

트롤어선용 노즐 프로펠러 추진기 설계에 관한 연구

정성재* · 홍진근¹ · 최종덕¹ · 김수호¹

국립수산과학원 수산공학과, ¹동원산업(주) 부산지사

A study on the design of nozzle propeller for trawler

Seong-Jae JEONG*, Jin-Keun HONG¹, Jong-Deok CHOI¹ and Su-Ho KIM¹

Fisheries Engineering Division, National Fisheries Research & Development Institute, Busan, 619-705, Korea

¹Dongwon Industries Co., Ltd., Wonyang Plaza 3rd Fl., Amnam-Dong 620-29, Seo-Gu,

Busan, 602-833, Korea

Trawlers have to a sufficient towing force due to it's characteristics of the high performance. The newly constructed trawler with the conventional propellers shows the sufficient towing force, so that the propeller and engine are optimized. In the 1970s, many trawlers were imported from overseas by Korean fisheries industries. But the engine output degradation with year by year caused the trawlers to decrease the towing speed of the vessels. On the previous studies, the nozzle propeller had not so good efficiency with increasing of resistance in high-speed cruising operation over 15knots. But the trawling operation is just required the higher thrust and towing force, so that the nozzle propeller is very profitable for the it's effectiveness. A new nozzle propeller was designed for the 4,462G/T trawler, Dong-San, operated by Dongwon Industries Co., Ltd. to improve the towing speed, and the model tests were performed. The model ship and model propeller are preciously manufactured and used model tests in basin. The resistance test and propeller open water test were performed for the cases of the half and full loads. The required engine horse power and RPM were evaluated analytically by the speed-power curve, when the trawler was equipped with the nozzle propeller. The results of tests showed that the towing speed 4.85knots on the design load waterline requires the 200 engine RPM and 2,567ps in the delivered horsepower.

Key words : Trawler, Ducted propeller(Kort nozzle propeller), Design

서 론
트롤어선은 조업 특성상 높은 예망력이 요구 된다. 특히 황천항해와 조업을 병행함으로 인해 예망력 뿐만 아니라 조업지역으로의 항해성능

*Corresponding author: denkmal@nfrdi.go.kr, Tel: 82-51-720-2592, Fax: 82-51-720-2586

도 중요한 역할을 한다. 특히 최근에 도래한 고유가 시대의 영향으로 인해 원양업계에서는 다양한 유류비 절감을 위한 대안들을 제시하며 급증하는 유류비를 낮춰 생산성 향상을 도모하고 있다. 수산업계가 신규투자의 여력을 갖지 못하는 상황에서 신조선을 통해 최적의 효율을 내는 트롤선을 조업에 투입하여 달성할 수 있는 유류비 절감은 현실적으로 곤란한 실정이다. 국내 원양 업계에서 운용하는 70년대에 도입된 트롤어선들은 엔진 노후화에 기인한 출력저하로 실제 조업에서 운용할 수 있는 예망속도는 신조선의 그것에 비해 프로펠러 추진력 저하로 연결되는 문제점이 있다. 이로 인해 선박의 운용효율이 낮아지고 높은 선속이 요구되는 상황에는 엔진의 과부하 문제가 자연스럽게 대두된다.

노즐 프로펠러(Ducted propeller or Kort nozzle propeller)는 1934년 Kort에 의해 처음으로 소개(Kort, 1934)된 이후, 50년대와 60년대에 활발하게 연구되었다(Manen and Oosterveld, 1966, Wessinger and Maass, 1968). 노즐 단면의 형상 및 양력으로 인한 추력증가에 대한 체계적인 실험은 NSMB (Netherlands Ship Model Basin)를 중심으로 수행되었다(Oosterveld, 1973). 노즐 프로펠러의 실용화는 예인선(tugs), 작업선(push boats), 보급선(supply vessels) 및 트롤선에 적용됨으로써 이루어졌다(Lewis, 1988). 이 프로펠러의 탁월한 효과에도 불구하고 높은 제작단가와 저렴한 면세유 공급 등의 이유로 인해 우리나라 어선들에서는 외면되어 왔으나 최근 급증하는 유류비로 인해 노즐 프로펠러는 다시 주목을 받기 시작하였다.

이 프로펠러의 특징은 15knots 이상 고속에서는 노즐 자체가 선체의 부가저항으로 작용하기 때문에 상대적으로 효율이 낮은 것으로 보고되지만, 저속에서 조업하는 트롤어선의 경우에는 높은 추력으로 인한 예망력 증대효과로 인해 동일한 마력을 사용할 경우 높은 선속을 낼 수 있어 유리하다는 것으로 보고되고 있다(Carlton, 1994).

이 연구에서는 동원산업(주)이 운용중인 4,462G/T 트롤어선 동산호에 장착하기 위한 적절한 노즐 프로펠러 설계와 모형시험 과정을 기술하고 있다. 노즐프로펠러의 기본설계를 수행하고 도출된 결과로부터, 실험으로 추력과 토크 값의 계측했으며, 선체와 그물의 저항을 고려하여 속력-마력곡선을 이용하여 실선에서의 예망속력과 항해속력의 추정과정을 보이고 있다.

장치 및 방법

모형선과 모형프로펠러

노즐 프로펠러 장착 대상선인 동산호는 수선간장(L.B.P) 103.75m, 폭(B) 16m, 깊이(D) 10m, 4,462G/T의 배수량과 5,000ps 엔진을 가진 남빙양 크릴과 정어리를 조업하는 트롤어선이다. 전장(L.O.A)은 112.3m이며, 흘수(draft)는 6.05m이다. 동산호의 선체 제원을 나타내는 주요치수를 Table 1에 나타내었다.

트롤어선에 장착될 프로펠러의 정확한 성능 검증을 위해서는 모형선과 모형프로펠러가 제작되어야 한다. 모형선은 동원산업(주)에서 제공한 도면에 따라 FRP 제질로 정밀하게 제작되었고 축척비는 1:40이다. 모형 프로펠러와 모형 노즐도 선주로부터 기본정보를 제공받아 1/100 이하의 가공 공차를 가지는 5축 가공기를 이용하여 아주 정밀하게 제작하였다. 제작이 완료된

Table 1. Principal dimensions of trawler Dong-San

Items	Specifications
L.O.A.	112.3m
L.B.P.	103.75m
B (molded)	16.0m
D (molded)	10.0m
Draft (D.L.W.L.)	6.05m
G/T	4,462ton
Main engine	5000ps × 230RPM
Design load draft (ext.)	6.066m
Displacement at D.L.W.L	7471.695ton
Lightship weight	3246.923ton
Deadweight at D.L.W.L	4224.772ton



Fig. 1. Photographs of the model ship.

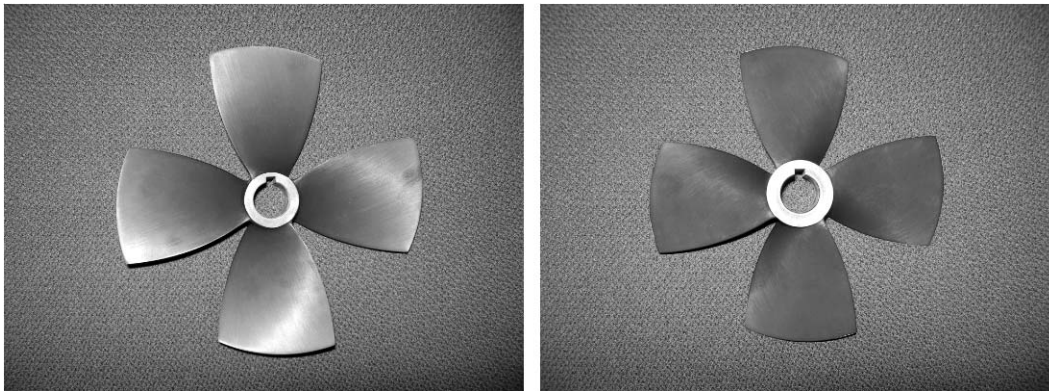


Fig. 2. Photographs of the model propeller (face:left, back:right).

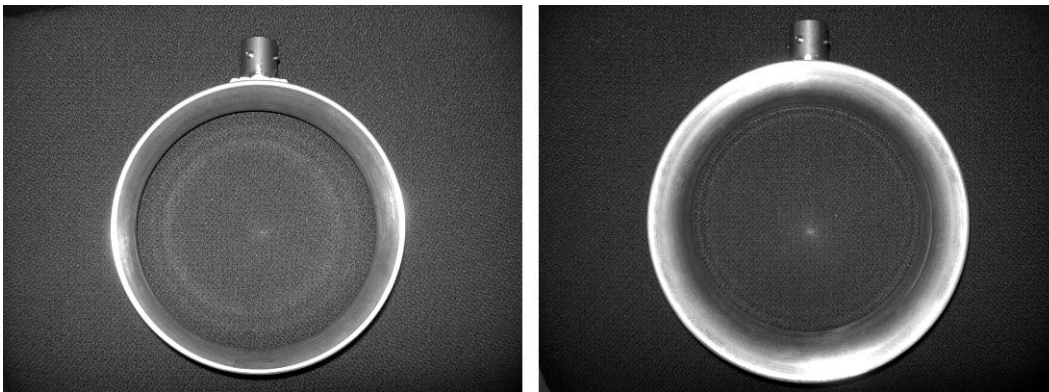


Fig. 3. Photographs of the model nozzle (face:left, back:right).

모형선을 Fig. 1에 나타내었다.

모형 프로펠러는 국제수조시험회(ITTC)가 모형시험에서 권장하고 있는 Reynolds Number ($3.0E+5$ 이상)에 적합하도록 프로펠러의 지름

을 170mm로 제작하였다(KRIS, 1980). 모형의 실물 프로펠러 대비 축척은 1:16이다. 제작이 완료된 모형 프로펠러와 모형 노즐을 Fig. 2와 Fig. 3에 나타내었다. 또한 모형시험에 사용된 선체의

Table 2. Load conditions by model tests

Designation	Symbol(unit)	Full load	Half load
Scale ratio	SCALE		
Load condition		Full load	Fishing condition
Draft, moulded	TF(m)	6.05	4.05
	TA(m)	6.05	5.82
	TMEAN(m)	6.05	4.939
Length between per.	LPP(m)	103.75	103.75
Breadth, moulded	B(m)	16.0	16.0
depth, moulded	D(m)	10.0	10.0
Number of propeller	NOPROP	1	1
Length of waterline	LWL(m)	108.15	106.15
Wetted surface area	S(m ²)	2307.	2024
Displacement volume	DISV(m ³)	7448.	5739
KB above moulded BL	KB(m)	3.207	2.60
LCB from midship, f+	LCB(m)	-0.715	-0.296
LCF from midship, f+	LCF(m)	-3.307	-1.152
Block coef.	CB	0.722	0.699
Load waterline coef.	CW	0.856	0.796
Midship section coef.	CM	0.994	0.992
Prismatic coef.	CP	0.727	0.704
LPP/B		6.484	6.484
LPP/T		17.148	21.006
B/T		2.644	3.239

Table 3. Principal dimensions of model propeller

Designation	Symbol(unit)	Ship	Model
Scale ratio	SCALE		16.0
Diameter of ship propeller (mm)	DIA. S	3040	
Diameter of model propeller (mm)	DIA. M		190
Expanded blade area ratio	EAR	0.730	0.730
Propeller pitch ratio, mean	PRMEAN	0.8783	0.8783
at tip	PRTIP	0.8783	0.8783
at 0.7R	PR70R	0.8783	0.8783
at root	PRROOT	0.8783	0.8783
Chord length-diameter ratio (0.7R)	CR70	0.3708	0.3708
Max. blade thickn. -dia. ratio (0.7R)	TR70	0.05921	0.05921
Hub-diameter ratio (aft. Displ. +)	HDR	0.1910	0.1910
Skew angle(deg.)	SKEW	0	0
Number of blades	NPB	4	4
Turning direction	TDR	R.H.	R.H.
Material		RA1Bc3	Al.
Propeller section type		Kaplan	Kaplan
Propeller nozzle type		19A	19A

흘수 조건들과 모형 프로펠러 특성을 Table 2와 Table 3에 각각 나타내었다. Nozzle section의 형태는 Kaplan으로 Marine에서 개발한 Nozzle No. 19A와 유사한 Section을 가지고 있다(Lewis, 1988).

모형시험과 시험수조

본 연구에 필요한 모형시험은 국립수산과학원 예인수조에서 수행되었으며, 각종 계측값들은 전산화된 자료 취득장치를 통하여 자동으로 얻어진 다음 분석되었다. 국립수산과학원 예인

수조의 제원은 길이 85m, 폭 10m, 깊이 3.5m 이다. 모형시험은 Froude의 상사법칙에 따라 수행하였으며, 모형시험에 대한 해석은 ITTC 1978 performance prediction method를 따르되 2차원 해석법을 적용하였다.

모형시험은 저항시험(resistance test)과 프로펠러 단독시험(propeller open-water test: POW) 두 가지를 수행하였다. 선체가 필요로 하는 추력을 얻기 위한 저항시험은 만재(full load)와 통상적인 항해상태(half load)로 나누어, 실선의 예망속력 3-6knots에 대응하는 속력과, 항해속력 8-16knots에 대응하는 속력에 대해 모형선으로 실험을 수행하였다. 대상선의 Full load 및 Half load condition 에서 실선기준 12knots 속도로 수

행되는 모형시험을 Fig. 4에 나타내었다.

프로펠러의 추력과 토크를 계측하기 위해 실시되는 프로펠러 단독시험은 무차원수인 전진비 $J_A = V_A/nD$ (V_A 프로펠러 전진속도, n 회전속도, D 프로펠러 직경)를 기준으로 계측되었고, 회전수 $n=13$ RPS (round per second)로 프로펠러를 구동하였다. 프로펠러에 노즐이 장착된 프로펠러 단독시험 준비상태와 프로펠러에 대한 예인수조에서의 단독시험 장면을 Fig. 5에 나타내었다. 특히 Propeller와 Nozzle 실험에서 얻어진 프로펠러와 노즐의 추력의 값은 그 신뢰성이 매우 중요하다. 이를 위해 MARINE의 Nozzle section No. 19A에 대한 NSMB(Netherlands Ship Model Basin)의 실험과 제작된 모형의 실험에서

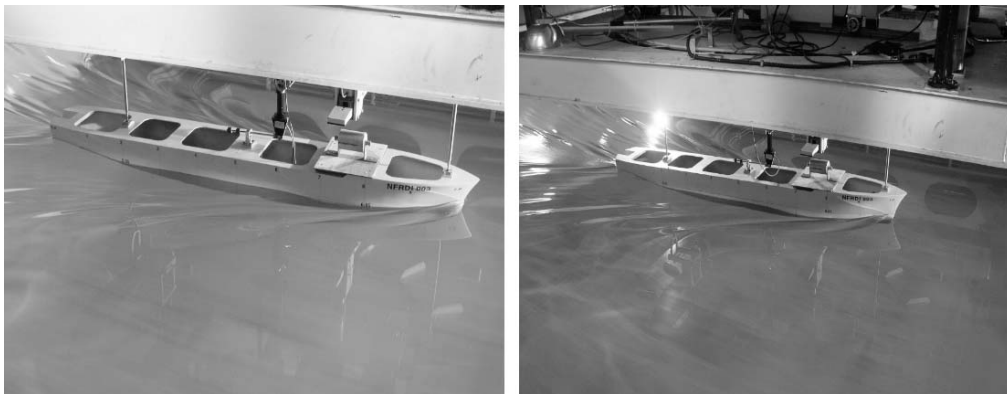


Fig. 4. Experimental scene with 12[kts] speed under full (left) and half load (right) condition.



Fig. 5. Experimental scene by propeller open water (POW) tests.

얻은 값에 대하여 $P/D=0.8783$ 일 때의 프로펠러와 노즐의 추력을 Fig. 6과 Fig. 7에서 비교하였다. NSMB의 결과 중 P/D 에 상응하는 값이 존재하지 않아 $P/D=0.8$ 과 1.0 의 값에서 보간법을 이용하여 $P/D=0.8783$ 값을 찾아 표시한 후 실험에서 얻은 값을 비교하였다. 프로펠러 단독 시험에 사용된 계측장비는 국내에서 제작된 것으로 그 특성은 메이커의 정보에 따르면 실험에서 많이 사용하는 전진속도 J_A 의 범위 $0.25 - 0.45$ 에 정확한 추력과 토크값을 나타내는 것으로 파악되었다. 이 특성을 확인하기 위해 다양한 비교실험이 수행되었으며, 계측기 메이커의 제

공정보가 정확하다는 것을 확인하였다. 그 결과 국립수산과학원 수조시험에서 얻은 값을 NSMB 수조에서 얻은 값과 비교해 볼 때 $0.25 - 0.45$ 의 범위에서 비교적 정확한 정도를 보였고, 실험의 정확도는 충분히 신뢰할 수 있다는 결론을 내렸다.

결과 및 고찰

트롤어선 동산호에 장착하기 위한 최적의 노즐 프로펠러 설계를 위한 저항시험과 추력 및 토크 시험 등의 수조시험 결과를 고찰하면 다음과 같다.

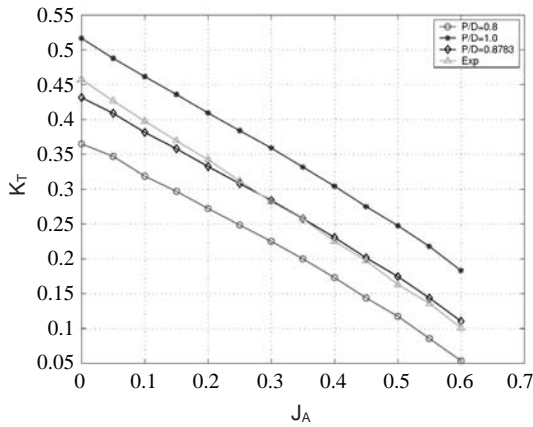


Fig. 6. Comparison of K_T values from the tests of MARINE 19A and NFRDI at $P/D=0.8783$.

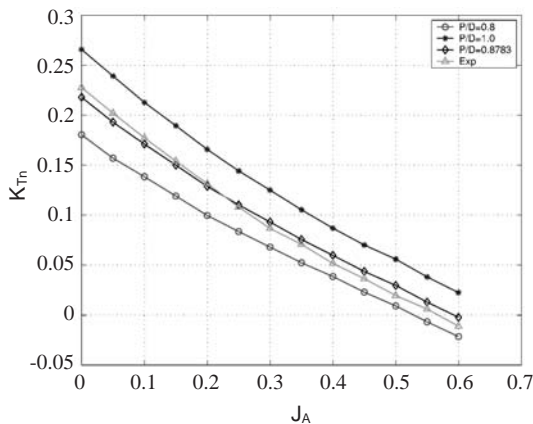


Fig. 7. Comparison of K_{Tn} values from the tests of MARINE 19A and NFRDI at $P/D=0.8783$.

저항시험

동산호 선형에 대한 Full load와 Half load condition에서 수행된 모형시험 해석결과로부터 추정된 실선의 저항을 Table 4와 Table 5에 각각 나타내었다. 여기서 VS는 선속, CFS는 실선의 마찰저항계수, CTS는 실선의 전체저항계수, RTS는 실선의 전체저항이며, 소요마력 PE는 각각 KW와 PS 단위로 나타내었다.

Full load condition에서의 저항시험의 결과는 실선이 선속 4.5knots로 항해할 때 걸리는 전체 저항은 10kilo newton이며, 이를 극복하기 위해 필요한 엔진의 소요마력은 31.4ps이라는 것으로

Table 4. Resistance performance (full load condition)

VS (KTS)	CFS *E+3	CTS *E+3	RTS (KN)	PE (KW)	PE (PS)
3.00	1.985	2.484	7.0	10.8	14.7
3.50	1.942	1.612	6.2	11.1	15.1
4.00	1.906	1.857	9.3	19.1	26.0
4.50	1.876	1.575	10.0	23.1	31.4
5.00	1.849	2.066	16.2	41.6	56.6
6.00	1.804	2.315	26.1	80.5	109.5
8.00	1.736	2.636	52.8	217.4	295.6
10.00	1.686	2.888	90.4	465.2	632.7
11.00	1.665	2.910	110.3	623.9	848.5
12.00	1.646	3.040	137.1	846.0	1150.6
13.00	1.629	3.198	169.2	1131.6	1539.0
14.00	1.614	3.353	205.8	1481.8	2015.3
15.00	1.600	3.632	255.9	1974.4	2685.2
16.00	1.587	3.900	312.6	2572.8	3498.9

Table 5. Resistance performance (half load condition)

VS (KTS)	CFS *E+3	CTS *E+3	RTS (KN)	PE (KW)	PE (PS)
9.00	1.709	3.232	71.9	333.0	452.8
10.00	1.686	3.114	85.5	440.0	598.4
11.00	1.665	3.222	107.1	606.0	824.2
12.00	1.646	3.033	120.0	740.5	1007.1
13.00	1.629	3.223	149.6	1000.5	1360.7
14.00	1.614	3.353	180.6	1300.3	1768.4
15.00	1.600	3.546	219.1	1690.9	2299.6
16.00	1.587	3.701	260.3	2142.4	2913.6

해석할 수 있다. 또한 13knots의 항해속도에서는 소요마력 1,539ps이 필요하다는 것이 저항시험으로도 출되었다.

Half load condition 저항시험은 항해선속만을 기준으로 수행되었으며, 선속 13knots로 항해할 때 선체에 걸리는 전체저항은 149.6kilo newton이며, 이 저항성분을 극복하고 선체를 추진시키기 위한 엔진의 소요마력은 1360.7ps이다. 선속 13knots일 때, 만재(full load)시에는 항해(half load) 상태에 소요되는 마력에 비하여 178.3ps가 더 필요하다는 것을 저항시험을 통해서 알 수 있다.

프로펠러 단독시험

노즐프로펠러는 프로펠러와 노즐의 추력을 동시에 계측해야 하는 번거로움이 있다. 프로펠러 설계는 주로 전진비 $J_A=0.35$ 를 기준으로 이루어지며 15%의 Sea margin을 고려한 저항을 기준으로 만재할수에서 요구되는 항해속력으로 선박을 추진시키는데 필요한 추력을 발생시킬 수 있도록 한다. 모형선-실선 상관관계를 이용하면 추력계수로 프로펠러가 만드는 추진력을 파악할 수 있으며, 토크계수로 추진축에 걸리는 토크를 파악할 수 있다. 실선에 설치된 엔진의 회전수와 토크 값은 엔진메이커에서 제공한 것을 참고하여 엔진이 상용출력의 범위 내에서 추진될 때 과부하가 발생하지 않도록 프로펠러를 설계하게 된다. 노즐이 만들어 내는 추력 K_{Tn} 도 계측하여 요구되는 선속을 내는 추력에 기여하

Table 6. Test results of propeller open-water model test

J_A	K_T	$10K_Q$	K_{Tn}	η_0
0.00	0.457591	0.227590	0.331466	0
0.05	0.426535	0.201979	0.324735	0.104524
0.10	0.397605	0.177276	0.317662	0.199208
0.15	0.369409	0.154059	0.311940	0.282714
0.20	0.342202	0.131438	0.307155	0.354630
0.25	0.311712	0.108112	0.300560	0.412650
0.30	0.282107	0.086711	0.290532	0.463619
0.35	0.257109	0.070740	0.280171	0.511189
0.40	0.225106	0.051742	0.269696	0.531366
0.45	0.197239	0.036413	0.259990	0.543336
0.50	0.163113	0.019589	0.239976	0.540892
0.55	0.135972	0.005990	0.224508	0.530154

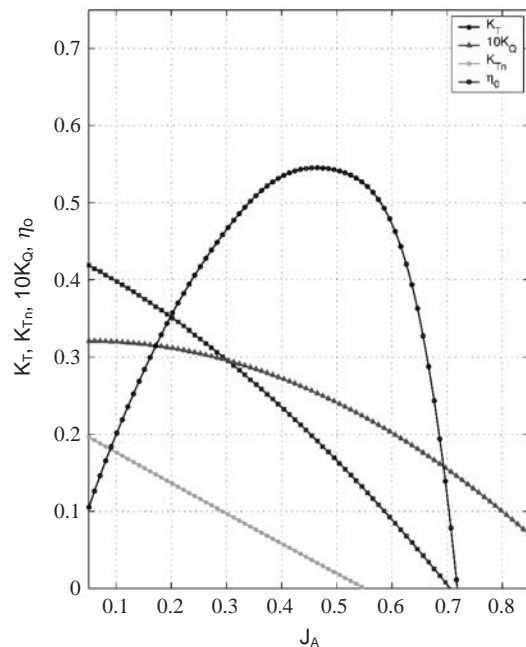


Fig. 8. Open-water characteristics of the model propeller.

는 정도를 더해 프로펠러 설계에 이용하였다.

모형 프로펠러의 단독시험에서 얻은 특성에 대한 해석결과를 Table 6과 Fig. 8에 나타내었다. 여기서 J_A 는 프로펠러의 전진비, K_T 는 추력계수, $10K_Q$ 는 토크계수에 10을 곱한 값, K_{Tn} 은 노즐의 추력계수를 나타내며, η_0 는 프로펠러 효율이다. $J_A=0.35$ 에 대응하는 속도로 예인전차를 끌고, 회전수 13RPS로 모형 프로펠러를 구동시키면서 계측한 프로펠러의 추력계수 $K_T=0.2571$,

토크계수 $K_Q=0.00707$, 노즐의 추력계수 $K_{Tn}=0.2802$ 이며 이때의 프로펠러 효율 $\eta_0=0.5112$ 로 측정되었다.

예망시의 저항성능

예망시의 저항 특성에 대한 결과는 트롤그물에 대한 실선의 계측자료를 사용하였으며, 선주로부터 제공받은 Table 7 자료를 이용하여 실선의 속력-마력 추정계산에 사용하였다. Tension은 전개판에서 계측된 값을 장력으로 표시하였으며, 각 속도에 대응하는 장력을 엔진 유효마력 EHP로 환산하였다. 여기에 다시 Table 4 저항시험 결과에서 얻어진 선체 저항성분 RT를 더하면 해당되는 예망속력에서 필요한 엔진의 마력을 구할 수 있고, 이것을 Table 7에 나타내었다.

Table 7을 고찰해 보면 예망선속이 5.0knots 일 때 그물을 끄는데 필요한 힘은 26,506.7kgf이며, 이 때 필요한 엔진마력은 909ps이다. 여기에 선체를 추진시키는 필요한 엔진마력 56.6ps을 더한 965.6ps가 선속 5.0knots로 예망을 할 때 엔진이 감당해야할 마력이며, 이것을 예망시 속력-마력 추정에 이용하였다.

속력 및 마력 추정

저항시험과 프로펠러 단독시험에서 얻어진 결과를 이용하여 Sea margin(S/M)이 없을 때 추정된 예망선속을 Table 8에 나타내었다. 속력 및 마력추정 계산에서는 저항시험을 수행하지 않았기 때문에 저항요소인 반류와 추력감소 성분은 근사적 방법에 의하여 추정하였다. 아울러 엔진노화에 기인하는 마력저하계수는 $\eta_{ed}=0.90$ 로, 축전달계수인 η_T 는 0.97로 가정하였다. 부가물 저항은 나선(bare hull) 저항시험결과에 8%를 증가시킨 값을 계산에 반영하였다.

이러한 가정을 예망시의 저항성능 추정에서 나온 값에 반영한 값을 Table 8 유효마력 EHP 로 다시 나타내었다. 선속 3-7knots 대응하는 유효마력에 저항요소인 반류계수(W)와 추력감소계수(T)를 각각 0.292 및 0.204로 가정하여 속력-마력 추정에 고려하였다. 추력과 전진속도 및 엔진 RPM에 따른 효율(프로펠러: ETA0, 선체효율: ETAH, 상대회전효율: ETAR, 추진효율: ETAD)을 ITTC 1978 method에 준하여 전달마력 DHP으로 계산되는 과정을 Table 8에 나타내었다.

Table 7. Resistance characteristic of net by trawling condition

Trawler speed(kts)	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0
Total tension(kgf)	11378.4	14400.6	17645.9	21830.5	26506.7	38462.0
EHP(ps)	234.0	345.7	484.1	673.8	909.0	1582.8
RT(ps)	14.7	15.1	26.0	31.4	56.6	109.5

Table 8. Speed-power prediction (trawling condition w/o S/M)

VS (KTS)	3.00	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50	7.00
EHP (PS)	261.2	378.8	535.6	740.4	1013.9	1349.6	1776.9	2218.3	2813.9
1 - W	.708	.708	.708	.708	.708	.708	.708	.708	.708
1 - T	.796	.796	.796	.796	.796	.796	.796	.796	.796
KT/J2	13.8155	12.6172	11.9514	11.6034	11.5835	11.5844	11.7480	11.5355	11.7158
JTS	.1613	.1678	.1719	.1742	.1743	.1743	.1733	.1747	.1745
RPM	133.68	149.90	167.24	185.68	206.16	226.78	248.95	267.51	290.09
ETA0	.297	.306	.312	.315	.315	.315	.314	.316	.314
ETAH	1.124	1.124	1.124	1.124	1.124	1.124	1.124	1.124	1.124
ETAR	1.020	1.020	1.020	1.020	1.020	1.020	1.020	1.020	1.020
ETAD	.3404	.3508	.3575	.3614	.3616	.3616	.3598	.3622	.3601
DHP	767.3	1079.9	1498.0	2048.8	2803.9	3732.3	4939.2	6125.2	7813.9

추진성능 추정

모형시험의 결과로부터 도출된 선속에 따른 소요마력과 엔진 RPM을 Trawling condition 일 경우 Sea margin 이 없을 때, Service condition 은

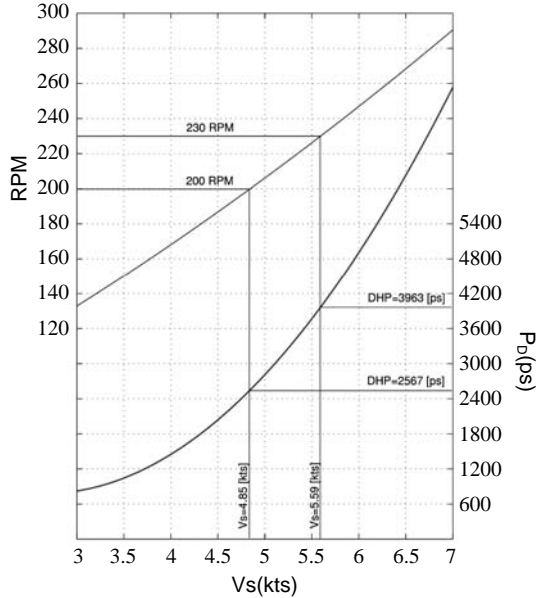


Fig. 9. Prediction of powering performance (trawling condition w/o S/M).

15%의 Sea margin을 고려한 결과를 추정하였다. Fig. 9에서는 예상시 실선의 엔진 RPM이 200일 때, 예상선속은 4.85knots이며 소요되는 엔진의 전달마력은 2,567ps로 추정되었다. 동산호가 최대 엔진 RPM인 230회전수로 예망을 할 경우의 추정된 선속은 5.59knots이며, 이때 필요한 마력은 3,963ps로 추정되었다.

Full load로 항해시 추정된 선속과 소요마력을 Fig. 10에 나타내었다. 엔진 RPM 200일 경우의 항해속력은 11.75knots이며 소요마력은 2,156ps이다. Half load 조건으로 엔진 RPM이 200일 경우의 항해시에 필요한 소요마력은 2,157ps이며, 이때의 선속은 12.15knots로 추정되었고 이것을 Fig. 11에 나타내었다.

고 찰

노후된 엔진으로 구동되는 트롤어선 동산호의 경우, 엔진이 출력여유를 가지고 조업하는 것이 중요한 의미가 있다. 엔진의 출력여유는 엔진 자체마력을 남기는 것으로 주어진 엔진마력보다 낮은 마력을 흡수하게 설계되며, 프로펠러 회

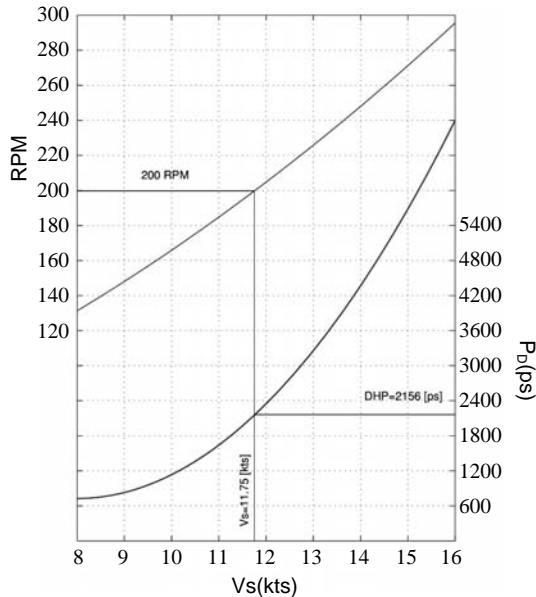


Fig. 10. Prediction of powering performance (full load w/ 15% S/M).

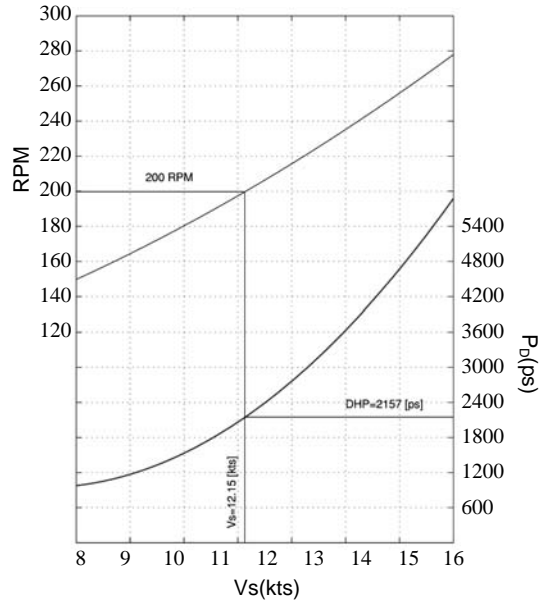


Fig. 11. Prediction of powering performance (half load w/ 15% S/M).

Table 9. Engine margin by trawling and service conditions

Condition	RPM(N)	Speed(kts)	Required power(ps)	Available power(ps)	Engine margin(%)
Trawling (full load) (w/o S/M)	190	4.59	2159	2734	21.0%
	200	4.85	2567	3189	19.5%
	230	5.59	3963	4850	18.3%
Service (half load) (w/ 15% S/M)	190	11.58	1820	2734	33.4 %
	200	12.15	2157	3189	32.3 %
	230	13.73	3383	4850	30.2 %
Service (full load) (w/ 15% S/M)	190	11.58	1820	2734	33.4 %
	200	12.15	2157	3189	32.3 %
	230	13.73	3383	4850	30.2 %

전수는 주어진 마력에 대응된 회전수에 설계되게 한다. 이러한 엔진 출력여유는 항해시 주어진 엔진마력을 모두 흡수할 수 있게 하며 100%의 회전수를 넘지 않게 한다. 그러므로 항해시 프로펠러 부하증가를 고려하여 마력여유(power margin)를 가지게 설계한다. 권장하는 엔진여유(engine margin)는 엔진 상용출력(normal continuous rating: NCR) 부근으로 엔진마다 다르지만 통상 연속최대출력(maximum continuous rating: MCR)의 75 - 90% 이다 (Park and Kim, 1988).

동산호에 대한 일련의 선형시험에서 실선의 조업과 항해시에 빈번하게 사용하는 RPM 기준으로 예망 및 항해시(Service condition)의 선속, 동산호에 요구되는 소요마력과 사용가능마력 및 엔진여유를 계산하여 고찰한 결과를 Table 9에 나타내었다. 조업을 위한 예망과 항해상태에서 각각 권장하는 엔진여유를 가지고 있으며, 이는 조업이나 항해시 선박의 운용에 대단히 효율적으로 작용할 것으로 판단된다. 이러한 추정과 계산은 선체표면이 깨끗하고 바람이 없는 상태로, 파랑에 의한 부가저항을 고려하지 않은 것이다.

모형시험에서 얻은 선형의 저항값과 프로펠러의 추진력에 대한 결과는 시험수조의 특성에 따라 축적된 자료를 이용한 보정을 실시하여 실선에서 반드시 충족시켜야 하는 조건에 맞추어 보수적으로 해석하는 것이 일반적이다. 따라서

본 연구를 통해 추정된 예망과 항해시의 노즐 프로펠러 성능과 예망 및 항해선속에 대해서 추후 동산호의 실선조업에서 얻은 자료와 비교하여 분석할 필요가 있다.

결 론

트롤러선 동산호에 장착하기 위한 노즐 프로펠러를 설계하고 일련의 수조시험을 수행한 결과는 다음과 같다. 노즐 프로펠러를 장착했을 때, 최대출력 230RPM으로 예망할 경우 예망속도는 5.59knots이고, 실선에서 통상적으로 사용하는 200RPM의 출력으로 예망할 경우 예망속도는 4.85knots이다. 한편 노즐 프로펠러를 장착하지 않은 기존선에서 최대출력 230RPM으로 예망할 경우 예망속도는 5.172knots 이고 통상적으로 예망시 사용하는 200RPM의 출력일 때 예망속도는 4.5knots이다. 이것은 최대출력 230RPM에서는 노즐 프로펠러를 장착했을 때 0.418knots가 증속된 것으로 7.5%의 속도향상 효과가 있고, 200RPM에서는 7.2%의 속도향상 효과가 있다. 따라서 이에 상응하는 만큼의 연료비 절감이 가능할 것으로 판단되나, 이는 추후 엔진의 Rack position을 확인하여 연료비 절감효과에 대한 보다 정확한 값을 비교할 수 있을 것이다. 항해시에도 기존 프로펠러보다 빠른 선속을 낼 수 있는 것으로 확인되었으며, 노즐 프로펠러가 가진 약점인 고속에서의 저항증가는 동산호의 항해속력 12.5knots에서는 나타나지 않았다. 또한

노즐 프로펠러 장착으로 인해 충분한 엔진마진을 가지게 되면, 과부하를 염려하지 않고 조업을 할 수 있기 때문에 현장 조업시 생산성이 크게 향상될 것으로 기대된다.

사 사

본 연구는 동원산업(주) 의뢰로 국립수산과학원 수탁과제 ‘트롤어선 동산호 추진기의 성능실험과 해석연구(2007. 6)’ 로 수행되었으며, 도움을 주신 동원산업(주) 관계자들과 남성유체기술산업(주)에 감사드립니다.

참고문헌

- Carlton, J.S., 1994. Marine Propellers and Propulsion. Butterworth Heinemann, pp. 15 – 17.
- Kort, L., 1934 Der neue Duesenschrauben –Antrieb. Werft-Reederei-Hafen, Jahrgang 15. Heft 4, pp. 41 –43.
- KRIS(Korea Research Institute of Ships), 1980. A Study on the development of self propulsion test in model basin. Report of KRIS, pp. 17 –19.
- Lewis, Edward V., 1988. Principles of naval architecture second revision. Vol. II Resistance, Propulsion and Vibration, pp. 213 –225.
- Manen, J.D., and M.W.C. Oosterveld, 1966. Analysis of ducted propeller design. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 74, 522 –562.
- Oosterveld, M.W.C., 1973. Ducted propeller characteristics, Paper No. 4., Proceedings RINA Symposium on Ducted Propellers, Teddington, England, pp. 35 –68.
- Park, M.K. and Y.J. Kim, 1988. On the margin conception and design point in ship’s propeller design. Journal of Korea Society of Marine Engineering, 12, 141 –152.
- Weissinger, J. and D. Maass, 1968. Theory of the ducted propeller, A review. 7th Symposium on Naval Hydrodynamics, ONR, pp. 1209 –1264.

2008년 7월 22일 접수

2008년 7월 29일 1차 수정

2008년 8월 4일 수리