

## 노즐 구경에 따른 초소수력 펠턴 터빈의 효율 및 성능 특성

조인찬\* · 박주훈\* · 신유환\*\*† · 김광호\*\* · 정진택\*\*\* · 김동익\*\*\*\*

### Performance Characteristics and Efficiencies of Micro-Hydro Pelton Turbine with Nozzle Diameter Variation

In Chan Jo\*, Joo Hoon Park\*, Youhwan Shin\*\*†, Kwang Ho Kim\*\*,  
Jin Taek Chung\*\*\*, Dong Ik Kim\*\*\*\*

*Key Words* : Energy Recovery Device (에너지 회수 장치), Nozzle Diameter (노즐 구경), Pelton Turbine (펠턴 터빈), PRO (압력지연삼투: Pressure Retarded Osmosis), Speed Ratio (속도비)

#### ABSTRACT

This paper deals with performance characteristics and efficiencies of Pelton turbine can be applied as one of ERDs (Energy Recovery Devices) of PRO (Pressure Retarded Osmosis) system for desalination. The objective of this study is experimentally estimating the performance of micro-scale Pelton turbine for PRO pilot plant. Especially the performance characteristics with variations of jet nozzle diameter of Pelton turbine are discussed in detail. In order to do this, lab scale test rig of Pelton turbine was made for performance test, which includes water tank, Pelton wheel with buckets, jet nozzle and torque brake and so on. The parameter effects related on Pelton turbine's efficiency were investigated and discussed on the influence of the variations of load and speed ratio.

#### 1. 서 론

전 세계적으로 급격한 인구증가와 산업발전으로 인해 천연자원 고갈 및 대기오염의 문제가 대두되고 있다. 이를 해결하기 위해 청정에너지 개발에 대한 관심이 증가하고 있다. 그 중 계절, 온도에 상관없이 상시 사용 가능한 해수를 통한 발전이 이슈화되고 있다.

해수를 통한 발전 중 염도차를 이용하는 발전은 FO(정삼투법), RO(역삼투법), PRO(압력 지연 삼투법: Pressure Retarded Osmosis)가 있다. PRO는 염분 농도가 다른 두 용액의 농도차이에 의한 용매의 이동으로 농축수 측의 증가된 유량을 통한 발전이다. 농도차이에 의해 상승한 농축수의 위치 에너지는 ERD(Energy Recovery Device)중 하나인 펠

턴 터빈을 통해 전기 에너지로 회수된다. 특히 PRO 시스템의 유량과 압력의 범위는 펠턴 터빈의 운전 작동 영역에 포함되기 때문에 펠턴 터빈은 PRO 시스템에서 원활하게 사용되고 있다.

Fig. 1은 PRO 시스템의 대표적인 구성도 중 하나를 나타낸 그림으로서 방출되는 고압의 농축수를 펠턴 터빈을 통해 전기를 생산하는 방법을 나타낸다. 운전 작동 영역에 맞는 고효율의 펠턴 터빈을 사용하기 위해서는 러너의 사이즈, 노즐의 구경, 버킷의 크기 등 다양한 요소를 고려하여 설계해야 한다.

펠턴 터빈에 대한 성능 시험은 유량 조절에 따른 시스템의 효율 측정<sup>(2)</sup>, 버킷 내에서 압력 측정<sup>(3)</sup> 등 해외에서 활발한 연구가 진행 중이다. 하지만 펠턴 터빈의 주요 요소 중 하나

\* 고려대학교 대학원 기계공학과(Department of Mechanical Engineering., Graduate School, Korea University)

\*\* 한국과학기술연구원 도시에너지연구단(Center for Urban Energy Research, Korea Institute of Science and Technology)

\*\*\* 고려대학교 기계공학부(Department of Mechanical Engineering, Korea University)

\*\*\*\* GS 건설(GS Engineering & Construction)

† 교신저자, E-mail : yhshin@kist.re.kr

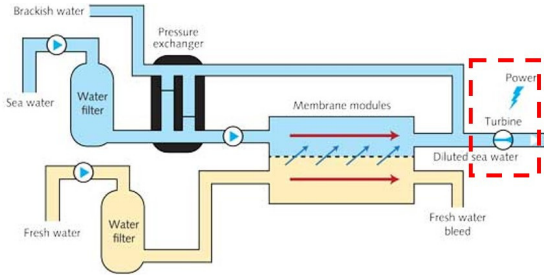


Fig. 1 Pressure Retarded Osmosis(PRO) Overview<sup>(1)</sup>

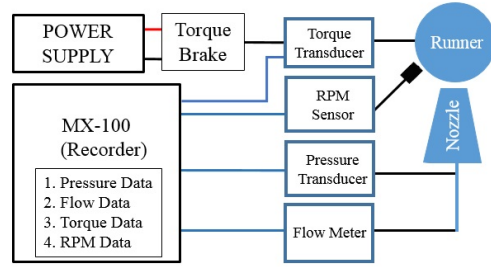


Fig. 3 Measurement Device Flow Map

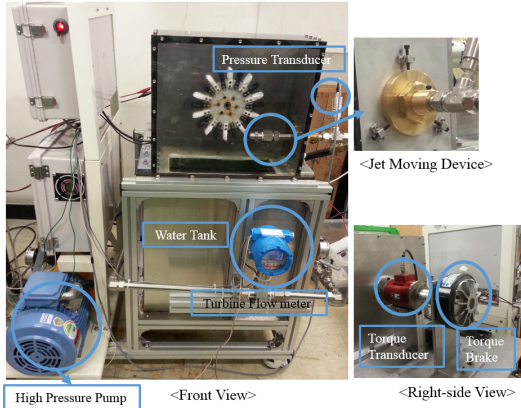


Fig. 2 Experimental Device of Pelton turbine

Table. 1 Measurement Device

Device	Recorder	Pressure	Flow rate	Torque
Accuracy	0.1 %	0.15%	1%	0.03 %
Range		0~40 Bar	0~25 LPM	±1 Kgf,m
Output	-	1~5 VDC	1~5 VDC	±5 VDC

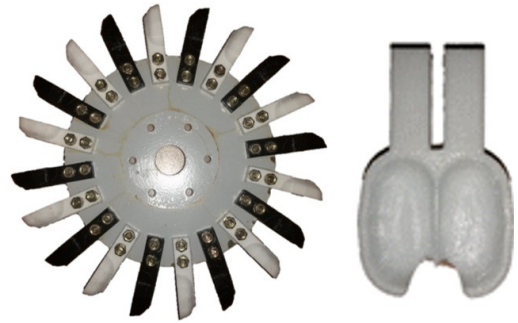


Fig. 4 Experimental Pelton turbine

인 노즐에 관한 연구는 활발히 진행되지 않았다. 따라서 본 논문에서는 펠턴 터빈의 노즐의 구경 변화에 따른 유체의 압력 변화에 대해 알아보았고 또한 각 노즐 구경 별 효율 및 성능 특성을 알아보았다. 이 결과를 토대로 펠턴 터빈의 설계 시 운전 작동 영역에 적합한 노즐 구경을 선정하는데 도움이 될 것이다.

## 2. 펠턴터빈 성능 시험

### 2.1 성능 시험 장치

Fig. 2는 본 연구에 사용된 펠턴 터빈 성능 시험 장치이다. PRO 시스템의 멤브레인에서 발생된 농축수의 압력, 유량(20 Ton/day)을 모사하기 위해 피스톤 타입의 고압펌프를 사용하였다. 펌프의 출구와 노즐 직전에서의 유체 압력을 측정하기 위해 압력 측정 센서를 설치하였으며 노즐 위치 이동 장치를 이용하여 효율이 가장 높은 PCD(Pitch Circle Diameter) 지점과 일치할 수 있도록 노즐을 위치하였다. 수차에서 발생된 축 토크는 토크 측정 센서를 연결하여 측정하였다. 또한 토크 브레이크를 장착하여 토크를 조절함으로써 수차의 부하를 조절할 수 있게 하였다. 근접 센서를 통해 수차의 회전수를 측정하였으며 펌프에서 토출되는 운전 유량은 터빈 유량계를 이용하여 측정하였다.

Fig. 3은 측정 시스템에 대한 도식이다. 노즐 직전 유체

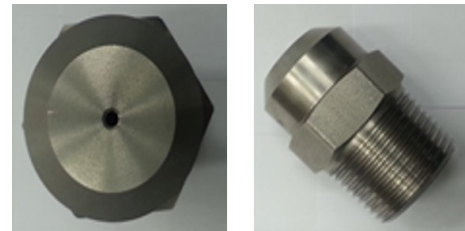


Fig. 5 Experimental nozzle shape

의 압력, 유량, 축 토크, 수차의 회전수 측정 등 측정 장비에서 발생하는 전기적인 신호는 데이터 수집장치(MX-100)를 통해 디지털로 변환되어 PC에 기록하였다. Table 1은 성능 시험에 사용된 센서 및 데이터 수집 장치의 정밀도와 측정 범위 및 출력을 나타낸 표이다. 이를 통해 성능 시험의 계통 오차를 구할 수 있다. 계통오차란 측정 시에 사용되는 계측 센서 및 데이터 수집 장치에 의한 오차를 뜻한다.

Fig. 4는 노즐에서 분사되는 유체의 압력을 회전 에너지로 전환시켜주는 펠턴 러너로서 버킷의 수는 20개, PCD는 170 mm로 제작되었다.

Fig. 5는 본 연구에서 사용된 노즐의 형상이다. 효율이 뛰어난 Rounded Orifice를 사용하였으며 작동 유량이 적어

Table. 2 Nozzle diameter type

Type	Diameter(Φ) (mm)
(a)	2.0
(b)	2.3
(c)	2.7
(d)	3.3
(e)	4.2

단일 노즐로 성능시험을 진행하였다.

Table 2는 실험을 진행한 노즐 구경을 나타낸 것으로서 총 5 가지의 노즐 구경으로 성능실험을 진행하였다. 노즐 구경이 2.0 mm 이하에서는 작동 운전 영역의 압력이 너무 높아져 버킷이 파손될 염려가 있기 때문에 노즐 구경을 2.0 mm 이상으로 진행하였고 적은 유량으로 인해 노즐 구경 4.2 mm 이후에서는 압력 변화가 미비하여 성능 시험의 목적을 확인하기 힘들기 때문에 4.2 mm 내에서 성능 실험을 진행하였다. 노즐 구경은 2.0 mm와 4.2 mm 사이에서 제작 가능한 사이즈로 성능 시험을 진행하였다. 본 연구에서 사용되는 노즐은 구경이 작기 때문에 제작 및 가공 시 작은 오차에도 이론 압력과 큰 오차가 생길 수 있다. 성능시험을 통한 데이터로 노즐 구경을 역으로 계산해 보았을 때 노즐 구경의 오차는 2 mm일 때 가장 작은 0.031 mm(1.5%)를 갖고 이때 압력에 대한 오차는 1.52 Bar(5%)를 갖는다.

### 2.2 성능 시험 방법

펠턴 터빈의 효율을 구하기 위해 토크 브레이크에 연결된 전원 공급 장치(Power supply)의 전압을 조정하여 축 토크를 변화시키며 성능 시험을 진행하였다. 러너가 회전하지 못하는 최대 축 토크를 걸어주는 토크 브레이크의 전압부터 러너 회전 시 축 토크가 거의 걸리지 않는 무부하 상태까지의 전압(0 V)을 일정한 간격(0.5 V)으로 감소시키며 성능실험을 진행하였다. 전압 조정 후 유량, 압력, 토크, 회전수 등 동일 작동 운전 영역에서 측정 데이터들은 산술평균으로 실험 데이터를 도출하였다. 노즐의 구경에 따라 압력변화가 크므로 압력에 따른 성능특성을 알아보기 위해 유량을 고정 변수로 두고 성능 시험을 진행하였다.

## 3. 결과 및 고찰

### 3.1 노즐의 구경 별 압력의 변화

펠턴 터빈의 작동 운전 영역(유량, 압력)을 통해  $d_{nozzle}$  을 구하는 이론식은 다음과 같다.<sup>(4)</sup>

$$d_{nozzle} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot C_d \sqrt{2g}}} \cdot \frac{1}{H^{1/4}} \quad (1)$$

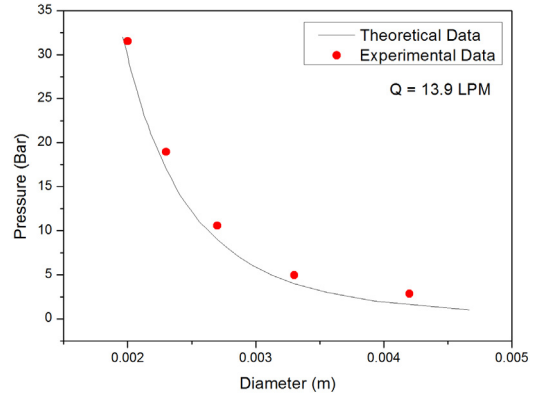


Fig. 6 Nozzle Diameter VS Pressure

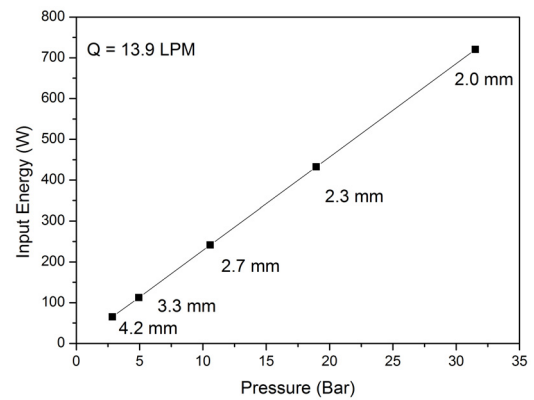


Fig. 7 Pressure VS Input Energy

식 (1)에서  $Q$ 는 작동 유량을 뜻하고  $C_d$ 는 노즐의 방출 계수로서 본 연구에 사용된 Rounded orifice의 경우 0.97 값을 가진다.<sup>(4)</sup>  $H$ 는 수두로서 압력과 관계된 변수를 의미한다. 식 (1)을 통해 노즐 구경은 압력의 1/4 승의 반비례 관계임을 알 수 있다.

Fig. 6은 노즐 구경과 노즐에서 분사되는 유체의 압력과 관계의 관계를 나타낸 선도이다. 실험을 통해 얻은 노즐 구경 별 유체의 압력 데이터와 식 (1)의 이론 데이터의 경향이 거의 동일함을 선도를 통해 확인할 수

있다. 즉, 일정한 유량 조건에서 노즐 구경이 증가하면 노즐에서 분사되는 유체의 압력은 1/4 승에 반비례관계(식 (2))가 있다는 것을 알 수 있다.

$$d_{nozzle} \propto \frac{1}{P^{1/4}} \quad (2)$$

이 결과를 통해 작동 운전 영역에서 작동 압력에 해당하는 노즐 구경을 예측해 볼 수 있다.

Fig. 7은 일정한 유량에서 노즐 구경 별 압력과 분사되는 유체의 에너지를 나타낸 선도이다. 작동 유량이 일정할 때 노즐 구경이 증가함에 따라 압력이 감소함을 Fig. 6에서 알

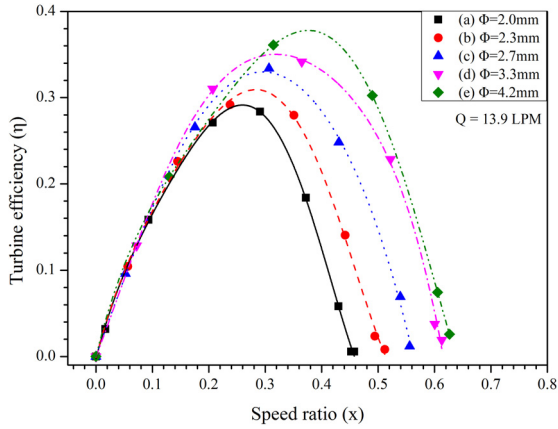


Fig. 8 Speed Ratio VS Turbine Efficiency

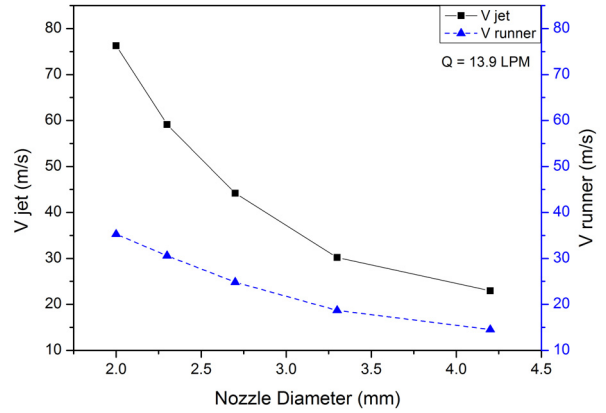


Fig. 9 Nozzle Diameter VS V jet, V runner

수 있다. 압력이 감소함에 따라 노즐에서 분사되는 유체의 에너지 또한 감소함을 알 수 있다.

### 3.2 속도비와 효율곡선 그래프

Fig. 8은 노즐 구경 별 속도비 ( $x$ )와 펠턴 터빈의 효율 ( $\eta$ ) 간 관계를 나타낸 선도이다.

속도비란 식 (3)과 같이 노즐에서 분사되는 jet의 속도 ( $v_{jet}$ )와 러너의 접선 속도 ( $v_{runner}$ )의 비를 말한다.

$$x = \frac{v_{runner}}{v_{jet}} = \frac{\pi \cdot PCD \cdot \frac{N}{60}}{C_v \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \quad (3)$$

$N$ 은 러너의 회전수를 의미하며  $C_v$ 는 속도계수로서 성능 시험에 사용된 Rounded orifice의 경우 0.97의 값을 가진다.<sup>(4)</sup>

펠턴 터빈의 성능특성 및 효율을 나타낼 때 속도비는 가장 많이 사용되는 변수 중 하나로서 일반적으로 대용량의 펠턴 터빈의 경우 대략 0.46 부근에서 최대 효율을 갖는다. 하지만 초소수력 터빈(본 연구)의 경우 작동 운전 영역의 범위에 따라 최대 효율 지점의 속도비는 그보다 작은 값을 가진다고 알려져 있다.<sup>(5)</sup>

펠턴 터빈의 효율은 노즐에서 분사되는 jet의 에너지( $E_{jet}$ )가 러너의 회전 에너지( $E_{runner}$ )로 전환되는 비율을 뜻한다.

$$\frac{E_{runner}}{E_{jet}} = \frac{T \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} \quad (4)$$

Fig. 8에서 최대 속도비 값은 무부하 상태에서 결정되며 회전하지 않는 최대 축 부하 상태에서 속도비는 0이다. 노즐 구경이 2.0 mm에서 4.2 mm로 증가할 수록 속도비의 범위는 증가하며 효율 또한 증가함을 알 수 있다.

Fig. 9는 무부하 상태 즉, 최대 속도비 값일 때 속도비의

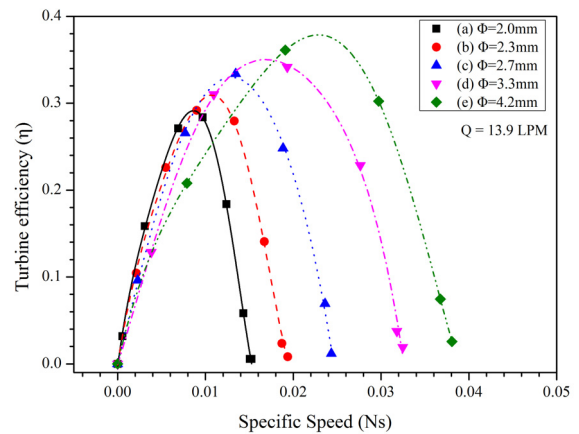


Fig. 10 Specific Speed VS Turbine Efficiency

변화를 알아보기 위해 노즐 구경 별 유체의 jet 속도와 러너의 접선 속도를 함께 나타내었다. 일정한 유량에서 노즐 구경이 증가할수록 jet 속도와 러너의 접선 속도는 감소한다. 노즐 구경이 증가함에 따라 러너의 접선 속도가 감소하는 비율에 비해 노즐의 jet 속도가 감소하는 비율이 더 크기 때문에 노즐 구경이 증가함에 따라 속도비의 범위가 증가함을 알 수 있다. 따라서 노즐 구경 2.0 mm에서 가장 좁은 속도비 구간(0~0.46)을 가지며 4.2 mm에서 가장 넓은 속도비 구간(0~0.63)을 가진다. 이는 펠턴 터빈의 특성 상 최대 효율과 관련이 있다. 일반적으로 속도비의 범위가 넓어질수록 최대 효율이 증가한다고 알려져 있다.<sup>(5)</sup> 성능 시험을 통해 노즐 구경이 증가함에 따라 속도비의 범위가 증가하고 그에 따른 최대 효율 또한 증가함을 확인할 수 있었다.

### 3.3 무차원 비속도와 효율곡선 그래프

무차원 비속도( $N_s$ )를 통해 펠턴 터빈의 운전 작동 영역을 살펴 보았다. Fig. 10은 무차원 비속도와 펠턴 터빈의 효율 관계를 나타낸 선도이다. 무차원 비속도는 러너의 회전수,

낙차, 유량 등에 따라 여러 가지 형상을 그 크기 및 작동 운전 조건에 관계없이 비교하기 위한 지표로 사용된다. 펠턴 터빈의 무차원 비속도를 구하는 방법으로 단위 출력을 통해 구하는 방법, 단위 유량을 통해 구하는 방법 등이 있다. 본 연구에서는 일정한 유량 조건으로 성능 실험을 진행하였기 때문에 단위 유량을 통해 비속도를 구하는 방법을 사용하였다. 따라서 비속도 식은 다음과 같다.<sup>(7)</sup>

$$N_s = N \cdot \frac{\sqrt{Q}}{54 \cdot H^{5/4}} \quad (5)$$

Fig. 10을 통해 무차원 비속도와 효율 선도 또한 Fig. 8의 속도비와 효율 선도와 비슷한 양상을 보임을 알 수 있다. 사용된 무차원 비속도 식 또한 속도비와 같이 압력과 회전수에 관계된 식으로서 노즐의 구경이 증가함에 따라(압력이 감소함에 따라) 비속도의 범위는 증가함을 알 수 있다.

펠턴 터빈의 경우 작동 운전 영역이 다양하기 때문에 그 사이즈 또한 다양하다. 따라서 비속도의 범위를 통해 효율의 범위를 계산해 볼 수 있는데 한 개의 노즐을 가진 펠턴 터빈의 경우 선행연구<sup>(7)</sup>에서 0에서 0.15의 범위의 비속도를 갖는다고 한다. 하지만 본 연구의 경우 적은 유량에 비해 압력이 높기 때문에 일반적인 비속도에 대한 효율 선도보다 매우 낮음을 알 수 있다. 따라서 초소수력 펠턴 터빈의 경우 적절한 유량과 압력 범위를 선정하는 것이 중요하다.

#### 4. 측정의 불확실성

모든 측정은 계측 오차라는 부정확성을 동반한다. 계측오차( $\delta_k$ )는 크게 계통 오차(Systematic error,  $\beta$ )와 우연 오차(Random error,  $\epsilon_k$ )로 나누어진다. 계측오차는 다음 식<sup>(10)</sup>으로 표현된다.

$$\delta_k = \beta + \epsilon_k \quad (6)$$

우연오차는 반복 측정 시 평균값을 기준으로 방향성 없이 나타나는 오차를 나타낸다. 또한 펠턴 터빈 성능 장치에 사용된 계측 센서 및 데이터 수집 장치에 대한 계통오차는 본 연구의 경우 성능 시험 장치에서 언급하였다.

우연오차는 반복적인 측정 데이터에 대한 통계적인 관점으로 접근해야 한다. 따라서 본 연구에서는 측정 데이터에 대한 표본 표준편차로서 다음<sup>(11)</sup>을 이용하였다.

$$\bar{x} = \frac{1}{n}(x_1 + x_2 + \dots + x_n) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (7)$$

$$S_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (8)$$

식 (7), (8)에서  $\bar{x}$ 는 반복 시험으로 얻은 노즐 구경에 따른 압력 데이터의 평균값을 나타내며,  $S_x$ 는 그 데이터의 표준편차를 나타낸다. 표준편차는 2 mm에서 가장 큰 0.18 mm를 갖고 4.2 mm에서 가장 작은 0.043 mm를 갖는다. 이를 통해 압력증가에 따른 요동 성분이 증가함을 알 수 있다.

본 연구에서는 한정된 측정 횟수로 인한 평균 값의 오차는 압력과 측정횟수에 따라 불확도 ( $S_x$ )로 나타내었다.

$$S_x = \frac{S_x}{\sqrt{n}} \quad (9)$$

70번 실험에 대해 2.0 mm에서는 약 2.2%, 2.3 mm에서는 0.72% 등 노즐 구경이 증가할수록 지속적으로 감소하여 4.2 mm에서는 0.5%로 최소값을 가진다. 이는 압력이 증가할수록 요동성분이 증가하고 결론적으로 오차범위가 증가함을 의미한다.

#### 5. 결 론

본 연구는 펠턴 터빈의 노즐 구경 변화 실험을 통해 효율 및 성능특성에 대해 알아보았고 이를 바탕으로 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 일정한 유량 조건에서 노즐의 구경이 증가할수록 노즐에서 분사되는 유체의 압력은 1/4 승에 반비례하여 감소한다. 이론 데이터와 실험 데이터 간 동일한 양상을 확인할 수 있다. 이 결과를 통해 작동 운전 영역에서 작동 압력에 해당하는 노즐 구경을 예측해 볼 수 있다.
- 2) 노즐 구경이 2.0 mm에서 4.2 mm로 증가할수록 러너 속도 감소에 비해 jet 속도의 감소비율이 더 크기 때문에 속도비의 범위는 증가하고 펠턴 터빈의 최대 효율은 증가한다. 일반적으로 속도비의 범위가 넓어질수록 최대 효율이 증가함을 확인할 수 있다.
- 3) 비속도와 효율 선도의 경우 속도비와 효율 선도와 동일한 양상을 나타낸다. 노즐 구경이 증가함에 따라 속도비의 범위도 증가하며 효율 또한 증가함을 확인할 수 있다. 유량이 적고 압력이 높은 초소수력 펠턴 터빈의 경우 일반적인 펠턴 터빈의 비속도 범위보다 더 적고 효율이 낮음을 확인할 수 있다.

#### 후 기

본 연구는 국토교통부 플랜트연구개발사업의 연구비지원(과제번호 13IFIP-B065893-01)에 의해 수행되었습니다.

## References

- (1) Statkraft, 2009, "Osmotic Power Statkraft Publications".
- (2) Stamatelos, F. G., Anagnostopoulos, J. S. and Papantonis, D. E., 2010, "Performance measurements on a Pelton turbine model", Proc. IMechE, Vol. 225, Part A:J. Power and Energy.
- (3) Binaya K. C. and Bholu Thapa, 2009, "PRESSURE DISTRIBUTION AT INNERSURFACE OF SELECTED PELTON BUCKET FOR MICRO HYDRO", Kathmandu University Journal of Science, Engineering and Technology, Vol. 5, No. II, pp. 42~50.
- (4) Jeremy Thake, 2000, "The Micro-Hydro Pelton Turbine Manual", Practical Action publishing, England.
- (5) Larry Dixon, S., 2013, "Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery", pp. 296~307.
- (6) Yannick Beucher, Ksayer Elias Voulawz and Clodic Denis, 2010, "Characterization of Friction Loss in Pelton Turbine", International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Paper 1077.
- (7) 서용권, 예용택, 주원구, 2007, "터보유체기계," 경문사, pp. 18.
- (8) 서상호 외 13 명, 2014, "수차의 이론과 실제", 동명사, pp. 32~39.
- (9) Oh Hyoung Woo, 2011, "Performance Analysis of a Micro-Hydro Pelton Turbine for the Osmotic Generation," Journal of fluid machinery and systems, Vol. 14, No. 3, pp. 18~22.
- (10) Shin Y. H., Kim K. H. and Son B. J., 1998, "Experimental study on impeller discharge flow of a centrifugal compressor," Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 10, No. 4, pp. 483~494.
- (11) NASA measurement Quality Assurance Handbook-ANNEX 3, 2010, "Measurement Uncertainty Analysis Principles and Methods", pp. 3~10, 80~90.