

# 소형 풍력 터빈을 이용한 폭기시스템 모델 개발

김명준\*† · 채규훈\*\*

\*, \*\* 군산대학교 해양과학대학 동력기계시스템공학과

## Model Development of Aeration System using Small Wind Turbine

Myoung-Jun Kim\*† · Gyu-Hoon Chea\*\*

\*, \*\* Department of Power System Engineering, Kunsan National University, Daehak-ro 1170, Gunsan, Jeonbuk 573-701, Korea

**요 약 :** 최근 몇 년간 에너지 위기에 대한 우려가 급격히 증가하고 있으며, 방대한 에너지소비에 따른 환경오염도 큰 문제로 대두되고 있다. 사회적으로 에너지 위기가 고조되고 있는 가운데 새로운 에너지나 신재생에너지에 대한 관심이 증가하고 있다. 본 연구는 이러한 문제를 해결하기 위한 하나의 해결책으로 양어장 등에서 사용되는 폭기장치를 구동하기 위한 에너지를 자연으로부터 얻을 수 있는 가능성을 타진해 본 연구이다. 연구의 목적은 풍력에너지를 이용한 폭기장치의 개발에 있으며, 다양한 풍속 및 수풍면적에 대한 풍력폭기장치의 가능성을 살펴보고 있다. 또한, 최대의 효율을 얻을 수 있는 풍력펌프의 각도에 대한 토출구의 높이를 유도하여 유사한 장치의 설계에 있어 도움을 줄 수 있는 데이터를 제공하고 있다.

**핵심용어 :** 풍차, 풍력에너지, 풍력터빈, 폭기시스템, 재생에너지

**Abstract :** In recent years, the crisis of energy is growing seriously and also the contamination of ecology has been reverberated as international problem. The social concerns on energy crisis have been growing for the last several years and also the interests in new and renewable energy have been increased. Therefore, in order to solving these problems, as solution of one, this paper is investigated using the aeration system at the fish farm, etc from nature energy such as wind power. This study suggests the fundamental data of designing for these similar apparatus and examines the parameters of wind velocity and wind receiving area. Especially, the water outlet position was mainly investigated with optimum outlet angle of wind pump.

**Key Words :** Windmill, Wind Energy, Wind Turbine, Aeration System, Renewable Energy

### 1. 서 론

세계의 인구는 연간 9,400만명의 비율로 증가하고 있으며, 특히 이러한 현상은 개발도상국에서 현저하게 나타나고 있다. UN의 인구통계에 의하면 2004년 지구상 인구는 64억이었던 것이 2025년에는 85억, 그리고 2050년에는 100억명에 달할 것으로 예측하고 있다.

일반적으로 사회현상에 대한 예측은 매우 어렵고 정확도 또한 부정확 하지만, 인구통계에 대한 데이터는 비교적 잘 예측된다고 할 수 있다. 이러한 인구증가는 식량과 에너지 수요의 증가를 의미하고 있고 개인의 물질적 풍요나 생활의 쾌적을 추구하는 욕구는 에너지 소비를 가속화시키고 있다 (Kim, 2008).

우리나라의 경우도 2000년부터의 인구증가 데이터를 보면 최근까지 약 440만명이 10년 사이에 증가하였고, 해마다 50만명 정도가 증가하고 있다. 최근에는 저출산으로 인구증가 비율이 줄어들 것으로 예측할 수 있지만, 실제로는 노년인구의 증가에 의해 매년 50만명 정도 총인구가 증가하고 있다. 이 데이터는 15세 이상만을 계상하고 있기 때문에 영유아를 모두 포함하면 좀 더 수치가 증가하게 된다. 전술한 바와 같이 인구증가에 따른 에너지 소비 역시 국내의 데이터를 보면 1차에너지 소비가 1995년에 15억톤(석유환산톤), 2000년에 18.5억톤, 그리고 2005년에는 23억톤으로 해마다 평균 4억톤 정도 증가하고 있고, 그 결과 현재 우리나라의 연간 온실가스 총 배출량은 세계 10위권이고, OECD EIA자료에 의하면 독일은 1990년에서 2005년까지 15년간 이산화탄소 배출량이 15.9% 감소하였으나, 우리나라는 같은 기간에 배출량이 97.6% 증가해 중국(128.9%)에 이어 두 번째로 높

† Corresponding Author : mjkim@kunsan.ac.kr, 063-469-1849

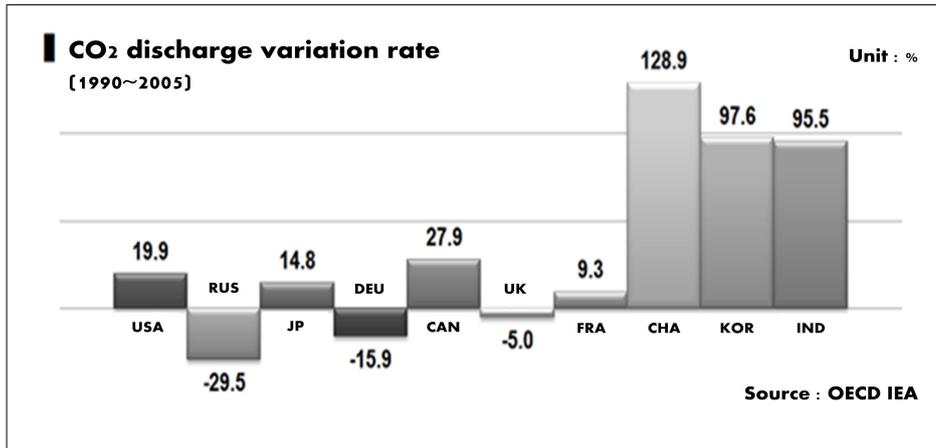


Fig. 1. CO<sub>2</sub> discharge.

Table 1. Type of windmill

Type of windmill			
Horizontal axis windmill		Vertical axis windmill	
Type	Characteristic	Type	Characteristic
Propeller	Shape of wing is the wing of plane Number of wing is 2~3 Necessity of wind direction control device	Paddle	Structure like Robinson anemometer Using air reaction Output per unit mass of windmill is small
Netherlands	Typical model of EU Power control use area of sail Diameter of wing is quite big	Savonius	Development by Savonius in the year 1929 Wing as eccentricity make Form from reaction
Multiblade	Using pumping in the 19th century In the low wind velocity, driving is possible Quiet driving	Crossflow	Blade is form on the disk Using reaction as driving power Driving without reference to wind direction
Sail-wing	Using the Mediterranean sea Shape of sail is same with sailboat	Darius	Development by Darius in the year 1931 Using without reference to wind direction Increasing mobility by combination with Savonius type
Centrifugal-discharge	Development from France engineer in the year 1953 Increasing friction loss of air path Efficiency is low	Gyromill	Structure complex High efficiency

은 증가율을 기록하였다(Fig. 1)(Kim, 2008). 전술한 인구증가에 의한 에너지 소비 증가 및 식량증산을 위한 화학비료의 사용으로 인해 지구환경이 파괴되고 화학비료 및 생활폐수에 의한 수질오염이 심각한 문제로 지적되고 있다. 우리나라의 경우 지금까지 하천이나 호수에 대한 정화노력은 거의 전무한 실정이고, 현정부에 들어서 4대강 개발사업이라는 취지하에 대대적인 하천정비가 이루어지고 있다.

본 연구는 하천이나 저수지 및 양어장의 수질정화를 목적으로 자연에너지인 풍력을 이용한 풍력장치의 실현가능성을 살펴보기 위한 연구로, 기존의 풍력장치가 전력생산에 초점을 맞추고 있는 반면 본 연구는 풍력에너지를 기계에너지로 사용하고자 하는 점에 중점을 두고 있다. 따라서 보다 효율적으로 풍력에너지를 이용할 수 있게 된다.

## 2. 풍차의 종류와 특징

풍차의 역사는 기원전으로 거슬러 올라갈 정도로 매우 오래된 것으로 유럽에서도 14세기 이후 700년에 걸쳐 제분과 양수를 중심으로 다양한 용도로 사용되었다. 풍차는 나라나 지역, 용도, 사회기반, 기술수준, 이용가능 한 재료 등에 따라 다양한 형태로 발전하였고, 매우 많은 수의 풍차가 존재한다(Islam et al., 2008; GYULAI and BEJ, 2004). 또한 풍력 발전의 초기인 1890년대 이후부터 최근까지는 항공기술의 발전과 더불어 단기간에 큰 발전을 이룩하였다.

### 2.1. 풍차의 종류

풍력에너지 변화장치로 사용된 풍차는 회전축의 방향과 형상에 따라 Table 1(Sherman, 1976; Gasch and Twele, 2002)과 같이 분류할 수 있다. 일반적으로 수평축 풍차와 수직축 풍차는 지면에 대한 회전축의 방향으로 정의 한다. 또한 풍차의 구동원리에 따라 저회전 항력이용 풍차나 고회전 양력이용 풍차로 나눌 수 있다.

### 2.2 풍차의 특징 및 연구의 범위

본 연구에서는 일반적으로 가장 많이 사용되고 있는 수평축 풍차에 대한 풍차직경 및 풍속에 의한 폭기장치의 성능에 대해 수치적으로 계산한 결과를 서로 비교하고 있다. 즉, 본 연구에서 사용한 풍차는 수평축의 프로펠러형을 이용하여 풍차의 수풍(受風)면적을 0.5[m<sup>2</sup>]에서 1.5[m<sup>2</sup>]까지 변화시켜가며 펌프의 처리유량을 풍속에 따라 정리한 것으로 Table 2에는 본 연구의 범위를 정리한 것이다.

### 2.3 풍력 폭기 펌프

일반적으로 사용되는 다양한 종류의 펌프는 대부분이 처리유량이 매우 높은 고압형의 것이 많이 사용되고 있다. 이러한 이유로는 펌프의 효율이 높을수록 전력소모가 적기 때문이다. 하지만 기존의 연구(Mathew and Pandey, 2003; Rotta and Pinilla, 2007)는 본 연구에서와 같이 폭기나 정수용을 위한 저유량 저회전의 순환펌프는 개발된 것이 없다. 따라서 Fig. 2, 3에 나타낸 바와 같은 단순한 형태의 펌프모델을 이

Table. 2 Range of parameters

	Range	Unit
Wind receiving area	0.5~1.5	m <sup>2</sup>
Inflow wind velocity	2~5	m/sec
Discharge angle of pump	20~45	deg

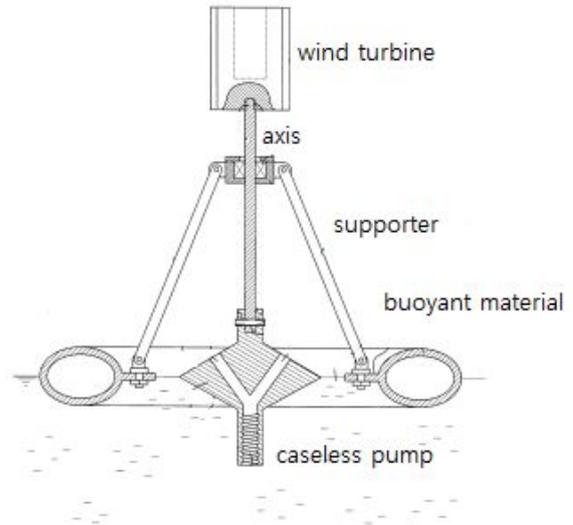


Fig. 2. System diagram of wind turbine aeration pump.

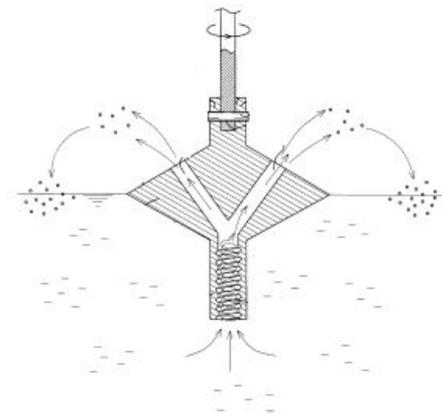


Fig. 3. Detail of wind pump.

용하여 계산을 수행하였다. 개발된 모델의 주된 부분은 바람을 받아들이는 풍력터빈 부분과 부력발생부분, 그리고 폭기 펌프로 구성되어 되어 있다.

### 2.4 계산 모델 및 수식

풍력에너지를 이용하여 축을 통해 회전하며 폭기하는 부분의 계산을 위하여 Fig. 2 및 3과 같은 모델을 가상하였다. 펌프는 정수면에 수직한 회전축과 동심의 나선형 흡입관으로 유입되는 물에 에너지를 가하고 펌프의 상부에서 토출된다고 가정할 수 있다. 즉 경사관내의 원심력장에서 발생한 원심력이 펌프의 구동압력으로 된다. 따라서 배출되는 물의 유속은 경사관내의 유속과 토출구의 원주방향 유속을 합한 속도로 배출된다고 할 수 있다.

Fig. 4에 있어 수직관내로 유입되는 물의 각운동량은 원점

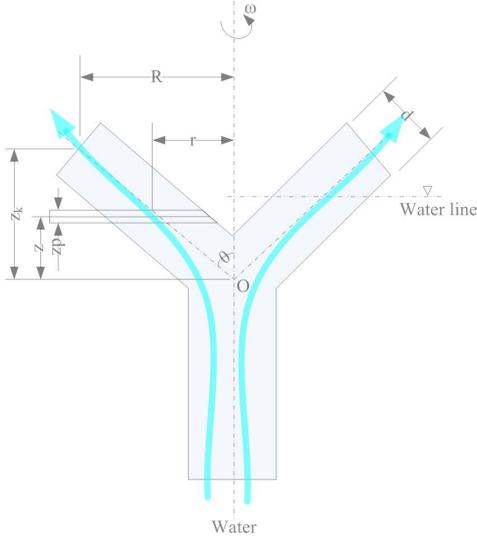


Fig. 4. Derived model for calculation.

인O에서는 0이기 때문에, 오일러의 법칙에 의해 펌프 축에 작용하는 모멘트(M)는 아래의 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$M = \rho \cdot Q \cdot R^2 \cdot \omega \quad (1)$$

여기서,  $\rho$ 는 밀도[kg/m<sup>3</sup>],  $Q$ 는 토출유량[m<sup>3</sup>/day],  $R$ 은 펌프 경사관의 반경[m],  $\omega$ 는 구동축 회전수[rpm]이다.

그리고 토출유량 및 펌프동력(L)은 식(2)로부터 구할 수 있다.

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v \cdot n \quad (2)$$

$$L = M \cdot \omega = \rho \cdot Q \cdot R^2 \cdot \omega^2$$

여기서,  $d$ 는 파이프 직경[m],  $v$  펌프 경사관내의 유속[m/s],  $n$ 은 경사관의 수를 나타낸다.

펌프압력에 관해서는 회전중의 경사관내에 있는 물이 원심력장에 위치하고 있으며 또한 중력장도 같이 힘을 미치고 있기 때문에 Fig. 2에 나타낸 미소영역  $dz$ 에 존재하는 물의 질량을  $dm$ 으로 하고 여기에 작용하는 원심력  $dF_c$ 는 다음의 식(3)으로 구할 수 있다.

$$dF_c = r \cdot \omega^2 \cdot dm \quad (3)$$

여기서  $r = z \cdot \tan(\theta)$ 이기 때문에 식(3)을 다시 정리하면 아래의 식(4)와 같이 미소질량 및 미소원심력을 구할 수 있다.

$$dm = \rho \cdot \left( \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot dz \right) \cdot \frac{1}{\cos(\theta)} \quad (4)$$

$$dF_c = \frac{\pi \cdot \rho \cdot z \cdot d^2 \cdot \omega^2 \cdot \tan(\theta)}{4 \cdot \cos(\theta)} \cdot dz$$

경사관내의 물에 작용하는 원심력의 총합은 상식을  $z = 0$ 에서  $Z_R$ 까지 적분하면 얻을 수 있다. 따라서 식으로 표현하면 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} F &= \int_0^{Z_R} dF = \frac{\pi \rho d^2 \omega^2 \tan \theta}{4 \cos \theta} \int_0^{Z_R} z dz \\ &= \frac{\pi \rho d^2 \omega^2 z_R^2 \tan \theta}{8 \cos \theta} \\ &= \frac{\pi \rho d^2 \omega^2 R z_R}{8 \cos \theta} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 원심력의 경사관 축방향성분의 단위면적당 힘이 펌프의 압력으로 되기 때문에 펌프의 구동압력( $p$ )은 아래의 식(6)과 같이 정의할 수 있다.

$$p = \frac{F \sin \theta}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{1}{2} \rho R z_R \omega^2 \tan \theta = \frac{1}{2} \rho R^2 \omega^2 \quad (6)$$

또한, 관내 유속은 압력과 압력저하의 균형으로 정해진다. 물이 관내를 유속  $v$ 로 흐를 때 압력저하는 동압에 의한 것과 관마찰손실에 의한 것과의 합이다. 여기서는 압력단위를 수두[m]로 해서 검토한다.

즉, 펌프의 압력은  $H_p = \frac{p}{\rho g}$ , 동압은  $H = \frac{v^2}{2g}$ , 관마찰손실압력은  $h = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$ 으로 정의할 수 있기 때문에 펌프 전압은  $H_p = H + h$ 가 되고, 아래의 식(7)을 얻을 수 있다.

$$\frac{R^2 \omega^2}{2g} = \frac{v^2}{2g} \left( 1 + \lambda \frac{l}{d} \right) \quad (7)$$

여기서,  $g$ 는 중력가속도[m/s<sup>2</sup>],  $\lambda$ 는 관마찰계수이다. 또한, 펌프의 토출 유속은 식(7)로부터 아래 식(8)과 같이 정리 된다.

$$v = R\omega \sqrt{\frac{1}{1 + \lambda \frac{l}{d}}} \quad (8)$$

식(8)로부터 유속을 구하면 펌프의 토출유량은 식(9)로부터 구할 수 있으며, 펌프효율은 펌프구동을 위해 필요한 기계동력과 펌프가 물에 힘을 가한 액체동력과의 비로 정의할 수 있기 때문에 식(10)과 같이 펌프의 효율을 얻을 수 있다 (Rotta and Pinilla, 2007).

$$Q = \frac{\pi}{4} d^2 n R \omega \sqrt{\frac{1}{1 + \pi \frac{l}{d}}} \quad (9)$$

$$\eta_p = \frac{PQ}{M\omega} = \frac{\frac{1}{2} \rho R^2 \omega^2 Q}{\rho R^2 \omega^2 Q} = \frac{1}{2} \quad (10)$$

상기에서 유도한 식들은 폭기펌프의 토출구가 수면과 일치한다는 가정하에서 유도한 식들이다. 하지만 실제의 상황에 적용할 때는 어느 정도 수면보다 높은 곳이 폭기펌프의 토출구가 위치할 경우가 발생할 수 있기 때문에 펌프의 압력평형식을 다시 정리하면,  $H_p = H + h + z_1$ 으로 나타낼 수 있다. 따라서 상기의 식을 이용하여 다시 정리하면 식(11)~(14)와 같이 토출구 높이에 따른 유속, 유량 및 펌프효율을 구할 수 있다.

$$\frac{R^2 \omega^2}{2g} - z_1 = \frac{v^2}{2g} \left( 1 + \lambda \frac{l}{d} \right) \quad (11)$$

$$v = \sqrt{\frac{R^2 \omega^2 - 2gz_1}{1 + \lambda \frac{l}{d}}} \quad (12)$$

$$Q = \frac{\pi}{4} d^2 n \sqrt{\frac{R^2 \omega^2 - 2gz_1}{1 + \lambda \frac{l}{d}}} \quad (13)$$

$$\eta_p = \frac{PQ}{M\omega} = 0.5 \quad (14)$$

### 3. 계산결과 및 고찰

Fig. 5는 각 토출각도별 유입풍속에 따른 펌프에서의 물의 토출유속과 토출유량을 나타낸 것이다. 그래프로부터 알 수 있는 바와 같이 유입 풍속과 토출각도가 증가할수록 물의 토출 유속과 유량은 증가하는 것을 알 수 있다. 이 결과로부터 물의 토출 유속이 증가함에 따라 유량도 동일하게 증가하는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 각 풍차의 수평면적별 토출각도에 따른 펌프에서의 물의 토출유속을 나타낸 것이다. Fig. 6으로부터 알 수 있는 바와 같이 Fig. 5에서는 유입 풍속과 토출각도가 증가할수록 펌프에서의 물의 토출유속이 증가하였지만, 각 풍차의 수평면적이 증가함에 따라 펌프에서의 물의 토출유속은 변화되는 않는 것을 알 수 있다. 그러나 각 풍차의 수평면적에서 토출각도의 크기를 크게 하면 펌프에서의 물의 토출유속은 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이러한 결과로부터 각 인자들이 펌프의 효율에 미치는 영향을 확인하기 위해 식(10)을 이용하여 펌프효율을 산출하였다.

Fig. 7은 각 토출각도별 유입풍속에 따른 펌프효율을 나타낸 것이다. 이 결과로부터 유입풍속에 따른 펌프효율에는

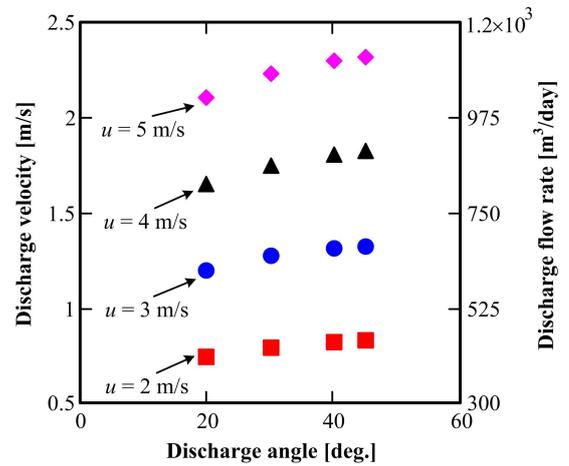


Fig. 5. Discharge velocity and flow rate by variation of discharge angle at each inflow wind velocity.

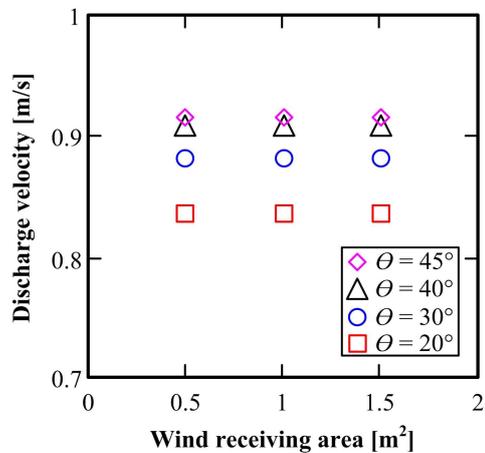


Fig. 6. Discharge velocity by variation of wind receiving area at each discharge angle.

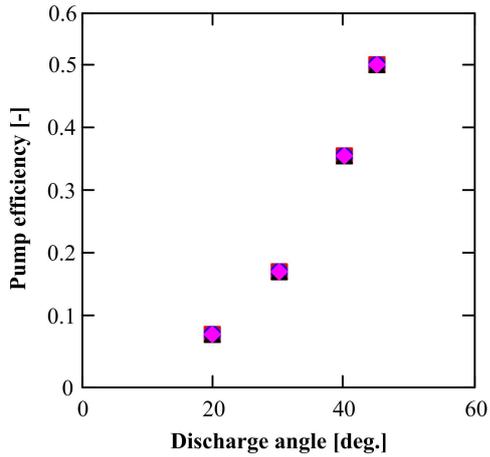


Fig. 7. Pump efficiency by variation of discharge angle.

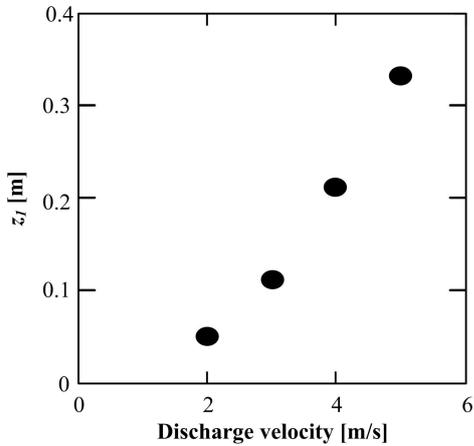


Fig. 8. Height of  $z_1$  by variation of discharge velocity at  $\theta = 45^\circ$ .

영향을 미치지 않는 것을 알 수 있다. 또한, 식 (10)과 (14)로부터 알 수 있는 바와 같이 펌프의 효율은 0.5를 기준으로 하고 있다. 본 연구에서 고려한 폭기시스템에서는 풍차의 수평면적과 유입풍속에는 크게 영향이 없지만, 토출각도에 의한 영향이 큰 것을 알 수 있다. 그리고 폭기시스템의 최적의 토출각도는 Fig. 7에 나타나 있는 바와 같이 토출각도가 45°에서 최적의 효율을 나타내고 있는 것을 확인할 수 있다. 이 때의 계산 결과는 수면과 토출구가 일치했을 때의 값이다. 하지만, 상술한 바와 같이 수면은 항상 유동하기 때문에 유동시에 수면과 토출구 높이의 허용범위를 생각할 필요가 있다. 그렇기 때문에 Fig. 8에 각 유입풍속에서의 수면과 폭기펌프의 토출구까지의 허용높이를 나타내었다. 그 결과 토출각도가 45°인 경우 유입풍속의 증가와 함께 수면과 폭기펌프의 토출구까지의 허용높이가 증가하는 것을 알 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구는 하천이나 저수지 및 양어장의 수질정화를 목적으로 자연에너지인 풍력을 이용한 폭기시스템의 실현가능성을 살펴보기 위한 연구로, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 본 연구에서는 신개념 폭기시스템을 풍력터빈 부분과 부력발생 부분, 그리고 폭기 펌프로 구성된 시스템모델을 개발하였다.
- 2) 풍력을 이용한 폭기시스템에서 수면과 토출구가 일치하였을 때의 최적의 모델을 제시하였다.
- 3) 본 시스템의 실용화를 위해 수면과 폭기펌프의 토출구까지의 허용높이를 계산하여 주변환경조건에 맞는 설계방법을 제시하였다.

#### 후 기

본 연구는 2008년도 군산대학교 대학자체 학술공모과제의 지원으로 수행하였다.

#### 참 고 문 헌

- [1] Gasch, R. and J. Twele(2002), Wind Power Plants, James & James, pp. 233-253.
- [2] GYULAI, Francise and Adrian BEJ(2004), Computational modelling of Giromill Wind Turebines, International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics Timisoara, pp. 283-286.
- [3] Islam, Mazharul, David S. K. Ting and Amir Fartaj(2008), Aerodynamic models for Darrieus-type straight-bladed vertical axis wind turebines, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 12, pp. 1087-1109.
- [4] Kim, M. J.(2008), A Study on the Investigation of Wind Power Resource over Saemangeum in the West Coast of Korea, The Korean Society of Marine Environment & Safety, Vol. 14, No. 3, pp. 205-210.
- [5] Mathew, Sathyajith and K. P. Pandey(2003), Modelling the integrated output of wind-driven roto-dynamic pumps, Renewable Energy, 28, pp. 1143-1155.
- [6] Rotta, Juan La and Alvaro Pinilla(2007), Perfmrance evaluation of a commercial positive displacement pump for wind-water pumping, Renewable Energy, 32, pp. 1790-1804.

소형 풍력 터빈을 이용한 폭기시스템 모델 개발

- [7] Sherman, M. M.(1976), The Design and Construction of Low-Cost Wind-Powered Water Pumping System, Proc. Of Expert Working Group on the Use of Solar and Wind Energy, Energy resources development series, No. 16, United Nations, p. 7.

---

원고접수일 : 2012년 10월 10일

원고수정일 : 2012년 11월 09일

게재확정일 : 2013년 02월 25일