

---

 論 文
 

---

大韓造船學會論文集  
 第 34 卷 第 4 號 1997 年 11 月  
 Journal of the Society of  
 Naval Architects of Korea  
 Vol. 34, No. 4, November 1997

## Pod형 물분사 추진장치 성능시험 연구

김기섭\*, 송인행\*, 안종우\*, 문일성\*

### Performance Test of Pod-type Waterjet Propulsion System

by

K.-S. Kim\*, I.-H. Song\*, J.-W. Ahn\* and I.-S. Moon\*

#### 요 약

본 논문은 복합지형 초고속선에 사용될 pod형 물분사 추진장치에 대한 예인수조 실험 및 성능해석 결과를 보여준다. 선체와 물분사 흡입구간의 상호작용이 매우 작은 것으로 가정하고 선체 저항 및 추진성능 실험을 토대로 시험선 운항시 성능을 해석하였다. 축류식 펌프를 갖는 pod형 물분사 추진장치를 설계하고 단독특성시험 시스템을 개발하여 실험을 수행하였다. 실험결과로부터 펌프 성능, 제트효율, 흡입구 및 노즐의 손실계수 등 물분사 추진장치 설계 및 특성파악에 유용한 자료를 확보하였다. 실험결과는 설계요구조건과 비교적 좋은 일치를 보여준다.

#### Abstract

This paper describes the experimental method of a pod-type waterjet propulsion system in a towing tank and shows the experimental analysis and test results of a designed waterjet propulsion system to be used for a hybrid high speed craft. The cruising performance of this craft is estimated from the results of the hull resistance test and waterjet test under the assumption that the interaction between the hull and the inlet pod is very small. A pod-type waterjet system with an axial pump was designed and a stand-alone waterjet experimental system was developed. Useful data such as the pump performance, the jet efficiency, the losses of inlet duct and nozzle were obtained. Test results show a good agreement with the design requirement.

---

발 표 : 1996년도 대한조선학회 추계연구발표회('96. 11. 18)

접수일자 : 1996년 6월 12일, 재접수일자 : 1997년 7월 18일

\*정회원, 한국기계연구원 선박해양공학연구센터

## 1. 서 언

물분사 추진장치는 일반 프로펠러에 비해 추진 효율은 다소 저하되지만, 캐비테이션 성능이 우수하여 고속회전이 가능하기 때문에 선체의 양호한 진동 특성 및 양호한 승선감을 제공하여 주는 장점을 가지고 있다. 이러한 이유로 물분사 추진장치는 고속 여객선을 비롯한 순시선, 경비정 등에 광범위하게 사용되고 있다. 뿐만 아니라 조종 성능이 뛰어나기 때문에 양식작업선 및 해난 구조선 등의 추진장치로도 최근 각광을 받고 있다. 또한 추진효율은 선속이 빠를수록 증가하는 경향을 가지고 있어 50 KTS를 상회하는 차세대 고속선의 추진장치의 하나로 널리 연구되고 있다.

본 연구에서는 pod형의 물분사 추진장치의 초기설계 과정, 그리고 모형제작을 통하여 수행된 바 있는 모형시험 및 성능해석을 다루고 있다. 물분사 추진장치의 모형시험은 원칙적으로 선체와 물분사 추진시스템의 상호작용이 고려될 수 있도록 자항상태에서 수행되어야 한다. 그러나 pod형의 물분사 추진장치에서는 상호작용의 주가 되는 흡입구(inlet) 주위의 유동이 선체로부터 멀리 떨어져 있어 그다지 교란받지 않기 때문에 물분사 추진장치를 선체로부터 분리하는 물분사 단독특성 실험장치를 생각하게 되었다. 본 연구의 대상선은 수중익 및 몰수체로 지지되는 복합지지형 초고속선 시험선이며, 2대의 추진장치를 장착하고 설계선속은 20 KTS이다. 모형시험은 트림 탱크 및 예인수조에서 수행되었다.

물분사 추진장치에서 추력은 흡입구와 노즐에서의 운동량의 변화로 나타나는데 이것은 임펠러 및 스테이터의 작용에 의한 압력 및 운동에너지의 상승에 기인한다. 그러나 엔진에서 제공되는 에너지에는 이러한 운동량 변화에 필요한 에너지 뿐 아니라 물을 끌어 올리는 데 필요한 정력학적 에너지 및 관내를 지나면서 잃는 손실 에너지를 포함하고 있다. 따라서 물분사 추진시스템의 올바른 성능해석을 위해서는 관내 점성유동 특성 및 임펠러에 유입되는 불균일 반류 특성 등에 대한 해석이 수반되어야 한다. 그러나 물분사 추진시스

템의 성능해석에는 아직까지 본격적 이론 해석 보다는 간단한 베르누이식이 기본이 되어 수두 감소를 고려하는 방법이 널리 사용되고 있으며, 본 연구에서도 이와 같은 방법을 사용하여 모형시험 결과를 해석하였다.

본 모형시험에서는 노즐에서의 유량 뿐 아니라 흡입구, 임펠러 및 스테이터 앞·뒤 그리고 노즐에서의 평균압력을 계측하였다. 이 계측값은 덕트 내부 및 노즐에서의 에너지 손실, 펌프 임펠러로 인한 수두 증가 및 제트효율 예측에 사용된다. 또한 임펠러의 토오크를 정밀하게 계측하기 위하여 동력계를 사용하였다. 이러한 일련의 실험 결과는 물분사 추진장치의 일반적인 추진 특성을 보여주는 자료이다. 상기의 시험결과를 해석한 결과, 임펠러 회전수, 임펠러 및 스테이터 효율 등이 초기설계시 추정된 값과 비교적 잘 일치함을 알 수 있었다.

## 2. 모형 물분사 추진장치 초기설계

초고속 화물선에서 선호하는 물분사 추진장치는 대유량·저수두에 적합한 축류형이다. 본 연구에서도 동일한 이유로 축류(axial type) 펌프 임펠러를 채택하였으며, 양력형 복합지지 초고속선형에서 필수적인 pod형 흡입구가 설치되어 있는 물분사 추진장치를 채택하였다. Pod는 선체로부터 수중으로 뺀내린 스트럿의 끝의 흡입구를 말하며, 이러한 pod형 물분사장치는 물의 동압을 이용할 수 있어 추진효율은 높으나, 고속시에는 스트럿 및 pod의 저항이 매우 커지는 단점이 있다.

물분사 추진장치의 설계과정은 일반 프로펠러와는 달리, 펌프 임펠러의 추진효율만 단독으로는 취급하지 않으며, 펌프 형식, 흡입구 형식, 노즐 형상, 임펠러 및 스테이터가 함께 전체 시스템으로서의 효율을 고려하여야 한다. 물분사 추진 시스템의 초기 설계에서는 우선 설계속도에서 요구되는 추력을 산정하여야 하며, 축 회전수에 맞춰 펌프의 형태가 결정되어야 한다. 요구되는 추력은 예인수조에서 수행된 모형선의 저항시험 결과로부터 계산되었으며 Table 1에 보였다. 이때 모

형 물분사 추진장치의 축척비는 3.0이며, Table 1에서 첨자 s는 시험선, m은 모형선을 의미한다.

Table 1 Resistance results and required thrust for a waterjet system

Vs (KTS)	EHPs (PS)	(Tgr)s (kN)	t	Vc (m/s)	(Tgr)m (kN)	Remark
6.0	10.0	1.168	-0.02	1.782	0.044	
9.0	48.5	3.777	-0.02	2.673	0.143	
12.0	93.0	5.432	-0.02	3.564	0.205	
15.0	137.0	6.401	-0.02	4.455	0.242	Take-off
20.0	245.0	8.586	-0.02	5.940	0.324	Design Speed

물분사 추진장치의 추력은 다음식과 같이 모멘텀 변화에 의한 전추력( $T_{gr}$ )으로 정의되며, pod형의 경우에는  $V_{in} = V_s$ 이다.

$$T_{gr} = \rho \cdot Q_j \cdot (V_j - V_{in}) \quad (1)$$

추력감소계수(t)는 선체와 추진기의 상호작용으로써 pod를 막은 상태와 pod를 열어 펌프 임펠러가 작동하고 있는 상태에서의 저항 성능의 차이이며, pod형 물분사 추진장치에 대한 자항시험에 대한 연구 결과는 거의 공개되어 있지 않으나 메이커의 추천을 받아 -0.02로 추정하였다.

### 2.1 제트속도, 제트효율( $\eta_j$ ) 및 노즐 직경( $D_N$ )의 추정

물분사 추진장치의 초기설계를 위하여 먼저 식 (1)로부터 추력발생에 필요한 유량을 추정하여야 하며, 이 때 여러 흡입구와 노즐에서의 유속비( $IVR = V_i/V_j$ )에 대해 계산을 수행한다. 여기서 큰 IVR을 택하면 제트효율이 증가하며 작은 IVR을 택하면 제트효율이 감소된다. 그러나 최고의 제트효율만을 추구하다 보면 전체 시스템의 중량, 흡입구 및 스트럿의 직경이 커져 오히려 선박의 저항 증가를 수반하므로 적절히 선택해야 한다.

Table 2는 선속 20 KTS이고 유효마력이 245 PS인 경우에 IVR 변화에 따른 제트유속( $V_j$ ), 유량( $Q_j$ ), 펌프에 의한 양정 높이(H) 및 노즐 직경( $D_N$ )을 보여준다.

Table 2 Calculations of nozzle diameter

IVR= $V_s/V_j$	$V_j$ (m/s)	$Q_j$ (m <sup>3</sup> /s)	H(m)	$D_N$ (m)
0.7	14.70	1.947	8.49	0.411
0.6	17.15	1.252	12.59	0.305
0.5	20.58	0.835	19.38	0.227
0.45	22.86	0.683	24.60	0.195
0.49	21.00	0.801	20.30	0.220

요구되는 추력 발생에 소요되는 펌프의 양정높이 H는 다음과 같다.

$$H = \frac{V_j^2}{2g}(1 + \xi_{out}) - \frac{V_i^2}{2g}(1 - \xi_{in}) + \Delta h \quad (2)$$

유사선 시험 자료[2]로부터 노즐의 손실계수  $\xi_{out}$ 는 0.03으로, 흡입구의 손실계수  $\xi_{in}$ 은 0.3으로 추정하였다. 한편 시험 대상선의 임펠러 축 중심과 정수면과의 차이  $\Delta h$ 는 0.918 m이다. 물분사 추진 시스템의 중량 및 최적 추진효율을 고려하여 Table 2로부터 IVR = 0.49로 결정하였다.

펌프의 형상 및 효율은 펌프의 비속도(Specific speed)  $n_s = N \cdot (Q_j \times 60)^{1/2} / H^{3/4}$ 에 따라 달라진다. Table 3은 IVR = 0.49이며 선속 20KTS일 때 축 회전수 변화에 대한  $n_s$ 에 대응하는 단독효율( $\eta_F$ )와 최적 직경( $D_F$ ) 계산결과를 보여준다. 펌프 임펠러의 최적직경 및 단독효율( $\eta_F$ )은 관련 도표[4]를 이용하여 계산하였다.

이와 같은 초기설계 가정을 요약하면 다음과 같다. 먼저 중량 및 제트효율을 고려하여 IVR을 결정하였으며, 여기서 노즐 직경( $D_N$ ) = 0.2215 m, 제트 효율  $\eta_j = 0.589$ 이 추정되었다. 다음 IVR을 0.49로 선택한 후, 최적 임펠러 효율을 고려하여 임펠러 회전수 = 2,200 RPM, 임펠러 주위의 덕트

직경 ( $D_D$ ) = 0.360 m, 임펠러 직경 ( $D_F$ ) = 0.354 m로 결정하였다. 이 때의 임펠러 효율  $\eta_f$ 는 0.779로 추정된다.

Table 3 Calculations of impeller diameter and impeller efficiency for IVR = 0.49

N(RPM)	$n_s$	$\eta_f$	$D_F$ (m)	Pump Type
1,500	1,087	0.798	0.443	사류식
2,000	1,450	0.778	0.377	축류식
2,500	1,812	0.776	0.340	축류식
2,200	1,595	0.779	0.363	축류식

### 2. 2 캐비테이션 검토

펌프에서는 임펠러 날개의 앞날 근처에서 주위 압력이 가장 낮아 캐비테이션이 발생될 우려가 가장 크기 때문에 다음 식 (3)이 만족되도록 임펠러 직경 또는 임펠러 회전수를 결정하여야 한다. 통상 펌프 임펠러 날개에서는 캐비테이션이 발생을 피하기 위해서는 다음식이 만족되도록

$$P_{min} = P_{pi} + C_{Pmin} \cdot 1/2 \rho V_R^2 > P_i \quad (3)$$

여기서  $P_{in}$  및  $V_R$ 은 임펠러 날개끝에 유입되는 유동의 정압 및 유속을 의미하며, 이 정압을 대기압 ( $P_{atm}$ )으로 표시한 후 흡입구 덕트관 내부에서의 점성에 의한 수두손실을 고려하여 수두로 표시하면 식 (3)은 다음식이 된다.

$$\frac{P_{atm} - \xi_{in} \frac{\rho}{2} V_{in}^2 - \rho g \Delta h - P_v}{\rho g} (= NPSH_{AV}) > -\frac{1}{2g} C_{Pmin} V_R^2 (= NPSH_{REQ}) \quad (4)$$

여기서는  $C_{Pmin}$ 은 이론계산에 의해 추정될 수 있으며, 본 물분사 추진장치의 초기 설계시 계산이 수행되지 않아 모형시험 이후의 제 4장에서 다룬다.

## 3. 모형 물분사 추진장치 단독특성시험

### 3.1 단독특성 시험장치 구성

본 연구에서 설계·제작된 pod형 물분사 추진장치의 단독특성 시험장치의 구성요소, 주요치수 및 형상은 Fig. 1에 보였으며 크게 물분사 추진장치 모형, 구동 부분 및 계측부분으로 구성되어 있다. 구동모터와 임펠러 동력계는 기초판(base plate) 위에 고정시키고, 축을 통하여 임펠러와 연결되어 있다. 동력계와 구동모터 사이의 축은 oldham coupling으로 연결하여 축의 정렬이 용이토록 하였고, 임펠러의 축이 아크릴 덕트에 관통하는 부분에는 edge형의 seal을 사용하여 축이 회전할 때 누수를 방지하고 마찰저항을 최소화하였다. 덕트 내면의 3차원 곡면은 5축 N.C.로 가공하였다. 기초판 윗부분의 덕트는 공기방울 흡입여부 등의 관찰이 용이하도록 아크릴로 제작하였다. 제작된 물분사 단독특성시험 장치 모습은 Fig. 2에 보였

다. 임펠러 구동모터는 최대 회전수가 5,000 rpm이고, 최대 토크는 37.9 N·m인 A.C. servo 모터이며 전용 드라이버를 사용하였다. 드라이버는 별도의 전면조작판을 통하여 속도를 설정하는데 동력계에 과도한 힘이 걸리는 것을 방지하기 위하여 적절한 가감속 시간을 주었다. 임펠러 동력계(Kemp & Remmer사, R46-IV형)의 최대 용량은  $\pm 3,000$  rpm,  $\pm 700$  N 및  $\pm 40$  N·m이며, 자료 취득은 PC와 NEFF 620 System 기반으로 구성하고 개략적 구성도는 Fig. 3와 같다. 여기서 filter의 차단 주파수는 5Hz로 설정하였다.

노즐과 펌프 주위의 덕트내면에서 압력계측에 사용된 압력변환기는 최대압력이 25 PSI인 절대압형(XTM-190-25A)이며, 신호증폭에는 strain-gauge형 증폭기를 사용하였다. 사용한 A/D 변환기는 최대 sampling rate가 27.5 KHz인 DT2801-A이다. 압력계측은 대기압 기준으로 상대압력을 계측하였기 때문에 출력의 편의를 위해서 DT2801-A의 differential 입력단자를 선택하였다. 입력자료 취득 및 처리는 data translation사

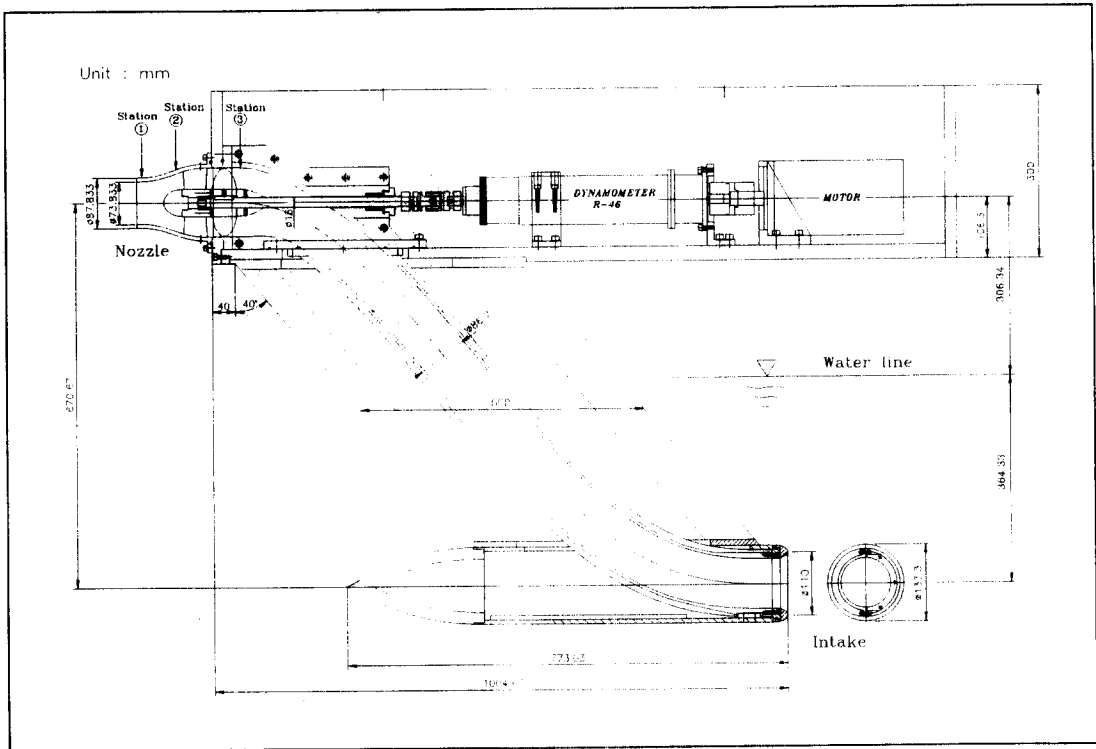


Fig.1 Drawings of the waterjet experimental system

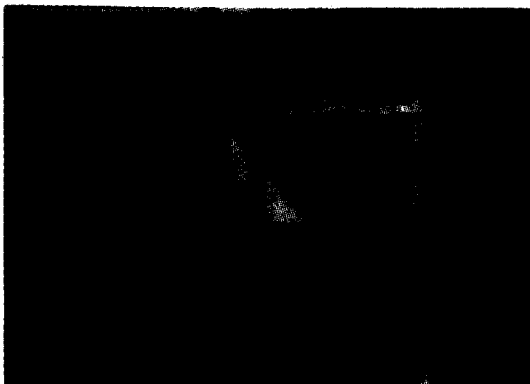


Fig.2 A pod-type waterjet experimental system

의 DTVEE 자료 취득장치 및 해석 전문 프로그램을 이용하였다. 이때 각각의 입력단자에서의 sampling rate는 500 Hz이며, sampling 개수는 1,000개로 하였다.

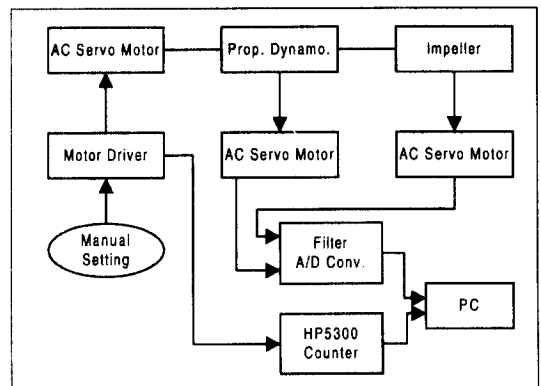


Fig.3 Data acquisition and control system

### 3.2 물분사 추진장치의 모형 시험 방법

서언에서 언급한 바와 같이 물분사 추진장치의 단독특성은 일반 프로펠러의 단독특성 시험 해석과는 매우 다르기 때문에 각 요소별 성능을 파악하기 위한 실험을 수행해야 한다. 아래에서는 요

소별로 성능시험 방법을 서술하며 관련 모형시험은 예인수조에서 행하였다.

노즐에서 분사되는 제트유속( $V_j$ )은 흡입구와 노즐에서 모멘텀 증가량에 해당하는 물분사 추진장치 시스템의 추력( $T_{gr}$ ) 및 펌프가 유체에 가한 에너지 수두( $H$ ) 등의 계산에 사용되므로 매우 중요하다. 분사속도 계측은 예인전차가 정지된 상태에서 2가지 방법으로 계측하였다. 첫째는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 물탱크에 분사량을 직접 받아 얻은 유속( $V_{jQ}$ ), 둘째는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 station 1과 station 2 면에서 계측된 각각의 평균압력의 차이로부터 계산된 유속( $V_{j\Delta P}$ )이다. 이때 각 station별로 원주방향으로 8개의 압력공을 등간격으로 뚫어 원주상의 평균압력이 계측되도록 하였으며 설치모습은 Fig. 5에 보인 바와 같다. 임펠러 성능을 예측하기 위해서 Fig. 1에서 보인 바와 같이 station 2와 3에서 원주상의 평균압력을 계측하였다.

유량계측은 관내유동이 정상상태에 도달했음을 압력계측치 등으로 확인한 후에 이루어졌으며, 물탱크에 누수가 없도록 하였다. 전진속도가 없을 때  $V_{jQ}$ 에 대한  $V_{j\Delta P}$ 의 비는 Fig. 6에서 보는 바와 같이  $V_{j\Delta P} / V_{jQ} \approx 1.058$ 이다. 이 비율은 예인수조에서의 항주시 제트속도 결정시 사용되었으며, 이러한 차이는 덕트관 내부의 유속분포가 균일하지 않아 발생하였을 것으로 추정된다.

임펠러의 추력과 토크는 일반 프로펠러 단독 특성 시험처럼 프로펠러 동력계로 계측하고, 축회전수는 AC servo motor에 부착된 rotary encoder의 주파수 신호를 counter를 통하여 계측하였다. 물분사 추진장치의 단독특성 및 자항상태의 성능을 예측하기 위하여 선속과 임펠러 회전수를 변화시키면서 전술한  $V_j$ 와 펌프주위의 압력을 동시 계측하였다.

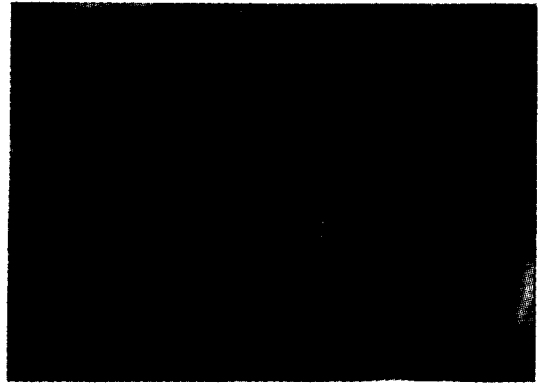


Fig.4 Measurement of the jet flow rate in a trim tank

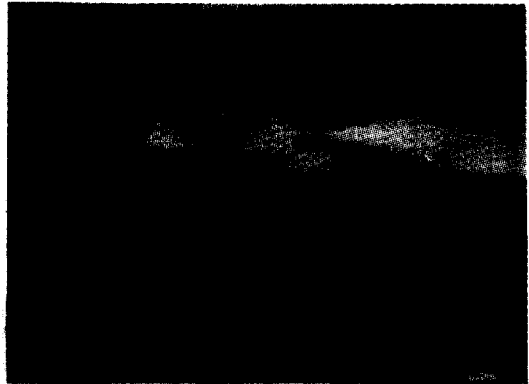


Fig.5 Pressure measurement on the inner surface of a jet nozzle

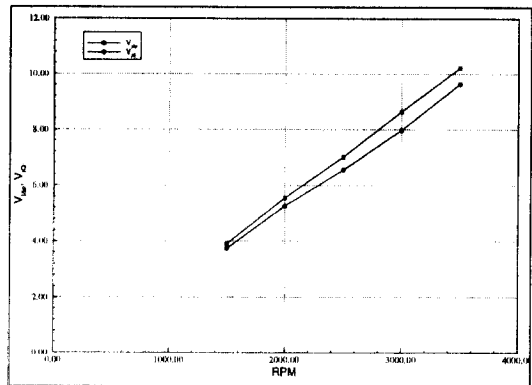


Fig.6 Comparison of  $V_{j\Delta P}$  with  $V_{jQ}$

### 4. 물분사 추진장치의 모형시험 해석결과

트립 탱크 및 예인수조에서 수행한 물분사 시험 장치의 임펠러의 성능은 Fig. 7에 보인 바와 같으며, 여기서  $J_Q$ 는 유량계수,  $K_H$ 는 임펠러와 스테이터에 의한 에너지 수두를 나타내는 수두계수 그리고  $K_Q$ 는 토오크 계수이다.

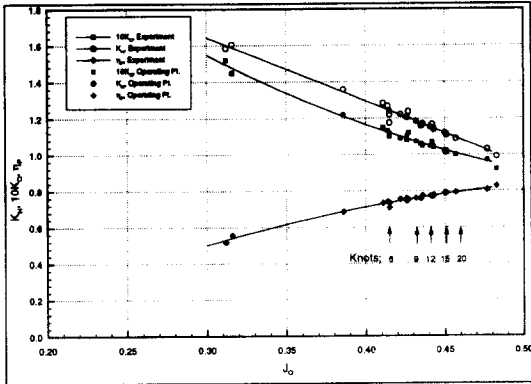


Fig.7 Open-water characteristics of the designed waterjet propulsion system

또한 임펠러/스테이터의 효율은 다음과 같이 표시되며[6], 여기서는 불균일 반류중에서 계측되었기 때문에 상대회전효율( $\eta_R$ )이 포함되어 있다.

$$\eta_P = \frac{J_Q}{2\pi} \frac{K_H}{K_Q} \quad (5)$$

여기서, 트립탱크에서와 같이 유입속도 ( $V_c$ : 예인속도)가 영이거나 작은 곳에서 작동할 때에는  $J_Q$ 가 작은 경우이며, 임펠러의 효율은 저하된다. 또한 예인속도가 크면  $J_Q$ 가 큰 상태가 되며 임펠러의 효율이 증가한다. 그림에서 운항점들은 대상시험선의 선속 6, 9, 12 그리고 15 KTS 각각에 해당되는 모형선 속도에서 작동하는 점을 가르킨다. 이 때 각각의 선속에 대한 임펠러의 회전수는 Fig. 8에 보였으며, 일반 프로펠러 회전수 경과와는 달리 저속에서 회전수가 큰을 알 수 있는데, 이는 저속에서의 추진효율이 낮음을 의미한다.

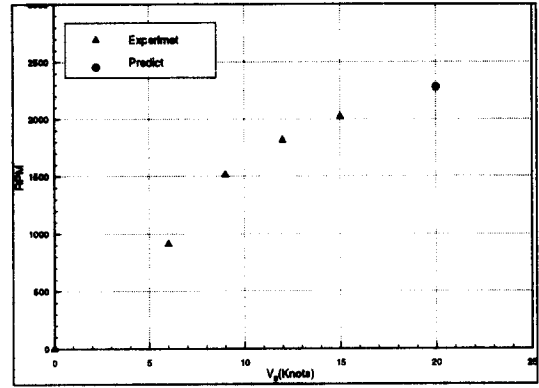


Fig.8 Required RPMs versus ship speed

Fig. 9는 선속별로 전 추력( $\tau_p$ )과 임펠러 회전수의 관계를 표시하며, 운항점들은 추력감소 및 저항 특성이 고려된 자항점이다.

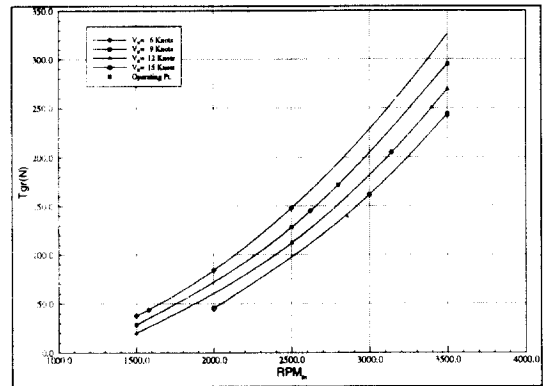


Fig.9 Gross thrust versus RPMm

한편, 임펠러 앞의 위치에서 유속 ( $V_m$ ) 및 압력 ( $P_m$ )을 계측하면 베르누이 식으로 부터 다음과 같이 흡입구 덕트(inlet duct)의 손실계수를 추정한다.

$$\xi_m = \frac{P_{in} - P_m + 1/2 \rho_m (V_{in}^2 - V_m^2) - \rho_m g h}{1/2 \rho_m V_{in}^2} \quad (6)$$

여기서,  $P_m$  및  $V_m$ 는 흡입구 전방에서의 압력 및 유속을 의미한다.  $h$ 는 흡입구로 부터 임펠러 축 중심까지의 거리이다.  $\xi_m$  값은 제트속도가

증가할 수록 작아지지만 같은 예인속도에서는  $w_m (=1 - V_{in}/V_j)$ 가 영일 때 최대의 값을 갖으며 제트속도가 증가하면  $\xi_m$  값은 감소한다(Fig. 10). 이것은 흡입구의 속도가 선속 보다 약간 빠르도록 흡입구를 설계하는 것이 전체 저항의 측면에서 유리하다는 것을 뜻한다. Fig. 10에서와 같이  $\xi_m$ 은 흡입구 후류의 덕트관내에서의 속도( $V_{in}$ ; 모형 흡입구 관의 직경은 86.7 mm로 흡입구 직경 110 mm 보다 약간 작음)로 무차원화하면, 유사한 물 분사 추진장치의 손실계수와 비교하기 쉽다.

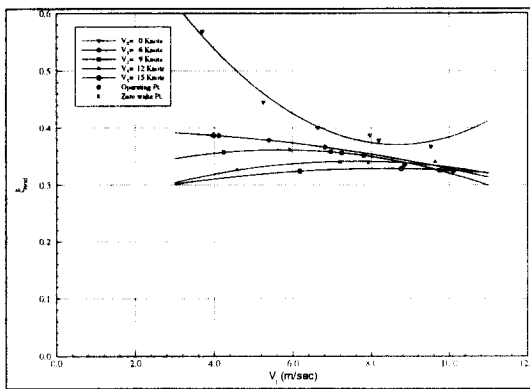


Fig.10 Loss coefficient of inlet duct versus  $V_{ind}$

시험선 속도 20 노트에서는  $\xi_{in} = 0.320$ 으로 추정되어 통상적인 flush형 물분사 추진장치의 손실계수 0.25 보다 큼을 알 수 있으며 이는 flush형 보다 긴 덕트를 사용하였기 때문으로 보인다.

예인수조에서의 물분사 추진장치의 단독성능 시험시 흡입구 속도를 예인속도로 나누어 보면 흡입구에서의 유동의 방향을 대략 알 수 있다. Fig. 11에서는 각 시험속도에서 임펠러 회전수 별로 일종의 반류를 구하였다.  $w_m$ 이 양이면 흡입구의 속도가 예인속도 보다 작으며  $w_m$  값이 음이면 흡입구의 속도가 예인속도 보다 빠름을 의미한다. 이러한 실험결과는 흡입구 직경의 설계시 고려되어야 한다.

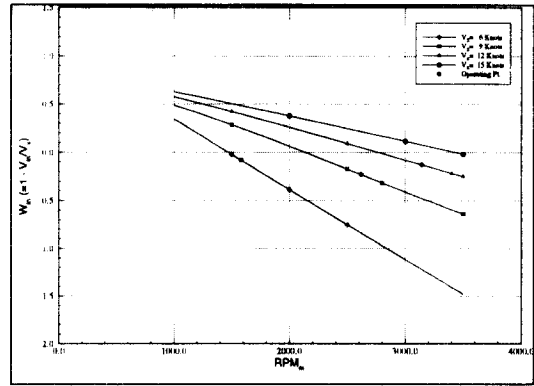


Fig.11 Ratio of the inlet velocity to ship speed

흡입구 덕트의 손실계수와 마찬가지로 노즐의 손실계수는 다음과 같이 표시된다

$$\zeta_{out} = \frac{P_{po} - P_{atm} + 1/2 \rho_m (V_{po}^2 - V_j^2)}{1/2 \rho_m V_j^2} \quad (7)$$

한편 일반 프로펠러의 효율은 물분사 추진장치에서는 임펠러 단독효율과 제트효율의 곱에 해당되며, 전체 물분사 추진 시스템에서 볼 때 제트효율은 임펠러의 단독효율 보다 선택의 폭이 크기 때문에 주의깊게 살펴야 한다. Fig. 12는 제트효율과 IVR과의 관계를 보인다.

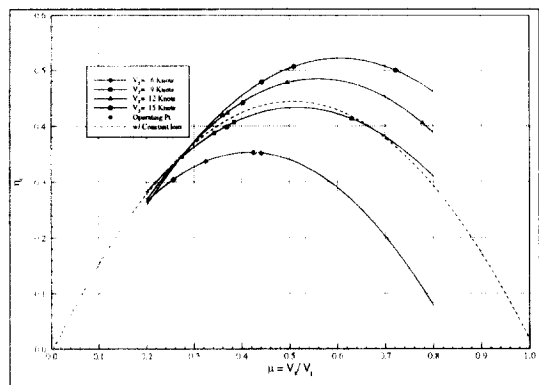


Fig.12 Jet efficiency versus IVR



실선은 같은 예인속도에서의 값을 의미하며, 같은 예인속도에서는 임펠러의 회전수가 증가할수록 제트효율이 감소한다. 이는 IVR의 감소가 주원인이다. 그러나 같은 임펠러 회전수에서는 예인속도의 증가는 제트효율의 증가를 수반하는 데, 이것이 물분사 추진장치가 고속에서 운항할 때 추진효율이 향상되는 주 원인이 된다. 검은점은 각 선속에서의 운항점을 가르킨다. 그림에는 시험선 속도 20 노트에서 외삽된  $\xi_{in}$ ,  $\xi_{out}$ 를 가지고 IVR에 대한 다음식에 의하여 추정된 일반적인 제트효율 특성을 보였다.

$$\eta_j = \frac{2 \frac{V_s}{V_j} (1 - \frac{V_s}{V_j})}{1 + \xi_{out} - (1 - \xi_{in}) (\frac{V_s}{V_j})^2 + \frac{2g\Delta h}{V_j^2}} \quad (8)$$

Table 4 Model test results of the present pod-type waterjet system

$V_s$ (kts)	$w_{in}$	$\xi_{in}$	$\xi_{out}$	$V_j$ (m/s)	$V_j/V_s$	RPMm	RPMS	$J_G$	$\eta_b$	$\eta_j$	$\eta_D$
6.0	-0.09	0.999	0.044	4.12	0.425	1580	912	0.406	0.732	0.35	0.264
9.0	-0.225	0.947	0.033	7.24	0.369	2620	1513	0.432	0.763	0.39	0.310
12.0	-0.135	0.871	-0.004	8.85	0.403	3140	1813	0.441	0.773	0.44	0.349
15.0	-0.019	0.843	-0.005	10.10	0.442	3500	2021	0.451	0.784	0.47	0.382
20.0	-	(0.830)	(-0.006)	(11.60)	(0.512)	(3950)	(2281)	0.455	(0.792)	(0.5)	(0.404)

Table 5 Determination of cavitation inception

$V_s$ (kts)	$V_c$ (m/sec)	$NPSH_{AV}$	$NPSH_{REQ}$	Cavitation
6.0	1.78	8.8	2.0	×
9.0	2.67	8.2	5.4	×
12.0	3.56	7.6	7.8	○
15.0	4.45	6.7	9.7	○
20.0	5.94	4.8	12.4	○

Table 4에는 물분사 추진장치의 단독시험을 수행한 후 대상선의 몇 가지 선속에서의 시험결과를 요약하였다. 표로부터 추진효율( $\eta_j$ )은 선속에 크게 관계됨을 알 수 있으며, 주된 원인은 전술한 바와 같이 선속의 증가에 따른 제트효율의 증가로 보인다. 모형시험 결과가 얻어지면 실선에의 확

장을 생각해야 하나 여기서는 축적비가 3이어서 실선에서의 표면 거칠기를 고려하면 축적효과가 거의 없다고 판단된다.

전술한 바와 같이 추정된 임펠러의 회전수 및 흡입관 손실계수를 사용하여 시험선 물분사 추진장치에 대한 캐비테이션 발생에 관한 검토를 수행하였다.  $NPSH_{AV}$ 는 펌프의 운항조건에 따라 달라지며,  $-C_{pmin} \approx 0.10$ 을 가정하여 식 (4)를 계산하고 불균일 반류에 대한 여유치 1.3[5]을 고려하면, 다음과 같이 각 선속에 대한 캐비테이션 발생판정을 할 수 있다. 계산 결과는 Table 5에 보였으며, 계산 결과로 부터 대상시험선이 12 KTS 이상에서 운항할 때 캐비테이션이 발생할 수 있을 것으로 추정된다. 현재 설계된 물분사 추진장치에서 캐비테이션 성능을 개선하려면 임펠러 회전수를 1,500 RPM 정도로 낮추어 사류형 물분사 추진장치를 채택하여야 한다.

### 5. 결 언

본 연구를 통하여 pod 형 물분사 추진장치에 대한 설계를 통하여 물분사 추진장치의 제 특성을 검토한 후 모형실험을 통해 검증하였다. 특히 본 연구를 통하여 임펠러와 스테이터 단독효율, 흡입구의 에너지 손실, 제트효율 등에 관해 설계에 사용할 수 있는 유용한 결과를 얻었다. 또한 물분사 추진장치가 고속에서 효율이 높은 것은 임펠러 효율 보다는 제트효율이 증가하기 때문인 것으로 파악되었다. 또한 선체-물분사 추진시스템의 상호작용이 작다는 가정하에 시도한 물분사 추진시스템의 단독시험 장치는 모형선의 저항 시험 결과 및 유사선 자료의 추력감소계수를 사용하여 선박의 입장에서 필요한 추진성능도 추정되었다. 모형시험은 설계속도까지는 수행되지 못하였지만 외삽을 사용하면 추진효율은 약 0.404로 추정되나, 기대치인 0.46에는 미치지 못하고 있다. 이에 대한 첫번째 원인으로는 흡입구 덕트의 내부저항이 큰 점을 들 수 있으며, 덕트 주위의 스트럿에 의한 저항 감소를 고려하여 확산부(diffusor)를 채택하지 못하고 수축부(contraction part)로 설계된 점

이 근인으로 보인다. 장차 독자적인 물분사 추진 장치를 개발하기 위해서는 임펠러/스테이터의 설계 분야, 흡입구 덕트 형상의 최적화에 관해서도 종합적인 연구가 이루어져야 한다. 또한 본 시험선과 같이 부하가 높은 물분사 추진장치를 사용하여 할 경우 캐비테이션 성능이 양호한 사류형의 물분사 추진시스템에 대해서도 연구가 수행되어야 할 것이다.

## 후 기

이 글은 한국기계연구원 선박해양공학연구센터의 과학기술처의 기관고유사업으로 수행중인 '차세대 추진장치 기술 개발' 결과의 일부임을 첨언합니다. 새로운 시스템 제작 및 실험에 수고하신 이동복, 김경열씨 및 수조팀 여러분께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

- [1] Proceedings of the 21th ITTC, "Report of the Waterjets Group", 1996
- [2] G. Dyne and P. Lindell, "Waterjet Testing in the SSPA Towing Tank", RINA International Symposium on Waterjet Propulsion, London, 1994.
- [3] R. Verbeek, "Application of Waterjets in High-Speed Craft", 1992
- [4] 강창수외, "유체기계" 구민사, 1991.
- [5] 大橋秀雄, "유체기계" 강신형 역, 회중각, 1992.
- [6] R. Etter, "Model Testing of Waterjet Propelled Craft", Proc. of the General Meeting of ATTC, Michigan, 1987.
- [7] 김기섭외, "차세대 추진장치 기술 개발" 특장연구 차세대 선박 핵심기술 개발, KRISO, 1995.

## Nomenclature

Symbol	Name	Symbol	Name
$V_s$	Speed of test ship	$D_F$	Diameter of impeller
$V_c$	Speed of towing carriage	$P_v$	Vapor pressure
$V_j$	Jet velocity	$P_{p1}$	Mean pressure before impeller
$V_{in}$	Mean Velocity at inlet edge	$P_{p2}$	Mean pressure after impeller/stator
$V_{ina}$	Mean Velocity at inlet duct	$P_{in}$	Mean pressure at inlet edge
$V_s/V_j$	Intake velocity ratio, <i>IVR</i>	$\xi_{in}$	Head loss coefficient between inlet and impeller based on $1/2 V_{in}^2$
$T_{gr}$	Gross thrust of waterjet	$\xi_{ina}$	Head loss coefficient between inlet and impeller based on $1/2 V_{ina}^2$
$n_s$	Specific speed of pump	$\xi_{out}$	Head loss coefficient at nozzle based on $1/2 V_j^2$
$Q_j$	Volume flow rate of jet	$NPSH_{Av}$	Available net positive suction head
$H$	Mean Increase of energy head across pump/stator	$NPSH_{REQ}$	Required net positive suction head
$J_Q$	Discharge coefficient	$\eta_t$	Efficiency of impeller/stator
$K_H$	Head coefficient	$\eta_j$	Jet efficiency
$K_Q$	Torque coefficient	$\eta_L$	Propulsive efficiency (= $\eta_P \cdot \eta_j \cdot \eta_H$ )
$D_N$	Diameter of nozzle		
$D_L$	Diameter of duct at impeller lane		