

(8)
35-41

超大型, 集装箱船, 推进装置, 超巴拿马型,
常规单螺旋桨, 常规双螺旋桨, 反转螺旋桨

用于未来超大型集装箱船的推进装置

U 674.13 |
U 664.3

美国船舶轮机协会会员 康斯坦丁·M·葛林

王汉苍 ✓

1 目的

近年来, 集装箱船愈造愈大的倾向已成现实。运输量达 6000TEU 左右的超大型集装箱船正在建造, 而 8000TEU 的波赫尔斯号集装箱船已于 1995 年开始着手设计。此后, 这种型式和尺度的船则被称之为“超大型集装箱船”。

现代集装箱船除具有超大装箱量外, 它所具有的另一特性是有较高的服务航速。海运业的激烈竞争, 使得船东在订购这类船舶时, 通常要求航速达到或超过经济极限。在这一时期内订造的超大型集装箱船, 平均服务航速约达 24~25kn。在这种航速下, 当假定 CSR/MCR 比值为 85% 并有 20% 海况贮备 (Sea Margine) 时, 所需要的总推进功率约达 60000kW。

为了保持单螺旋桨推进船型不致被迫转变成经济性较差的双螺旋桨推进船型, 德国 Hansa 杂志于 1995 年发表文章推出了缸径将近 1m 的新型二冲程柴油机。

本文研讨的目的旨在弄清以下问题:

(1) 在新情况下, 增加新的大缸径柴油机是否明智?

(2) 假如在竞争中使得超大型集装箱船要求的服务航速超过现有水平 (这并非虚构, 未来科学发展定会如此) 时, 应该如何处理?

因此, 为了船东和船厂的利益, 现在研讨的目标不仅在于讨论推进装置几种选择方案在技术上的可行性, 而且还要在实质上评估其经济效益。

2 超大型集装箱船的设计约束条件

超大型集装箱船也称作“超巴拿马最大型”船, 意思是这类船的型宽超过 32.2m, 不再能进入巴拿马运河。由于船宽的限制, 对于船舶稳性而言, 一个很重要的设计约束条件没有了。在船舶设计中, 特别是在超大型的“超巴拿马型”集装箱船设计中, 另外一个很重要的约束条件是最大允许吃水。这要根据集装码头的水深而定。作为超大型集装箱船用码头, 通常其最大吃水是在 12.0m~12.5m 之间, 而且该数据在最近的将来不会有任何改变。这个设计限制将直接决定了集装箱的装载量。

此外, 船舶吃水的最大允许值决定着螺旋桨的最大直径。要考虑到由螺旋桨引起的振动危险, 因此, 必须保证浆叶尖端和艏部船体之间有足够间隙。在我们的方案中, 螺旋桨直径将不超过 8.8m。

对造船工程师来说, 要通过转速约在 100r/min~150r/min 这样一个螺旋桨来传送约

60000kW 功率,而同时又要控制螺旋桨空泡和振动现象,这并不是一件轻而易举的事。螺旋桨的盘面比延伸到 85%~90%,用于超大型集装箱船的单桨推进装置的技术可行性似乎已达到了极限。因此,若要进一步增大船舶的尺度、航速和相应的推进功率,则需要有全新的设计概念。

3 几种推进装置方案

在假设船舶有同样的运载任务下,我们代表船东对几种方案进行正确地对比。换句话说,对集装箱船,必须假定其装箱(TEU)量、服务航速都保持不变。那么,在各推进装置方案之间的差异将主要体现在:技术复杂程度,维修管理,部件可靠性以及整个装置的效益等诸方面。

从经济观点来看,最低的投资费将对船厂有利,而加之最少的操作费用将更能吸引船东。

按照商船船舶推进形式的现状来看,下列几种方案对超大型集装箱船可认为是可行和现实的。缩写字母“FPP”表示固定螺距螺旋桨。

1×FPP 方案——常规单螺旋桨推进

2×FPP 方案——常规双螺旋桨推进

CRP 方案——反转螺旋桨推进

对于 CRP 方案,其中可分为:

- 双重 CRP 均由柴油机机械驱动,称为柴油机方案(即 CRP/DM 方案)
- 双重 CRP 中,一个用柴油机驱动,另一个为电动机驱动,称为柴油机电机方案(CRP/DE 方案)。

为避免由于竞争;特别是价格上差异,方案中主要部件选用了同一供应商的数据。这些供应商如下:

- 二冲程和四冲程柴油机来自新苏尔寿柴油机公司(瑞士,温特都尔)。
- 齿轮箱和离合器来自洛赫曼+斯多尔脱·福特公司(德国,威顿)。
- 常规和反转螺旋桨,来自利普氏公司(荷兰,特隆恩)。

本文所依据的大部分有关数据和图形是通过德国基尔的荷瓦兹—德意志造船厂(HDW)获得的,并且曾于 1995 年在 Paetow 杂志等处发表过。

3.1 常规单螺旋桨推进装置(1×FPP 方案)

这是在前几年建造的所有“超巴拿马型”集装箱船的一个典型方案:一台大缸径二冲程柴油机直接驱动一个固定螺距螺旋桨。

为了能有逼真外形,特别是为了经济性评估,因此必须有一个船舶实例。本文研讨涉及到超大型集装箱船,因此选择全球目前使用的最大集装箱船(本文是 1996 年发表的,目前全球最大集装箱船装载量已达 6000TEU——译者注)作为实例是最合乎逻辑的。这就是德国的 HDW 船厂建造并于 1995 年 5 月 19 日交付美国总统航线(APL)使用的“APL—中国”4832TEU 集装箱船。该船是 6 艘系列船的第一艘,其主要数据列于表 1。从表 1 可以看到,该船当主机最大持续功率(MCR)为 48840kW×104r/min、连续服务功率(CSR)等于 90%MCR 时,试航状况下的服务航速为 24.5kn。

新苏尔寿柴油机厂的最大功率柴油机 12RTA96C,其 MCR 为 65880kW(89580HP)×

100r/min。对于表 1 所选例船来说,这种柴油机所提供的过剩功率约达 17000kW,因此可用于以下两个方面:

表 1 APL-C-11 级集装箱船的主要数据

总 长	276.30m	载重吨(设计吃水)	49235t
两柱间长	262.00m	载重吨(最大吃水)	66520t
型 宽	40.00m	集装箱载量	4832TEU
型 深	24.30m	主机功率(MCR)	48840kW
设计吃水	12.00m	服务航速*	24.50kn
最大吃水	14.00m		

注: * 表示在设计吃水、主机功率为 90%MCR 并有 20%的海况储备时的服务航速。

(1) 在保持航速 24.5kn 不变的情况下尽可能增大船的尺度,以增加装箱量。

(2) 在保持装箱量不变的情况下增加航速,以使该船更具竞争性。

现对上述(2)项进行研讨,因为这可直接使用表 1 所选例船的已知设计和费用资料。对于上述(1)项的讨论,将在第 6 章中进行。

当本例船理论上改用 12RTA96C 主机时,从计算和船模试验的结果表明,在 $CSR = 0.85MCR = 64800kW$ 时,该船的航速将增至约为 27kn(见表 2 所示)。另外可设想 2500kW 轴带发电机不工作。这样,本例船经过上述改装,将被考虑作为“基本船”,以用于几种推进装置方案的进一步对比。

表 2 机 组 选 择

方 案		1×FPP	2×FPP	CRP/DM	CRP/DE
在 CSR* 时航速	kn	27			
螺旋桨收到功率 (P _D)	%	100	106	88	
	kW	54000	57240	47520	
功率传递损耗	%	2	2	0.3 P _D 时为 2+1.5	0.3 P _D 时为 2+8
	kW	1080	1140	1160	2090
CSR	kW	55080	58380	48680	49610**
MCR=CSR/0.85		64800	68680	57270	57930
主 机	型 号	12RTA96C	2×9RTA84C	7RTA96C 2×8ZA50S	7RTA96C 2×8ZA50S
最大功率 MCR 于 R1	kW	65880	2×36450	38430+2×9600	
在 R1-R2 线确定功率		64880	2×34340	38070+2×9600	38430+2×9600
螺旋桨转速	r/min	100	102	后桨 100	前桨 80

注: * 表示在吃水 12.0m 试航情况下; ** 表示适用于 CSR=0.86MCR

该“基本船”的艏部纵、横剖面图如图 1 所示。

3.2 常规双螺旋桨推进装置(2×FPP 方案)

在试图回答第 1 章中的两个问题时,最常规的方案是双螺旋桨推进装置。船东们由于职业

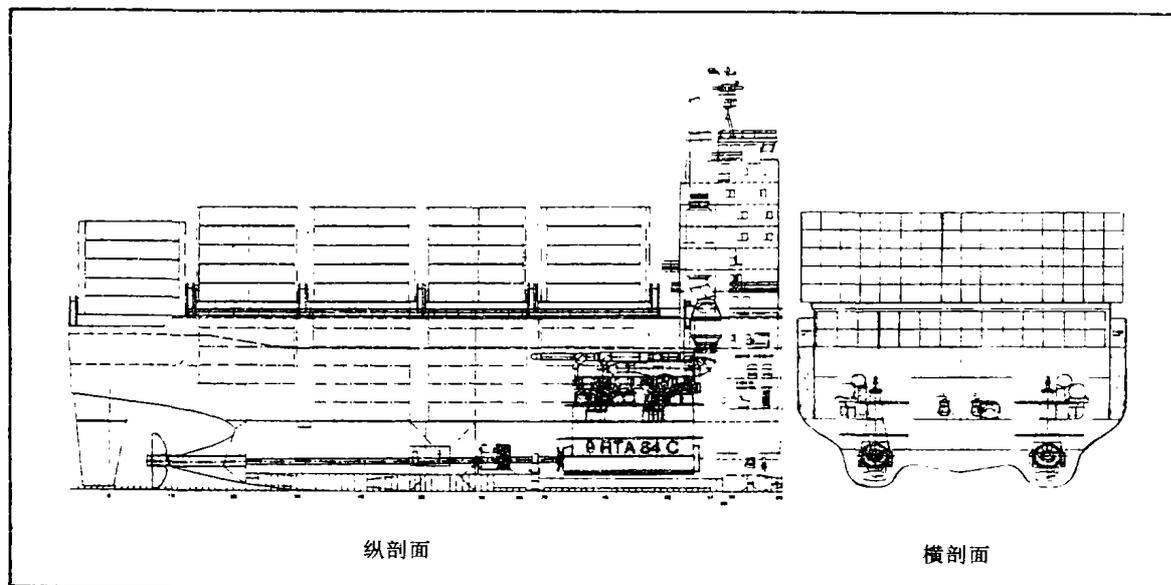


图1 单螺旋桨推进装置(1×FPP方案)艉部剖面图

上充满着冒险,所以往往倾向于保守。因此一开始,他们就宁愿用常规的解决方法,即使在明知双螺旋桨比单螺旋桨船其经济性相对较差时亦然。但是,在采用2×FPP系列方案时有许多争议,并且在定量上发现它的不足之处。

鉴于同样理由,在70年代石油危机期间及其以后,双螺旋桨的巴拿马型集装箱船已经转为单螺旋桨船。根据1982年诸多作者发表论文认为:同样一艘船舶,采用双螺旋桨推进要比单螺旋桨推进所需功率大10%~12%。

但在上述发表论文中所提到的例船,随着改装的同时,还对球鼻、艏型和舵做了一些相应的修改,因此不能得出双桨船和单桨船真实差异的确切数据。很久以前,在本文作者的监视下,曾在汉堡船模试验水池做过模型对比试验,但用的是另一种船型,其结果双桨船增加了12%的推进功率。

为了解答同一问题,又由荷兰奈劳德航运公司委托瓦格宁根船模试验水池对巴拿马最大型(Panamax)集装箱船的船型做了全面的试验。

对比试验的结果往往要依靠“基本船”的质量作为参考。在荷兰奈劳德的例船中,单桨“基本船”设计成具有非常规的船体形状,这虽然有利于避振但其推进效率太欠佳。由此,双桨船和单桨船推进功率之间的差值降低至1%。这表明这个问题是多么微妙。

大家知道,对于用双螺旋桨推进的船舶,由于船体附属体(桨毂及艏轴支架)阻力的增加和船后螺旋桨效率(η_D)的降低,要想得到与单桨船同样的航速,则必须补充推进功率。这是因为船身效率 η_H 降低了,而同时相对旋转效率 η_R 也稍微降低了。

$$\eta_D = \eta_O \cdot \eta_H \cdot \eta_R$$

式中, η_O 为螺旋桨敞水效率; η_H 为船身效率; η_R 为相对旋转效率。

几年前,HDW船厂建造过双桨巴拿马型集装箱船。在综合考虑了该厂和本文作者经验的

情况下,可假设船体附层体阻力增加 8%左右, η_H 下降约 5%, η_B 下降约 3%,初步总计为 16%。这个额外要求的推进功率幸而由双桨船优秀的船体型线给予了部分补偿(约 1%),并且同样的总推进功率则由两个螺旋桨各自承担一半的载荷。对现有例船的螺旋桨,把推进效率 η_o 增加 9%作特定计算,汇总后在 1×FPP 和 2×FPP 两方案之间总推进功率的最终差值为+6%,该增加值将作为推断 2×FPP 方案的装机功率和燃油耗量的根据。

表 2 及表中的箭头表示顺序如下:

箭头从 12RTA96C 柴油机开始向上,并考虑了 CSR/MCR 比值及艉轴轴承的功率损耗,然后算出(箭头向上)传至螺旋桨的功率为 54000kW。在该功率下,船的航速约为 27kn,并假设该航速不变。表中第二列注重表示 2×FPP 方案。随着箭头向下,得出结论是:如要得到同样 27kn 航速,则需要两台 9RTA84C 柴油机。

2×FPP 方案的艉部纵、横剖面图分别见图 2 所示。从图中可看出,当保持船舶尺度和型线不变时,用两台并排设置的主机取代一台中心设置的主机需要加大机舱空间。这表明双机较单机方案要少装 48TEU,也就是说,船上总装箱量少装 1%。

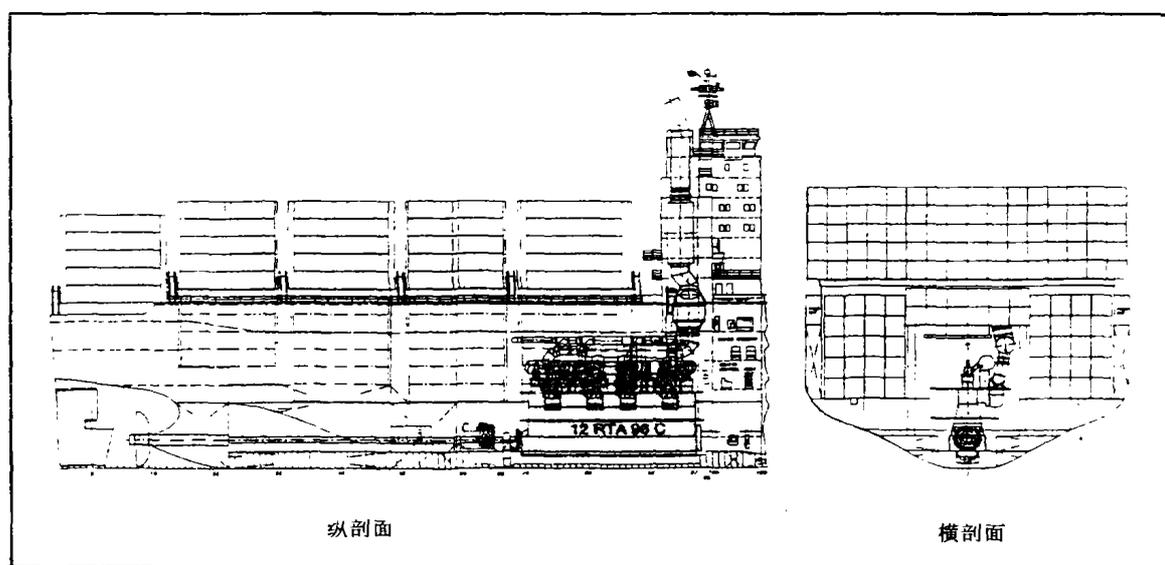


图 2 双螺旋桨推进装置(2×FPP 方案)艉部剖面图

3.3 反转螺旋桨推进装置(CRP)

采用两个反转螺旋桨作推进装置并不是新事物,约翰·爱立克生先生已于 1836 年就取得了第一个专利,主要用于小艇和小船,经反复证实,可节能 5%~15%。但是,CRP 原理至今尚未能大规模用于船舶推进上。其主要原因可能是技术复杂性较高(齿轮,轴和轴承),也关系到 CRP 比常规推进装置投资高。当然,船东不喜欢带有冒险的革新也是事实。

然而,从 1988 年开始,日本已建成一批带有 CRP 推进装置的中型和大型船舶。至今所知的有 110m 长的汽车运输船;1 艘 37000dwt 散货船和 2 艘 260000dwt 超大型油船(VLCC)。

本文主要研究的目标是巨大推进功率在两个反转螺旋桨上的分配,这类似于双桨船,所以

不存在不利的因素。因此,采用 CRP 所取得的节能效果将在经济评估中酌减。

经 Lips B. V. 公司同意,已对基本船和 CRP 方案进行了充分计算。该公司在推进器设计方面具有丰富的经验和合适的软件。最近,通过对装设 CRP 推进装置的欧洲 E3 型油船船模进行了阻力和推进试验,这更有助于检验该计算机的程序。经研究证明,推进效率可作为 CRP 的两个螺旋桨间的功率分配和最佳转速的函数。推进效率曲线表明,功率分配比例的最大值约在 50% 比 50%。虽然,该曲线较为平坦,容许对最佳点有些偏差,但没有严重的性能损失。在考虑采用通用的四冲程柴油机时,应限制后螺旋桨单独工作中的超载运转,因此把总推进功率分为 70% 在后桨;30% 在前桨,此时,螺旋桨相应的转速为 100 和 80r/min(见表 2 所示)。对本文所分析的例船来说,通过研究、计算和验证,假定用于实船上,可推断出采用 CRP 方案比 1×FPF 方案能预期有 12% 的优良效率。

3.3.1 柴油机驱动的 CRP 推进装置(CRP/DM 方案)

图 3 所示为日本完成的上述 CRP 推进装置的原理图。

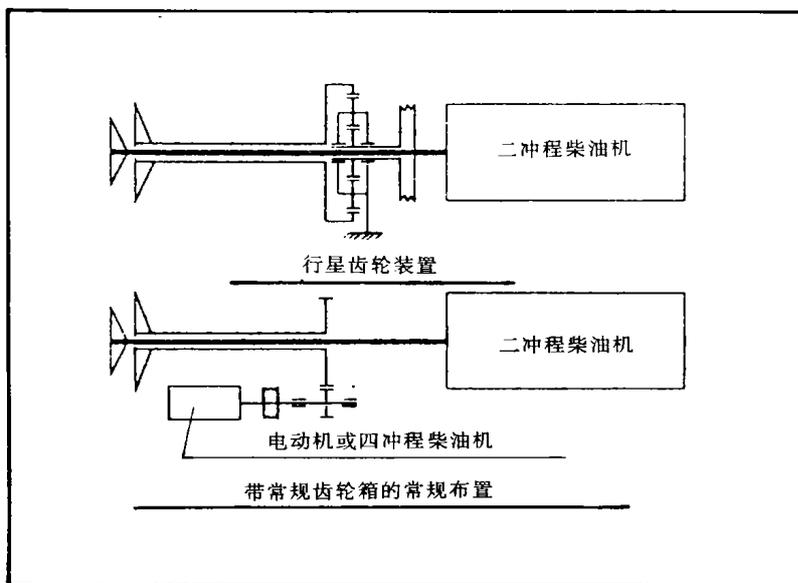


图 3 日本式 CRP 装置及建议方案的原理图

CRP 的两个螺旋桨由同一台主机驱动:后螺旋桨由主机直接驱动,而前螺旋桨则通过一组行星齿轮驱动。由二冲程柴油机直接驱动后螺旋桨既简单又安全,因而受到欢迎。但前螺旋桨通过一组行星齿轮驱动,则可能引起船东方面的反对。直至今日,在商船建造中,行星齿轮还没有大规模的使用。其原因可能是,当该装置发生故障时不大可能在船上修好。这和常用的减速齿轮箱截然不同,减速器齿轮能较为容易地换下来。因此日本式 CRP 系统的可靠性较差,而低于单螺旋桨推进装置。此外,行星齿轮的减速比远较本文所考虑的 CRP 装置的要高。最后,人们也不应在同一时间内对船东提出过多的改进建议。

考虑了上述观点后,这里仅保留了后螺旋桨的直接驱动,而对前螺旋桨的驱动采用了商船推进中常用的双进单出减速装置。

表 2 的第三列(箭头向下)中反映以下过程:

选用二冲程苏尔寿 7RTA96C 柴油机作为主机,以直接驱动后螺旋桨。为能得到同样的输出功率,也可用缸径较小的另一机型,即 9RTA84C。值得注意的是,当与一家大型集装箱船航运公司的主任造船师商谈时,该主任毫不犹豫地选择了新 RTA96C 机,因为这种机的缸数比 RTA8C 机要少。从船舶设计观点看,在本文例船中新主机可缩短 3990mm,这是值得考虑的。

对于前螺旋桨的驱动,可选用两台四冲程新苏尔寿 8ZA50S 柴油机,可得出 $1 \times 38430\text{kW}$ (后螺旋桨)与 $2 \times 9600\text{kW}$ (前螺旋桨)的功率分配比为 66.7% 比 33.3%。

这几种柴油机的布置为:1 台二冲程主机(如常规布置)在前面,而 2 台四冲程机位于减速箱后,并坐在艏轴上面的机座上,见图 4 所示。图中清楚地表明,该布置较常规单桨推进装置所使用的机舱要大,因此使集装箱装载量有一定的减少。减少量仅为 12TEU,即总箱量减少了 0.25%。

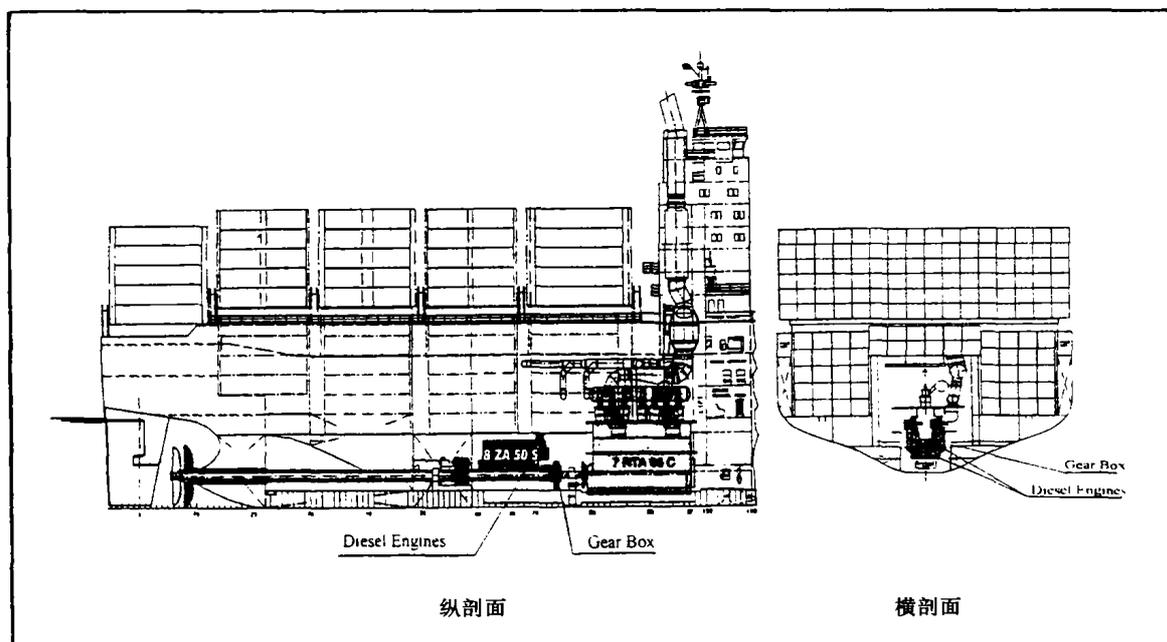


图 4 柴油机组驱动的 CRP 推进装置(CRP/DM 方案)局部剖面图

要达到一个三机全部同一方向、前后左右紧靠的布置是很不容易的。2 台侧向布置的四冲程柴油机,其曲轴之间所需的距离将达到 10000mm,因此需要一台大型、昂贵的减速齿轮箱。

CRP/DM 方案的电气装置与 $1 \times \text{FPP}$ 方案的电气装置相同,其中包括一台 2500kW 的轴带发电机。

(王汉苍 译自美国《SNAME》1996 年 刘峻校审)

(未完待续)

(5)

41-48, 29

用于未来超大型集装箱船的推进装置

U674.131

U664.3

美国船舶轮机协会会员 康斯坦丁·M·葛林

王汉苍 ✓

超大型, 集装箱船, 推进装置,

(接上期)

技术特性, 经济性

3.3.2 柴油机电驱动的 CRP 推进装置(CRP/PE 方案)

用电动机代替四冲程柴油机驱动前螺旋桨的想法是由 Paefow 先生提出的。该系统的原理参见图 3(见上期)。

最初的想法是用于一艘油船上, 将几台柴油发电机的电功率叠加, 以用于各种泵的港内驱动以及海上船舶推进。对于集装箱船, 这种叠加就没有意义了。但是, 发电机组容量的部分叠加, 对于供艏侧推装置在港内运行作业和作为船在海上推进的能源仍是可行的。用两台功率相当但尺度较小的电动机驱动前螺旋桨, 就不像采用两台四冲程柴油机那样, 既要通过大减速齿轮箱来驱动; 又要求增大机舱的空间。正如通常采用与柴油机电推进一样的柴油发电机, 即使比通常的机组更大时, 仍可安设于船的上部区域的任何地方, 但大多是设在二层甲板上。

众所周知, 船舶柴油机电推进在基本投资和运行作业费用上都是比较昂贵的。在本例船中, 所用的柴油机电推进功率仅达 33.3%, 即为总装机功率的 1/3, 并且在全部发电机组安装上船后, 总的输出功率还可能有所降低。但是, 由于这种方案存在一些价格缺欠, 因此使得常规单桨船仍能保留至今(见第 5 章)。

柴油机电部分的效率损失估计约为 8%, 对总的推进功率来说, 平均为 2.7%。

这种机组选择, 与 CRP/DM 方案相似, 再加上两台电动机, 已在表 2 的最后一列(右边)表示出。

有关装设 CRP/DE 推进装置的船舶艏部纵横剖面图见图 5 所示。

4 技术特性

本章中将讨论上述几种方案的如下所列特性:

- 各装置轻便且易于维修保养;
- 有良好的可靠性;
- 有一定的充裕度;
- 能克服单螺旋桨装置的功率极限。

4.1 1×FPP 方案

用一台二冲程柴油机直接驱动一个 FPP(定距桨)是最简单可行的船舶推进方案。这个方案在大型散货船、油船和集装箱船市场中具有统治地位。该方案所用的部件数量少、耐用, 在过去已制造过很大一批, 因此可认为是可靠的。

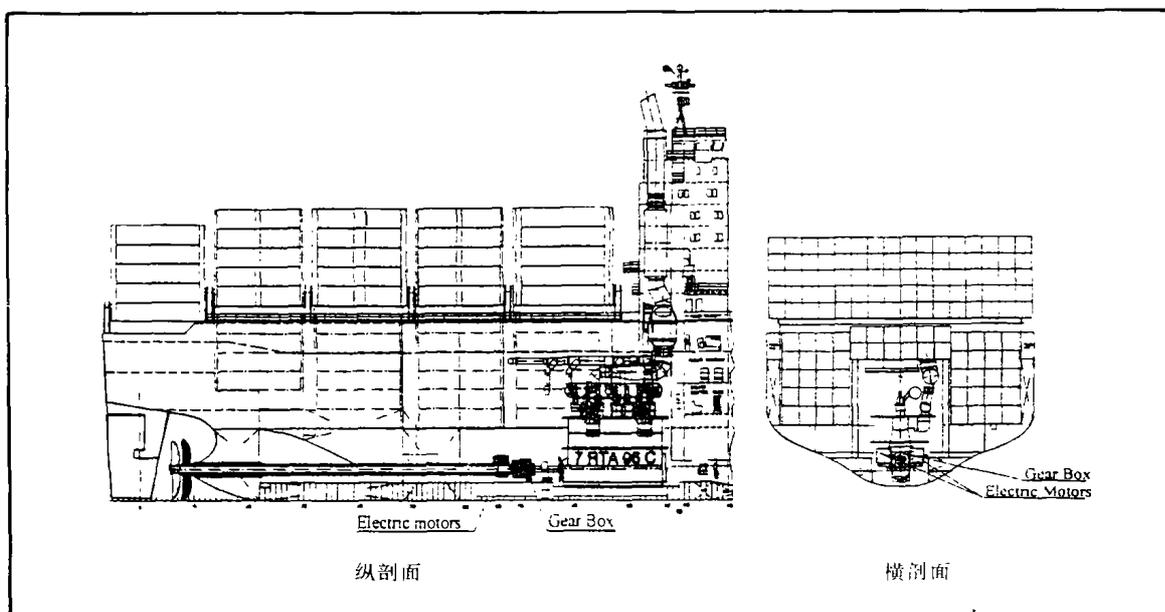


图5 柴油机电动机驱动的CRP推进装置(CRP/DE方案)艇部剖面图

所以,目前最合理的办法是跟上大型集装箱船加大推进功率的需求,从而使更大功率的柴油机投入市场。这正如第2章中所述,单桨推进装置直至今日似乎已达到了极限,因此,在主机有严重故障或推进器有重大损伤的情况下,单机/单桨推进装置就不会有多少充裕度了。

4.2 2×FPP方案

若不考虑最高的建造和运行作业费用(见第5章),该方案可有50%的充裕度,因为其推进装置和能源是双套的并且完全相互独立。但是这个充裕度不适合船舶持续服务。当在两套推进系统中有一套发生故障时,该船必须以50%功率运行并且长时间固定舵角。这意味着增加了达10%的阻力,标明燃油耗量增加,而总的航速则减低约25%。这里还应注意,在推进装置的配置中必须保证当单桨操作时不使主机超载。

正如前面所估算的,不仅燃油费用增加约6%,而且维修工作及所需备件均增加许多。这或许就是为什么大型双桨集装箱船的船员们反对这类船型的理由。

4.3 CRP方案

必须认识到,这种CRP推进装置比常规方案是更加复杂的。装置中的两个同心轴在一个独特的艏轴承内反向回转,对两个反转螺旋桨之间的相互干扰以及系统的振动现象等,都是需要加以控制的新因素。除了反转(CR)轴承外,其余的部件都和常规方案的部件差别不大而且一样可靠。由于CR轴承在技术上解决得很好,因此在日本建造的CRP船上,这种轴承没有出现过的故障,从而消除了人们对其可靠性的怀疑。

CRP装置的生命力是它的强项。不论采用柴油机机械驱动或者柴油机电驱动的形式,均有两个独立的能源分别作用于两个不同的推进装置上。但有一点是,CR轴承上的两个动力线路相互靠得很近但并不连接。

虽然后螺旋桨可发出2/3的推力,而前螺旋桨仅发出1/3的推力;且前桨可在任意时间脱离能源像一个水轮似地转动。但从欧洲船厂对E3型油船船模所完成的试验看,上述这种情况还是少见的。当该船仅用后桨作持续服务运行时,便成为一艘确实可靠的直接驱动的单桨船。

但它有一个严重的缺点是：在这种情况下，后桨转动负载加重，约增加了 7%~8%。因此在主机功率配置和运行作业中，必须注意防止这种超载。

一个定距桨在每天的实际作业中，为了避免以后在服务营运中可能出现的重载，往往设定在 4%~5% 的轻载状态。在我们的例船中，后桨必须设计成 7%~8% 这种更轻的轻载状态。螺旋桨转速上约 3% 的差额相当于二冲程主机发出的推进功率减小约 9%。也就是说，相应减小船舶航速约 0.25kn，这是在这种营运作业情况下应予考虑的。

只用前螺旋桨作应急推进当然是可能的，但外轴必须也设有一个推力轴承。在这种运行方式下螺旋桨要求有不同的转速，因此表明在柴油机驱动的情况下需要有一台双速齿轮箱（见图 6）；而在电动机驱动的情况下，则可以从电机方面加以考虑。仅用前螺旋桨推进船舶在低速航行中可能还是非常有用的，例如航行在苏伊士运河中。大家知道，柴油机必须能在一个最低转速（二冲程机约为 15%，四冲程机为 20%~25%）下持续工作，这样可以避免在低速航行时发生的意外停车情况。

这种 CRP 推进装置的三种操作方式能提供操作中的灵活性、高充裕度以及在所有方案中具有最好的推进效率。

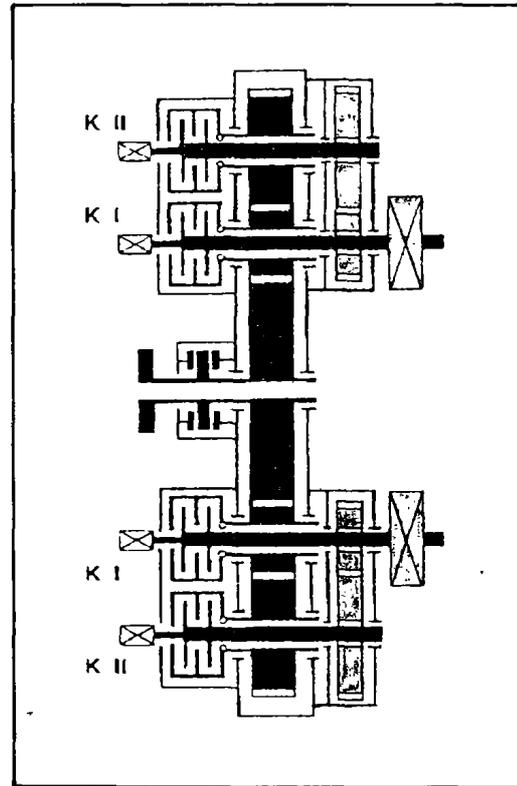


图 6 用于 CRP 前桨的双输入双速齿轮箱

表 3 各种推进装置方案主要部件的投资

方 案	1×FPP	2×FPP	CRP/DM	CRP/DE
单 位	千美元*			
轴 数	0	415	0	0
主机座	0	208	0	0
减速箱、发电机等的座	0	0	103	103
钢结构总计	0	623	103	103
主 机	21438	23910	12639	12639
减速箱	0	0	1608	1748
轴、轴承、螺旋桨	1568	2171	3279	3279
辅助推进装置	0	629	629	629
发电机	3320**	3488**	3320**	2217
推进装置总计	26326	30198	21475	20512
两台副柴油机	0	0	5594	5594
两台发电机	0	0	0	839
两台电动机及离合器	0	0	0	3399
控制盘、电缆等	0	0	0	587
CRP—增压器的能源总计	0	0	5594	10419
全部总计	26326	30821	27172	31034
对比 1×FPP 的差值	0	4495	846	4708

注：* 按 1995 年 12 月 31 日的兑换率，1 美元=1.43 德国马克；** 包括 2500kW 轴带发电机。

4.4 克服单螺旋桨功率极限

假设最终保持后螺旋桨功率为 2/3 和前螺旋桨功率为 1/3、且驱动后螺旋桨的主机为 12RTA96C(其 MCR 时的功率为 66000kW):若再利用两台大功率四冲程机来驱动前螺旋桨,那么该船此时总的装机功率可升至 95000kW 或更大,在船用轮机上这将是一个惊人的突破(见第 6 章和表 8)。

5 经济性

5.1 投资费

船价和设备部件的价格随船舶建造的时间、地点以及商务谈判而定。假设以德国船厂在 1996 年提交的“APL-中国”4832TEU 集装箱船的数据为例。虽然各有关设备公司所提供的价格是象征性的,但已足以用来作方案对比了。对于所分析各方案的详细计算结果,都已汇总于表 3 中。表中说明了各方案的自身情况。假设外汇汇率为 1.00 美元=1.43 德国马克(1995 年 12 月 31 日起生效)。若我们所说的船舶推进装置的涵义是包括能源(主、辅发电机)、推进主机、功率传送及推进设备。那么就该船而言,选择 2×FPP 方案较基本方案 1×FPP 要贵 450 万美元。估计这样一艘船的船价约为 1 亿美元,则选择 2×FPP 方案的追加投资费将为总船价的 4.5%。由于总船价尚可协商,因此,4.5%这个数相对于其他巴拿马型集装箱船的以往数据来说已经相当不错了。

5.2 营运费用

表 4 往返航行的航程实例

必要条件		特 性	
船队共有船舶数量	7 艘	往返航行天数	49 天
每船装载量	4832TEU	年航行次数	52.0 次
每船航速	26.0kn	往返航行距离	22596n mile
		泊港天数	12 天
		海上天数	37 天
		平均服务航速	25.9kn
		最大服务航速	26.1kn

日程综述

港 口	区 时	到港天数 (天)	到港时间 (时)	港泊时间 (小时)	离港天数 (天)	离港时间 (时)	航程距离 (n mile)	航 速 (kn)
TYO 东 京	9.0	1	0500	24	2	0500	365	26.1
UKB 神 户	9.0	2	1900	24	3	1900	1372	25.9
HKG 香 港	8.0	5	2300	24	6	2300	1460	25.6
SIN 新加坡	8.0	9	0800	24	10	0800	4927	25.9
SXZ 苏伊士运河	2.0	18	0000	18	18	1800	3361	25.9
RTM 鹿特丹	1.0	24	0300	48	26	0300	252	25.9
SOU 南安普顿	0.0	26	1200	24	27	1200	3141	26.0
SXZ 苏伊士运河	2.0	32	1500	18	33	0900	4927	26.0
SIN 新加坡	8.0	41	1230	24	42	1230	1460	25.8
HKG 香 港	8.0	44	2100	24	45	2100	342	25.8
KHH 高 雄	8.0	46	1200	36	48	0000	1349	25.9
TYO 东 京	9.0	50	0500					
				488			22956	

费用的计算不仅需考虑船舶本身,还应考虑往返航行实况。我们在一个荷兰大型集装箱船航运公司——鹿特丹奈劳德航线 B. V. 公司的后勤计划部的帮助下,用计算机模拟出在一个由 7 艘船组成的船队中,对其中一艘 4832TEU 集装箱船以 26kn 服务航速(该船试航速度为 27kn)航行至远东航程的一个实例如图 7 所示,其航行结果列于表 4。在这一特定的往返航行中,本文介绍的四种推进装置方案的年燃油耗量列于表 5。为了取得有关推进运行作业的总费用,已将用于维修及备件的费用加入燃油费用中(见表 6)。由此,对二冲程机可假定取 0.8 美元/马力 \times 1000 小时;对四冲程机可假定取 1.2 美元/马力 \times 1000 小时。

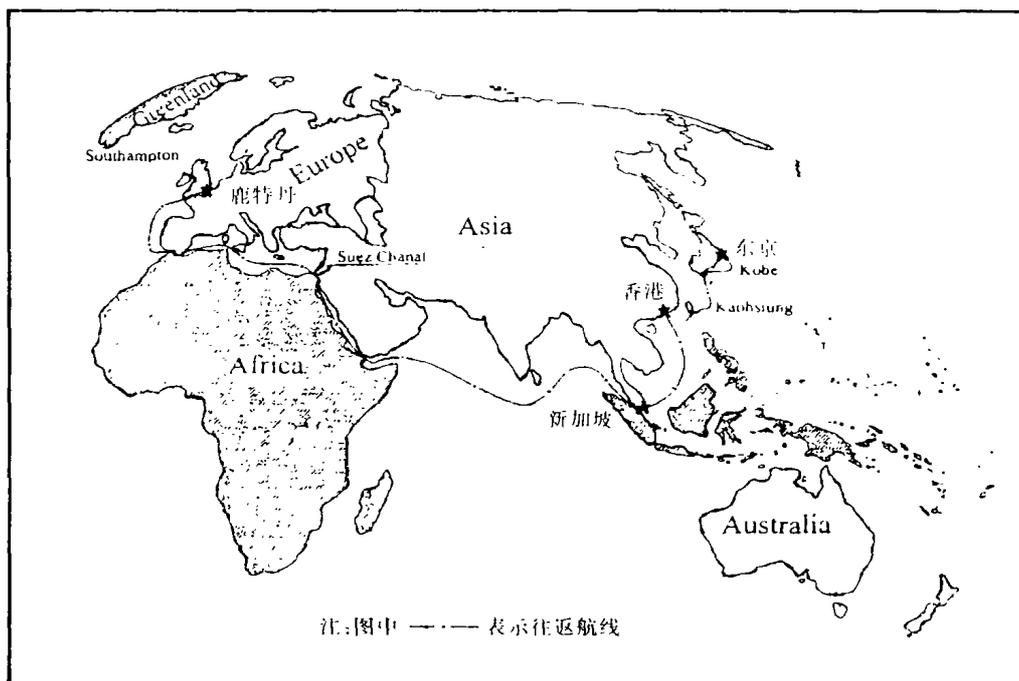


图 7 往返航程示意图

对选用 $2\times$ FPP 方案和 CRP/DM 方案而言,船的集装箱总装载量将分别减少 48TEU 和 12TEU。假如对选定航程的每箱(TEU)集装箱的运费估计为 700 美元/TEU,那么选用 $2\times$ FPP 方案时收费损失将达 25 万美元/年,而选用 CRP/DM 方案时损失为 6.25 万美元/年,但选用 CRP/DE 方案则没有这方面的损失。

在年营运总收入上的损失,可以当做是运行作业费用的增加(参见表 6)。在计算出各种情况下增加投资的偿还期(PBP)与选用 $1\times$ FPP 方案的比较,并以所有节省下来的现金(偿还金)减去追加投资(P),即所谓净净值(NPV),见图 8。结果很明显, $2\times$ FPP 方案永远偿还不了追加投资,并在船舶整个使用期中造成约 1200 万美元的总亏损,这个数值相当于船价损失了大约 12%。虽然方案 CRP/DM 和 CRP/DE 在船舶使用期中不断地偿还额外投资,但在以后的年收入上仍可能出现顺差。在表 6 中,CRP/DM 方案的偿还期(PBP)仅为 1 年零 8 个月,并且在船舶使用期间的净净值(NPV)可达 460 万美元。而 CRP/DE 方案的效益较差,它需要 17 年的时间来偿还额外投资,其净净值(NPV)不超过 25 万美元。

表5 年度燃油费用

选用方案		1×FPP	2×FPP	CRP/DM	CRP/DE
机型及数量(台)		12RTA96C	2×9RTA84C	7RTA96C+2×8ZA50S	
持续服务功率(CSR)	kW	55080	2×29190	32360+2×8160	32670+2×8470
单位燃油耗量*	g/kW·h	168	168	168	
				178	
每日燃油耗量**	t	242.5	257.0	218.6	222.8
海上时间/每航次	天	37			
航次数/每年	次	7.45			
海上时间/每年	天	275.6			
燃油耗量/每年	t	66833	70829	60246	61404
燃油费/每年	千美元	6833	7083	6025	6140
燃油费用差额/每年		0	400	-658	-543

注: * CSR=0.85MCR, ** 包括6%LCV及3%裕度, *** 平均油价100美元/吨。

表6 经济性对比

选用方案		1×FPP	2×FPP	CRP/DM	CRP/DE
投资费	千美元	26326	30821	27172	31034
投资差额		0	4495	846	4708
燃油费用	千美元 每年	6683	7083	6025	6140
维修+备件		473	583*	513**	513**
运费损失		0	250	63	0
总营运费用		7156	7916	6601	6653
营运费用差额		0	760	-555	-503
偿还期***	年+月	0	∞	1年+8月	17年
船舶寿命		20年			
净挣值***	千美元	0	-11960	4606	233

注: * 对双推进装置者应加60000美元/年, ** 对具有齿轮装置和特殊者应加30000美元/年, *** 按8%利率。

6 新的观点

即将出台的缸径接近1m的二冲程柴油机和/或现在所研讨的CRP概念提供了用于超大型集装箱船的新观点。截止1995年末,用于单桨单机集装箱船的最大推进功率是MAN-B&W 12K90MC-C柴油机。该机在转数104r/min时,输出功率为54720kW。把这种推进功率的主机用于装载量分别为4832TEU、6100TEU和8000TEU三种不同尺度的船上,计算其试航和服务航速并列于表7中,以此作为深入比较的依据。

对这样的三艘船舶,采用即将出台的大缸径新主机(12RTA96C)和常规单桨单机概念进

行同样的设计,并将其试航和服务航速列于表 8 的上部分。通过对比可以看出,这三种船舶尺度比较接近的集装箱船,若采用新主机将比采用现有最大主机(12K90MC-C)所获得的航速要多出 1.1kn~1.3kn。

用 CRP 概念“增强”所促成的突破可在表 8 的下半部分表明。也就是说,这种推进方案由下列几部分组成:用 1 台苏尔寿 12RTA96C 机(在转数 100r/min 时、功率为 65880kW)驱动反转螺旋桨的后桨;再用 2 台苏尔寿 12VZA50S 机(每台在转数 450r/min 时、功率为 14400kW)一起通过齿轮装置驱动反转螺旋桨的前桨。

从表 8 可以看出,三艘船的航速从而增加 2.6kn~3.1kn。

大体上讲,一艘 4832TEU 集装箱船的试航航速可达到 30kn;而一艘 8000TEU 集装箱船则接近达 29kn(对于服务航速,可采取减小 1.0kn~1.2kn)。

剩下的问题是,市场上是否将需求更大的集装箱船?在竞争中是否将上述较高的航速强加给船东?不过,有一点可明确地知道,虽然集装箱船的尺度在持续不断地增大,但要想达到这些航速

还是可行的。应该注意:在所有的例船中没有包括轴带发电机,但在艉轴承中的 2%损耗已经扣除。在“增强”的 CRP 推进装置的案例中,业已考虑了 CRP 增效 12%和反转螺旋桨的前桨所用减速装置的 1.5%损耗。

7 结 论

提供具有更大输出功率的柴油机是一个合理的正确步骤,因为它符合商船最简单、最耐用和最常见推进装置——单机/单桨推进方式。

按这个步骤,用于单螺旋桨超大型集装箱船功率已达到了极限。必须要有新的设计来突破之。

在此功率极限下,现有的柴油机输出功率范围中,最大缸径的柴油机由于其缸数的减少,已非常明显地得到船员的偏爱。将常规单桨改变成常规双桨推进是一个安全的;但也是一个非常昂贵的决策。因为它能造成:

- 船价 4.5%的追加投资;
- 每年运行作业费用额外增加约 50 万美元;

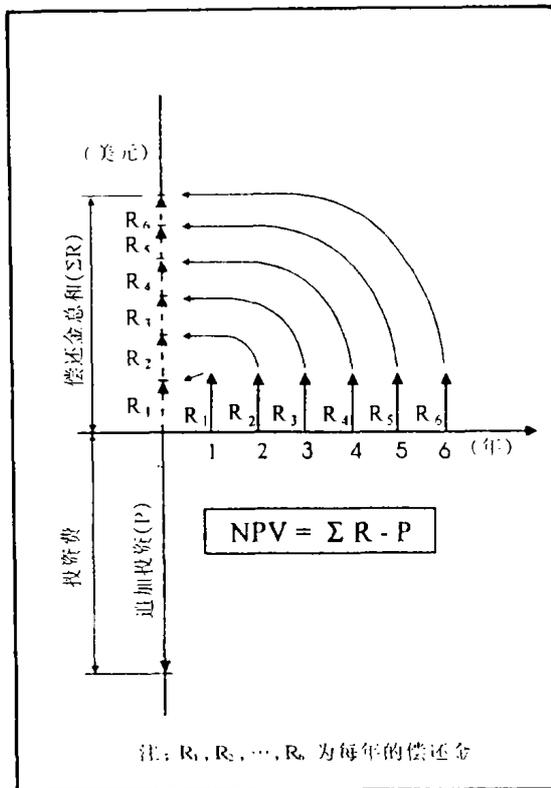


图 8 净净值(NPV)定义

表 7 采用现有最大柴油机所得航速对比

案 例		I	II	III
集装箱载量	TEU	4832	6100	8000
总 长	M	276.3	305.0	346.0
两柱间长		262.0	291.5	321.0
型 宽		40.0	40.0	46.0
型 深		24.3	26.2	26.7
设计吃水		12.0	12.5	13.0
最大吃水		14.0	14.0	14.0
推进装置	型号	1×MAN-B&W 12K90MC-C		
最大持续功率(MCR)	kW	54720		
持续服务功率(CSR)*		46510		
试航航速**	kn	26.0	25.5	24.7
服务航速***		24.9	24.3	23.5

注：* CSR=0.85MCR, ** 在CSR及设计吃水时，
*** 在设计吃水、主机功率为CSR并有20%海况贮备时。

表 8 采用最新型主机所得航速对比

案 例		I	II	III
集装箱载量	TFU	4832	6100	8000
推进装置	型号	1×12RTA96C		
最大持续功率(MCR)	kW	65880		
持续服务功率(CSR)*		56000		
试航航速**	kn	27.1	26.7	25.9
服务航速***		26.0	25.6	24.7
推进装置	型号	1×12RTA96C+2×12VZA50S		
最大持续功率(MCR)	kW	94680		
持续服务功率(CSR)*		80480		
试航航速**	kn	29.7	29.4	28.9
服务航速***		28.8	28.4	27.8

注：* CSR=0.85MCR, ** 在CSR及设计吃水时，
*** 在设计吃水、主机功率为CSR并有20%海况贮备时。

—货物费收入亏损(相当于增加年消费值)25 万美元。

所有这些的 NPV(净增值)约为-1200 万美元,相当于船价增加了约 12%。

CRP 推进装置是一个很适用于大型和超大型集装箱船的方案,因为与常规单桨推进装置相比,具有:

- 每年可节省约 50 万美元的运行作业费用;
- 具有类似双桨推进船的充裕度而没有其缺点;

(下转 29 页)

海水泵可用消防泵代替,即为泡沫消防泵,但一般泡沫系统所需海水泵的流量远大于消防泵的流量,因此根据泡沫系统得到的流量,就可以作为泡沫消防泵的流量。

泡沫消防泵在设计时要注意,规范要求在本泵本地、机控室、消防控制站和驾驶室都能控制。

4.3.4 其他附件

系统中的附件主要包括各种阀件、压力表、液位计、法兰等。阀件选用主要考虑压力和通径,压力表按管路压力选择量程,液位计是用于显示泡沫罐内液位的。因系统为压力管路,管材材料均选用无缝钢管。抗溶性泡沫呈弱碱性。对金属具有腐蚀作用,因此与泡沫接触的管路、阀件等都采用耐腐蚀和耐火材料。46000吨化学品船泡沫系统采用的是镀锌无缝钢管和316L不锈钢管,阀件采用青铜。

4.4 系统控制

在46000吨化学品船的甲板泡沫灭火系统中(参见图7),各种阀都是手动操作。

两台消防泵在机舱底层,每台泵各有一个电器启动屏,屏上设有启动和停止按键及相应的指示灯;泵的进出口都接有压力表,压力表在启动屏上显示;泵的出口设有安全阀,根据系统的压力,安全阀整定压力为1.1MPa。两台泵可以互为备用,也可以同时使用。

泡沫泵安装在泡沫室内,其电器启动箱也在泡沫室内。泵的进出口设有压力表,本地显示;泵的出口设有安全阀。

比例混合器上设有两块压力表,一块指示海水压力,一块指示泡沫压力。比例混合器按压力平衡原理自动调整泡沫供应量。

泡沫罐顶部设有透气管,防止罐内真空/压力的积聚。顶部还设有液位计,以随时观察罐内的贮液量。

当发生火灾时,首先要打开各有关阀,然后启动泡沫消防泵,当消防水压力达到要求的压力后($10\text{kg}/\text{cm}^2$),启动泡沫泵,泡沫就会从泡沫罐流至比例混合器与海水混合后流向泡沫总管,此时打开泡沫炮下面的截止阀,泡沫就会从炮的喷嘴喷出,射向火区。

(上接48页)

一并具有下列操作的可行性:

- 用后桨直接驱动持续服务;
- 用前桨增加效率或提供海况贮备;
- 单独用前桨作返航和/或缓速航行。

因此,CRP推进装置还适用于:

- 可以克服一艘单桨集装箱船在70000kW左右的功率极限;
- 可用于现有船舶的改装。

与现有的船舶相比,超大型集装箱船采用上述CRP推进装置可增大航速平均为4kn。若根据船舶的尺度大小,那么其航速可提高至接近30kn。但是,在船上采用机械驱动的CRP推进装置的困难比较多,不过在经济上还是很有利的。另外,所需额外的投资费也只在100万美元以内,而且不到两年便可得以还清。

若在船上采用部分电驱动CRP推进装置时,所需额外投资费大约为450万美元。虽然这和双桨船基本相同,但这可在船舶使用期中从节省的运行作业费用上得以回收。因此,这种方案最适用于船舶的改装。

(王汉苍 译自美国《SNAME》1996年 刘峻校审)