,对应的工作时间分别为 t_{i1} 、 t_{i2} 、 t_{i3} 、...、 t_{in} 。

$$\text{总工作时间为: } t_i = \sum_{j=1}^n t_{ij}$$

以第 i 个工况作为桨设计工况时的平均桨效率为:

$$\eta_{im} = (\eta_{i1} \cdot t_{i1} + \eta_{i2} \cdot t_{i2} + \eta_{i3} \cdot t_{i3} + \dots + \eta_{in} \cdot t_{in}) / t_i$$

$$= \sum_{j=1}^n \eta_{ij} \cdot t_{ij} / t_i \quad (1)$$

于是有:

$$\eta_{opm} = \max_i \eta_{im} = \sum_{j=1}^n \eta_{ij} \cdot t_{ij} / t_i \quad (2)$$

约束条件为:

$$\begin{cases} R = (1 - t) \cdot K_T \cdot \rho \cdot n_p^2 \cdot D^4 \\ c - c_0 \\ D_{\max} - D = 0 \\ (H/D)_{\max} - (H/D) = 0 \\ (A_E/A_O)_{\max} - (A_E/A_O) = 0 \\ n_p - (n_p)_{\min} = 0 \end{cases}$$

式中: t ——推力减额;

K_T ——桨的推力系数;

ρ ——水的密度;

c ——Burrill 商船空泡限界线上的值;

c_0 ——平均推力系数;

D_{\max} 、 $(H/D)_{\max}$ 、 $(A_E/A_O)_{\max}$ 、 $(n_p)_{\min}$ ——分

别为 D 、 H/D 、 A_E/A_O 、 n_p 的最大值或最小值。

(2) 式表示以最大的平均螺旋桨效率作为选择设计工况的目标函数。

如果以完成一个工作循环主推进装置耗油率 B 最低作为选择设计工况的依据, n 个工况所对应的主机功率和耗油率分别为: N_{ei1} 、 N_{ei2} 、 N_{ei3} 、...、 N_{ein} 及 g_{ei1} 、 g_{ei2} 、 g_{ei3} 、...、 g_{ein} 。那么就有:

作者介绍:詹志刚现工作于武汉理工大学动力与环境学院动力装置系,讲师;喻英现工作于湖北船厂技术科,工程师。

收稿日期:2000 - 04 - 12

$$B_i = N_{ei1} \cdot g_{ei1} \cdot t_{i1} + N_{ei2} \cdot g_{ei2} \cdot t_{i2} + N_{ei3} \cdot g_{ei3} \cdot t_{i3} + \dots + N_{ein} \cdot g_{ein} \cdot t_{in} = \sum_{j=1}^n N_{eij} \cdot g_{eij} \cdot t_{ij} \quad (3)$$

$$\text{又 } N_{eij} = EHP_{ij} / (c \cdot r \cdot h \cdot ij) \quad (4)$$

式中: EHP_{ij} ——船体有效功率;

c ——轴系效率;

r ——相对旋转效率;

h ——船身效率。

$$\text{所以 } B_i = \sum_{j=1}^n EHP_{ij} \cdot g_{eij} \cdot t_{ij} / (c \cdot r \cdot h \cdot ij) \quad (5)$$

耗油量最低的目标函数为:

$$\min_{i(1 \sim n)} B_i = \sum_{j=1}^n EHP_{ij} \cdot g_{eij} \cdot t_{ij} / (c \cdot r \cdot h \cdot ij) \quad (6)$$

约束条件和(2)式大致相同。

以(6)作为选择船机桨设计工况的依据,将使整个航行时间的耗油量最低。

航行工况的选择,必须同时考虑船舶的种类、航区和主机的工作状况等因素。

2 应用实例

长江某轮船公司推船队中有 1/4 船舶航行于荻港和马鞍山航线,每条推船有两台 6135CaB 柴油机作主机,减速齿轮箱速比为 2.814,推动 4 艘 300t 的驳船,运载量 1 400t,上水空载,下水满载,功率利用系数 7.89t/kW,运距 97km,货物流向稳定,空载和重载航行时间比为 16 9。经测试,该船队满载、空载、自航工况下轴功率和螺旋桨转速的关系如图 1 所示。图 1 中:AD ——允许长期工作的最高转速限制线;BC ——允许长期工作的最低转速限制线;CD ——允许长期工作的最低负荷限制线;AB ——允许长期工作的最高负荷限制线。

1[#]、2[#]、3[#] 线分别是满载、空载和自航时实测的轴功率和转速间的关系曲线。

几个关键工况点的运行参数很容易得到,如表 1 所示。

表 1 不同工况的运行参数

工况	螺旋桨转速(r/min)	主机功率(kW)
满载	420	68
空载	445	72
自航	495	80
(主机)额定工况	533	90

由表 1 可见,不论满载、空载或是自航,当主机转速达到额定速度 1 500r/min 时,都将超负荷运转,这就意味着此船的船机桨匹配是不当的。主机

要么超负荷运转,要么其功率不能完全发挥出来,这是由设计产生的问题。

对于这样现存的船舶,船型和主机是不可能改变的,所以螺旋桨的优化设计就成为调整船机桨匹配关系的关键。这些推船几乎只有两种航行工况:满载和空载,其航线和货物流向是稳定不变的。

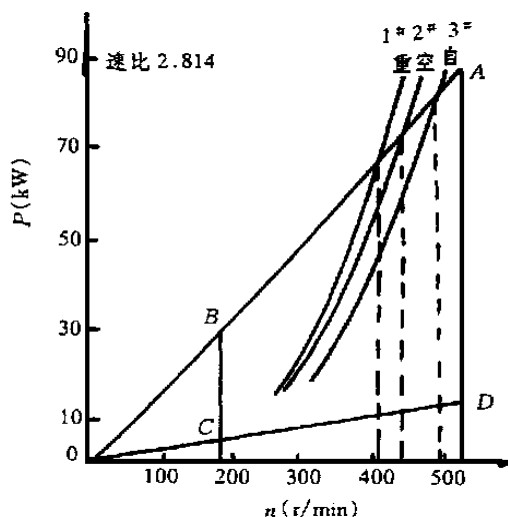


图 1 147kW 推船 + 4 驳船队原机桨匹配图

3.1 螺旋桨的优化设计

按公式(2),在满载和空载两种工况下进行计算,螺旋桨优化设计的结果如表 2 所示。由表 2 可见,以空载工况设计螺旋桨,平均桨效最高。

表 2 螺旋桨在不同工况下的优化参数

工况	原螺旋桨	按空载优化	按满载优化
桨型	B4	B4	B4
直径(m)	0.9	0.92	0.92
A_e/A_o	0.7	0.5	0.5
H/D	1.01	0.73	0.703
η_{p1} (满载)	0.307	0.330	0.322
η_{p2} (空载)	0.380	0.404	0.400
η_{pm} (平均)	0.347	0.37	0.364

3.2 经济性分析

两种工况下设计的螺旋桨的经济性比较如表 3 所示。

表 3 不同工况下的经济性比较

工况	空载	满载	备注
航行时间	16	9	$t_1 t_2 = 16 9$
η_{pm} 增加(%)	6.7	5.3	
收益(元/年)	19 899	15 741	燃油总费用/年 = 165t/年 (1 800 元/t)
投资	~ 10 000	~ 10 000	

表 3 的经济性分析表明,以空载工况设计的螺旋桨更换原桨,投资效率也较高。

3.3 主机工况分析

如果选择满载工况设计螺旋桨,那么主机在空载航行时其能力就不能充分利用;反之,如果选择空载工况设计螺旋桨,那么在满载航行时主机就可能超负荷运行,长时间的超负荷运转对任何主机都是不容许的,因此主机只能在部分外特性曲线上运行。对于 6135CaB 柴油机,从油耗图上可以看出,其经济耗油区位于比额定转速低的区域,所以在部分外特性上运行时,其油耗将会降低。这是选择空载工况设计螺旋桨的一个优点。

综合以上分析,以空载工况作为螺旋桨的设计工况,可以产生更高的效率。在后来的修船过程中,

该公司这部分推船的螺旋桨全部按空载工况优化方案设计的螺旋桨予以换新,桨的效率提高了 6.3%,同时船、机、桨获得了适当的匹配。此外,通过优化该推船队队形、船舶航速和主机运行参数,这类推船获得了 12% 的节能效果。

4 结论

从以上的分析和应用可知:对于工况多变的船舶,以公式(2)和(6)作为机桨匹配设计工况的优化选择模型,同时考虑主机的工作状况,可以较好地满足主推进系统经济性和可靠性要求。

参考文献

- 1 朱树文,陆志强. 船机桨工况与配合. 上海:上海交通大学出版社, 1990
- 2 商圣义. 船舶动力装置原理和设计. 北京:人民交通出版社, 1994

HEUI - B 燃油系统

HEUI 燃油系统系液压式电子喷油系统。它是一个双路普通燃油喷射系统,HEUI 喷射器在高压下直接将燃油从喷油泵送到汽缸的燃烧室内。这个压力是由液压系统提供的,在喷射之前燃油处于低压状态,大约 0.4MPa。由于此喷油器的工作特性与发动机的转速无关,因此,这种系统能在很广泛的工作范围内保持高而且稳定的喷射压力。用电子控制这些压力可以减少烟雾和颗粒的排放,并能改善发动机的低速特性。

当 HEUI 喷油泵接来自电子控制模块 (ECM) 的信号后,液压输油泵为燃油的喷射提供动力。HEUI 燃油系统与其他系统不同之处就在于其他系统在给喷油器加压时,整个燃油管路都保持超过 156MPa 的高压。

HEUI 的主要特点和优点是一种高压电子控制的燃油系统,它不受发动机的负荷和转速的影响。几年来,HEUI 系统进行了以下几个改进:

① 通过在 HEUI 输油泵上加一个预喷计时器,使喷射压力提高到 156MPa;

② 改进喷孔的处理,从而改善了 HEUI - B 的喷射终了状态,降低了噪音,改善了排放。

HEUI - B 系统具有三种喷油规律:梯形、矩形、分段喷射。所有这些喷油规律曲线都是喷射压力相对于曲柄转角的函数。梯形喷射规律是从喷油开始到结束,喷油压力都在增加。这种喷油规律可以减少氮氧化物和噪音的排放,并能改善在以汽缸压力为限制喷油定时的燃油消耗率,就觉得好象有较大的喷油提前角。矩形喷射规律使得喷油压力平稳并基本处于最大的平均有效压力,以利减少排放,并能改进中等负荷的燃油消耗率。分段喷油规律由预喷射(定量、定时、定压)和主喷射组成,它可以降低噪音,减少低负荷时的碳氢排放和降低 $\text{NO}_x + \text{HC}$ 。

三种可变的喷射规律使得 HEUI - B 系统具有合理的性能,它采用两个阀和精确的油压装置来控制喷射嘴驱动针阀的油压。其中一个阀是另一个阀的先导阀,单独一个阀的动作控制着喷油过程,在完成喷射控制的过程中,两阀都不受任何变量的影响,通过分别开启和关闭两个阀就可以得到各种喷油规律。

HEUI - B 系统的问世,使柴油机的制造又向前迈进了一步,即采用无凸轮柴油机,降低了噪音、油耗、及排烟烟度。

(深圳迅隆船务有限公司 吕如福)