



双体船的设计

[日本] M·UNOZAWA K·SHIMIZU

提 要

本文介绍了自1961年以来在日本钢管公司下属船厂建造的41艘排水量型双体船的资料和试验结果。以初步设计的观点略述了双体船的要素特征和各种问题。

1. 前言

双体船具有悠久的历史。但是，除了极小尺度的双体船外，仅在最近的20年内才建造了现代的双体船。它的应用正在迅速地扩展，并且还在进一步的发展，已经制成了滑行型、半浸沉型和三体艇。

然而，对于设计者来说，设计一条最佳双体船，未必很容易。因为选取主尺度，既要考虑最大宽度又要考虑片体宽度，尺度比的范围远比单体船大。另外，实船资料也较少。

表1 NKK船厂建造的双体船

序号	船名	船舶种类	数量	尺度(米) $L \times B \times b \times D \times d \times C_b$	总吨位	主机马力	服务航速(节)	载员数量	车辆数量	备注	建造年份
1	KURAKAKE-MARU	客 轮	3	22.0×11.6×3.6×3.1×2.0×0.618	176	160 PS×2	10.0	700	—		1961
2	SEA PALACE	客/车渡轮	1	38.0×12.8×3.6×3.9×2.5×0.593	435	650 PS×2	14.0	300	汽车15		1964
3	AKATSUKI	汽车渡轮	9	38.0×16.0×5.5×4.1×2.36×0.572	494	650 PS×2	13.0	530	大卡车14, 汽车2		1965
4	KING PAIR	"	2	34.0×13.2×4.0×4.9×3.4×0.603	471	550 PS×2	13.0	507	大卡车9, 汽车3		1966
5	MYOJO	航标敷设船	2	24.0×12.0×3.7×3.91×2.38×0.577	253	300 PS×2	10.7	—	—	CPP	1967
6	HIRYUU	消防船	7	26.5×10.4×3.3×3.8×2.1×0.641	198	1,100 PS×2	13.2	—	—	cpp	1969
7	ROKKO MARU	客/车渡轮	4	78.0×25.0×7.0×8.0×4.68×0.512	2,698	(1,600×2) PS×2	18.5	580	大卡车42, 汽车10, 汽车50		1969
8	WAKASHIO	海洋勘测船	1	28.0×12.0×4.0×5.2×3.3×0.380	368	260 PS×2	9.0	—	—	dpp	1971
9	COBALT	客/车渡轮	1	38.0×15.0×4.5×5.0×3.1×0.565	488	750 PS×2	13.3	350	大卡车4, 汽车12	SWA	1972

附注： L—两柱间长

D—型 深

CPP—可调螺距推进器

B—最大宽度

d—吃 水

SWA—小水线面面积

b—片体宽度

C_b—片体方形系数

dPP —甲板型推进器

日本设计建造了大约40艘双体船，其中第一艘在1961年建成。所有这些双体船，除了一艘用作远洋外，都是在静水和沿海航行的常规排水型双体船。根据它们的服务性质，可将它们归类如下：

客船和游艇	11艘	车/客渡船	20艘
消防艇	7艘	航标敷设船	2艘

上述某些典型双体船的要素列于表1中。

现在在设计和建造这些双体船过程中,所取得的主要技术经验,结合实船资料,在本文作概略介绍,供设计者参考,希望对初步设计有所帮助。

双体船相对于单体船,具有宽敞的甲板面积、优良的稳性和良好的操纵性等优点。然而,载重量相对较小,且因GM值过大引起横摇周期短和包括波浪对连接桥冲击在内的相当不利的适航性问题。此外,双体船在阻力方面也有其独有的特点。

下面,按设计方面的问题,参照实船资料讨论双体船的上述特点。

2. 甲板面积

双体船相对它的长度来说具有很大的甲板面积。由于甲板宽,所以整个甲板面积能有效地被利用,在甲板面工作以及起货操作时效率高。图1表示了船长和上甲板面积之间的关系。

如图2所示,双体船的上甲板面积对应于排水量也是大的。

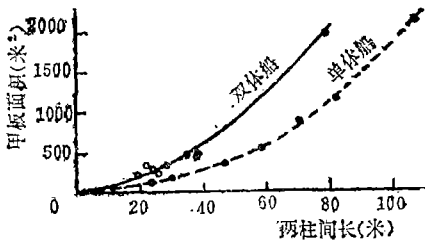


图1 船长—甲板面积

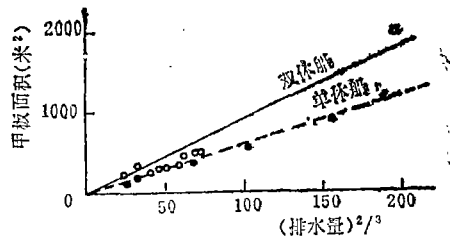


图2 排水量—甲板面积

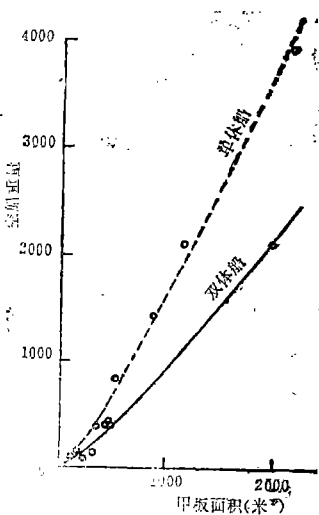


图3 甲板面积—空船重量

所以,双体船对于客船,汽车渡轮,工作船,消防船等是适用的,这些船需要较大的甲板面积但载重量又不大。显然这样的船用作货船是不适合的,货船宁愿要求载重量而不要求甲板面积。用作货船的双体船当设计成极轻货物如汽车的运载工具时或许会有好处,即货物的积载因数指定在200以上才能获得收益。

3. 主要尺度和其他

对于相同的甲板面积(装载容积),双体船的长度较单体船小20~30%,参见图1。

最大船宽与阻力、横摇、连接桥的强度密切相关,实船的L/B在1.9~3.1范围内。

由于不完全需要按稳性和上甲板以下的布置考虑每个片体的尺度和船型,所以可较自由地进行选择,以满足速度、横摇、操纵性等方面的要求。

干舷应足够的大,以使连接桥不致受到波浪的冲击。(参见9.耐波性)。

从稳性观点看,上层建筑可以做得很大,但考虑到横摇、操纵性等还是应当限制在一定的限度内。根据经验,水上的投影面积和水下的投影面积之比大约为3.5时,在操纵性上是没有问题的。比值的上限大概为4.0左右。

4. 重量

有必要使船的重量尽可能地轻。

在表 2 中, 列出一些实船资料以供参考。我们已建的双体船均为钢船体, 为了减轻重量, 可以考虑采用轻合金或玻璃钢的船体结构。

表 2 重量资料

序号	船名	船体材料	舾装设备	机电	余量(未知项)	LW	DW	排水量 ^②
1	KURAKAKE-MARU	74	43	17	1	135	45	180
2	SEA PALACE	223	97	60	12	392	30	422
3	AKATSUKI	280	61	62	4	407	153	560
4	KING PAIR	269	79	60	13	421	156	577
5	MYOJO	132	65	38	6	241	77	318
6	HIR YUU	98	50	69	6	223	36	259
7	ROKKO MARU	1414	334	301	45	2094	615	2709
8	WAKASHIO	178	90	75	8	351	103	454
9	COBALT	317	91	62	10	480	128	608

注: LW——空船重量; DW——载重量。

5. 功率和船型设计

双体船与单体船相比有较大的浸水面积, 所以在低速范围内不利, 此时, 摩擦阻力占总

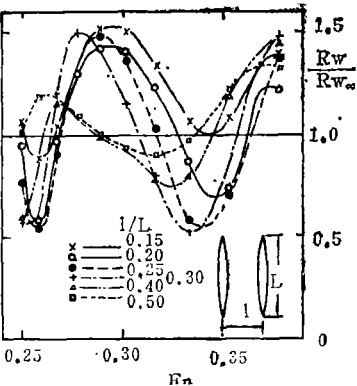


图 4 波浪干扰

阻力的较大部分。

常规双体船的服务速度最好在 0.35 傅汝德数附近, 可取 0.32~0.38。应当考虑的是消除两个片体的散波和横波, 以期在颇大程度上减少兴波阻力。图 4 表示了在数值船型中波浪干扰曲线的理论计算的某些例子。图 5 表示实船试航结果, 由图 5 可知, 大部分曲线在 $F_n = 0.35$ 附近处轻度的倾斜。

船号	L (米)	B (米)	b (米)	d (米)	排水量(t)	符号
1	22.0	11.0	2.6	1.76	145	—
2	38.0	12.8	3.6	2.43	406	—
3	38.0	16.0	5.3	2.20	510	—
4	34.0	13.2	4.0	2.75	487	●
5	24.1	12.0	4.0	2.57	305	●
6	25.6	10.4	3.3	2.20	251	—
7	78.0	25.0	7.0	4.50	2549	—
8	28.0	12.0	4.0	2.25	373	—
9	38.0	15.0	4.5	2.85	590	—
10	44.0	—	17.2	3.70	2913	●
11	106.0	—	14.62	4.62	4710	▲

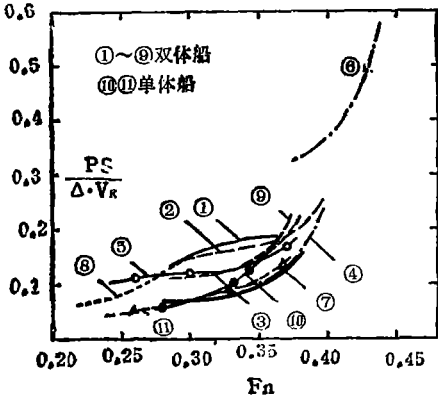


图 5 速度试航资料

可以认为, 双体船的阻力由摩擦阻力、兴波阻力和诱导阻力所组成。目前模型和实船的相关问题还没有完全弄清楚, 根据经验, 对于实船的阻力估算, 把模型阻力划分为摩擦阻力和剩余阻力似乎是正确的。摩擦阻力应用平板的摩擦公式, 剩余阻力则应用傅汝德相似定律。

决定两个片体间距时, 应特别注意间距对于兴波阻力和诱导阻力的影响。

通过预制的自由波谱, 有可能算出兴波阻力怎样随两个片体的间距而变化。通过把单个片体的兴波高度减少到最小, 使双体船的总兴波阻力变小, 从而波浪干扰变为相对地不重要了。从设计的观点看, 由于双体船的每个片体限制较小, 能够做成瘦长, 有效地应用兴波理论。[1] 已经提出了利用设计状态的 ∇/L^3 , C_p 等来决定最小兴波阻力船型的方法。

图 6 介绍了用上述方法设计船型的实例。

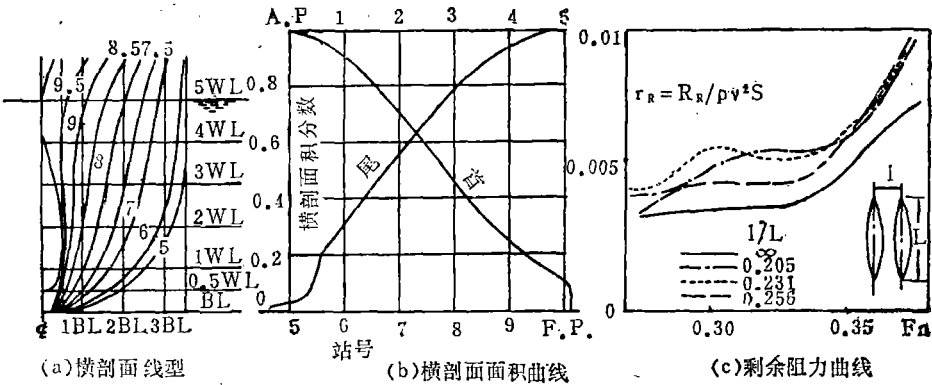


图 6 最佳船型的实例

片体船型的选择可使用单体船类似的方法。根据经验, 对于 $F_n = 0.35 \sim 0.4$, 较小阻力的船型系数应为: $C_b = 0.50 \sim 0.55$, $C_p = 0.58 \sim 0.64$, $l_{cb} = 1 \sim 2\% L_{PP}$ 舭后, 球鼻的尺寸 $A_{FP}/A_{\text{球}} = 0.07 \sim 0.10$ 。(对于较高的航速, 应选取较大的 C_p , l_{cb} 和 $A_{FP}/A_{\text{球}}$ 值。)

由于片体之一处在另一片体牵制的流水中, 当它与这种曲线流动相配合时, 船体周围产生了环流, 导致了所谓的诱导阻力和在底部的横向流动。PIEN [2] 用理论计算使片体配合流线并且在消除诱导阻力和横向流动方面获得成功。

6. 稳 性

因为双体船很宽, 所以横向稳心高度远比正常的单体船大。举例来说, 某双体汽车渡轮与单体汽车渡轮相比较, 两者载运容积相近, 在满载状态下GM是21.1米对1.3米, 最大 \overline{GZ} 是6.8米对1.3米 [3]。

双体船的初稳性可用下式计算:

$$\overline{KB} = \frac{C_w}{C_w + C_b} d \quad (1)$$

$$\overline{BM} = \frac{b^2}{d C_b} C_w \left[\frac{1}{4} \left(\frac{l}{d} \right)^2 + 0.06 \right] \quad (2)$$

式中： \overline{KB} ——浮心距基线的高度； d ——吃水；
 C_w ——吃水为 d 时的水线面积系数（片体）； C_b ——吃水为 d 时的方形系数（片体）；
 \overline{BM} ——横向稳心高度； b ——片体宽度； l ——两片体中心线之间的距离。

7. 横 摇

在初步设计阶段校核动稳性和舒适性时首先应该估算自由横摇周期。图 7 给出了某些实船自由横摇周期的资料。这些资料是由横摇试验得到的。在图 7 中值得注意的是，双体船的横向回转半径落在 $0.5B \sim 0.6B$ 范围内，而单体渡轮的横向回转半径为 $0.38B \sim 0.48B$ [4]。

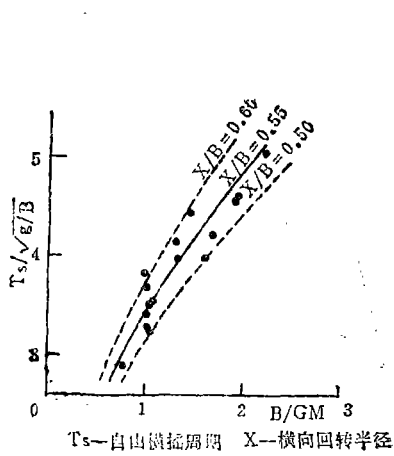


图 7 横摇试验时的自由横摇周期

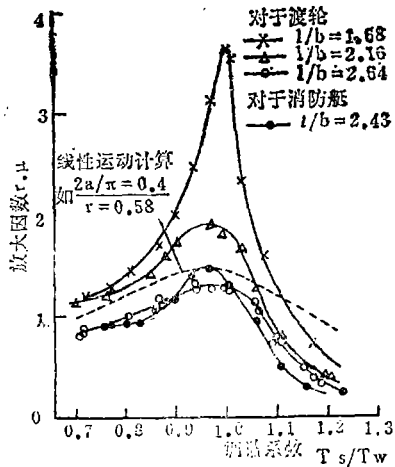


图 8 在横浪中双体船模型的横摇传递

图 8 表示了不同片体间距的双体渡轮的比例模型和实际建造的双体消防艇的模型在规则波上横摇试验的结果。试验结果表明双体船的衰减远大于单体船（当谐摇时单体汽车渡轮的放大因数 $(\gamma \cdot \mu)$ 为 $5 \sim 7$ ），所以，与单体船相比较，双体船不致发生大角度横摇。

消防艇在谐摇下的无因次横摇衰减系数 $K = 2a/\pi$ （ a —减灭系数）和有效波倾系数 (γ) 的估算示于图 8 中，据图 8，可以推测 γ 是小的，且随着波长与最大船宽之比的减小而变得更小（在这种船舶谐摇时 $\lambda/B = 3.3$ ）。

在实用范围内纵摇特性如同单体船那样来考虑。

8. 操纵性

在双体船中，因为每个片体可以较瘦长，且具有适当的船型，所以可以获得良好的航向稳定性。

对于回转，由于船长较单体船短，所以回转半径较小。假如在一个片体上的主机操正车而另一个片体上的主机操倒车，则船舶能够在原地回转，所以双体船在河道和港湾中是方便的。

根据模型试验, 如果片体间距在船长的28%和44%之间时, 回转半径与舵角之间的关系将不受片体间距的影响。

为了估算操纵性, 把在海上试航(35度回转试验)所得到的某些资料绘于图9中, 该图给出下列估算定常回转半径(R_s)的Takarada公式的常数K。

$$R_s = K \frac{\nabla}{A_R \cdot C_N \cos \delta_r} \tag{3}$$

式中: ∇ ——片体排水体积(米³); A_R ——片体舵面积(米²);

C_N ——舵上法向压力的Joessel系数; δ_r ——舵角(度)。

在图上也示出以单体船的Takarada K值来计算 $b/d = 0$ 及 $C_s = 0.55$ 的 K_0 值。使用公式(3)可以决定定常回转半径。也可以由公式(3)得到的 R_s 来校核航向稳定性, 具体如下:

$$K_s = \frac{L}{R_s} \frac{1}{\delta_r} \quad \sigma = \frac{100}{K_s} \frac{A_R}{L_d} \tag{4}$$

根据实际双体船的性能, 为了保证良好的航向稳定性, 推荐 $\sigma > 1.0$ 。实际双体船的舵面积是在 $A_R/L_d = 0.02 \sim 0.03$ 范围内。

9. 耐波性

在本节中, 首先讨论的是估算波浪中的运动, 其次, 讲述处理连接桥离水平面的净空。

9.1 双体船在波浪上运动的估算

假如船型和设计海况给定, 用理论计算各种运动可给出相当精确的数值。

例如, 双体船各种运动型式的计算(@和⑥)与模型试验的结果表示在图10中[5]。

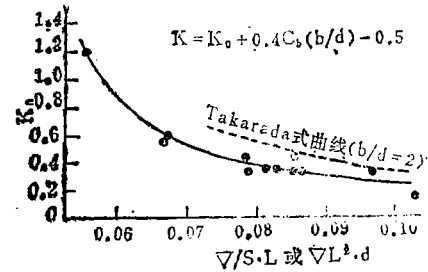


图9 估算定常回转半径的曲线图

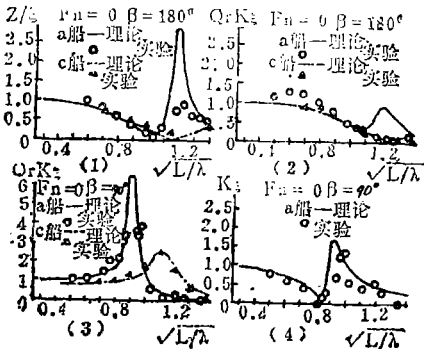


图10 各种运动型式理论计算的例子
(1) 起伏; (2) 纵摇;
(3) 横摇; (4) 横漂

@船是通过减少水线面积, 但不改变两片体的间距以达到在服务航线上避免谐摇目的所设计成的, 因此, 具有良好的舒适性。如果理论计算不切合实际, 则当然有可能用模型试验来估算[6]。

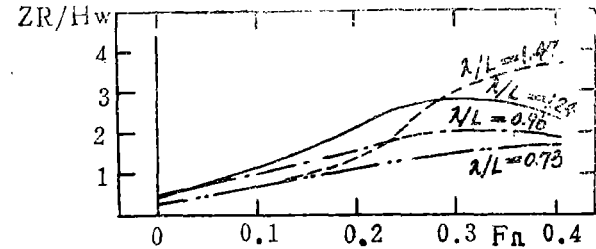


图11 在首垂线后0.14船长处相对的首部运动(模型试验)
ZR—水表面高度 HW—波浪高度

9.2 连接桥离水表面的净空

决定净空时应考虑下列因素:

- 在波浪上的相对运动。
- 航行时, 片体间所产生的波浪。

c) 首下沉。

对于a) 及b) 均可用理论计算来估算。图11及图12为模型试验的例子。

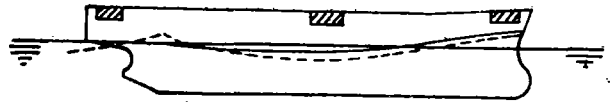


图12 水表面高度的简图

(图中实线为片体内侧水表面高度, 虚线为船中心线处的水表面高度)

对于c), 与单体船相比较的试验资料示于图13中。虽然净空高度随航速和航行区域而变化, 但是, 对于傅汝德数 (F_n) 约为0.35的双体船, 在波高约小于 $L/20$ 的海面上, 作为设计的指导, 水线以上适当的净空高度, 在首部为 $0.05L$, 舳部为 $0.03L$ 和尾部为 $0.04L$ 。

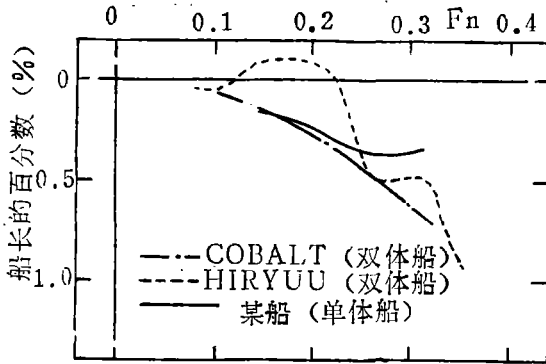


图13 在首垂线处首部的下沉

10. 连接桥的强度

在初步设计中, 应当检验连接桥的强度。这部分的强度划分为两类:

(1) 直接受到外力的结构强度

(2) 可归因于独立地作用在每个片体上外力的强度。

对于第一类, 必须考虑通常出现在普通船首的波浪冲击负荷 [7]。在实际设计时, 可取足够的干舷或者把连接桥的前端向后移, 以防波浪的冲击。

第二类问题, 这里所讨论的是双体船在波高约为 $L/20$ 或更小的相当平静的海面上的情况, 对于双体船航行在波浪严重的水域时, 需按10.5节所述进行校验。

10.1 抵抗横波的弯曲强度

当具有相同片体剖面的双体船, 处在如图14所示的波长为 λ 及波高为 H 的正弦波上时, 作用在连接桥两端静止平衡的波浪弯曲力矩将为:

$$M = P_H(D - Z)L - \frac{\rho h b^2 L}{12} \quad (5)$$

第一项表示由于作用于片体上水平力所致的弯曲力矩, 第二项表示由于垂直力所致的弯曲力矩。在这个公式中:

$$P_H = \rho h d \quad (6)$$

$$Z = \frac{d}{2} + \frac{(h/2)^2}{6d} \quad (7)$$

$$h = H \sin \frac{b}{2(b + l_1)} \quad (8)$$

对于 H , 有各种各样的建议, 但我

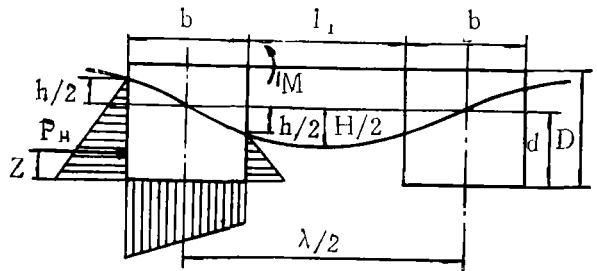


图14 横断面的定义简图

们采用 $H = \lambda/10$ ，约按安全系数为 4 来决定船体构件的尺寸。

10.2 抵抗斜波的强度

在图15中所说明的状态是一种严重的情况。此时，相当于每一个片体分别在离首、尾 $L/4$ 处已失去它的浮力的一半，且坐落在地面上的假想情况。在这样的状态下，作用于连接桥上的扭转力矩 M_T 为：

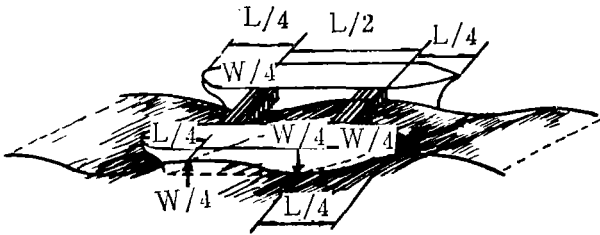


图15 扭转力矩的极端情况

$$M_T = \frac{1}{8} \Delta L \tag{9}$$

式中： Δ ——总的排水量； L ——船长。

10.3 用近似式和试验求扭转力矩

为了确定扭转力矩，对表 3 中所示双体船的约为1/60比例尺的模型做了试验，这些试验的结果示于表 4 中。表中的 M_T 值几乎是相当于 $\lambda/L = 0.3 \sim 2.0$ （试验的范围）和 $X = 30^\circ \sim 150^\circ$ 的幅值一半的最大扭矩。使用 $V = 1.192$ 米/秒的试验资料时，如果 $H/\lambda = 1/20$ 且 $M_T/\Delta L$ 的变化比例于 H/λ ，则估计 $M_T/\Delta L$ 大约为0.055，该值近似地为由公式（9）算得的数值 0.125的一半。以上可知，用公式（9）来估算偏于足够的安全。

表 3 实船与模型的要素

	实 船	模 型		实 船	模 型
L	123.0 M	2.0 M	d	8.5 M	0.1382M
B	34.8 M	0.5658M	V	18.2 KT	1.192m/s
b	10.0 M	0.1626M	C_b	0.515	0.515
D	14.0 M	0.2276M	Δ	11046 T	46.333 kg

表 4 试验的结果

V	H/λ	λ/L	X	$M_T/\Delta L$
0	1/50	0.9	120°	0.0123
1.192	1/50	0.5	150°	0.0218

附注：X为船舶前进方向与波浪方向之间的夹角

10.4 连接桥构件的强度

连接桥的首端和尾端的结构构件主要是抵抗扭转力矩，所以作为计算用的结构布置可以简化为图16所示。

另外，初步近似时，可以把片体的刚度取得很大来进行计算。那末，

$$M_T = RL. \tag{10}$$

作用于连接桥的弯曲力矩 M_b' 将为：

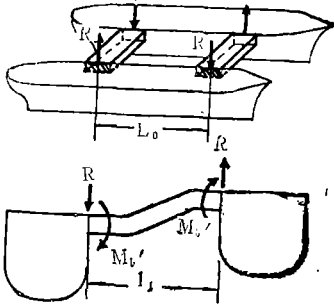


图16 由于扭转力矩所致的连接桥弯曲力矩

（下转第80页）

与此相比较的高能系统却允许连续工作，在30节速度下可工作8~17小时或者更长。

当重量有所限制时，再充电系统就不能适应，只有高能系统才可满足。

从工作观点、水下机动性方面看，高能反应剂系统是一种很有发展前途的深潜器动力推进系统。

(丁士华 王继尧 编译自[美]《Naval Engineers Journal》1981.2，

Vol.93, No.1, P63—75)

(上接第77页)

$$M_b' = \frac{1}{2} R I_1 = \frac{1}{2} \frac{I_1}{L_0} M_T \quad (11)$$

因此，可以计算弯曲应力和剪切应力了。

10.5 精确负荷的预测和结构分析

对于远洋双体船，航行在严重波浪状态的海洋中，需要进一步的精确校验。在这种情况下，计算弯曲力矩和扭转力矩，在理论上或实验上要考虑动力作用的影响和片体之间的干扰。已证实，采用三维框架结构模型，利用结构分析程序来计算应力，与实验资料有良好的相关性。

11. 结 论

对于海洋双体船，看来半潜型或小水线面面积型将成为“抗浪能力强”的双体船的主要趋向。

另外，应当记住的是，双体船并不是对于任何用途一切都好而普遍地适用的船型，但作为专用，它将在一定的界限范围内呈现出它的优越性。

(王彩当 摘译自《国际船舶实用设计会议论文集》

1977年，日本东京；徐永绥校)
