

中型单拖网渔船拖力与渔具系统匹配的研究

崔建章

(上海水产大学, 200090)

提 要 中国有数十艘中型单拖网渔船在大西洋中东部海域捕鱼,但对渔船拖力与网具、网板之间的匹配研究较少。作者经对三种不同型号渔船的测试,并同外国同类作业渔船进行对比分析,提出了网具、网板和纲索三者阻力的合理分配比例。同时提出确定渔具系统总阻力的方法。

关键词 匹配,拖力,阻力,渔具系统

目前我国已有一批中型单船底拖网渔船,在大西洋中东部海域从事海洋渔业生产。经过多年的努力,我国在该海域的捕鱼技术水平正在不断提高。为了充分发挥现有渔船的潜力,需着重解决好船舶拖力、网具、网板和纲索尺度之间的匹配问题。

外国学者曾对上述匹配问题进行了研究,并提供了有价值的见解。Koyama, T. [1974]曾对六艘不同功率渔船使用的十余顶拖网进行测试和研究,并指出,确定网板尺度的原则是网板的扩张力为网具阻力的18~20%;Dickson, W. [1971]和Koyama [1974]指出,网口水平方向充分张开的必要条件为袖端间距(L)与上纲长度(S)之比(L/S)为0.5~0.6;我国大量的网模试验则以 $L/S=0.45\sim 0.5$ 作为水平方向充分张开的必要条件(黄锡昌等,1981);Koyama, T. [1971]还提供了大型拖网正常网形时渔具系统中阻力的分配比例,网具阻力占85.0%,网板阻力占11.5%,纲索阻力占3.5%;日本和韩国在西非渔船匹配的实况也提供了可借鉴的经验。鉴于我国在大西洋中东海域作业的单拖渔船的船型、主机、螺旋桨、网具和网板的特点,可参考但不能照搬国外和国内的经验。为此作者对我国有关单拖渔船和网具系的匹配问题进行了试验和研究。

一、材料和方法

1. 材 料

(1) 渔船与渔具系统 渔船船型为GY8166、GY8160和GY8104三种。所使用的网具都为六片式单拖网,网板类型为双叶椭圆形网板。渔船[邱成宗等,1991]和网具系统的主要参数见表1。

(2) 测量仪器 计程仪的型号JLN-203;雷达的型号JMA-3525-4;角度器。

收稿日期:1993-03-09。

(1) 黄锡昌等,1981。渔具模型试验与拖网渔具的设计和改进。东海水产研究所研究报告(第1集),7-18。

表1 渔船和渔具等主要参数

Table 1 The characteristics of fishing vessels and gear system

船 型	GY8166	GY8160	GY8104
总长(米)	43.0	44.38	44.66
排水量(吨)	510	499	493
主机功率(千瓦)	1029	735	661
主机型号	YAMA T280-BT	BY8300ZC ₁	DY8300ZC
网具类型		六片式单船底拖网	
网口周长(米)	55.80	47.22	47.90
网具总长(米)	57.59	48.92	43.44
上纲长(米)	40.80	34.30	32.20
手纲长(米)	85	75	75
空纲长(米)	40	35	30
网板类型		双叶椭圆形	
网板面积(米 ²)	4.4	3.0; 3.2	2.8
网具线面积(米 ²)	118.8	86.2	79.1

2. 方 法

(1) 测量拖速和两根曳纲对应点之间的水平距离、两曳纲间的夹角,由此可换算出网板间距。

(2) 测量袖端间距(L)时,将网具系统各部分的尺度和相对位置按比例绘图(见图1),从图上可量出袖端间距。并用力学模拟悬链法加以校核。

(3) 绘制 GY8166 等四种类型渔船的螺旋桨拖力曲线。拖力等数据的计算公式 [广东工学院造船系编写组,1976]有:

$$T_s = \frac{K_T}{K_Q} \cdot \frac{Q}{D} \cdot (1-t) \quad (1)$$

$$Q = \text{DHP} \times 75 \times 60 / 2\pi N \quad (2)$$

$$W = 0.7(0.77C_b - 0.28) \quad (3)$$

$$t = 0.6(0.77C_b - 0.30) \quad (4)$$

$$V = \frac{J \cdot N \cdot D}{0.5145 \times 60(1-W)} \quad (5)$$

$$J = \frac{V}{n \cdot D} \quad (6)$$

$$N = 60 \sqrt{\frac{Q}{\rho \cdot D^5 \cdot K_Q}} \quad (7)$$

以上诸式中, T_s ——拖力; K_T ——扭矩系数; K_Q ——推力系数; D ——螺旋桨直径; t ——推力减额系数;DHP——螺旋桨收到功率; N ——主机每分钟转速; W ——伴流系数; C_b ——船体方形系数; V ——船舶的进速; J ——船舶进速系数; n ——主机每秒钟转速; ρ ——海水密度。

(4) 计算网具线面积的公式为

$$S = \frac{M+N}{2} \cdot H \cdot 4ad \times 10^{-6} \text{ (米}^2\text{)} \quad (8)$$

式中, S ——网片线面积; M ——网片多目边横向目数; N ——网片少目边横向目数; H ——网片纵向目数; a ——目脚长度; d ——网线直径。

(5) 网具系统阻力计算公式[陈良国, 1980]有:

$$R_N = 8 \cdot \frac{d}{a} l \cdot c \cdot V^2 \quad (9)$$

$$R_{ob} = \frac{1}{2} C_w \rho \cdot S V^2 + G \cdot f \quad (10)$$

$$R_r = \frac{1}{2} C'_d \rho d l' V^2 + G_1 \cdot f_1 + T_0 \quad (11)$$

以上诸式中, R_N ——网具阻力; l ——网具拉直长度; c ——网具网口拉直周长; v ——拖速; R_{ob} ——网板阻力; C_w ——网板阻力系数; ρ ——海水密度; S ——网板投影面积; G ——网板水中重量; f ——网板与海底的摩擦系数; R_r ——纲索阻力; G_1 ——纲索接触海底部分的水中重量; f_1 ——纲索与海底的摩擦系数; C'_d ——纲索悬垂部分的阻力系数; d ——纲索直径; l' ——纲索长度; T_0 ——曳纲水中自重引起的水平张力。

二、结果和讨论

(一) 对我国有关单拖渔船功率与网具、网板匹配的分析

(1) 网具的水平扩张 图 1 是按比例绘制的 GY8166 型渔船网具系统各部分的尺度和相对位置。GY8166、GY8160 和 GY8104 三种类型渔船网具的袖端间距(L)、 L/S 值及网板间距实测值均列于表 2 中。由表中可得, GY8166、GY8160、GY8104 渔船网具的 L/S 平均值分别为 0.41、0.39 和 0.41。它们均低于 Dickson, W. [1971] 提出的 $L/S = 0.5 \sim 0.6$ 和我国模型试验公认的 $L/S = 0.45 \sim 0.5$ 的结论, 其中以 GY8160 型渔船的网具更为明显。究其原因主要与网板面积偏小, 扩张力不足有关。

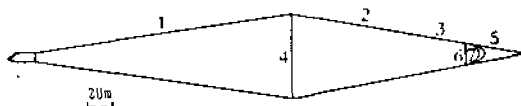


图1 GY8166 型渔船渔具系统的尺度和相对位置

Fig. 1 The size and relative scale of each part in gear system

1. 曳纲; 2. 手纲; 3. 空纲; 4. 网板间距; 5. 网具(网囊除外); 6. 袖端间距; 7. 上纲

(2) 网板面积与船舶主机功率之间关系 把实测的三种类型渔船、摩洛哥渔船(船长大多是韩国人)、日本渔船和法国渔船(F. A. O., 1974)所用的网板面积与各自的主机标定功率之间关系绘成曲线, 如图 2 所示。由图 2 可看出, 我国单拖渔船主机功率为 441—735 千瓦, 其所配的网板面积为 2.8—3.2 米², 与国外渔船相比明显偏小。在我国渔船中仅 GY8166 型的网板面积稍大一点。造成我船网板偏小的原因之一是沿用了国内的经验。国内单拖注重网口高度, 并且下纲等配置较轻, 如南海 441 千瓦渔船的网具下纲重 260 千克[李豹德等, 1990], 因此采用面积较小的网板足以扩张网口。而在西非沿海等海域作业的单拖网要求配置较重, 如摩洛哥 441 千瓦渔船的网具下纲和驱赶链的重量为 900 千克。

表2 网具的水平扩张
Table 2 Spread of otter boards and of wing ends

船型	曳纲长(米)	风向/风力	拖向(度)	网板间距(米)	袖端间距(米)	L/S
GY8166	192	NE/7	015	68.8	18.0	0.441
	203	NE/6	210	63.3	16.5	0.404
	220	NE/4	210	58.6	14.0	0.343
	220	NE/5	080	77.4	19.0	0.465
GY8160	200	NE/4	200	53.4	14.0	0.408
	250	NE/5	020	52.7	13.0	0.379
	250	NE/4	180	55.8	15.3	0.446
	230	NE/4	030	50.5	12.0	0.349
GY8104	250	N/5	030	54.9	15.0	0.466
	250	NE/5	030	45.7	11.0	0.341
	580	NE/6	220	60.7	15.5	0.481
	230	NE/5	020	50.0	12.0	0.372

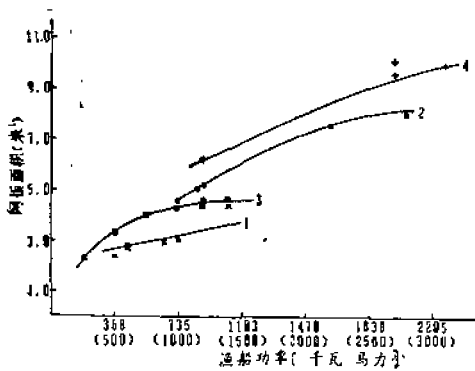


图2 网板面积与船舶主机功率的关系

Fig. 2 Relation between area of otter board and power of main engine

1. 中国; 2. 摩洛哥; 3. 法国; 4. 日本

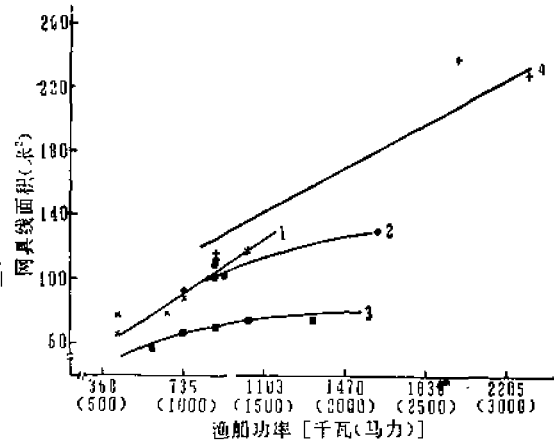


图3 网具线面积与船舶主机功率的关系

Fig. 3 Relation between netting area and power of main engine

1. 中国; 2. 摩洛哥; 3. 法国; 4. 日本

因此只有用较大的网板,才能使网具达到所需的扩张。

(3) 网具线面积与船舶主机功率之间关系 网具线面积是组成网具的网线受流面积之和,其数值应与网具阻力成正比。有关渔船所使用网具线面积见表1,网具的线面积与船舶主机标定功率之间关系如图3所示。从图3中可见,我国渔船的网具线面积与摩洛哥渔船基本一致,比法国渔船大。可以认为我国渔船的网具线面积属正常情况。

(4) 网板面积与网具线面积之间关系 网板面积与网具线面积之间关系如图4所示。该曲线基本上可表示网板与网具的匹配关系。由图4中也可看出我国渔船的网板面积偏小。但GY8166型渔船的网板面积值偏于曲线之上(网具线面积119米²,网板面积4.4米²),说明与其他中国渔船相比网板较大。但与摩洛哥、法国和日本渔船相比,网板面积仍然偏小。

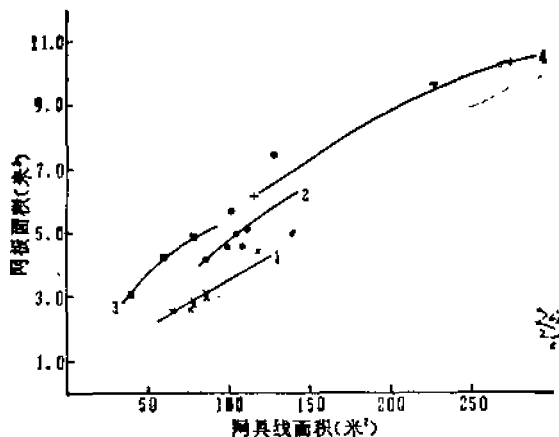


图4 网板面积与网具线面积的关系

Fig. 4 Relation between area of otter board and netting area of trawl

1. 中国; 2. 摩洛哥; 3. 法国; 4. 日本

(二) 船舶拖力与网具、网板的匹配

1. 船舶拖力的确定 船舶拖力的大小直接影响到网具和网板的尺度。我国惯常根据船舶的主机标定功率来确定网具的主尺度,即先选择母型网的尺度及其船舶主机标定功率,再根据设计网的船舶主机标定功率,用动力相似原理计算出网具的主尺度。作者认为用这种方法误差较大,因为主机标定功率并不等于船舶的拖力,船舶的拖力是主机所发出的功率逐级被机械磨损、螺旋桨、船体等损耗后的剩余部分的能量。对渔船而言,在拖速范围内只有约18~25%的标定功率转换为拖力。再则由于各船的机型、传动系统、轴系统、螺旋桨等效率不尽相同,故拖力并非与主机功率成比例。因此,在设计网具时,不能光用标定功率来计算网具的尺度,而应以拖力为依据。

GY8166、GY8160、GY8104、GY8154等渔船的螺旋桨拖力曲线如图5所示,由图5可查出任意拖速时的拖力,例如拖速为3.5节时,GY8166、GY8160、GY8104、GY8154各类型渔船的拖力依次为:128千牛、82千牛、65千牛、59千牛。另外,从图5可知,在拖速5节范围内,拖力曲线基本为直线,则各类船型的拖力与拖速的关系式为:

$$\text{GY8166型 } T_e = 156 - 8V \quad (12)$$

$$\text{GY8160型 } T_e = 96 - 4V \quad (13)$$

$$\text{GY8104型 } T_e = 91 - 7V \quad (14)$$

$$\text{GY8154型 } T_e = 71.36 - 3.5V \quad (15)$$

以上诸式中, T_e ——拖力(千牛), V ——拖速(节)。当 $V=0$ 时,上述各类型船的 T_e 分别为:156、96、91、71.36千牛,即是它们的系柱拖力。

根据拖速和对应的拖力以及标定功率可求出消耗于拖网的功率和船舶总拖曳效率。其公式为:

$$P_e = T_e \cdot V \quad (16)$$

$$\eta_e = \frac{T_e \cdot V}{\text{BHP}} \quad (17)$$

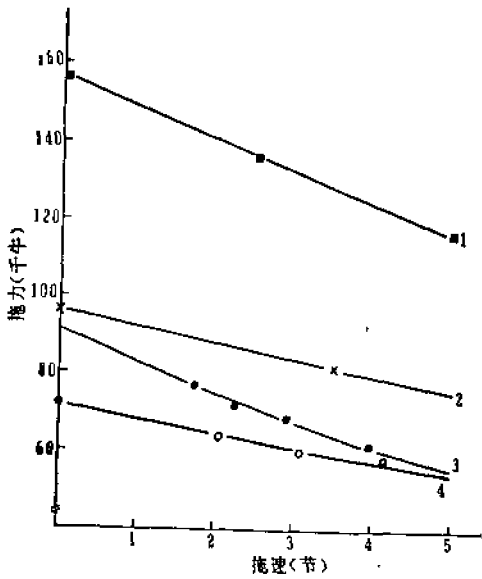


图5 渔船螺旋桨拖力和速度关系曲线

Fig. 5 Relationship between towing force of propeller and towing speed for the boat

1. GY8166型; 2. GY8160型; 3. GY8104型;
4. GY8154型

失。据生产经验大风天气顶风拖网的绝对拖速达3.0节以上可避免网板倾倒,因此可将绝对拖速从2.7节增至3.0节所增加的拖力作为储备拖力。经对10顶模型试验拖网[黄锡昌等,1981,见本文脚注(1)]的计算,拖速从2.7节增至3.0节时,网具阻力增量的平均值为8.1%(以4.5节时的阻力为100%)。由此可确定储备拖力为船舶拖力的8%左右较适宜,即 $T'_0 = 0.08T_0$ 。

式中, T'_0 ——储备拖力(千牛); T_0 ——船舶拖力(千牛)。

3. 渔具系统各部分阻力的比例确定 网具系统各部分阻力的比例是船舶拖力与网具、网板和纲索相匹配的关键,当船舶拖力和网具系统各部分阻力的比例确定后,就可利用阻力公式(9)、(10)、(11)计算出网具、网板和纲索等各部分的尺度。

若网具的正常水平扩张的条件为 $L/S = 0.47 \sim 0.5$, 以及达到该 L/S 值的一块网板扩张力至少是网具阻力的18%,则网具系统中各部分阻力之间关系可用下式表示:

$$T_0 - T'_0 = R_N + 2R_{0b} + R_r \quad (18)$$

$$\text{或} \quad T_0 - T'_0 = R_N + 2 \left(0.18 R_N \frac{C_x}{C_y} + G \cdot f \right) + R_r \quad (19)$$

式中, T_0 ——船舶拖力(千牛), T'_0 ——储备拖力(千牛), R_{0b} ——单块网板的阻力(包括水阻力和摩擦阻力), C_x 、 C_y ——网板的阻力系数和升力系数, G ——网板水中重力(千牛), f ——网板与海底摩擦系数, R_N ——网具阻力(千牛), R_r ——纲索阻力(包括曳纲、手纲、空纲和驱赶链的摩擦阻力、曳纲水阻力)。

GY8166型渔船在大西洋中东部海域生产,使用双叶椭圆形网板,捕捞头足类。当拖速为3.5节时,由图5可得拖力 $T_0 = 128$ 千牛;储备拖力 $T'_0 = 0.08T_0$;网板冲角为 38°

上两式中, P_0 ——消耗于拖网的功率; T_0 ——拖力; V ——拖速; η_0 ——船舶总拖曳效率; BHP——主机标定功率。当拖速为3.5节时, GY8166、GY8160、GY8104和GY8154型渔船消耗于拖网的功率依次为230.4、147.6、117.0和106.2千瓦,总拖曳效率依次为22.4%、20.1%、17.7%和24.1%。从总拖曳效率的差别可进一步了解不宜直接采用标定功率计算网具尺度的原因。

2. 储备拖力(T'_0)的确定 在大风天气顶风拖网时,由于风力和船舶的颠簸,使船舶的附加阻力增加,从而导致船舶的拖力和拖速降低。在实际生产中绝对速度甚至会降至2.7~2.8节,这不但减少了扫海面积,而且容易造成网板倾倒的事故。因此需有储备拖力,以补偿由于船舶附加阻力增加所造成的拖力损失。

时,其 $C_x = 0.78$, $C_y = 1.13$ [上海水产研究所, 1979], 网板面积为 4.0~4.4 平方米时, 在水中重力 $G = 4.7$ 千牛; 网板与海底的摩擦系数 $f = 0.4$; 纲索阻力经计算 $R_r = 7.5$ 千牛(其中曳纲 1.45 千牛、手纲 1.25 千牛、空纲 0.4 千牛、驱赶链 4.4 千牛)。将以上数据代入式 (19) 可得 GY8166 型渔船网具系统各部分的阻力值及其占允许使用拖力的百分比分别为: 网具阻力 85.33 千牛, 占 72.5%; 网板阻力 24.90 千牛, 占 21.1%; 纲索(包括驱赶链)阻力 7.5 千牛, 占 6.4%。

如 GY8166 型渔船采用大展弦比弧面网板 [黄锡昌, 1984], GY8160 型渔船采用或不采用驱赶链等不同情况, 以同样方法分别计算, 所得网具系统各部分阻力比例的结果列于表 3 中。

从表 3 中可看出四种情况下, 网板阻力占总阻力的百分比分别为 21.1%、14.7%、21.2%、22.1%, 均大于 Koyama, T. [1971] 的试验结果 (11.5%)。这是由于网板型式和网具结构的不同而造成的。Koyama, T. 在试验时采用阻力系数较小的大展弦比弧面网板, 同时不加装驱赶链, 因此, 网板的面积和阻力都相对小些。而表 3 中所列情况中或采用双叶椭圆网板, 其阻力系数一般较大; 或加装驱赶链, 所需网板面积也较大, 故使网板阻力占总阻力的百分比就较大。

表3 网具、网板和纲索的阻力分配表

Table 3 The proportions of drags of net, of otter boards and of ropes in gear system

船 型		GY8166 (椭圆网板)	GY8166 (大展弦比网板)	GY8160	GY8160
已知条件	主捕对象	头足类	——	——	硬体鱼
	网板类型	双叶椭圆	大展弦比弧面	双叶椭圆	——
	网板重量(千克)	800	1300	600	600
	网板阻力系数, C_x	0.78	0.31	0.78	0.78
	网板扩张力系数, C_y	1.13	1.095	1.13	1.13
	驱赶链重量(千克)	636	636	500	无
拖 力	3.5 节时拖力(千牛)	128	128	82	82
	储备拖力(千牛)	10.24	10.24	6.56	6.56
网具阻力	网具阻力(千牛)	85.33	92.92	53.14	55.71
	网板阻力(千牛)	24.90	17.28	16.00	16.66
	纲索阻力(千牛)	7.5	7.5	6.8	3.10
阻力分配 比 例	网具(%)	72.5	78.9	70.4	73.8
	网板(%)	21.1	14.7	21.2	22.1
	纲索(%)	6.4	6.4	8.4	4.1

根据渔船拖力和网具系统各部分阻力的比例, 就可利用网具、网板和纲索的阻力公式, 确定出它们各自的尺度。

三、结 语

1. 我国在大西洋中东部海域作业的中型单拖渔船, 所配网具的袖端间距(L)与上纲

长度(S)之比(L/S)为 0.39~0.41, 该值小于正常值 0.45~0.6, 是由于网板面积小和网具阻力大而引起的。

2. 采用船舶螺旋桨拖力曲线来确定船舶拖力是比较准确和可靠的办法。

3. 渔具系统与船舶拖力相匹配时, 必须考虑足够的储备拖力, 其值宜为 8% 的船舶拖力。当设计网具时, 应从船舶拖力中扣除储备拖力。

4. 对 GY8166 型渔船, 如采用双叶椭圆形网板和加装驱赶链时, 渔具系统各部分阻力占总阻力的百分比应为: 网具 72.5%、网板 21.1%、纲索(包括驱赶链)6.4%。

参 考 文 献

- [1] 广东工学院造船系编写组, 1976. 船用螺旋桨设计, 216—219. 人民交通出版社(京)。
- [2] 上海市水产研究所, 1979. 2.3米²双叶片椭圆形网板(部标准), 1—4. 技术标准出版社(京)。
- [3] 李豹德等, 1990. 中国海洋渔具调查和区划, 214—216. 浙江科学技术出版社(杭州)。
- [4] 邱成宗等, 1991. 中国钢质海洋渔船图集, 3—54. 科学出版社(京)。
- [5] 陈良国, 1980. 拖网设计与使用, 15—65. 农业出版社(京)。
- [6] 黄锡昌, 1984. 实用拖网渔具渔法, 130—177. 农业出版社(京)。
- [7] Dickson, W., 1971. Trawl gear selection, design and construction in relation to fish behaviour, vessel power and fishing conditions. *Modern fishing gear of world 3*, 342—346. Fishing news (books) LTD. London.
- [8] F. A. O., 1974. Otter board design and performance. *F. A. O Fishing manuals 10—24*. Fishing news (Books) LTD. London.
- [9] Koyama, T., 1971. A calculation method for matching trawl gear to towing power of trawlers. *Modern fishing gear of world 3*, 353. Fishing news (Books) LTD. London.
- [10] —, 1974. Study on the stern trawl. *Tokai Reg. Fish. Res. Lab.*, (77): 180—233.

ON MATCHING TOWING POWER AND GEAR SYSTEM FOR MEDIUM STERN TRAWLER

Cui Jianzhang

(Shanghai Fisheries University, 200090)

ABSTRACT Tens of medium stern trawlers from China have fished in the off-shore waters of Eastern Central Atlantic for several years. There is few report, however, on matching towing power, net and otter boards for Chinese vessels recently. According to measuring results for these three types of trawler with its own gear and comparating with foreign trawlers, the drags of net, of otter boards and of towing ropes in reasonable proportion to total drag are given in this paper. The method for determing total drag of gear system is also indicated.

KEYWORDS match, towing power, drag, gear system