

# 최적유동을 위한 수조 내 팬의 위치에 관한 연구

박성수<sup>†</sup> · 도영민 · 유재환<sup>\*</sup>

두원공과대학 동력기계과 · 세명대학교 산업안전공학과  
(2002. 6. 17. 접수 / 2002. 9. 9. 채택)

## A Study on the Location of Pan for a Optimal Flow in Water Pool

Sung-Soo Park<sup>†</sup> · Young-Min Do · Jae-Hwan Yoo<sup>\*</sup>

Department of Automobile Engineering, Doowon Technical College

<sup>\*</sup>Department of Industrial Safety Engineering, Semyung University

(Received June 17, 2002 / Accepted September 9, 2002)

**Abstract** : In this numerical study, characteristics of swirl generation by the fan and selection of the location of the fan was studied theoretically by the modified TEACH code. The governing equations for the system are solved by means of the three dimensional version of the SIMPLE method and STAGGERED grid. From the present results, the optimal position of the fan is 0.625(h/H).

**Key words** : turbulent model, discretization, navier-stokes equation, simple method

### 1. 서 론

본 연구에서 해석하고자 하는 수조는 유체의 혼합(Mixing)을 주목적으로 하며 주로 폐수처리에서 혼합물을 부유시키기 위해 주로 사용된다<sup>1)</sup>. 이러한 경우 에너지 절감을 위해 최소의 에너지로 최대의 혼합효과(Mixing effect)를 얻기 위해 수조내에서 가장 최적의 팬의 설치 위치를 수치계산 하였다. 본 연구에서는 연속방정식과 운동량 방정식을 3차원으로 해석하여 모델링 하였다.

수학적 모델링에 대한 미분방정식은 질량(mass flow), 운동량(momentum)에 대한 에너지전달방정식을 형성하며 이들 문제는 초기조건(initial condition)과 경계조건(boundary condition)에 좌우된다<sup>2)</sup>. 편미분 방정식을 대수방정식으로 이산화(discretization)하여 비선형(nonlinear)인 경우에는 반복 계산하며 풀고자하는 유동장을 필요한 영역으로 나누고 이 나눈 영역에서 경계조건을 적용하여 한 격자점에 대한 이산화(discretization)한 대수방정식을 유도한다.

난류유동은 와동을 가지며, 불규칙적이고 시간

의존성이 강한 3차원적인 유동문제이다. 층류유동에서와 마찬가지로 난류유동에서도 Navier-Stokes 방정식을 직접 이산화하여 수치적인 해를 구할 수 있지만, 격자망을 조밀하게 해야 함으로써 발생하는 계산 수행시간의 무한한 증가가 문제가 된다. 따라서, 이를 해결하기 위해서, Navier-Stokes 방정식을 난류유동 방정식으로 시간평균화 할 때 대류항에서 파생되는 난류응력(Reynolds 응력)의 가시적 마찰효과를 포함하게 되며<sup>3)</sup>, 이를 기지의 변수로 대체하는 난류모델의 적용이 필요하다. 본 연구에서는 난류해석을 위해 k-ε 모델을 채택하였으며, 소스가 공개된 3차원 유동해석용 TEACH Code<sup>4)</sup>를 수정하여 프로그램을 작성하였다. 또한 계산 후 처리는 계산결과를 AutoCAD의 script 명령어의 형식에 맞게 파일로 만든 뒤 AutoCAD를 이용하여 수행하였다.

### 2. 지배방정식

#### 2.1. 유동장의 물리적 차원

본 논문에서 사용된 팬의 유량은 실제로 수조 내에서 사용되는 6.28m<sup>3</sup>/s의 유량이며 팬의 직경이 2m 이므로 이때의 유속은 2m/s가 된다.

<sup>†</sup>To whom correspondence should be addressed.  
spark\_21@hanmail.net

Table 1. Physical property of the water pool

구분	정의
수조 용적(V)	$V = L \times W \times H$ $= 4\text{m} \times 6\text{m} \times 8\text{m} = 192\text{m}^3$
조 직경(Te)	$Te = 1.13 \sqrt{WL}$ $= 1.13 \sqrt{6 \times 4} = 5.54\text{m}$
임펠라 직경(D)	$D = (0.25 \sim 0.4) \times Te$ $= 1.385 \sim 2.216\text{m}$ 에서 2.0m 로 선정함.

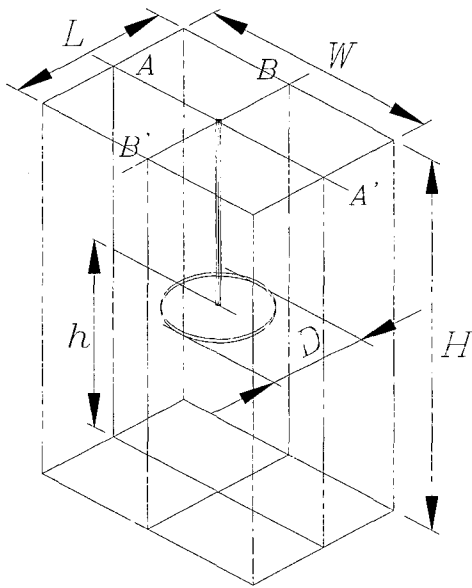


Fig. 1. Dimension of the water pool

## 2.2. 지배방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = X_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right\} \quad (2)$$

위와 같은 수조 내에 있어서 밀도의 변화는 없다고 가정하고, 유동을 해석하기 위해서는 위 식과 같은 연속방정식과 운동량방정식(Navier-Stokes Eq.)을 풀어야 하며, 수조 내의 유동은 난류이므로 난류의 해석이 필요하며, 난류의 각 방향의 속도 및 정압은

평균치와 난류 변동치의 합으로 표시한다<sup>5)</sup>.

$$u_i = \bar{U} + u_i' \quad (3)$$

난류의 지배방정식은 식(3)을 연속방정식과 Navier-Stokes 방정식에 대입함으로써 얻을 수 있다. 이렇게 얻어진 방정식들에 대해 정상상태, 비압축성, 축대칭이라고 가정을 하면 다음 식과 같은 지배방정식들이 정리된다.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j^2} - \overline{u_i u_i} + g_i \quad (5)$$

Boussinesq의 난류점성개념에 의해

$$-\overline{u_i u_j} = \nu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (6)$$

위의 방정식에서 나타나는  $\nu_t$ 를 난류 모델링하는 것이 수치계산 결과가 얼마나 실험치에 접근할 수 있는가에 직결된다<sup>6)</sup>.

## 2.3. 난류모델

### 2.3.1. 표준난류모델

Boussinesq의 가설에 기초를 두고 있는 저차원(Lower order closure)모델들에서의 와점성계수는 층류 점성계수와는 달리 일정한 값이 아니며, 각 지점마다 난류상태에 따라 다른 값을 갖게 되는 유동의 특성치이다.

이러한 와점성계수는 속도차원[V]과 길이차원[L]의 곱으로 표현될 수 있다. k-ε모델은 난류운동에너지(Turbulent kinetic energy, k)와 난류운동에너지 소산율(Dissipation rate of turbulent kinetic energy, ε)을 사용하여 와점성계수는 다음과 같이 된다<sup>7)</sup>.

$$\nu_t = C_\mu k^2 / \varepsilon \quad (7)$$

여기서  $C_\mu$ 는 모델상수이다<sup>7)</sup>.

난류운동에너지와 난류운동에너지 소산율은 각각 다음과 같은 Transport equation에 의해 구해진다.

<난류운동에너지 방정식>

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \nu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \beta g_i \frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \phi}{\partial x_i} - C_D \frac{k^{3/2}}{L} \quad (8)$$

<난류운동에너지 소산율방정식>

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + U_i \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + c_1 \epsilon \frac{\epsilon}{k} (P + c_{3\epsilon} G) - c_{2\epsilon} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (9)$$

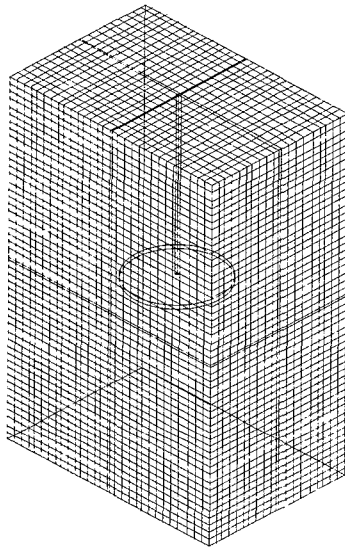


Fig. 2. Grid of the pool(20×30×50)

### 3. 수치해석

Near-wall Treatment - 위에서 살펴본 난류모델들은 높은 Reynolds수의 유동영역에만 적용될 수 있으며 점성영향이 큰 벽면근방에는 적용할 수 없다<sup>9)</sup>. 따라서 벽면근방에서 벽함수(wall function)라고 하는 특별한 경계조건을 사용하든지 위의 모델들의 저Reynolds수형을 사용해서 벽면까지 푸는 방법이 현재 널리 쓰여지고 있다. 본 연구에서 벽함수로 수면은 대칭(symmetric)경계조건을, 벽면에서는 고체 벽면 경계조건을 적용하였다. 수치적 해석방법으로는 SIMPLE method로 STAGGERED grid를 사용하여 Hybrid Scheme 으로 계산하였다<sup>9)</sup>.

수조내의 유동장을 비교적 상세히 계산하기 위해 20×30×50=30,000의 셀로 계산하였다. 또한 본 연구

에서는 난류모델로서 k-ε 모델을 사용하였는데, 각각의 셀에서 연속방정식, U, V, W운동량 방정식, 에너지방정식, k 및 ε방정식 등 모두 7개의 식을 계산하는 이유로 모두 7×30,000=210,000개의 식을 1회에 계산하였다.

또한 각각의 수렴오차는 0.1로 하였는데 3차원인 관계로 수렴이 늦었으며 보통 수렴하는데 30,000~50,000번의 계산이 필요하였다. 본 계산에서는 수조에서의 팬의 위치를 바닥에서부터 1m씩 이동하면서 계산하여 수조내의 평균유속이 가장 큰 위치를 찾도록 하였다.

### 4. 결과 및 고찰

Table 2는 팬의 위치에 따른 수조내의 유속을 나타낸 것으로 유속이 최대가 되는 팬의 위치는 무차원값으로 0.625 즉 상단에서 약 5m 되는 곳에서 나타났다.

계산 결과 수조 내에서 평균유속이 가장 크게 되는 팬의 위치는 중심에서부터 약간 위쪽의 약 5m 되는 위치로 추정되었다.

Table 2. The mean velocity of the water pool

팬의 위치(h/H)	측정 위치(m)	최대유속 (m/s)	최소유속 (m/s)	평균유속 (m/s)
0.125	1 m	1.09	0.0113	0.371
0.25	2 m	1.02	0.0125	0.440
0.375	3 m	0.964	0.0222	0.478
0.5	4 m	0.916	0.0255	0.484
0.625	5 m	0.896	0.102	0.490
0.75	6 m	0.813	0.0879	0.487
0.875	7 m	0.753	0.115	0.477

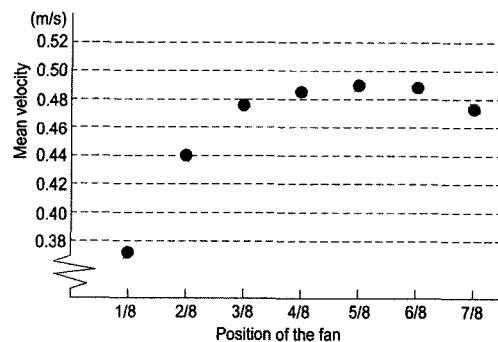


Fig. 3. Mean velocity of the water pool

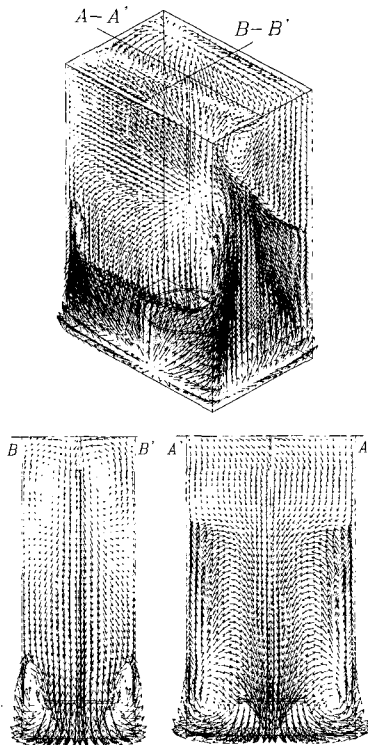


Fig. 4. Flow vector at fan position  $h/H=0.125$

Fig. 4는 수조내 1m 되는 곳( $h/H=0.125$ )에 팬을 설치하였을 때 유동의 계산결과를 나타낸 그림으로 팬이 바닥 근처에 설치된 관계로 베르누이 정리에 따라 관계로 유속이 비교적 빠르게 나타났으며 큰 와가 형성됨을 알 수 있다.

Fig. 5는 팬을 바닥으로부터 2m 되는 곳에 설치한 수조 내의 유동으로 Fig. 4와 같이 와가 형성됨을 볼 수 있다.

Fig. 6은  $h/H=0.375$ , 즉 팬이 바닥에서 3m되는 곳에 위치하였을 때의 유동 분포도이며 전체적으로 2개의 큰 와의 형성을 볼 수 있다.

Fig. 7은 팬이 수조의 가운데 위치한 그림이며 팬의 바로 하단 부에 2개의 와(swirl)가 형성되는 것을 볼 수 있다. 이는 밀폐된 공간 내에서 팬에 의해 강제로 유동 현상이 있을 때 수조와 팬 사이 이 틈으로 유동에 의하여 와가 형성되는 것으로 사료된다.

Fig. 8은 팬을 바닥에서 5m의 위치에 설치한 수조의 유동으로 수조 내 유동의 평균 유속값이 가장 크게 나타났다.

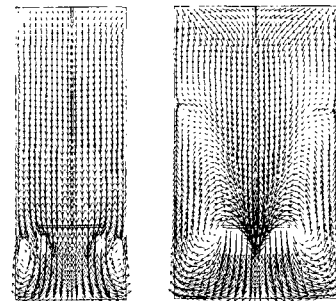
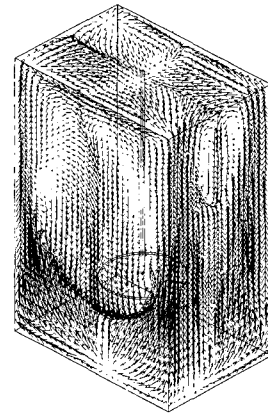


Fig. 5. Flow vector at fan position  $h/H=0.25$

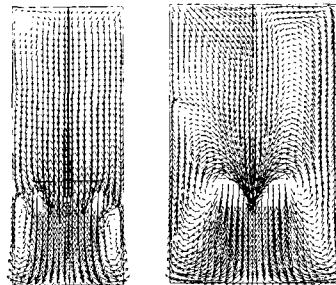
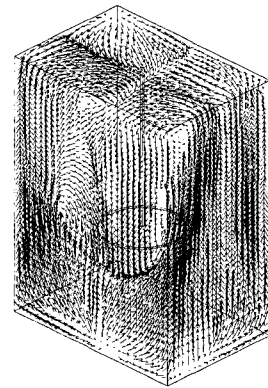


Fig. 6. Flow vector at fan position  $h/H=0.375$

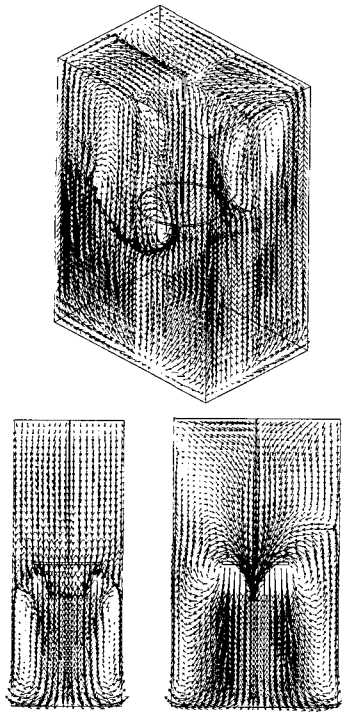


Fig. 7. Flow vector at fan position  $h/H=0.5$

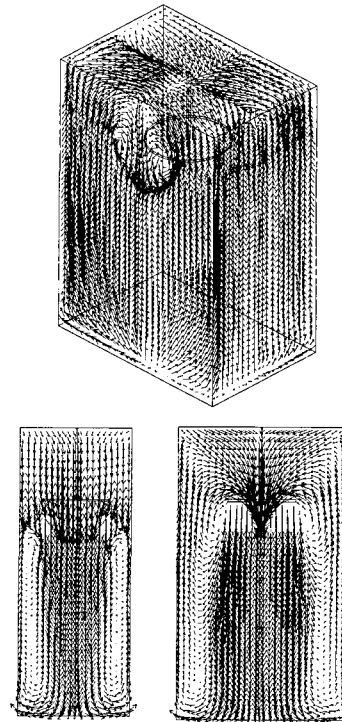


Fig. 9. Flow vector at fan position  $h/H=0.75$

Fig. 9는 팬을 바닥에서 6m( $h/H=0.75$ )의 위치에 설치한 수조의 유동으로 바닥 방향으로 길게 흐름이 발생하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 10은 팬을 바닥에서 7m 되는 곳에 설치한 유동의 그림으로 수조의 깊이가 8m 이므로 수면 아래로 1m되는 곳에 팬이 있을 때 수조 내의 유동상태를 나타낸 그림이다.

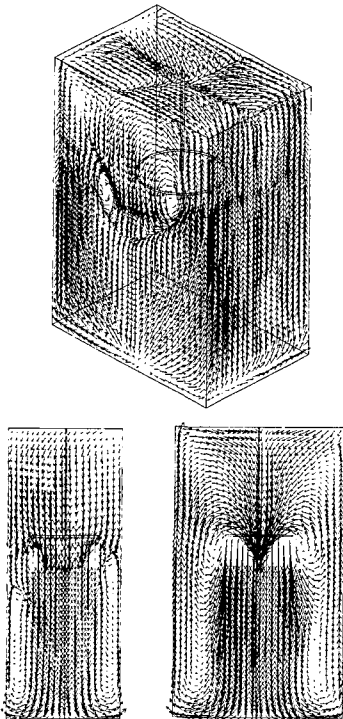
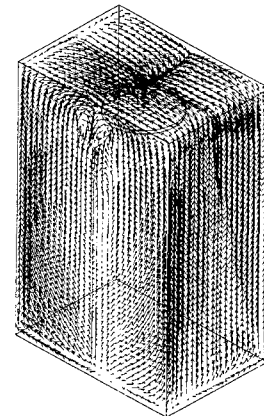


Fig. 8. Flow vector at fan position  $h/H=0.625$



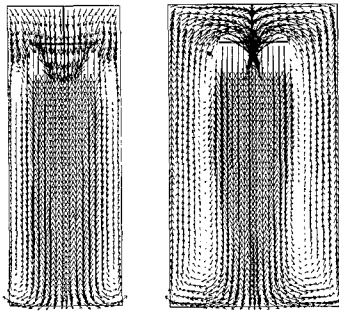


Fig. 10. Flow vector at fan position  $h/H=0.875$

### 5. 결론

- 1) 수조 내 평균 유속은 바닥에서 5m 되는 곳  $h/H=0.625$  에서 가장 크게 나타난다. 따라서 팬을 가장 효율적으로 사용하기 위해서는 팬의 위치는 수조 바닥에서부터  $h/H$ 가 0.625되는 곳에 설치하여야 한다.
- 2) 팬의 바로 하부에 큰 와(swirl)가 형성되며 팬의 위치가 바닥에 가까이 갈수록 선명하게 나타난다.

### 참고문헌

- 1) K. R. Saripalli, 1987, "Laser Doppler Velocimeter Measurements in 3-D Impinging Twin - Jet Fountain Flows," McDonnell Douglas Research Laboratories, Turbulent Shear Flows 5, pp. 146-168.
- 2) B. E. Launder and D. B. Spalding, "The Numerical Computation of Turbulent Flows," Computer Me-

thod in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, pp. 269-289, 1974.

- 3) P. Bradshaw, "Turbulence," Topics in Applied Physics, Vol. 12, Springer Verlag, 1978.
- 4) Nobuhide Kasagi and Masaru Hirata, "Large-Eddy Structures in Turbulent Separated Flow Downstream of A Rearward - Facing Step," Presented at the Symposium on Turbulent Shear Flows, University Park, Pennsylvania, pp. 1-6, April 18-20, 1977.
- 5) H. Pfeil and W. J. Stickse, "Influence of the Pressure Gradient on the Law of the Wall," AIAA Journal, Vol. 20, No. 3, pp. 434-436, March 1982.
- 6) Suhas V. Patankar, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," Series in computational methods in mechanics and thermal science, pp. 88-91, 1980.
- 7) M. Nallasamy, "A Critical Evaluation of Various Turbulence Models as Applied to Internal Fluid Flows," NASA Technical Paper 2427, Marshall Space Flight Center, Alabama, 1985.
- 8) D. G. Lilley and D. L. Rhode, "A Computer Code for Swirling Turbulent Axisymmetric Recirculating Flows in Practical Isothermal Combustor Geometries," NASA Contractor Report 3442, Oklahoma State University Stillwater, 1982.
- 9) R. K. Agarwal and W. W. Bower, "Navier - Stokes Computations of Turbulent Compressible Two - Dimensional Impinging Jet Flow fields," AIAA JOURNAL, Vol. 20, No. 5, pp. 577-584, May 1982.