

## 해안경비정 물분사 추진기의 성능시험 연구

정운화\*, 김문찬<sup>†\*\*</sup>, 이승호\*\*, 신병철\*\*, 이진희\*\*

국방기술품질원\*  
부산대학교 조선해양공학과\*\*

Study on the Performance of Waterjet Propulsion System for Patrol Boat

Un-Hwa Jung\*, Moon-Chan Kim<sup>†\*\*</sup>, Seung-Ho Lee\*\*,  
Byung-Chul Shin\*\* and Jin-Hee Lee\*\*

Defense Agency for Technology and Quality\*  
Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, Pusan National University\*\*

### Abstract

The performance of the waterjet system of a patrol boat has been experimentally studied. A waterjet propulsion system has many advantages comparing with a conventional screw propeller especially for high speed craft because of its good cavitation performance. This paper describes experimental procedure and analysis method of self-propulsion tests with a 1/12-scale model. Experimental results were analyzed according to ITTC 96 standard method. The full-scale effective power and delivered power of the ship were also analyzed and the full-scale speed predicted from the model test **compares reasonably with the measured full-scale results of the sea trial.**

※Keywords: Waterjet propulsion system(물분사 추진 장치), Resistance and Self-propulsion test(저항 및 자항시험), ITTC96 momentum flux method(ITTC96 모멘텀 플럭스 방법)

### 1. 서론

선박이 고속화됨에 따라 일반 프로펠러에 의한 추진은 캐비테이션 발생, 효율의 급격한 저하 및 진동 소음 등의 문제가 발생되고 있으며, 이런 문제를 해결할 수 있는 추진기로 물분사 추진장치가

각광을 받고 있다. 물분사 추진장치는 개발 초기모델에 비해 성능개량으로 현재 30kts이상의 초고속선에 탑재되고 있다. 특히 군용 선박에서는 속도 및 특수성능(수중 방사소음, 진동, 소음)이 절대적인 선택 기준으로 국내의 경우 소형 고속정에 이미 10여년 전부터 많이 적용되고 있으며, 중형 군용선박에도 현재 국내적으로 적용하는 추세에 있다. 물분사 추진체계는 물을 선체 바닥에서부터 흡입하여 유도관 속에 있는 임펠러, 스테이터를 지나면서 회

접수일: 2009년 6월 2일, 승인일: 2010년 3월 9일

† 교신저자: kmcprop@pusan.ac.kr, 051-510-2401

전동력을 압력 에너지로 변환시켜 노즐을 통하여 물을 고속으로 분사시킴으로써 추력을 발생시키는 추진장치이며 크게 추진기와 제어체계로 이루어져 있다. 이러한 물분사 추진기는 유도관의 내부압력이 증가되어 일반 프로펠러에 비해 캐비테이션 발생 여유를 충분히 확보할 수 있기 때문에 고속에 적합한 추진기이며 저속 또는 정지 상태에서 조종 성능이 우수하며 덕트로 둘러싸여 있어 파손의 위험이 적어 고속선과 특수선박에의 응용이 날로 증가하고 있다.

물분사추진기의 경우도 펌프와 마찬가지로 비속도에 따라서 분류할 수 있으며, 비속도는 2대의 펌프 회전차를 상사하게 운전하면서 한 회전차가 단위 유량에서 단위 양정을 내게 할 때 이 회전차의 회전수를 말하며, 수식으로  $N_s = N \cdot Q^{1/2} / H^{3/4}$  또는  $N_s = N \cdot Q^{1/2} / gH^{3/4}$ 로 나타낸다. 비속도는 동일한 회전수에서는 유량이 많을수록 커지고 양정이 커질수록 작아지는 것을 알 수 있다. 비속도가 증가할수록 회전차의 형상은 반경류형 → 혼류형 → 사류형 → 축류형 회전차로 선택하여야 한다.

즉 비속도가 작을 때는 양정을 크게 하기 위하여 회전차에서 유로단면적은 작은 대신에 회전차의 외경을 크게 하여 유체는 반경방향으로 회전차를 통과하도록 해야 하는 데 이러한 경우에는 반경류형이나 혼류형 회전차로 하여야 한다. 비속도가 클 때는 단위시간당 회전차를 통과하는 유량이 많아지게 하기 위하여 회전차 직경은 작고 유로 단면적을 넓게 하여 유체는 축방향으로 회전차를 통과하여야 하며 이러한 경우 사류형이나 축류형으로 하여야 한다. 본 연구에서 다루게 될 물분사추진기는 비속도 961부근의 사류형 물분사 추진기이다.

물분사 추진기의 추력값은 선체의 일부인 인넷덕트, 임펠러내부, 노즐 등으로 인해 어려운 점이 있으며, 그 동안 여러 가지 다른 정의들이 (Allison 1993, Dyne and Lindell 1994) 제시되어 왔다. 추력정의를 운동량 변환에 의한 추력해석법과 직접추력을 계측하는 방법이 있으나 직접추력을 계측하는 것은 실험적으로 쉽지가 않아 실제적으로 적용되지 못하고 있다. 운동량 이론에 의한 모멘텀 플럭스법 또한 제시된 방법들이 다양하며 여러 가지 불확실한 정도 있지만 ITTC (1996)에서는 모멘텀 플럭스

법을 정리하여 표준 실험법으로 제시하고 있다.

한편, 국내에서는 1998년 이후 수차례 물분사 추진기에 대한 연구가(Chun et. 2001, Kim et. 2002, kim et. 2004, kim et. 2005) 있었으나 실선과의 상관관계는 실선확장이 늦어지는 관계로 거의 이루어지지 못하고 있다. 본 논문에서는 최근 개발된 물분사 추진기를 탑재한 연안 경비정에 대해 ITTC96 표준방법으로 모형시험 해석결과와 실험에서 해상시운전결과를 가지고 상호관계를 비교하여 보았다.

## 2. 초기 성능 추정

본 연구에서는 설계 및 초기에 성능추정을 위하여 Allison(1993)의 방법을 토대로 다음과 같은 초기치를 가정하고 성능을 추정하여 보았다.

- Wake Factor,  $(1-w) = 0.97$
- Pump Efficiency,  $\eta_p = 0.90$
- Inlet Recovery Factor,  $\eta_i = 0.95$
- Relative Rotative Efficiency,  $\eta_r = 0.98$
- Nozzle Efficiency,  $\eta_n = 0.99$
- Density of fresh water,  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$
- Nozzle Area,  $A_j = 0.1557 \text{ m}^2$

$$V_j = \frac{1}{2} \left[ V_w + \left\{ V_w^2 + \frac{4Th}{\rho \cdot A_j} \right\}^{\frac{1}{2}} \right] \quad (1)$$

$$\left( \begin{array}{l} V_s = 31.91 \text{ m/s} = 16.41 \text{ m/s} \\ V_w = 16.41 \times 0.97 = 15.92 \text{ m/s} \\ Th = 124648 \text{ N} \end{array} \right)$$

- Jet Velocity,  $V_j = 37.52 \text{ m/s}$
- Flow Rate,  $Q_j = A_j \times V_j = 0.1557 \times 37.52 = 5.842 \text{ m}^3/\text{s}$

- Actual Jet Efficiency

$$\eta_j = \frac{1}{1-w} \times \frac{2 \times \mu \times (1-\mu)}{1 + \Psi - (1-\zeta) \times \mu^2 + \frac{2gh_j}{V_j^2}} \quad (2)$$

$$\left( \begin{array}{l} \mu = V_s / V_j = 16.41 / 37.52 = 0.437 \\ \Psi = 1 - \eta_n = 0.01 \\ \zeta = 0.05 \end{array} \right)$$

$$\eta_j = \frac{1}{0.97} \times \frac{2 \times 0.437 \times (1 - 0.437)}{1 + 0.01 - (1 - 0.05) \times 0.437^2}$$

$$= 0.612$$

$$OPC = \eta_t \times \eta_r \times \eta_p \times \eta_j \times (1 - t) \quad (3)$$

$$= 0.97 \times 0.98 \times 0.90 \times 0.612 \times (1 - 0.05)$$

$$= 0.497$$

- Pump developed Head

$$H = V_j^2 / 2g \cdot \eta_m - \eta_j \cdot V_w^2 / 2g + h_j \quad (4)$$

$$= 37.52^2 / (2 \times 9.81) \cdot 0.99$$

$$- 0.95 \times 15.92^2 / (2 \times 9.81)$$

$$= 58.76m$$

- 비속도,  $N_s$

$$N_s = N \cdot Q^{1/2} / H^{3/4} \quad (5)$$

$$= 1090 \times (5.842 \times 60)^{1/2} / 58.76^{3/4}$$

$$= 961.55 (m^3/min, m, rpm)$$

또는,

$$N_s = N \cdot Q^{1/2} / (gH^{3/4})$$

$$= 1090 \times (5.842 \times 60)^{1/2} / (9.81 \times 58.76^{3/4})$$

$$= 98.02$$

계산에서 보인바와 같이 비속도는 전형적인 혼합형에 속하며 전체효율은 대략 50%정도임을 알 수 있었다.

### 3. ITTC 96 표준법

1996년 ITTC에서 제안된 모멘텀 플럭스 변화에 의한 추력의 정의는 펌프에서 발생시키는 추력, 그리고 덕트 내부의 힘, 트림효과를 포함하는 추진장치의 작동으로 인한 선체 저항의 변화를 포함하고 있다. 모멘텀 플럭스 방법은 물분사 추진기 내부를 통과하는 유관에 대하여 각 위치에서 갖는 총 에너지를 정의함으로써 전체적인 성능을 해석한다. 여기서 사용되는 각 위치의 정의는 Fig. 1과 Table 1에 보인 바와 같은 ITTC 정의를 사용하였다.

Fig. 1에서 보는 바와 같이 무차원화된 에너지 플럭스는 상류에서 분사류까지의 에너지 플럭스 변

화를 나타낸다. 상류(㉔)에서의 교란되지 않은 에너지 플럭스는 흡입구(inlet, ㉑)에 이르기까지 선체표면과의 마찰로 서서히 줄어들고 인렛(㉒)으로 들어오면서 인렛 손실에 의해 펌프 앞(㉓)에 이르기까지 더욱 감소한다. 펌프(㉔)로 전달된 유체는 임펠러로부터 에너지를 얻고, 스테이터에 의해 정류된 뒤 펌프 뒤쪽(㉕)으로 보내진다. 노즐(㉖)에서는 이 유동을 가속시켜 분사류(㉗)형태로 내뿜어 추진에 필요한 힘으로 변환시킨다. 이러한 원리를 이용하여 해석을 하기 위해서는 자항시험시 계측해야 될 항목은 다음과 같다.

- 분사류의 체적 유량(Volume Flow rate)
- 토오크, 회전수
- 흡입구에서의 속도
- 정압계수 : 흡입구(inlet)에서의 정압( $p_1$ )과 상류에서의 정압( $p_0$ )와의 차이로 구함
- 국부 에너지 속도, 이를 위한 각 단면에서의 유속 및 정압
- 흡입구(inlet)에서의 속도
- 출구 분사류 속도 성분
- 예인력

흡입구 상류 선저 경계층 유입유동 단면적 형상을 사각형으로 가정하였고 이는 인렛면적의 오차가 추정동력에 미치는 영향이 미미하기 때문이다.

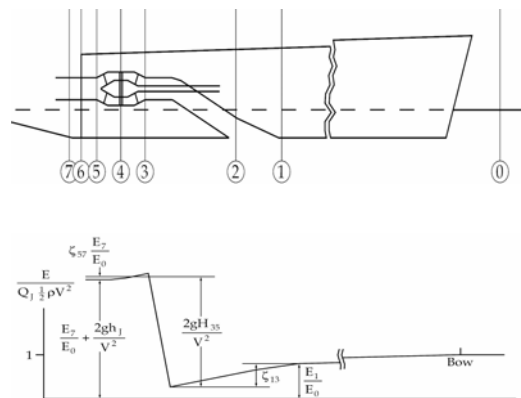


Fig. 1 Definition of station number and normalized energy flux

**Table 1** Definition of station numbers

Station No.	Location
0	Free Stream
1	Inlet Point of Tragency
2	Inlet Throat
3	Pump Face
4	Internal Pump Points
5	Pump Exit
6	Nozzle
7	Vena contra- cta

**4. 모형시험 및 성능해석**

**4.1 모형선**

모형의 제원은 수조의 제원과 기존 시험 장비를 활용할 수 있는 범위에서 결정하였다. 축척비 1/12로 FRP와 목재를 사용하여 모형을 제작하였다. 펌프 또한 1/12로 축소하여 제작하였고 스테이터와 임펠러 및 덕트는 알루미늄으로 가공 제작하여 부식방지를 위하여 diode 처리를 하였다. Table 2와 Fig. 2 는 모형선의 제원과 모습을 보여주고 있다. 그리고 Table 3와 Fig. 3 에서 워터제트의 제원 및 외형 모습을 보여주고 있다.



**Fig. 2** Profile of model ship equipped with waterjet system

**Table 2** Principal dimensions of the model vehicle (scale ratio = 12)

Items	Full weight
Length between perpendiculars (m)	1.783
Length at designed water line (m)	1.783
Breadth moulded (m)	0.467
Draught (m)	0.093

**Table 3** Principal particulars of the model waterjet pump

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



**Fig. 3** Waterjet model with pressure tabs

**4.2 시험 준비 및 설치**

임펠러의 역학적 상사를 만족하기 위하여는 푸르드 상사조건에 의하여 모형 임펠러의 회전수는 실선보다  $\sqrt{\lambda}$ (축척비)배만큼 빨리 회전시켜야 하므로 실선 설계 회전수 1090RPM은 모형에서 대략3800RPM의 고속 회전이 요구된다. 이 조건을 만족시키기 위하여 1kw용량의 서보모터(servo motor)에 증속기어를 연결하여 회전수를 2배로 증폭하는 방법을 사용하였다. 증속기어 이후에 2N-m 용량의 토오크 미터(torquemeter)를 장착하여 토오크를 계측하고 임펠러로 들어가는 축에서 실제로 입력되는 회전수는

Ono Sokki사의 HT-441 모델 디지털 타코미터 (tachometer)를 사용하여 직접 계측하였다. 확인 결과, 모터로 입력된 회전수와 임펠러에 입력되는 회전수는 5RPM 이내에서 일치하였다. Fig. 4는 모형에 설치된 서보모터, 기어 증폭기를 보여주고 있다. 2기의 추진기는 같은 사양의 서보모터와 증속기어를 통해 독립적으로 작동시키고 두 축 사이의 회전수 오차는 5RPM 이내로 유지시켰다.

덕트 표면에서의 압력은 Validyne사의 증폭기 내장형 P305D모델로서 노즐출구에서는 최대 50psi, 임펠러 앞 덕트에서는 최대수두 5psi 용량의 압력센서를 사용하였다. 압력계측점은 노즐 출구 4곳에서 차압을 계측하여 평균값으로 유량을 계산하였다. 유량과 제트 유속의 검증은 압력탭을 제트출구 단면에 설치하여 압력을 얻어 이를 이용하여 유속을 결정하여 적분함으로써 덕트면 압력계측에 의한 유량을 검증하였다. 압력 Tab은 단면 5에서 4점, 단면 3에서 3점, Fig. 5에 보인 바와 같이 덕트 램프를 따라서 5지점, 전체적으로 총15지점에 설치하였다. 노즐부 단면 5와 7에서의 4곳 차압의 평균값은 유량을 계산하기 위해 사용된다. 또한 단면 3과 5에서의 압력계측은 펌프의 효율을 계산하기 위해 사용되고 램프면을 따라서 압력은 흡입구의 손실을 계산하기 위해 사용된다. Fig. 6은 물분사 추진기에 설치된 압력 탭을 보여주고 있으며, Fig. 7에서는 압력센서가 설치된 상태를 보여주고 있다. 저항의 계측은 200N 용량의 저항동력계로 계측하였다.



Fig. 4 Profile of Waterjet set-up in the model ship

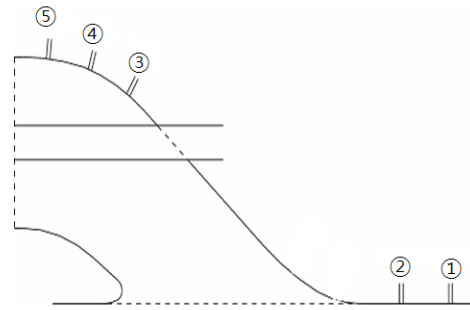


Fig. 5 Pressure tab positions along the ramp



Fig. 6 Bollard test with pressure tabs

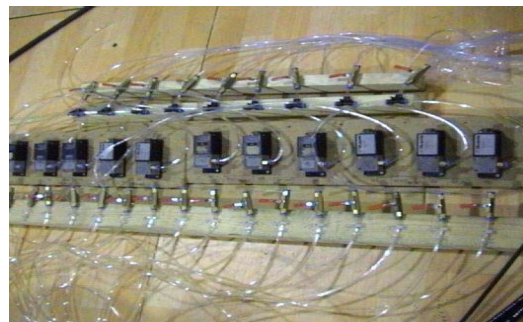


Fig. 7 Installed differential type validyne pressure sensors

#### 4.3 저항시험

ITTC96 모멘텀 플럭스 방법을 사용하여 성능을 추정할 경우 저항시험이 성능 평가를 위해서 반드시 필요한 것은 아니지만 선형에 대한 기초적인 자료를 제공하고 참고로 활용되기 때문에 본 시험에서는 먼저

속도별 저항을 수행하였다.

Fig. 8과 Fig. 9는 수행한 저항 시험의 결과를 보여준다. 선속이 증가함에 따라 저항은 선형적으로 증가하는 경향을 보이고 있다. 실험은 여러 가지 흘수와 파랑조건에서 수행하였으나 본 논문에서는 시운전 결과와의 비교에 초점을 맞추어 설계 흘수에서 잔잔한 조건으로 시험을 수행한 결과를 보이도록 한다.

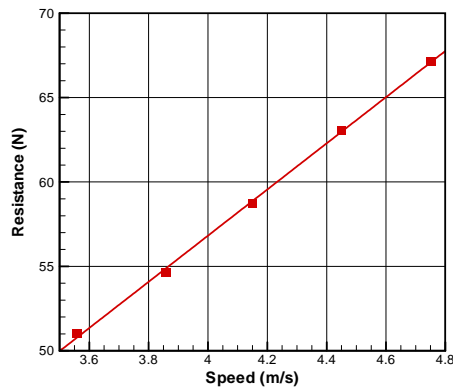


Fig. 8 Resistance test results at full load

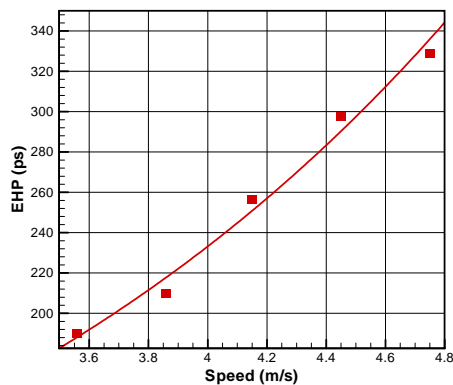


Fig. 9 Effective horse power of model test

#### 4.4 저항시험

저항시험에서는 분사류를 통해 유출되는 유량을 정의하기 위하여 노즐 입출구에서의 압력을 계측하고 동시에 저항과 토오크를 함께 계측하였다. 시험의 결과 및 분석은 설계 흘수에 대해 Table 5에 보여주고 있다. 저항시험의 결과를 실선으로 확장하기 위해서는 먼저 예인력이 결정되어야 하는데 물 분사 추진

기 탑재 선박에서는 모형과 실선에서의 서로 다른 마찰 조건의 영향 때문에 정확한 예인력을 결정하기가 쉽지 않고 일반선박의 경우와 같이 일반화된 공통적인 공식도 없다. 따라서 기존 ITTC 78방법에서 사용하는  $\Delta C_F$  값을 사용하여 저항 시험을 해석하였다. 속력은 5개의 모형속력(full load)에서 3.56, 3.86, 4.15, 4.45, 4.75m/s에서 저항시험을 수행하였으며, 이는 실선의 24, 26, 28, 30, 32knots에 해당된다. 순 추력의 정의는 저항시 추진력에 의해 이론적으로 극복되어야 할 총 저항이다. 즉 나선 상태의 저항과 저항 시 예인력의 합이고 전통적인 개념의 순 추진력을 의미한다. 총 추력은 운동량이론에 의한 모멘텀 플럭스이다. 이 두 값으로부터 추력감소계수를 구할 수 있다. 압력계측치의 신뢰성을 위해서 Bollard Test를 시행하였다. 이 시험에서 모멘텀 플럭스 방법에 의해 구한 총 추력은 저항동력계로 계측한 저항 값 즉 순 추력과 이론적으로 같아야 한다. Table 4에서 두 결과가 오차범위(5%)내에 잘 일치함을 보여준다. 약간의 차이는 트림 변화에 의해서도 발생할 수 있다.

모멘텀 플럭스 방법에서는 앞에서 보여준 불확실한 추력 감소의 정의 대신 정압의 계측을 통해 그 문제를 해결하고 있다. 정압의 계측은 추력감소에 직접적으로 관계하는 배수량 효과의 정의를 의미한다. 그러나 자유표면을 항주하는 선박에 대한 정압의 계측은 쉽지가 않다. 저항 시험에서의 정압 계측의 어려움은 항해 중 선체의 자세변화와 파도에 의한 정압 기준 값이 변하기 때문에 이의 보정이 필요하다. 따라서 선체의 트림과 침하량은 물론 선체 주위의 파형을 엄밀히 관측하는 것이 필요하나 실질적으로 어려운 일이다.

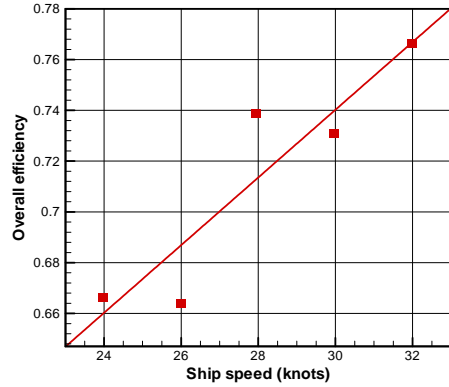
펌프 효율은 펌프 자체의 효율과 설치 효율로 나누어지며 이를 정확히 정의하기 위해서는 저항 시험을 위한 작은 모형과 펌프 시험을 위한 큰 모형의 두 가지 모형을 제작하여야 하는 현실적인 문제가 있다. 따라서 본 시험에서는 모형의 축 동력추정을 위해서 저항시험에서 단면 3과 5에서의 평균 에너지 속도로 구한 수두 상승을 구하는 방법으로 모형의 펌프 효율을 정의하며 이렇게 구한 펌프 효율은 설치 효율을 포함하게 된다.

ITTC96 방법에 의해 해석되어진 결과를 Table 5

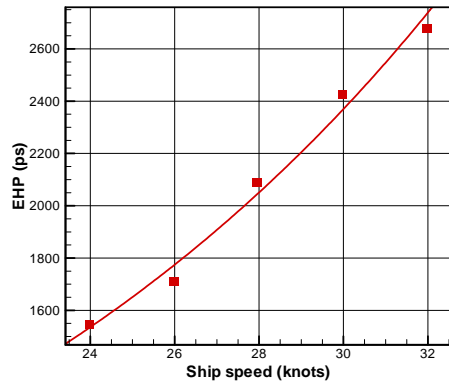
와 Figs. 10~12에서 보였으며 속도가 증가할수록 overall 추진효율이 증가하는 일반적인 경향을 보이고 있으며 전형적인 혼합형 워터제트의 비속도를 보이고 있다. 본 논문에서는 펌프의 단독효율은 균일류에서 예측하지 않고 모형선 저항상태의 유도관내의 불균일류 중 펌프 전후 단면에서 예측된 압력을 이용하면서 펌프설치 손실은 없다고 가정( $\eta_{inst} = 1.0$ )하고 펌프성능  $(E_5 - E_3)/2\pi nQ$ 을 추정하였다. 또한 불균일류에서 원주방향으로 4점의 압력은 평균치 추정정도에 한계가 있다. 따라서 Table 5에서 추정된 펌프 성능이 참고문헌(Terwisga 2000) 등에서 보는 펌프 단독 효율(90% 내외)과는 달리 비현실적으로 큰 값을 보이고 있다. 그러나 본 실험의 해석 방법이 토오 크와 운항속도에 해당되는 예인력에 맞추어 마력-속도 성능을 추정하기 때문에 주어진 마력에서의 속도 성능 추정에는 직접적인 영향을 주지 않으나 이 부분에 대하여는 앞으로 보다 정도 높은 계측이 이루어져야 되리라 생각된다. 이에 반하여 Bollard test에서 확인한 바와 같이 입구 쪽과 노즐 부에서의 압력 계측은 비교적 잘 이루어 졌다고 생각된다. 전체효율은 제트 효율로 인하여 낮아지게 되며 전체적으로 약 70%의 효율을 보이고 있다. 이는 초기에 추정했던 값보다 다소 큰 수치임을 알 수 있다. 최종적으로 MCR(DHP) power (3491ps)의 설계 흡수 상태에서 31.9knots의 속도를 얻었다.

**Table 4** Comparison of gross momentum and net thrust at bollard test

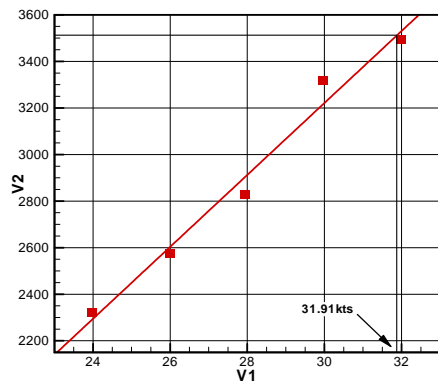
RPM	Momentum (N)	Net thrust (N)	Error (%)
2400	46.2	44.2	-4.3
2600	53.8	52.1	-3.2
2800	61.7	60.4	-2.1
3000	71.2	69.4	-2.5
3200	79.9	79.1	0
3400	89.7	89.8	0
3600	102.7	100.6	-2.1
3800	114.3	112.7	-1.4



**Fig. 10** Overall efficiency vs. speed



**Fig. 11** Effective power vs. speed



**Fig. 12** Delivered power vs. speed

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

Model speed $V_M$ (m/s)	Ship speed $V_S$ (kts)	Rev. n (rpm)	Area $A_3$ (m <sup>2</sup> )	Momentum flux (N)					Jet system power(N) $E_7-E_1$	Effective pump power(N) $P_{PE} = E_5-E_3$	Flow rate per unit $Q_J$ (m <sup>3</sup> /sec)	IVR
				$V_1$	$M_1$	$V_7$	$M_7$	$M_7-M_1$				
3.56	24	3069	0.0070	3.29	49.01	7.05	102.44	53.38	257.97	262.08	0.00785	0.32
3.86	26	3183	0.0070	3.40	56.83	7.32	111.30	54.41	285.28	292.33	0.00816	0.30
4.15	28	3303	0.0070	3.50	60.85	7.66	122.72	61.81	332.95	340.55	0.00854	0.29
4.45	30	3500	0.0070	3.60	68.70	8.05	135.70	66.93	382.56	391.92	0.00896	0.29
4.75	32	3554	0.0070	3.69	76.25	8.34	145.60	69.27	428.29	428.29	0.00929	0.28
Model speed $V_M$ (m/s)	Ship speed $V_S$ (kts)	Rev. n (rpm)	$Q_J/A_3$ (m/sec)	Pump Efficiency $(E_5-E_3)/2\pi Q_n$	Eff. Overall $\eta_{oa}$	Effective power $P_E(W)$	Shaft power $2\pi Q_n(W)$	Full scale				
								Momentum flux $M_7-M_1(N)$	Effective power $P_E(ps)$	Delivered power $P_o(ps)$		
3.56	24	3069	1.124	0.919	0.666	190.222	285.21	92235	1547.57	2322.79		
3.86	26	3183	1.169	0.924	0.664	210.028	316.34	94023	1710.50	2576.31		
4.15	28	3303	1.223	0.981	0.739	256.510	347.28	106807	2089.06	2828.32		
4.45	30	3500	1.284	0.962	0.731	297.826	407.53	115650	2425.55	3318.97		
4.75	32	3554	1.331	0.998	0.766	329.025	429.28	119696	2679.64	3496.16		

**5. 실선 시운전 결과**

본 함정은 연안경비를 위하여 운항하는 해군경비정으로 Figs. 13~14에서와 같이 2008년에 시운전을 수행하였으며 실선의 주요 요목 및 시운전 조건은 각각 Table 6과 Table 7과 같다.

일반적으로 해상시운전 조건은 모형시험과 같은 정수상태는 없으며 연중해상 상태가 일정한 지역을 정해서 실선시운전 시험을 하며, 함정의 경우는 군 작전 지역에서 허가를 받은 후 실선시운전을 수행한다. 해상시운전에서 측정하는 항목은 전후 진행 방향(180 DEG), 조류방향, 속력(knots), 주기회전수(rpm), 주기마력(BHP) 등을 측정하여 계약속속 이상이면 선박의 수락여부를 확인하는 것이 일반적인 방법이다. 그리고 고가의 고속선의 경우는 추가적으로 축토키를 측정 계획하지만 저가의 경우 토키 측정 설비가 없어 측정은 불가한 상태이며

본 선의 경우도 토키 측정설비가 없어 선속에 주기회전수에 따른 주기의 제동마력(BHP)으로 확인하였다.

모형시험조건(Full Load)에서 추정된 실선확장 속도는 Fig. 12와 같으며, 전달마력(DHP) 3724ps에서 31.91knots 이었으며, 이는 ITTC78방법에서 사용하는 실선-모형선 표준상관 관계의 계수를 사용하였던 결과이다. 또한 실선 해상시운전 결과도 제동마력 3724ps(BHP)에서 31.9knots로 감속기어 등에 의한 전달효율을 95~97% 정도로 본다면 모형시험이 실선의 경우에 비하여 같은 속도에서 3~5% 정도 더 높은 마력이 소요됨을 알 수 있다. 이 정도의 차이라면 비교적 잘 일치하는 결과로 생각되며 물분사 추진기 모형시험방법인 ITTC96 모멘텀 플럭스 방법과 본 연구의 모형시험 결과가 비교적 신뢰할 만 하다고 생각된다.



**Table 6** Principal dimensions and condition

L.B.P	21.40 m
Breadth	5.60 m
Depth	3 m
Displacement	60 ton
Engine(MCR)	1862BHP×2050RPM(1axis)
R.G.ratio	1.795
Type	Waterjet propulsion

**Table 7** Sea trial conditions

Location	Southern sea
Weather	Cloud
Sea state	Favorable
Wind speed	0.5m/sec
Water depth	20m
Sea density	1.025

**Fig. 13** Profile of sea trial at the southern sea of Korea - 1**Fig. 14** Profile of sea trial at the southern sea of Korea - 2

## 6. 결론

해군 해안경비정용 물분사 추진기 저항성능 시험 및 해석을 위한 일련 연구를 수행하였고 이를 해상시 운전 결과와 비교 검증하였으며 다음과 같이 결과를 도출하였다.

- ITTC96방법에서 중요한 압력 계측에 대한 검증으로써 Bollard상태에서 실험을 수행하여 저항 계측 값(Gross thrust)과 압력에 의한 모멘텀 값(Net thrust)을 비교하였으며, 5%이내로 일치함을 보였다.

- 각각의 속도에서 ITTC96방법을 기준으로 압력, 힘과 토크들을 각각 계측하여 유효마력과 필요동력을 산출하였으며, 모형 값을 토대로 실선의 성능을 추정하였다. MCR 마력 상태의 설계 흘수(Full load)에서 추정된 실선속도는 31.91knots로 나타났고 실제 실선 해상시운전 결과도 31.9knots로 나타나 전달마력(DHP)과 제동마력(BHP)의 차이 즉 전달효율만큼의 차이로 볼 때 대략 3~5%정도 마력 차이를 보이고 있다고 생각할 수 있으며 이러한 결과를 볼 때 ITTC96방법과 본 실험이 어느 정도 신뢰할 만하다고 생각한다.

- 본 연구가 모형-실선 상관관계에 관한 연구에 기여할 수 있으리라 생각되며 좀 더 정확한 실선 성능 추정을 위해 앞으로 보다 많은 연구와 실선의 데이터가 있어야 하리라 생각된다.

## 후 기

본 내용은 대성마린텍으로부터 지원을 받아 수행된 연구 결과입니다.

## 참 고 문 헌

- Allison, J.L., 1993, "Marine Waterjet Propulsion," SNAME Transactions, Vol. 101, pp. 275-335.
- Chun, H.H., An, B.H. and Cha, S.M., 2001, "Self-Propulsion Test and Analysis of an Amphibious Tracked Vehicle with Waterjet," Proceedings of the SNAK Conference, pp. 146-150.
- Dyne, G. and Lindell, P., 1994, "Waterjet Testing

in the SSPA Towing Tank," RINA International Symposium on Waterjet Propulsion, London.

- ITTC 1996, "Waterjet Group Final Report and Recommendations to the 21st ITTC," Proc. 21st International Towing Tank Conference, Vol. 1, pp. 189-209.
- Kim, K.S., Park, Y.H., Ahn, J.W. and Lee, C.J., 2004, "Development of Self Propulsion Rest of a Waterjet Model Ship," Proceedings of the SNAK Conference, pp. 301-309.
- Kim, M.C., Chun, H.H. and Park, W.G., 2002, "A Study on the Design of Waterjet for Tracked Vehicle," Proceedings of the SNAK Conference, pp. 281-286.
- Kim, M.C., Chun, H.H., Park, W.K., Byun, T.Y., Kim, J.H. and Suh, S.B., 2005, "Design and Analysis for the POD Type Waterjet System," Journal of the Society of Naval Architectures of Korea, Vol. 42, No. 3, pp. 290-298.

- Terwisga, 2000. "Waterjet propulsion," MARIN, Training Course on Propulsion Hydrodynamics, Netherlands.



< 정운화 >



< 김문찬 >



< 이승호 >



< 신병철 >



< 이진희 >