

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2008.32.2.107

# 스마트무인기 연료계통 제트펌프의 내부 유동 특성에 관한 실험적 연구

이윤권\* · 이지근<sup>†</sup> · 이창호\*\* · 최희주\*\*\*  
(2007년 8월 27일 접수, 2007년 11월 23일 심사완료)

## An Experimental Study on the Internal Flow Characteristics of a Jet Pump for the Smart UAV Fuel System

Yoonkwon Lee, Jeekeun Lee, Changho Lee and Heejoo Choi

**Key Words:** Smart UAV(스마트무인기), Fuel System(연료계통), Fuel Transfer Jet Pump(연료전달 제트펌프), Loss Coefficient(공동현상)

### Abstract

The jet pumps are widely used to transfer the fuel between the tanks in an aircraft fuel supply system. However detailed design procedures for determining the size of components of the jet pumps are not known so well. In this paper, the flow characteristics of the jet pump, which is applied in the fuel transfer system for the smart UAV (Unmanned Aerial Vehicle), were experimentally investigated using the acrylic jet pump model for the visualization of the internal flow. The pressure distributions within the jet pump were measured, and then the loss coefficients of each part were calculated. The effects of Reynolds number and the distances (S) between the exit of the primary nozzle and the mixing chamber entrance were investigated. In addition, cavitation phenomena were considered through the flow visualization inside the jet pump. As a conclusion from the experiment, the contraction shape of the primary nozzle has a strong effect on the loss coefficient of the nozzle and the cavitation occurrence. Cavitation starts around the nozzle exit, and then it propagates to the full flow fields of the jet pump.

### 1. 서 론

제트펌프 또는 이젝터는 높은 압력에너지를 가진 액체 또는 기체 등을 구동노즐을 통해 혼합실 내로 고속으로 분사하면 고속의 구동유체 주위에 형성된 국부적인 저압에 의해 낮은 에너지의 유체를 흡입하는 분류펌프의 일종이다. 일반적으로 제트펌프는 고속의 구동유체가 저속의 유체를 가속시키기 때문에 에너지 손실이 커 저효율임 장

치임에도 불구하고, 기계적 동적부분이 없고 구조가 매우 간단하여 작동이 쉬운 관계로 장소에 구애를 받지 않는 이식성과 운전상 신뢰도가 매우 높아 특수한 분야에서 많이 사용되고 있다. 또한 펌프 전체를 내식성 재료로 구성하는 것도 간단하므로 부식성 유체의 처리 및 내구 수명 확보가 요구되는 곳에 활용될 수 있는 장점을 가지고 있다. 이러한 이유로 인하여 극단적인 운전 신뢰성이 요구되는 항공기 연료계통의 연료탱크 간 연료전달 제트펌프(fuel transfer jet pump) 및 집합탱크로 연료를 전달하는 연료이송 제트펌프(fuel delivery jet pump) 등에 많이 사용되고 있다. 항공기 연료계통에 사용되는 제트펌프는 항공기의 운용조건에 따른 연료계통의 요구사항을 만

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 전북대학교 기계항공시스템공학부  
E-mail : leejk@chonbuk.ac.kr  
TEL : (063)270-2369 FAX : (063)270-2388  
<sup>\*</sup> 전북대학교 대학원 정밀기계공학과  
<sup>\*\*</sup> 한국항공우주연구원 스마트무인기개발사업단  
<sup>\*\*\*</sup> 퍼스텍 주식회사

족하도록 설계되어야하며, 관련 규정에서 요구하는 성능과 내구수명이 확보되도록 제작되어야 한다. 국외 항공 선진국의 경우 수많은 개발 경험을 바탕으로 다양한 시험결과를 확보하고 있으며, 연료계통과 유기적으로 설계, 제작 및 시험평가가 가능한 종합적인 틀을 확보하고 있다.<sup>(1,2)</sup> 반면, 국내의 경우 KT-1 기본훈련기를 독자 개발하는 과정에서 국산화 개발이 처음 시도될 정도로 이론적, 실험적 자료가 부족한 실정이다. 따라서 성능 및 내구성이 확보된 제트펌프의 국산화 개발을 위해서는 설계 및 제작에 활용 가능한 실험적으로 구명된 기초 데이터의 확보가 요구되고 있다.

제트펌프는 오래전부터 다양한 산업분야에 사용되어왔으며 성능향상을 위한 관련 연구가 많이 수행되어져 왔다.<sup>(3-8)</sup> Cunningham과 III<sup>(6)</sup>은 높은 점성의 작동유체를 사용하는 제트펌프의 유동특성을 설명할 수 있는 이론적 관계식을 제시하고 에너지 방정식을 적용하여 구동유체와 흡입유체의 혼합시 발생하는 손실을 평가하는 방안을 제시하였다. Silvester와 Mueller<sup>(7)</sup>는 제트펌프의 운전 영역에는 더 이상 흡입측 유량이 증가하지 않는 유동한계영역이 존재하는데 이에 대한 원인을 공동현상(cavitation)이라 밝힌 바 있다. 또한 제트펌프 내부 압력 측정을 통하여 구동노즐로부터 분사되는 분류 주위 및 흡입노즐 근처에 가장 낮은 저압이 형성되며, 이 저압은 구동노즐의 유량이 증가할수록 작동유체의 포화증기압까지 낮아져 공동현상이 발생한다는 것을 밝힌 바 있다. Shimizu 등<sup>(8)</sup>은 면적비, 혼합실의 흡입구 각도, 혼합실 및 확산기의 형상 등 25가지의 제트펌프 형상에 대한 실험 데이터를 비교함으로써 가장 높은 효율점을 갖는 형상을 제시하였다.

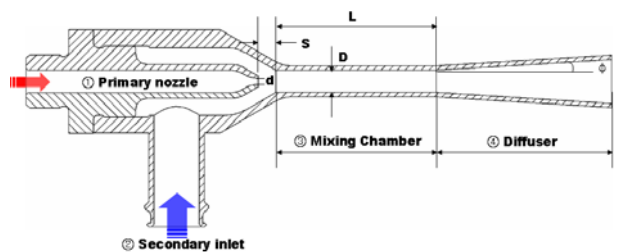
최근 들어 수치해석 등을 통한 정확한 성능예측이 가능해지면서 항공기 연료계통과 같은 특수목적 분야에 사용 가능한 제트펌프 설계를 위해 많은 해석적 및 실험적 연구가 수행되어오고 있다.<sup>(9-13)</sup> Kim 등<sup>(12)</sup>은 제트펌프 구동 시 발생할 수 있는 손실을 구동노즐, 흡입노즐, 혼합실, 확산기 등 각 부분별로 나누어 에너지 방정식 및 운동량 방정식으로부터 손실계수(loss coefficient)를 유도하였다. 또한 제트펌프의 성능을 결정하는 외부조건 중 흡입측 양정에 따라 변하는 제트펌프의 성능을 실험적으로 연구한 바가 있다. Li 등<sup>(13)</sup>은

투명한 재질의 제트펌프를 이용하여 내부유동 특성 및 유동제한현상의 원인으로 알려져 있는 공동현상의 발생 시점과 발생영역에 대해 가시화하였다.

본 연구에서는 스마트무인기 연료계통에 사용되는 제트펌프의 내부 압력 분포를 측정하고 각부의 손실계수를 측정하여 제트펌프 성능에 영향을 끼치는 내부 유동특성을 구명하고자 하였다. 또한 제트펌프의 성능 한계를 결정짓는 흡입측 유동제한현상에 대한 유동가시화를 통하여 설계상 보완점을 찾고자 하였다.

## 2. 제트펌프 구성 및 주요부 정의

제트펌프는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 구동유체의 압력에너지를 운동에너지로 변환하는 구동노즐(primary nozzle), 고속의 구동유체로 인해 형성된 분류 주위의 국부적 저압에 의해 유체가 흡입되는 흡입구(secondary inlet), 구동유체와 흡입유체가 에너지 교환을 하며 서로 혼합하게 되는 혼합실(mixing chamber), 그리고 운동에너지의 일부가 압력에너지로 전환되는 확산기(diffuser)로 구성되어 있다. 흡입구는 제트펌프의 공동현상과 관련된 매우 중요한 설계변수로서 구동노즐 외부와 흡입구 사이의 좁은 유동경로는 구동유체 흐름을 방해하여 마찰손실이 증가하여 결국 에너지 손실이 발생하게 된다. 제트펌프 성능 및 공동현상에 영향을 미치는 변수로는 구동노즐 직경(d), 혼합실 직경(D), 혼합실 길이(L), 구동노즐 출구와 혼합실 입구의 면적비(R), 구동노즐 출구와 혼합실 입구 사이의 거리(S) 및 확산기 확산각( $\phi$ ) 등이 있다.



- |        |                     |
|--------|---------------------|
| ① 구동노즐 | d : 구동노즐 직경         |
| ② 흡입구  | D : 혼합실 직경          |
| ③ 혼합실  | L : 혼합실 길이          |
| ④ 확산기  | S : 구동노즐출구-혼합기입구 거리 |
|        | $\phi$ : 확산기 확산각    |

Fig. 1 Definitions of jet pump components

**Table 1** Jet pump dimensions used in test

Items	Specifications
Primary nozzle diameter (d, mm)	2.0
Mixing duct diameter (D, mm)	6.3
Area ratio (R)	0.1
Mixing duct length (L, mm)	41.7
Diffuser angle ( $\phi$ , deg.)	7.0
Length between primary nozzle exit and mixing chamber inlet (S, mm)	6.0

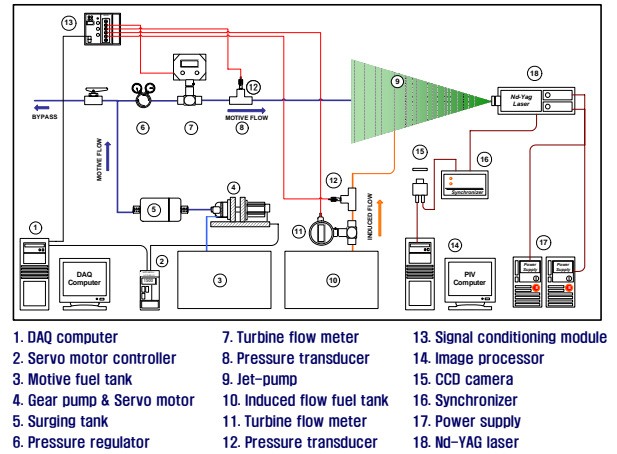
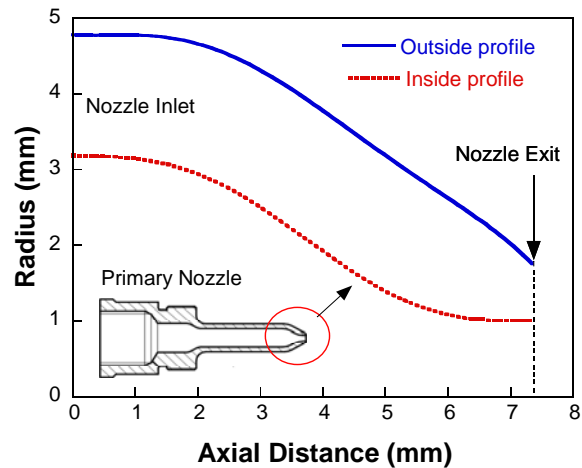
본 연구에 사용된 제트펌프는 스마트무인기 연료계통의 연료탱크 간 연료이송을 목적으로 설계된 것으로서 주요부의 제원을 Table 1에 나타내었다.

### 3. 실험장치 및 측정방법

#### 3.1 실험장치

Fig. 2는 제트펌프 내부유동특성을 평가하기 위한 실험장치의 개략도를 나타내고 있다. 실험장치는 크게 연료를 저장하기 위한 연료탱크와 압력 및 유량을 측정하기 위한 계측 장치, 그리고 연료이송 튜브로 구성된다. 탱크에 저장된 연료(3)는 AC 서보 모터와 연동된 기어 펌프(4)에 의해 가압·송출된다. 기어 펌프로부터 송출된 연료는 기어 펌프의 고유특성인 맥동을 감소시키기 위한 챔버(5)를 거쳐 제트펌프(9)의 구동노즐로 유입되어진다. 구동노즐로부터 분출된 분류 주위에 형성되는 국부적 저압에 의해 연료(10)가 흡입되며, 흡입된 연료와 함께 구동유체는 제트펌프의 확산기를 통해 집합탱크(collect tank)로 송출된다. 연료 탱크(10)는 흡입측에 작용하는 손실 수두를 조절할 수 있도록 높이를 수직방향으로 조절 가능하도록 구성하였다.

제트펌프 내부의 유동특성 가시화를 위해 PIV 시스템이 사용되었다. 레이저(Nd:Yag Laser, 120 mJ/pulse)로부터 방출되는 빔이 쉬트형태로 변환되어 측정단면에 조사되면 산란광을 발생하게 된다. 이러한 산란광을 이용하여 내부유동을 가시화 하였다. 실험에 사용된 작동유체는 항공기 연료로 널리 사용되고 있는 Jet A-1으로서, 밀도는  $797 \text{ kg/m}^3$ , 동점성계수는  $2.13 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sec}$  이다.

**Fig. 2** Schematics of experimental setup**Fig. 3** Inside and outside profiles of primary nozzle

실험에 이용된 제트펌프의 구동노즐은 면적비 (R)가 0.1로서, 입구직경이 6.35 mm 그리고 출구 직경이 2.0 mm이다. 구동노즐과 제트펌프 혼합실 및 확산기의 유동방향 중심선을 축방향으로 정의 하였다.

노즐의 수축부 형상은 압력에너지를 운동에너지로 변환하는 과정에서 발생하는 손실계수와 밀접한 관계가 있으므로 손실이 적은 수축부 형상을 결정하는 것은 매우 중요하다. Fig. 3은 본 연구에 이용된 구동노즐의 내·외부 형상을 나타내고 있다.

#### 3.2 유량 및 압력 측정 장치

제트펌프의 성능은 구동노즐과 흡입구로 유입되는 압력과 유량을 측정하여 무차원수인 압력비와 유량비를 이용하여 나타내므로 유량 및 압력

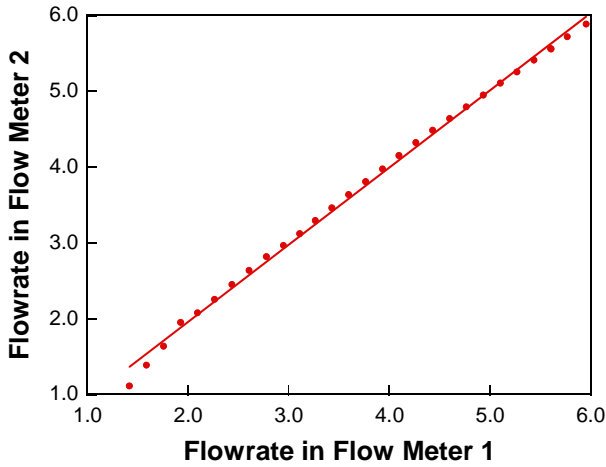


Fig. 4 Calibration for two turbine flow meters

측정은 성능평가에 있어 가장 중요한 부분이다. 본 연구에서는 구동노즐 및 흡입구를 통과하는 유량계측을 위해 유량계 양단 압력강하가 상대적으로 작은 터빈 타입 유량계(BLANCETT 1100 및 FT 4-8)를 사용하였다. 유량계의 측정 범위는 0.8~10 LPM으로  $\pm 0.1\%$ 의 정확도를 가지고 있다. 구동노즐 및 흡입구에 설치될 유량계의 검증을 위해 두 유량계를 직렬로 연결한 상태에서 실험이 수행된 전체 유량범위의 출력값을 상호 비교하여 Fig. 4에 나타내었다. 두 유량계의 출력값은 1.5 LPM 이하에서 약간의 편차를 나타내고 있지만 주로 실험이 수행된 1.5 LPM 이후에서는 매우 높은 상관성을 유지하고 있음을 알 수 있다.

압력센서(Kulite Co., ETM-375)는 절대압 센서로서 출력신호는 A/D 변환기(NI Co., SCXI-1305)와 신호 조절기(NI Co., SCXI-1000)를 통해 전압을 디지털 값으로 변환하여 기록하도록 구성하였으며, 이때 데이터 획득 장치의 조절은 실시간으로 측정값들을 관찰하면서 동시에 기록이 가능하도록 LabVIEW 7.1을 이용하여 구성한 프로그램을 사용하였다.

### 3.3 측정방법

실험은 제트펌프 구동노즐 출구면적과 혼합실 입구 면적과의 비가 0.1인 구동노즐에 대하여 확산기 출구압력이 대기압 상태에서 수행되어졌다. 또한 연료탱크로부터 제트펌프 입구까지 연결된 배관의 영향 등을 고려한 흡입측에 작용하는 손실에 상당하는 흡입양정 320 mmH<sub>2</sub>O에서 실험이

수행되었다. 유량비와 압력비로 표현되는 성능곡선을 얻기 위해 구동측 공급 유량을 0부터 4.4 LPM까지 0.2 LPM 단위로 증가시키며 실험을 수행하였다.

구동노즐 출구와 혼합실 입구사이의 간격은 성능 및 공동현상 발생과 밀접한 관련이 있다. 즉, 구동노즐 출구와 혼합실 입구사이의 거리가 감소함에 따라 공동현상이 증가하는 경향을 나타내는데, 이것은 거리가 짧으면 유동 통로가 좁아지므로 혼합실에서 압력강하를 초래하여 결과적으로 공동현상 발생을 촉진하기 때문이다. 따라서 공동현상 발생 억제와 작동 효율 향상 측면에서 적당한 타협점을 찾아야 한다. 본 실험에서는 출구 직경이 2 mm인 구동노즐에 대해 노즐 출구와 혼합실 입구사이의 간격을  $S/d=0, 1, 2, 3$ 으로 증가시켜가면서 실험을 수행하였다.

## 4. 실험결과 및 고찰

### 4.1 제트펌프 성능곡선

제트펌프는 높은 운동에너지를 갖는 구동유체 분류 주위에 형성된 국부적 저압에 의해 낮은 에너지의 유체를 흡입하여 출구로 이송하는 작동원리를 가진 장치로서, 구동유량( $Q_P$ )에 대한 흡입유량( $Q_S$ )의 비로 표현되어지는 유량비( $M$ )와 더불어 구동압력( $P_1-P_3$ )에 대한 흡입압력( $P_3-P_2$ )의 비로 표현되어지는 압력비( $N$ )의 관계를 통해 제트펌프의 특성을 나타낼 수 있다. 제트펌프의 효율은 압력비와 유량비의 곱인 구동측 유효동력에 대한 흡입측 유효동력의 비로 계산되어질 수 있다.

$$N = \frac{P_3 - P_2}{P_1 - P_3} \quad (1)$$

$$M = \frac{Q_S}{Q_P} \quad (2)$$

$$\eta = M \times N = \frac{(P_3 - P_2) \times Q_S}{(P_1 - P_3) \times Q_P} \quad (3)$$

여기서,  $P_1$ 은 구동노즐 압력,  $P_2$ 는 흡입측 압력,  $P_3$ 는 확산기 출구압력이다.

또한 제트펌프의 기하학적 형상 및 작용하는 물리적 특성을 알고 있으면 연속방정식과 운동량 방정식을 결합한 1차원 유동해석으로부터 유도된

압력비, 면적비, 유동비와 관련된 방정식을 이용하여 성능을 예측할 수 있다.<sup>(1)</sup>

$$N = \frac{2R + \frac{2CM^2R^2}{1-R} - R^2(1+CM)(1+M)(1+K_m+K_d) - \frac{CM^2R^2}{(1-R)^2}(1+K_s)}{(1+K_p) - 2R - \frac{2CM^2R^2}{1-R} + R^2(1+CM)(1+M)(1+K_m+K_d)} \quad (4)$$

여기서 C는 구동 및 흡입유체의 밀도비(density ratio)이며,  $K_p$ ,  $K_s$ ,  $K_m$ ,  $K_d$ 는 각각 구동노즐, 흡입측, 혼합실, 확산기에서의 손실계수를 나타낸다. 여기서 적용된 손실계수는 각각 0.15, 0.4, 0.168, 0.12로 선행연구<sup>(1)</sup>에서 제시된 도표를 이용하여 주어진 작동조건을 만족하도록 반복 계산하여 얻은 값이다.

Fig. 5는 유량비 변화에 따른 압력비와 효율을 나타낸 것으로서 실험결과를 1차원 유동해석에 의한 식(4)의 결과와 비교하여 나타내었다. 구동측 유량이 증가함에 따라 유량비는 증가하며, 유량비 증가에 따라 구동압력은 높아지나 이에 따라 낮아지는 흡입압력에 의해 압력비는 점차 감소하여 유량비의 증가에 반비례하는 경향을 나타낸다. 효율은 유량비의 증가와 함께 포물선 형태로 증가하여 유량비 1.8에서 약 21%의 최대효율을 나타내고 있다. 최대효율을 나타낸 후 구동측 유량이 증가하여도 유량비가 1.8 이상 증가하지 않고 오히려 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이것은 구동 유량이 증가하여도 흡입유량이 더 이상 증가하지 않기 때문이다. 이러한 현상은 흡입 유동 제한현상으로 불리며 주요 원인은 제트펌프 내부의 공동현상 발생과 밀접하게 관련이 있는 것으로 알려져 있다. 즉, 구동노즐 출구에서 형성되는 분류의 국부적인 저압에 의해 저에너지의 유체가 흡입되어지게 되는데, 이때 구동측의 운동에너지가 높아질수록 흡입측의 압력이 더욱 감소하게 되어 작동유체의 포화증기압에 이르게 되면 저압이 형성된 부위인 구동노즐 출구와 혼합실 입구 사이에서 기포가 발생되어 더 이상 구동력을 상실하기 때문이다. 1차원 유동해석에 의한 계산결과는 실험이 수행된 구간에서 비교적 잘 일치하지만 유량비 1.5 이상과 최대효율점 근처에서 편차를 나타내고 있으며 유동제한현상을 예측하지 못하고 있다. 따라서 최대효율점 근처의 내부유동 특성과 공동현상 가시화를 통해 설계상 보완점을 찾는 것이 운전 안전성을 확보하는 측면에서 중요함을 알 수 있다.

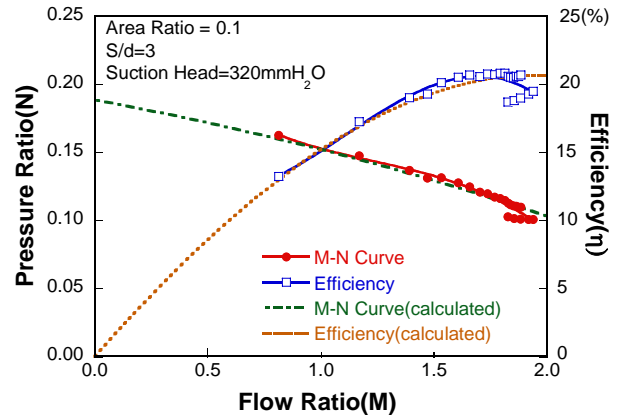


Fig. 5 Performance curve of jet pump

#### 4.2 구동노즐 손실계수

제트펌프는 구동노즐에 의해 형성된 분류가 높은 운동에너지를 가질수록 점성마찰에 의해 낮은 에너지의 유체를 가속시킬 수 있으므로 구동유체의 에너지 변환 효율은 제트펌프의 성능에 직접적인 영향을 미친다. 따라서 구동노즐의 에너지 변환 효율을 정량적으로 평가할 수 있는 손실계수를 측정하는 것이 필요하다. 특히 구동노즐의 손실계수는 1차원 유동해석 결과를 이용한 제트펌프 설계시 주요 오차발생 원인으로 알려져 있다. 이러한 오차 발생은 Fig. 3에 나타낸 것과 같이 구동노즐의 수축부형상에 대한 정보 없이 손실계수 값만을 보고한 선행 연구결과를 인용하기 때문으로 손실계수와 더불어 사용된 노즐의 수축부형상 데이터가 함께 제시되어야 한다.

Fig. 6은 제트펌프 구동노즐의 손실계수를 측정하여 선행연구<sup>(1)</sup>에서 제시한 결과와 비교하여 나타낸 것이다. 이때 구동노즐의 손실계수는 제트펌프로부터 구동노즐을 분리하여 대기 중으로 자유 분사하여 측정하였다. 여기서 손실계수( $K_p$ )는 구동노즐 출구의 레이놀즈수(Reynolds number)의 변화에 따라 다음 식을 이용하여 측정하였다.

$$K_p + 1 = \frac{P_1 - P_n}{\frac{1}{2} \rho_p v_n^2} \quad (5)$$

여기서  $P_1$ 은 구동노즐 입구 압력,  $P_n$ 은 구동노즐 출구 압력,  $\rho_p$ 는 구동유체의 밀도, 그리고  $v_n$ 은 노즐 출구에서 구동유체의 속도이다.



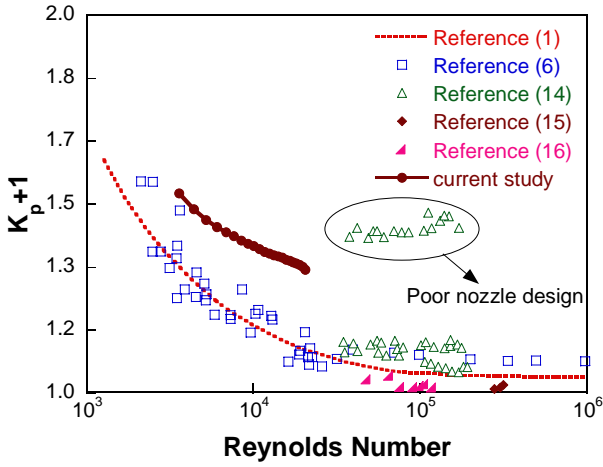


Fig. 6 Loss coefficient of primary nozzles

선행연구 결과<sup>(1,6,14-16)</sup>를 살펴보면 Muller<sup>(14)</sup>에 의해 제시된 설계가 적절하지 못한 노즐을 제외하고 손실계수는 구동노즐 출구의 레이놀즈수가 증가할수록 감소하여 레이놀즈수  $10^5$  근처에서부터 일정한 값을 나타내는 경향을 보이고 있다. 본 연구에 사용된 구동노즐의 경우 선행연구 결과보다 다소 높은 값을 나타내고 있어 수축부 형상이 더욱 낮은 손실계수를 갖도록 개선되어야 함을 알 수 있다.

4.3 제트펌프 내부 압력분포

제트펌프 내부에 형성되는 압력분포로부터 흡입측에 발생하는 압력과 혼합실에서 구동유체와 흡입유체의 혼합특성 및 확산기에서 압력 회복 특성을 예측할 수가 있으며, 이러한 결과를 바탕으로 설계 개선점을 도출할 수가 있다. 내부 압력은 Fig. 7에 나타낸 바와 같이 제트펌프 내부의 축방향 유동 경로를 따라 28개의 압력 측정 탭을 아크릴로 제작된 제트펌프에 가공하여 측정하였다.

Fig. 7은  $S/d=3$ , 면적비=0.1, 유량비=1.89, 구동노즐 출구에서의 레이놀즈수  $2.37 \times 10^4$ 에서 압력분포를 나타낸 것이다. 압력은 구동노즐 출구에서 점점 떨어지기 시작하여 혼합실 입구에서 가장 낮은 압력을 나타내고 있으나 떨어짐 정도가 완만하여 구동유체에 의한 흡입유체의 가속이 충분하지 않은 것으로 보인다. 혼합실로 들어간 구동유체는 높은 에너지와 운동량을 흡입유체에 전달하는 난류 혼합과정에서 운동에너지가 압력에너지로 변환되며, 혼합실 출구근처에서 마찰손실

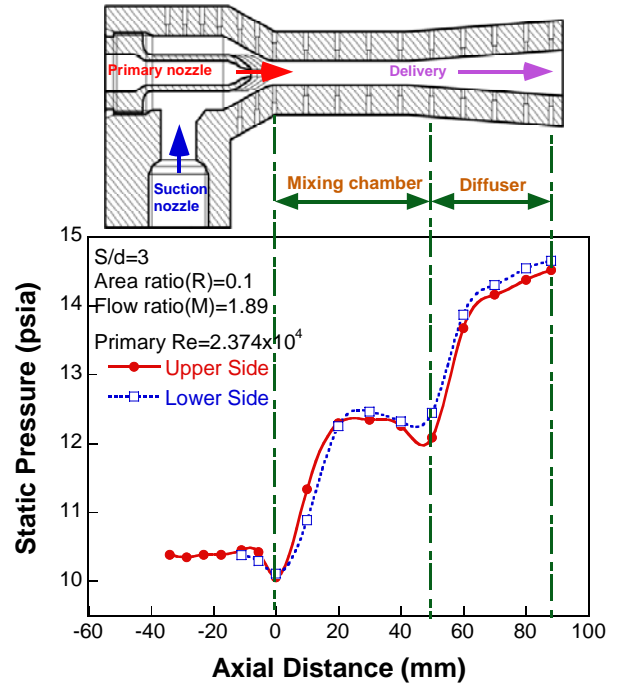


Fig. 7 Static pressure distribution along the axial distance at  $S/d=3$

등으로 인해 약간 감소하게 된다. 이것은 구동유체와 흡입유체가 혼합하면서 발생하는 에너지 소산에 의한 운동에너지 감소와 마찰 손실 등에 의한 것이다. 확산기 부분에서는 비교적 완만하게 압력이 회복되어 감을 알 수 있다. 또한 제트펌프 상부(upper side) 및 하부(lower side)의 압력분포는 혼합실 중간 부분인 20 mm 이전에서는 제트펌프 하부의 정압이 낮게 나타나는 반면 그 이후에서는 상부의 압력계수가 더 낮게 나타나고 있다. 이러한 차이는 흡입노즐이 구동노즐과  $90^\circ$ 로 설치되어 제트펌프 상부와 하부에 작용하는 중력의 영향으로 사료된다.

Fig. 8은 면적비가 0.1이고  $S/d=3$ 인 제트펌프에 대해 구동측 공급유량을 조절하여 구동노즐 출구의 레이놀즈수가  $7.703 \times 10^3$ ,  $1.5827 \times 10^4$  그리고  $2.3746 \times 10^4$ 인 조건에서 측정된 압력 분포를 나타낸 것이다. 구동노즐 출구에서 레이놀즈수 변화는 분류의 운동에너지 변화를 의미하므로 레이놀즈수가 증가할수록 분류의 운동에너지는 증가하여 제트펌프 내부압력은 더욱 감소하게 된다. 그림에서 알 수 있듯이 레이놀즈수가 증가할수록 제트펌프 내부 압력은 떨어지며, 레이놀즈수가  $2.3746 \times 10^4$ 인 경우 혼합실 출구와 확산기 입구의 경계부분인 50 mm 근처에서 압력이 다시 감소하

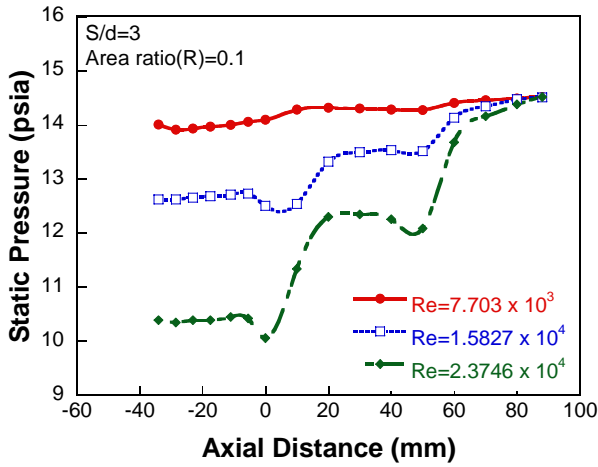


Fig. 8 Static pressure distribution with Reynolds number along the axial distance of jet pump

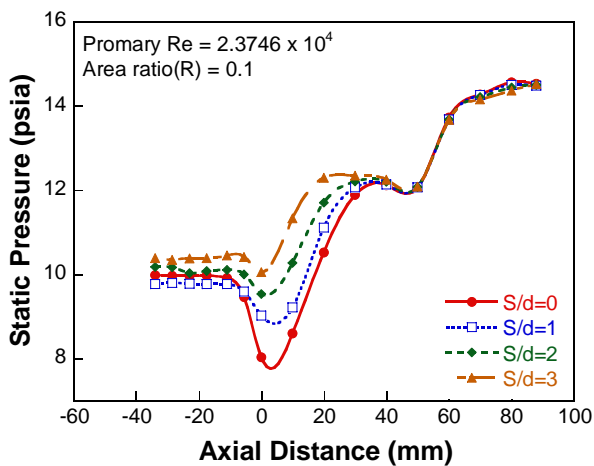


Fig. 9 Static pressure distribution with distance of S/d along the axial distance of jet pump

는 현상을 나타내고 있다. 이것은 혼합실 내부에서 두 분류의 운동량 교환이 충분히 이루어지지 못해 에너지 손실이 증가하기 때문으로 혼합실 길이가 적절하지 않음을 알 수 있다. 따라서 혼합실 길이는 혼합실을 통과하는 제트펌프의 레이놀즈수 범위에서 최적화가 되어야 함을 알 수 있다.

Fig. 9는 면적비가 0.1이고, 구동노즐 출구에서의 레이놀즈수가  $2.3746 \times 10^4$ 로 일정할 때 구동노즐 출구와 혼합실 입구사이의 거리 S의 변화에 따른 정압분포를 나타낸 것이다. S/d가 증가할수록 구동노즐이 혼합실 입구로부터 멀어지게 되어 구동노즐의 외곽부분과 제트펌프 안쪽 벽면사이에 형성되는 유동면적은 넓어지게 된다. 따라서

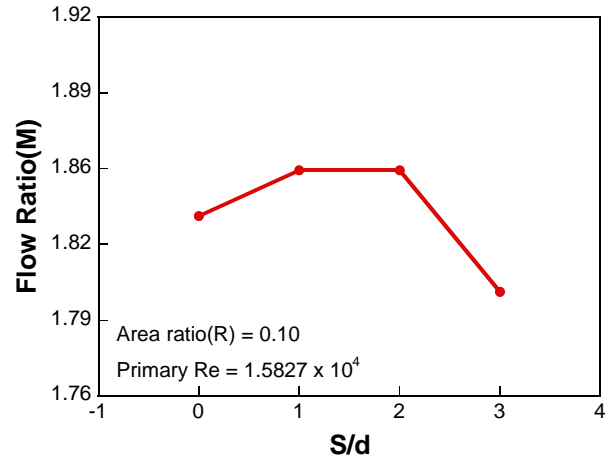


Fig. 10 Maximum flow ratio versus S/d

구동노즐 출구와 혼합실 입구 사이의 분류 주위에서 구동유체가 흡입유체를 충분히 가속시키지 못함을 알 수 있다. 한편, S/d=0의 경우 혼합실 입구에 형성되는 압력이 가장 낮음에도 불구하고 구동노즐 출구 이전 부분에서 압력은 S/d=1의 경우보다 약간 높게 나타나고 있다. 이것은 구동노즐 출구가 혼합실 입구와 일치하면서 흡입유체의 유동면적이 지나치게 작아져 흡입유체의 가속을 위한 에너지의 일부가 마찰손실을 극복하는데 사용되었기 때문으로 보인다. 또한 S/d가 너무 크게 되면 오히려 반대로 흡입노즐의 면적이 커져 구동유체의 분류 주위에 저압이 충분히 형성되지 않아 흡입유량이 감소하게 되므로, 최적의 S/d를 찾아야 함을 알 수 있다.

Fig. 10은 최적의 S/d값을 찾기 위하여 Fig. 9에 나타난 구동노즐 출구에서의 레이놀즈수가  $1.587 \times 10^4$ 로 일정할 때 구동유량에 대한 흡입유량의 비로 표현되는 유량비를 도시한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 동일한 구동노즐 출구 레이놀즈수에서 S/d=1, 2인 지점에서 높은 유량비가 나타나고 있다. 이것은 구동노즐의 설치 위치가 제트펌프의 성능곡선에 영향을 끼침을 의미하며 본 연구의 경우 구동노즐 출구 직경의 1~2배되는 지점이 가장 좋은 효율을 나타내는 지점임을 알 수 있다.

#### 4.4 흡입측 손실계수

흡입측 손실계수는 1차원 유동해석 결과를 이용한 제트펌프 설계시 가장 큰 오차를 발생시키는 것으로 알려져 있다. 이것은 흡입측의 기하학

적 형상이 적용되는 시스템에 따라 매우 다양하며, 구동노즐 외곽부의 형상에 따라 흡입측 사이에 형성되는 유동 통로의 형상이 달라지기 때문이다. 일반적으로 흡입측 손실계수평가는 제트펌프 흡입측 선단과 혼합실 입구 사이, 혼합실 그리고 확산기로 구분하여 각 부분의 손실정도를 평가하는 것이 가장 바람직한 방법이다. 그러나 매우 복잡한 형상의 단면에서 정압에 대한 정의가 어렵고 측정 또한 쉽지 않다. 따라서 본 연구에서는 흡입측 입구에서부터 확산기 출구까지 발생하는 손실계수를 측정하여 흡입측 손실계수로 나타내었다. 측정은 구동노즐을 차단하고 흡입측으로 연료를 공급했을 때 S/d를 0, 1, 2, 3로 변경시키면서 흡입측 압력을 측정 하였다. 흡입측 손실계수( $K_s$ )는 아래와 같이 정의하였다.

$$K_s + 1 = \frac{P_s - P_d}{\frac{1}{2} \rho_s v_s^2} \quad (6)$$

여기서  $P_s$ 는 흡입측 압력,  $P_d$ 는 확산기 출구 압력,  $\rho_s$ 는 흡입유체의 밀도, 그리고  $v_s$ 는 흡입유체의 유속이다.

Fig. 11은 이러한 흡입측 손실계수를 측정하여 레이놀즈수의 증가에 따라 4가지의 실험조건을 비교 도시한 것이다.

실험 결과에서 S/d=0일 경우 다른 조건에 비해 손실이 크게 발생한다는 것을 확인할 수 있는데 이는 구동노즐이 혼합실 입구에 가까워지면서 구동노즐의 외부곡면과 혼합실 입구 사이의 환형 형태의 흡입 영역이 작아졌기 때문이다. 특히 S/d=0인 경우는 흡입 영역이 혼합실 입구면적에 비해 작기 때문에 다른 조건에 비해 손실이 더욱 큰 것으로 사료된다. 구동노즐 출구와 혼합실 입구사이의 간격이 S/d=1, 2, 3으로 멀어질수록 손실이 감소하는 경향을 나타내고 있으나 감소 정도는 S/d=0인 경우에 비해 비교적 작게 나타나고 있다.

4.5 제트펌프 내 공동현상

제트펌프 설계 시 고려해야 할 가장 중요한 문제 중 하나는 높은 유량비 근처에서 흡입측 유동 제한 현상을 가져오는 공동현상의 발생이다. 공동현상은 흡입유동을 정지시켜 제트펌프의 성능

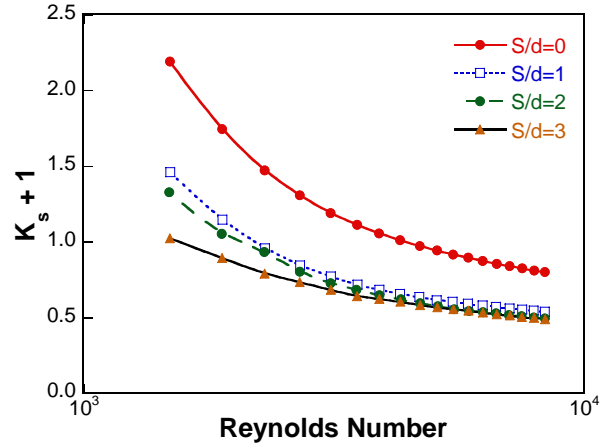


Fig. 11 Loss coefficient of secondary inlet along with S/d

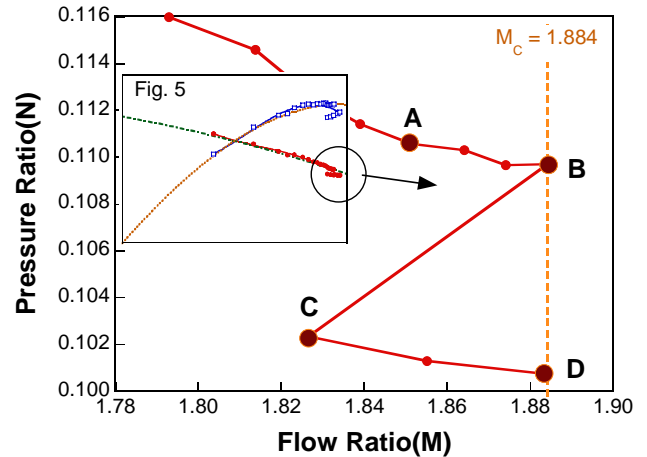


Fig. 12 Magnified result of Fig. 5 around M=1.88

을 급격히 떨어뜨리므로 공동현상이 요구된 유량비 부분에서 발생 여부를 조사하는 것이 제트펌프 설계 단계에서 반드시 고려되어야 한다. 본 연구에서는 이러한 제트펌프 내에 발생하는 공동현상의 정확한 발생 위치와 발생 조건을 가시화하여 이에 대한 물리적 현상을 더욱 명확히 하고자 투명 아크릴 제트펌프를 이용하여 내부유동을 가시화 하였다.

Fig. 12는 Fig. 5에 나타낸 결과 중 유동제한현상이 발생하는 유량비 1.88 근처를 확대하여 나타낸 것으로 급격한 변화를 보이는 A~D 까지 4 점을 선정하여 유동가시화를 하였다.

Fig. 13은 Fig. 12에 표시된 4 점에 대한 가시화 결과를 나타낸 것이다. 유동가시화 결과 중 혼합실 입구 하단의 밝은 빛은 아크릴 재질의 제트펌



프로부터의 강한 산란광으로 특별한 의미가 없는 부분이다. 먼저, A점은 아직 유동제한현상이 일어나기 전 지점으로서 가시화 결과에서도 알 수 있듯이 제트펌프 내부에서 공동현상의 발생을 찾아볼 수 없다. 그러나 유량비가 더욱 증가하여 유동제한현상이 일어나기 시작하는 B점의 경우 노즐 출구 상부에서부터 사진에서 하얀색으로 나타나는 매우 작은 수많은 기포들이 관찰되고 있다. 이렇게 형성된 기포들은 분류가 출구를 향해 흘러갈수록 유동장 전체로 확산되어 감을 알 수 있다. 유량비가 급격히 감소하는 C점의 경우 노즐 출구 이후 유동장 전체에서 뿌연 안개 모양이 유동장 전체를 뒤덮고 있음을 볼 수 있다. 이것은 노즐 출구에서 시작된 공동현상이 유동장 전체로 전파된 것으로 볼 수 있다. 또한 흡입구 상부 한 두 개 정도의 큰 기포가 형성되고 있음을 관찰할 수 있다.

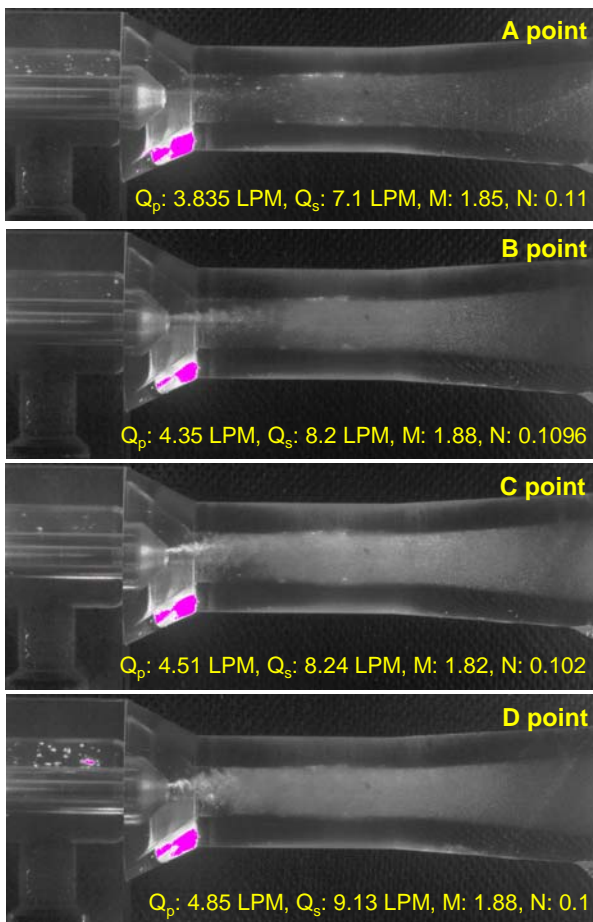


Fig. 13 Laser sheet images at four points, represented in Fig. 12

한편 다시 유량비가 증가하는 D점의 경우 흡입구 상부 근처 영역에서 큰 크기의 기포가 다량 발생되어 포화증기압 이하로 압력이 떨어졌음을 알 수 있다. 이러한 관찰로부터 제트펌프 내부의 공동현상 발생은 노즐 출구에서부터 시작하여 혼합실 및 확산기를 따라 전파되고, 포화증기압 이하로 내부압력이 떨어졌을 때 비교적 유동 체적이 큰 흡입구 상부 근처에서 공동현상이 발생됨을 알 수 있다.

## 5. 결 론

스마트무인기 연료계통에 사용되는 제트펌프의 내부유동특성이 가시화용으로 제작된 아크릴 재질의 제트펌프를 사용하여 조사되었다. 특히 유동가시화 기법을 이용하여 유량비가 증가함에도 불구하고 더 이상 증가하지 않는 유동한계현상의 원인이 조사되었으며 다음과 같은 결론을 도출할 수 있었다.

(1) 1차원 유동해석으로부터 얻어진 제트펌프 성능예측 관계식은 제트펌프 내 유동제한현상을 예측하기 위해서는 제트펌프 각 부분의 정확한 손실계수에 대한 실험결과와 더불어 관계식에 공동현상을 기술하는 변수가 포함되도록 보완되어져야 함을 알 수 있었다.

(2) 구동노즐의 손실계수를 감소시키기 위해서는 노즐 수축부 형상의 최적 설계가 필요하며 본 연구에 적용된 구동노즐은 선행연구에서 잘 설계된 노즐의 손실계수에 비해 다소 높게 평가되었다.

(3) 구동노즐 출구와 혼합실 입구사이의 거리변화에 따른 제트펌프의 성능은  $S/d=1\sim 2$ 일 때 높은 유량비를 갖는 것으로 평가되어졌다.

(4) 공동현상은 노즐 출구에서부터 시작하여 혼합실 및 확산기를 따라 전파되고, 포화증기압 이하로 내부압력이 떨어졌을 때 비교적 유동 체적이 큰 흡입구 상부 근처에서 공동현상이 발생됨을 알 수 있다. 따라서 노즐 수축부 형상은 에너지변환 효율뿐만 아니라 공동현상 발생과 밀접한 관계가 있음을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 과학기술부 지원으로 수행하는 21세기 프론티어 연구사업(스마트무인기기술개발)의 일환으로 수행되었습니다.

## 참고문헌

- (1) ESDU "Ejectors and Jet Pumps - Design and Performance for Incompressible Liquid Flow 85032"
- (2) ESDU "Ejectors and Jet Pumps - Design and Performance for Incompressible Liquid Flow 93022"
- (3) Elger, D. F., McLam, E. T. and Taylor, S. J., 1991, "A New Way to Represent Jet Pump Performance," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 113, pp. 439~444.
- (4) Elger, D. F., Taylor, S. J. and Liou, C. P., 1991, "Recirculation in an Annular-Type Jet Pump," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 116, pp. 735~739.
- (5) Cunningham, R. G., 1995, "Liquid Jet Pumps for Two-Phase Flows," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 117, pp. 309~316.
- (6) Cunningham, R. G. and Ill, W. R., 1957, "Jet-Pump Theory and Performance With Fluids of High Viscosity," *Transaction of the ASME*, Vol. 79, Pt. 8, pp. 1807~1820.
- (7) Silvester, R. and Mueller, N. H. G., 1968, "Design Data for the Liquid-Liquid Jet-Pump," *Journal of Hydraulic Research*, No. 2, pp. 129~192.
- (8) Shimizu, Y., Nakamura, S., Kuzuhara, S. and Kurata, S., 1987, "Studies of the Configuration Performance of Annular Type Jet-Pump," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 105, pp. 205~123.
- (9) Choi, B. G, Koo, B. S., Kim, H. D. and Kim, D. J., 2001, "Computations of the Bleed-Pump Type Subsonic/Sonic Ejector Flows," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 25, No. 2, pp. 269~276.
- (10) Kim, S. H., Jin, J. K. and Kwon, S. J., 2005, "Study of Starting Pressure of a Supersonic Ejector with a Second-Throat," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 29, No. 8, pp. 934~939.
- (11) Lim, K. K., Kim, M. H., Hong, Y. P. and Lo, S. C., 1998, "The Comparison of Experimental Results of Liquid Ejector Performance to Predictions by the Computer Aided Design Program," *Trans. of KSME(B)*, Vol. 12, No. 3, pp. 520~527.
- (12) Kim, K. S., Lee, J. S., Kim, W. Y. and Kim, K. K., 1991, "An Experimental Study on the Performance Characteristics of Steam Ejector," *Journal of Korea Society of Marine Engineers*, Vol. 15, No. 5, pp. 358~356.
- (13) Li, H., Winoto, S. H. and Shah, D. A., 1997, "An Experimental Study on Limiting Flow Condition of A Jet Pump," *The Fifth Asian International Conference on Fluid Machinery*, pp. 607~614.
- (14) Muller, N. H. G., 1964, "Water Jet Pump," *Proceedings of ASCE, Journal of Hydraulics Division*, Vol. 90, No. HY3, pp. 83~113.
- (15) Sanger, N. L., 1968, "Cavitation Performance of Two Low-area-ratio Jet Pumps Having Throat Length of 7.25 Diameter," *NASA Technical Note D-4592*.
- (16) Cairns, J. R. and Na, T. Y., 1969, "Optimum Design of Jet Pumps," *Transactions of the ASME*, Paper 68-WA/FE-13.