대한조선학회논문집
Journal of the Society of Naval Architects of Korea
Vol. 47, No. 6, pp. 787-791, December 2010
DOI : 10.3744 / SNAK.2010.47.6.787

소형 Waterjet 추진성능 검증에 관한 연구

김경배[1,†] · 조동주[2] · 박명규[3]
국방기술품질원[1]
Hamworthy Co.,Ltd.[2]
한국해양대학교[3]

A Study on the Performance of Waterjet Propulsion System for Small Naval Ship

Kyoung-Bae Kim[1,†] · Dong-Joo Cho[2] · Myung-Ku Park[3]
Defence Agency for Technology and Quality / DTaQ[1]
Hamworthy Co.,Ltd.[2]
Korea maritime university[3]

Abstract

This paper describes the performance of small waterjet propulsion system and show the influence of performance for nozzle shape and area. The installed engine sets a limit on maximum power in below 1800 rpm for fuel saving. Our designated target is reached by redesign of the impeller considering engine characteristics and extention of nozzle pararell part. The results of the full-scale ships are compared with thoes of the model test. In the future, those experimental data will be applied to the relation study between engine characteristics and powering performance prediction.

Keywords : Waterjet propulsion(물제트추진), Angle of attack(유입각), Momentum flux(운동량 흐름)

1. 서 론

최근 군함의 건조경향은 피탐효과를 극대화하기 위하여 수중방사소음을 최소화하고 저수심에서 운항이 용이하도록 프로펠러 추진에서 워터제트 추진함정으로 변화하고 있다. 그러나 워터제트 추진기는 전량 외국에서 수입하여 탑재되어 오다가 수년전부터 국내에서 워터제트를 실선시험을 포함하여 성공적으로 개발이 완료되었다고 판단된다(Kim & Ahn, 2003). 워터제트 개발은 일반 프로펠러 선박과는 달리 모형시험과 실선과의 차이를 정확하게 규명된 사례가 적은 실정이다. 일반프로펠러 선박의 경우에는 많은 실적선 자료가 확보되어 있는 반면에 물분사 추진장치 선박의 경우에는 성능특성을 확인 및 검증할 수 있는 세부적인 자료가 전 세계적으로도 매우 제한적이어서 더욱 실선에 대한 검증자료가 필요한 상황이다. 물분사 추진장치의 실선탑재를 위해서는 여러 가지 고려요소가 있으나 우선 추진축계와 연동문제가 우선 고려되어야 한다. 볼라드 풀 시험(bollard pull test)과 모형시험에서 추정했던 예상값을 실선에서 구현하기 위해서는 ITTC '96(ITTC, 1996)에서 언급됐던 모멘텀플럭스 방법에 의한 소요마력이 실선에서 일치하는지를 검증할 필요가 있다. 또한 엔진의 회전수별 출력 특성에 맞추어서 임펠러의 피치와 회전수를 맞추고 스테이터 외형치수와 베인 형상 및 노즐의 치수를 결정하는 과정이 중요하다.

2. 워터제트 설계 및 모형시험

워터제트 추진기의 설계기준과 설계주요 치수는 아래와 같다 (Haglund, et al., 1982).

- Thrust, T
  $T = R_T/2$ = 49.54kN
- Jet Velocity, V_j = 28.06m/s
  $T = \rho(A_N V_j)\{V_j - V_w\}$, $V_w = (1.0-0.07)\,V_S$
  $\Rightarrow \quad V_j^2 - V_w V_j - T/\rho A_N = 0$
- 유량(Flux), q
  $q = A_N \cdot V_j$ = 3.526 $m^3/\sec$
- Jet Efficiency, η_j
  $$\eta_j = \frac{1}{1-w}\,\frac{2\mu(1-\mu)}{1+(1-\eta_n)-\eta_I\mu^2+2gh_j/V_j^2}$$
  $= 0.635$
  where η_n = Nozzle Efficiency = 0.98
  η_I = Intake Efficiency = 0.8
- Pump Head, H_p
  $$H_p = \frac{V_j^2}{2g\eta_n} - \frac{\eta_I V_w^2}{2g} + h_j$$ = 32.55m

접수일 : 2010년 9월 30일 | 승인일 : 2010년 11월 18일 | † 교신저자 : kkbdtaq@empas.com, 051-331-2616

- Flux Transfer Coefficient, ϕ

$$\phi = \frac{q}{nD^3} = 0.425$$

- Energy Transfer Coefficient, ψ

$$\psi = \frac{gH_p}{n^2D^2} = 1.632$$

- Pump Efficiency, η_p

$$\eta_p = \frac{\phi}{2\pi}\frac{\psi}{K_Q} = 0.856$$

- 준추진효율(QPC), η_d

$$\eta_d = \eta_p\eta_j\eta_r = 0.544$$

- Net Positive Suction Head, $NPSH$

$$NPSH = H_{atm} + \eta_i\frac{V_w^2}{2g} - h_j - H_v = 18.39\text{m}$$

- Thoma Parameter, σ_H

$$\sigma_H = NPSH/H_p = 0.596$$

임펠러의 설계결과는 아래와 같다

소요동력 : 1390 kW, 축전달계수 : 0.97

Torque : 11.8 kN-m, K_Q : 0.1289

Flux Transfer Coef : 0.425, Energy Transfer Coef : 1.632, 임펠러 효율 : 0.856

탑재될 선박의 모형시험은 실선의 1/12의 축척비를 가지며 주

Table 1 **design criteria of waterjet**

요 목	설계 기준
선 속	30.0kts
Engine 출력	1390kW
Engine RPM	2050
선체 저항	99.08kN
Impeller RPM	1090

Table 2 **Principal dimensions of waterjet**

Item		주요치수
Inlet Dia.	D_I	600mm
Nozzle Dia.	D_N	400mm
Pump Dia. max	D_B	770mm
Stator Length	L_N	580mm
Pump Length	L_I	440mm
Intake Length		3205mm
Shaft Height		615mm

Table 3 **Principal dimensions of the model vehicle (scale ratio=12)**

Length between perpendiculars(m)	1.783
Length at designed water line(m)	1.783
Breadth moulded(m)	0.467
Draft(m)	0.093

Table 4 **Principal particulars of the model waterjet pump**

Patrol Boat	
Impeller diameter max(mm)	63.07
Number of blades, Impeller	7
Stator diameter max(mm)	64.11
Number of blades, Stator	9
Nozzle diameter(mm)	37.1

요제원은 Table 1, 2에서 보는 바와 같다.

부산대학교에서 실시한 모형시험(Busan University, 2005)과 동일 선형을 삼성중공업(Samsung Ship Model Basin(SSMB), 2000)에서 5.8366 scale ratio로 실시한 실험과 비교하였으며 자항시험 결과는 Fig. 1에서와 같이 유사한 실험결과를 보여주고 있다. 그러나 설계 회전수 1090RPM으로 설계된 임펠러를 기준으로 Froude 상사조건에 의하여 모형에서 3800RPM의 고속 회전으로 시험하여 실선에서 2400rpm과 상이하므로 실선 탑재시 엔진과의 회전수 관련 상호간 맞춤이 필요한 것으로 예상되었다. 자항 시험의 결과는 선속이 증가함에 따라 저항은 선형적으로 증가하는 경향을 보이고 있다. 자항시험에서는 젯을 통해 유출되는 유량을 정의하기 위하여 노즐 입출구에서의 압력을 계측하고 동시에 저항과 토오크를 함께 계측한 결과를 분석하였으며 그 결과는 Table 5와 같다.

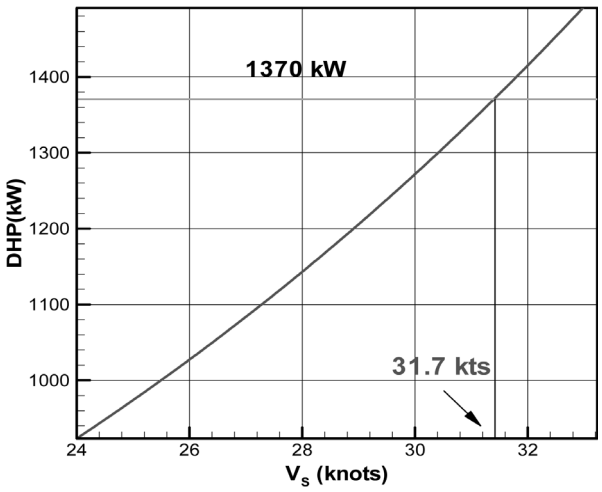

Fig. 1 **Estimated delivered power vs. speed**

Table 5 **Self-propulsion test analysis results(ITTC 1996 method) by adjusting towing force(P_D)**

Model speed V_M (m/s)	Ship speed V_S (knots)	Rev. n (rpm)	Momentum flux(N) $M_7 - M_1$	Jet system power $E_7 - E_1$	Effective pump $P_{PE} = E_5 - E_3$
3.56	24	3056	51.24	255.14	260.30
3.86	26	3176	54.31	282.21	291.20
4.15	28	3292	61.58	326.09	333.91
4.45	30	3485	65.79	366.25	378.65
4.75	32	3540	67.16	388.18	408.11

모형시험은 실선에 대한 예측이므로 실선속력이 구현되기 위한 소요마력은 Fig. 1은 실선에서의 선속에 대한 DHP의 예측값을 나타내고 있다.

3. 시제품의 제작 및 설치

함정에 탑재를 위해서는 도면에 의한 제작방법에 따라 가공업체에서 제작을 하게 되는데 제일 어려운 부분이 알미늄 소재를 주물에 의한 임펠러의 틀을 만들고 정밀하게 가공하는 것이었다. 또한 가공된 임펠러를 정확한 치수를 검사하여 5/100mm 가공오차 범위에서 확인하였으며 특히 성능에 직접적인 영향을 미치는 임펠러 하우징과 임펠러의 gap cleance는 0.5~0.7mm 이내가 되도록 확인하였다.

Fig. 2 **Assembling of impeller and impeller housing**

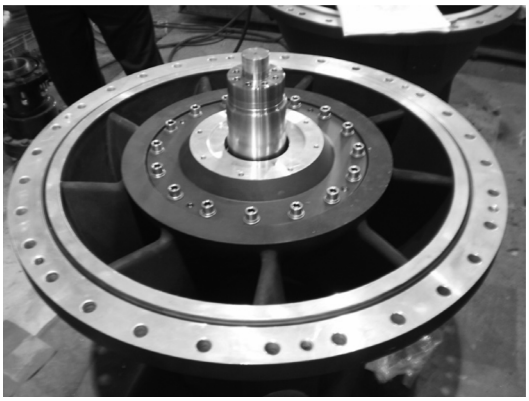

Fig. 3 **Fabrication of stater**

또한 워터젯 시스템 구현을 위하여 여러 가지 어려움이 많았으나 조향장치를 구현하기 위한 유압장치는 특히 설치성 및 운용 용이성을 고려하여, 설계도면 대비 많은 부분의 수정이 있었다. 이렇게 제작된 구성품을 시스템으로 구성하여 실제함정에서 성능을 발휘할 수 있도록 육상에서 최고 회전수 까지 구동시험을 실시하였다. 이러한 시험은 베어링, 실, 냉각장치 및 유압장치 등이 적절히 작동되는가를 선박에 설치하기 전에 사전 점검하는 차원에서 실시하였다(Kim, et al., 2004).

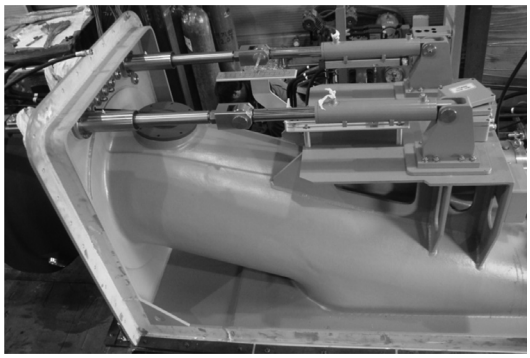

Fig. 4 **Figure of inlet duct and hydraulic system**

4. 실선 성능시험

육상에서 시험을 거쳐 완성된 추진기 시스템을 함정에 설치하면서 여러가지 어려운 점이 많았으나 막상 설치 후 해상시험을 해본 결과 모형시험시 된 회전수와 실선의 회전수 차이로 인한 오차가 있고, 엔진특성이 순항시 연료절약을 위해 1800rpm 이하에서는 최대출력을 내지 않도록 특성화된 엔진에 적용하기 위한 어려움이 있었다. 최초 시운전은 결과적으로 최대출력에 도달하지 못해 임펠러를 수차례 재설계하여 엔진의 부하가 걸리지 않도록 하였다. 또한 버켓의 설치가 저속구간에서는 선미 후류에 접촉으로 인한 선체저항의 증가를 배제 할 수 있도록 재설계하였으며, 노즐의 평행 끝단부가 작아 평행부를 연장함으로써 노즐에서 분사시 퍼짐현상을 최소화 하였다. 임펠러에 의해 가속된 유동이 스테이터를 거치면서 회전방향의 속도성분이 최소화 되었고 이는 가속된 운동에너지가 대부분 축방향의 운동에너지로 변환된 것을 의미한다.

Fig. 5 **Sea trial view**

초기단계 시운전 결과는 임펠러 과부하로 인하여 속력이 19놋트에서 최대 24놋트까지 도달하였으나 임펠러 부하를 경감하기 위한 재설계를 통해 약 23%의 유입각(angle of attack)을 경감시켜 적용하였다. 이는 실적선의 엔진변경(CRM→MTU)으로 인한 회전수 차이와 엔진출력의 차이에서 비롯되었다고 할 수 있다. 시운전과정에서 여러 가지 경험하지 못했던 인자들을 발견 할 수 있었는데 가장 중요한 것은 노즐직경의 변화에 상당히 민감하다는

것을 알 수 있었다. 실제로 외국제작사의 경우에도 여러개의 노즐 직경을 미리 준비하여 시운전시 현장에서 교체하여 요구속력에 맞추는 경험도 있다.

따라서 워터제트 함정은 모멘텀플럭스 방식의 추력 예상방법이 크게 벗어나지 않았으며 비교적 오차범위 내에서 맞는다고 할 수 있다. 실선시험 초기단계에서는 임펠러의 과도한 피치각과 전개면적비로 인한 엔진 과부하로 인한 회전수가 상승하지 못하여 Angle of Attack 맞춤법에 의해 임펠러를 재설계하여 엔진 과부하 문제를 해소하였다. Fig. 6의 A,B,C점은 엔진과부하로 인한 회전수 상승불가로 출력이 제한되었으며 D점을 통과하는 회전수별 출력 선도만 요구속력에 도달 할 수 있을 것이다.

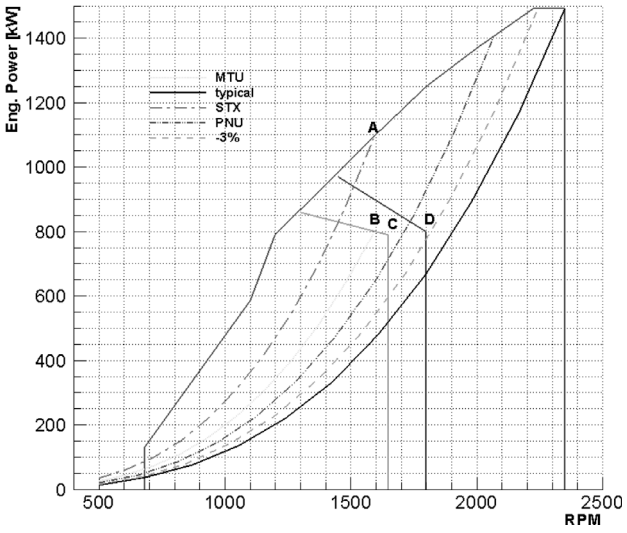

Fig. 6 **Typical Engine Performance Curves**

또한, 스테이터 노즐 끝단의 형상 변화(Fig. 7, 8)가 노즐 출구부분의 압력 구배에 미치는 영향을 CFD 해석을 통해 판단해 보면 Fig. 9에서 보이는 바와 같이 선형적인 노즐형상(H type)이 역압력 구배가 적고 대기로 유동이 토출될 때까지 압력 변동량이 가장 적어 적합한 노즐 형상으로 판단된다.

본함은 활주선 선형으로 15놋트에서 선체저항의 급격한 감소로 선속이 급격히 증가하며 전속에서는 Trim Angle이 2.3도가 이상적이나 2차 시운전의 경우는 Trim Angle이 작아 목표 선속인 30knots에 도달하지는 못하였다. 노즐의 변화에 따른 선속의 변화는 민감하며 28kts 이상에서의 속력증가율 및 엔진동력 증가율을 검토 결과 Cavity가 발생하지 않은 것으로 판단된다.

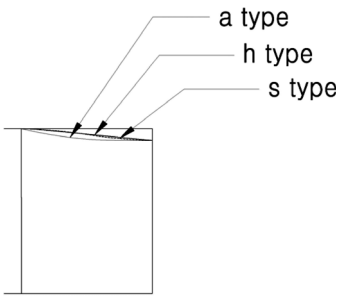

Fig. 7 **Stator nozzle extension type**

Table 6 **Definition of nozzle type**

Nozzle Type	노즐형상
A	앞부분 뭉뚝한 형상에서 시작하여 평행한 직선 기울기를 갖는 노즐
H	앞부분 S자 기울기로 시작하여 동일 기울기를 갖는 직선으로 연장한 노즐
S	S자 기울기를 갖는 노즐

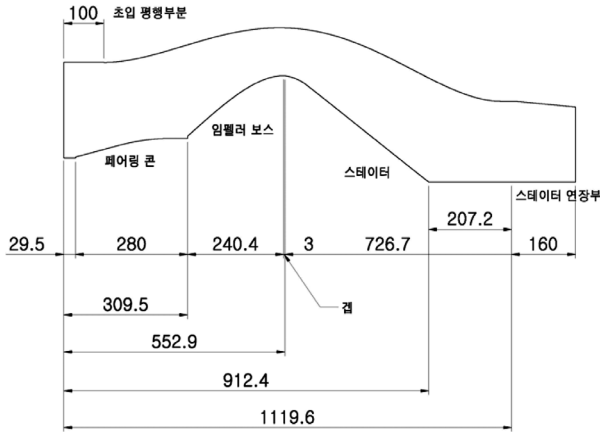

Fig. 8 **Position of stator nozzle extention part**

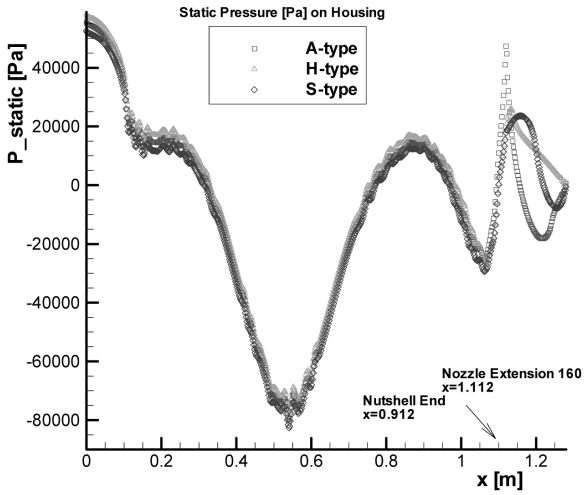

Fig. 9 **Pressure distribution for the stator nozzle**

Table 7 **Sea trial result**

구 분	Trial 1	Trial 2	Trial 3
시험날자	09.11.24	09.12.17	09.12.22
Impeller	A type	B type	C type
Nozzle Dia.(mm)	375.0	360.0	362
속력(kts)	27.0	28.2	30.4
RPM	2100	2320	2352
Trim Tap(mm)	30.0	30.0	30.0
Trim Angle(deg.)	2.3	1.4	2.3

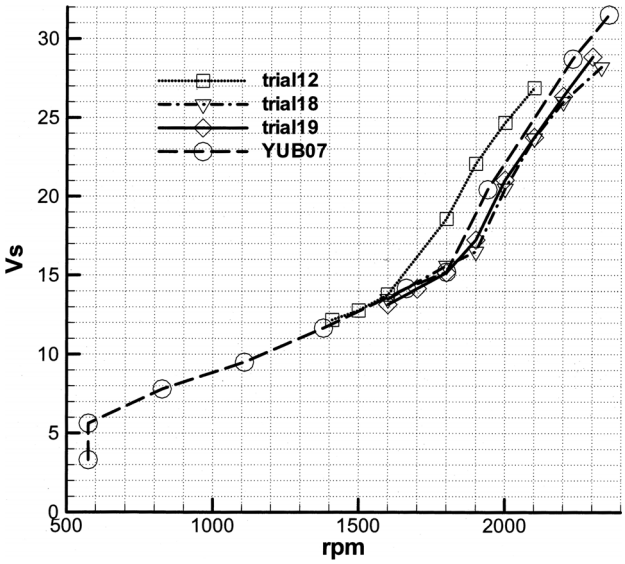

Fig. 10 Speed variation for RPM

임펠러 설계개선은 임펠러 A 대비 임펠러 B,C는 Tip에서의 Cavity 거동을 향상시키기 위하여 Tip에서의 Pitch를 작게 하였으며 전체적인 추력이 같도록 허브쪽의 Pitch를 증가시켰으며 코드는 Tip에서의 Cavity 저감을 위하여 Tip Chord를 Impeller A 대비 20% 증가시켰다.

그 결과 임펠러 설계 파라미터의 추진성능에 미치는 영향은 받음각이 동일하면 추력과 토크의 변화는 없으며 동일 받음각에서 임펠러 날개 단면형상의 부분적인 형상 개선을 통해서도 추력의 큰 변화 없이 토크를 감소시켜 임펠러 효율을 향상시킬 수 있는 것으로 판단된다.

본함의 시운전시 계측된 추진기축 토크 결과를 바탕으로 Fig. 11과 같은 엔진회전수별 전달마력(DHP) 결과를 얻었다. 이것은 기 알려진 엔진의 성능곡선과 동일한 결과를 주고 있어, 워터젯 설계의 기본 정보인 엔진 성능 및 전달축 효율을 검증할 수 있었다(Dae Sung Marine Teck(DSMT), 2010).

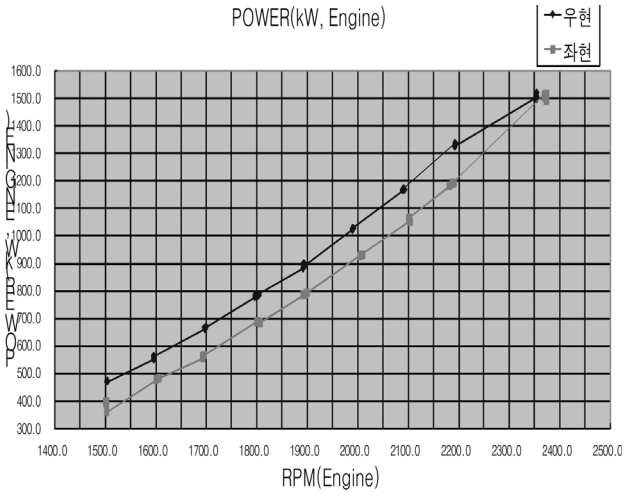

Fig. 11 DHP for engine rpm

5. 결 론

모형시험시 도출된 모멘텀 플럭스 방법에 의한 추력성능 예상은 크게 벗어나지 않았으나 기존선박에 대체 탑재할 경우는 우선 엔진과의 회전수를 맞추어서 설계 및 시험이 되어야 되며, 엔진특성에 적합하도록 엔진특성을 연구하여 과부하점에 도달하는 설계점을 검토하여 임펠러가 설계되어야 된다. 또한 일정속도 이상에서 케비테이션이 발생하지 않토록 날개끝단 부하를 경감시킬수 있도록 하는 임펠러의 설계가 필요하고, 노즐의 경우 상당히 민감하게 작용되며 본함의 경우는 이론적으로는 347mm의 노즐이 최대 출력이 예상되었으나 결과적으로 케비테이션 영역을 벗어난 362mm 노즐이 최적이었다고 판단된다. 또한 선수각의 변화에 따른 선체저항의 변화를 고려하여 최적의 선수각이 설계점에서 달성되도록 하는것이 워터젯의 추진성능 개선 측면에서 중요한 설계요소로 판명되었다.

참 고 문 헌

Busan University, 2005. *The Study of High Speed Waterjet Propulsion System of YUB-P*, Busan University.

Dae Sung Marine Teck(DSMT), 2010. *YUB-P Sea Trial Report,* DSMT.

Haglund, K. Svensson, R. Bjorheden, O., 1982. Design and Testing of a High-Performance Water Jet Propulsion. *Symposium on Small Fast Warships and Security Vessels*, May 1982, RINA, Paper No. 17.

ITTC, 1996, Report of the Specialist Committe on Waterjet. *21st ITTC, 1996 International Towing Tank Conforance*, pp.189-209.

Kim, K.S. & Ahn, J.W., 2003. *Development of Medium and Small sized Waterjet Propulsion System-Part I.* MOERI Report No M1-0190-00-0019.

Kim, K.S. et al., 2004. Construction of a Test Ship with Two Waterjet Propulsion System and Its Sea Trial Test. *Joural of Society of Naval Architects of Korea*, 42(6), pp.575-582.

Samsung Ship Model Basin(SSMB), 2000. *The Study of Resistance Performance of YUB-P Hull.* Report No, SSMB-T-1999-9083-T3, SSMB.

김 경 배

조 동 주

박 명 규