

환형제트펌프의 수치적 성능해석

Numerical Study on The Performance of Annular Jet Pump

권오봉 · 권현출

O. B. Kwon and H. C. Kwon

Key Words : Annular Jet Pump(환형 제트 펌프), Computational Fluid Dynamics(전산유체공학), Mixing Chamber(혼합실), Continuity Equation(연속방정식), Recirculation(재순환)

Abstract : Jet pumps are used in a great number of engineering applications. In the present study, jet shapes, mixing chamber shapes, and numerical methods for predicting the performance of an annular-type jet pump are investigated to determine the optimal turbulence model. The flow fields are simulated by solving the momentum and the continuity equations with the standard $\kappa - \epsilon$ and the RNG $\kappa - \epsilon$ turbulence models at different Reynolds numbers. After that, they are compared with the corresponding experimental data to determine the optimal model. Next, various calculations are conducted to find an optimal shape using the selected turbulence model. The study shows us that the RNG $\kappa - \epsilon$ model predicts the performance more exactly, and also shows that the most effective performance can be achieved with 12° reducing angle and 130mm throat length.

기 호 설 명

- A : 단면적
- D : 지름
- h : 양정
- H : 전 수두
- L : 길이
- R : 면적비 (A_j / A_d)
- M : 유량비
- N : 수두비
- p : 압력
- Q : 유량
- V : 유속

분이 없어 고장이 적고 운전이나 보수가 용이해서 이전의 수력 발전소의 비상배수와 원자로 또는 공장의 용수 순환펌프, 양수펌프, 모래진흙용 이젝트 등 공업상 여러 분야에서 이용하고 있다. 또 최근에는 고체 입자 이송을 목적으로 한 환형(annular type) 제트펌프의 연구가 활발하게 진행되고 있고, 실제 선진국 여러 나라에서는 이미 실용화에 성공하여 특정한 분야에서 다양하게 사용되고 있으며, 이후에는 용도가 더욱 광범위해 질 전망이다. 그러나, 제트펌프는 두 유체간에 있어서의 난류혼합에 의한 운동량 교환을 기본적 동작원리로 하기 때문에 효율이 일반적으로 낮고, 성능의 개선이 항상 중요과제로 되고 있다. 제트펌프의 성능에 관한 연구는 이전부터 행해지고 있는데, Sanger와 Yano 등은 이론적으로 성능을 예측하는 방법을 제안하였고, Namiki 등은 난류모델에 의한 수치해석 결과를 실험결과와 비교하였으며 제트 펌프의 효율개선을 위한 성능예측을 검토하였다^{1, 2)}. 조 등은 곡관을 가진 제트펌프의 수치적 성능해석 및 유동해석을 행하였고, Shakouchi 등은 환상분류의 유동특성과 제어를 위한 실험 및 수치해석을 행하였다³⁾. 그러나 그들의 방법은 언제나 일부분의 형상에 국한되어 있고 형상 변화에 대한 수치 해석적 연구는 거의 이루어지지 않고 있는 실정이다.

1. 서 론

제트펌프의 원리는 고에너지의 구동유체를 노즐에서 혼합실내에 분사시킴으로써 노즐 주변부에서 저에너지의 2차 유체를 혼합실내에 흡상 혼합하고 여기에 에너지를 가해서 고압부 또는 고위치로 내보내는데 있다. 이 펌프는 구조가 간단하며 운동부

접수일 : 2000년 1월 8일
 권오봉 : 부경대학교 기계공학부
 권현출 : 부경대학교 대학원

본 연구는 수치계산에 의한 제트펌프의 성능 해석을 통해 최적의 설계를 하는 데에 초점을 맞추었고, 실험연구는 오, 권, 김 행하였고 외주분류형 제트펌프이다^{4,5)}. 본 논문은 standard $\kappa-\epsilon$ 모델과 RNG $\kappa-\epsilon$ 모델을 응력방정식 모델로 사용하였고, 다른 레이놀즈수 조건으로 난류수치계산을 실시하여, 흡입부, 디퓨저부, 그리고 출구에 이르는 제트펌프 내의 유동장을 시뮬레이션한다. 이 결과를 실험결과와 비교하고 최적의 난류모델을 이용해서 형상을 변화시키면서, 계산을 하여 효율이 좋은 제트 펌프의 기초설계자료를 산출하고자 한다.

2. 계산모델

본 연구에는, Fig. 1에 나타내고 있는 오 등이 실험을 한 제트펌프를 기본 모델로 하여 계산영역을 선택하였다^{4,5)}.

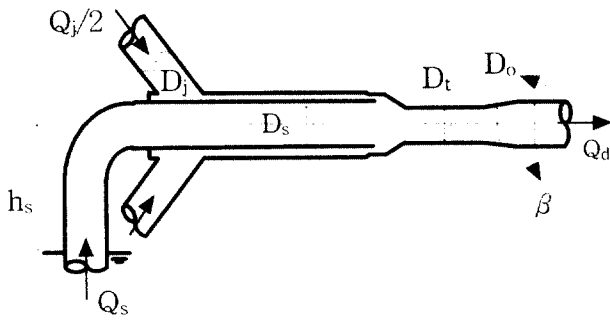


Fig. 1 Schematic of annular-type jet pump

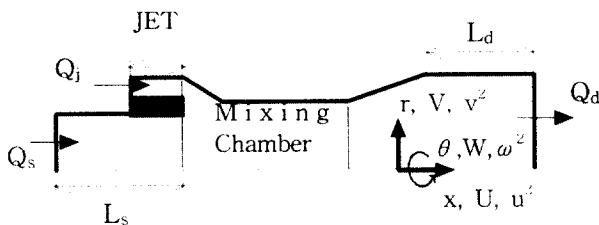


Fig. 2 Computational domain and coordinate system

실험에 사용된 제트펌프는 환형 제트펌프이고, 외주의 환상 노즐에서 고속의 구동유체를 환상으로 분출하고, 관 중앙부에 위치하는 흡입관에서 저에너지의 2차유체를 흡수하는 것이다. 여기서, 위치수두 h_s 와 h_d 는 일정하게 보전되는 것으로 한다. 여기서는, 수축부와 목부분을 한데 모아 혼합실(mixing chamber)이라고 부르기로 한다.

Table 1 Definition and dimensions of symbols

Symbol	Definition	Dimension
D_s	Diameter of suction flow pipe	55 mm
D_o	Diameter of discharging flow pipe	55 mm
D_t	Diameter of throat flow pipe	47 mm
D_j	Diameter of inlet flow pipe	55 mm
β	Angle of divergence	10°
L_s	Length of suction	430 mm
L_d	Length of outlet	520 mm
h_s	Head of suction flow	1.4 m
Q_s	Flow rate of suction	variable
Q_j	Flow rate of jet	variable
Q_d	Flow rate of discharging flow	variable

본 연구에서는 혼합실 형상의 변화 및 제트유량에 따른 제트펌프의 성능에 관한 연구를 목적으로 한다. 유동이 축대칭이라고 가정하고, 혼합실 입구에서 실제 흡입관의 길이부분과 실제 제트부분의 입구영역부터 출구까지를 계산영역으로 한 2차원 축대칭의 계산을 수행했다. Fig. 2에 계산영역을 보여주고 있으며, 좌표계와 평균속도, 레이놀즈 응력 성분의 정의를 나타내었고, 출구부분의 길이는 완전 발달 유도를 위해 충분한 길이의 값으로 주었다. Table 1에 이들 각 부분에 대한 정확한 수치를 나타내고 있다.

3. 수치계산

3.1 지배방정식

축대칭 2차원 비압축성 점성유동관 해석을 위해서 본 연구에 사용된 유동방정식은 아래와 같다.

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

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right) \quad (2)$$

식 (2) 중에 나타난 레이놀즈응력 $\overline{u_i u_j}$ 는, 난류 모델을 사용함으로써 구해질 수가 있다. 본 연구에서는, 고 레이놀즈수 형태의 표준형 모델을 채용했

고, standard $k-\epsilon$ 모델과 RNG $k-\epsilon$ 모델을 이용하고 있다⁶⁾.

3.2 수치해석 코드

사용한 계산수법은 상용 수치해석 코드인 FLUENT를 채택하여 펌프의 다양한 모델 별로 계산을 행하였다. 연속방정식과 운동량방정식은 유한체적법으로 차분하였고, 이산화 된 식의 계산은 SIMPLE 계의 속도-압력보정 알고리즘을 사용하였다. 운동량 방정식의 이산화에는 2차정도 풍상차분(second order upwind Difference) 방식을 사용하였고, 수렴의 유도를 위해 연속방정식에는 시행착오를 겪으면서 경험적으로 0.1 정도의 하향완화계수를 주었다.

3.3 계산격자점 및 변수

계산격자는 Fig. 3과 같이 물리량 변화가 큰 구동류, 흡입류의 흡입부, 및 벽면근처로 집중시켰고, 격자점수는 축방향 350, 반경방향 78로 설정했다.

원칙적으로 해의 정확도를 유지하기 위하여서는 계산영역 전체에 가능한 조밀한 격자를 배치시켜야 하지만 계산시간의 급격한 증대를 초래하므로 효율적인 계산수행을 하면서 해의 정확도를 유지할 수 있는 최적의 격자배치를 위하여 시행착오를 겪으면서 경험적으로 결정하였다.

본 연구에서는 이상의 조건으로 standard $k-\epsilon$ 모델과 RNG $k-\epsilon$ 모델을 사용하여 먼저 D_0 와 구동류인 제트평균속도 U_j 에 기초한 레이놀즈수를 Table. 2 와 같이 5가지로 변화시키면서, 합계 10가지의 경우의 계산을 실시했다.

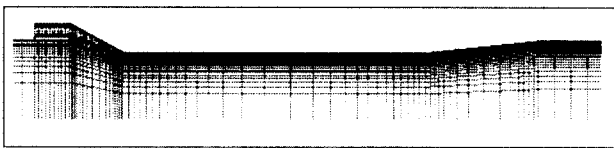


Fig. 3 2-Dimensional jet pump's grid

Table 2 Reynolds numbers and mean velocities

Re Number ($\times 10^3$)	U_j (m/s)
2.06	3.77
2.41	4.40
3.09	5.65
3.78	6.91
4.47	8.16

3.4 경계조건

사용한 경계조건 중 구동류 경계조건은 질량유량으로 주었으며, 흡입류의 경계조건은 베르누이 방정식에 의해 할당한 전압($p_{s,total}$)으로 주었다. 흡입류의 수면과 흡입류 경계에 관하여 관 손실이 없다고 가정하고 베르누이 정리를 적용하면 다음 식과 같이 표현된다.

$$p_{atm} = \frac{1}{2} \rho U_s^2 + p_s + \rho g h_s \quad (3)$$

$$= P_{s,total} + \rho g h_s$$

$$p_{s,total} = p_{atm} - \rho g h_s \quad (4)$$

또한 동일하게 출구경계(Q_d)에서의 압력 P_d 는 실제 실험에서와 같은 조건인 대기압(P_{atm})으로 하였다.

3.5 성능변수

수치해석에 의해 측정된 흡입관, 환형 제트부 출구 및 토출관에서의 압력, 속도, 위치를 베르누이 방정식을 이용하여 전 수두로 나타내면 다음과 같다.

$$H_s = \frac{p_s}{\rho g} + \frac{V_s^2}{2g} + z_s \quad (5)$$

$$H_j = \frac{p_j}{\rho g} + \frac{V_j^2}{2g} + z_j \quad (6)$$

$$H_d = \frac{p_d}{\rho g} + \frac{V_d^2}{2g} + z_d \quad (7)$$

본 수치해석에서 압력 p_s, p_i, p_j, p_d 가 측정된 곳은 동일 수평선상에 놓여 있으므로 위치 수두는 무시될 수 있고, 구동유체와 흡입유체는 비압축성 유체 ($\rho = \text{일정}$)로 가정한다. 그리고 수두비 N 은 다음과 같이 정의된다.

$$N = \frac{H_d - H_s}{H_j - H_d} \quad (8)$$

또한 유량비 M 은 고압실 입구(또는 노즐부) 유량 Q_j 와 흡입 유량 Q_s 를 이용하여 다음과 같이 구하여진다.

$$M = \frac{Q_s}{Q_j} \quad (9)$$

일반적인 제트의 효율은 제트 펌프에서 소모된 에너지와 흡입측 흐름에 부가된 전체 유효 에너지 비로 정의되어 다음과 같이 정의되며, 이를 사용하여 환형 제트펌프의 성능해석을 하고자 한다.

$$\eta = \frac{\rho g Q_s (H_d - H_s)}{\rho g Q_j (H_j - H_d)} = M \cdot N \quad (10)$$

4. 성능해석 결과 및 고찰

4.1 실험과 비교

Fig. 4는 제트유량(Q_j)의 증가에 의한 흡입유량(Q_s)의 변화를 나타내고 있다. 제트유량이 증가할수록 흡입유량도 그에 따라 증가하는 실험치와 근접한 상관관계를 보이고 있다.

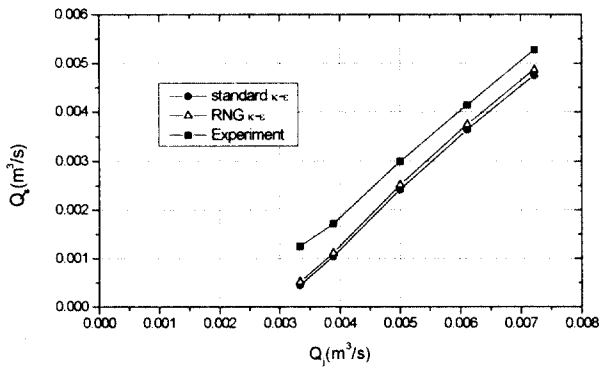


Fig. 4 Relation between jet flow ratio Q_j and suction flow ratio Q_s

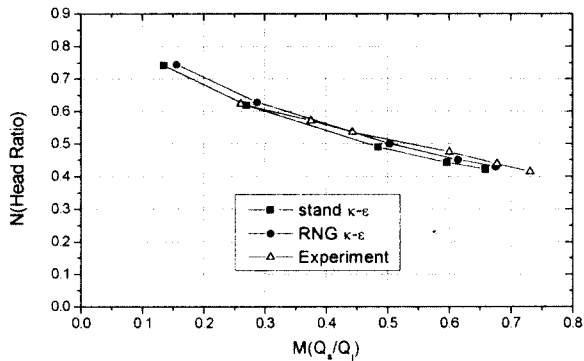


Fig. 5 Relation between mass flow ratio M and head ratio N

Fig. 5는 유량비 M 의 변화에 대한 수두비 N 의 변화를 실험치와 비교하고 있다. Fig. 4의 경우와 달리 유량이 증가할수록 오히려 수두비는 감소하는

모습을 나타내고 있으며 실험치와 비교하여 큰 오차를 보이지않고 있음을 알 수 있다. 그리고 Fig. 6은 제트 유량에 대한 효율의 관계를 보인 것으로 Fig. 5와 Fig. 6에서 알수있듯이 standard $\kappa-\epsilon$ 모델과 RNG $\kappa-\epsilon$ 모델에 의한 성능예측 중에서 RNG $\kappa-\epsilon$ 모델쪽이 조금 더 실험치와 근접한 예측을 하고 있으며, 두 모델 모두 실험치와는 약간의 차이는 있지만, 성능곡선의 정성적, 정량적 특징은 충분히 받아들여질 만 하다고 생각되어 진다.

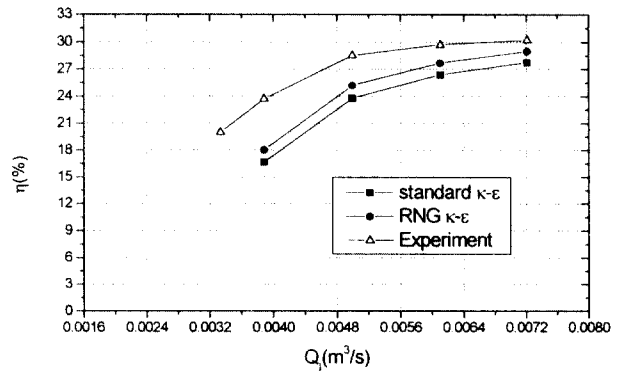


Fig. 6 Relation between flow rate Q_j and efficiency η

4.2 설계적용

혼합실 축소각 변화에 따른 제트펌프의 흡입능력, 수두 그리고 효율의 크기를 알아보기 위해 축소각을 $8^\circ, 12^\circ, 16^\circ, 20^\circ, 24^\circ, 28^\circ, 32^\circ$ 의 7가지 경우에 대해 유량을 변화시키면서 계산을 해 보았다.

Fig. 7은 각각의 축소각의 변화에 따른 제트유량(Q_j)의 증가에 의한 흡입유량(Q_s)의 관계를 보여주고 있으며, 제트유량이 증가함에 따라 흡입유량도 크게 상승하고 있다. 축소각에서 보면 전반적으로

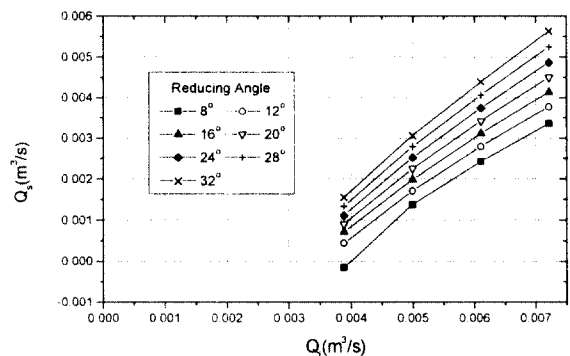


Fig. 7 Relation between jet flow ratio Q_j and suction flow ratio Q_s

축소각이 클수록 동일한 제트유량에 대해 흡입유량도 크게 나타났다.

Fig. 8은 각도의 변화에 따른 유량비에 대한 수두비의 변화를 나타내고 있는데 오히려 유량이 증가할수록 수두비는 감소하는 양상을 나타내며 각도가 증가할수록 낮은 수두비를 나타내는 것으로 나타났지만 전반적으로 12° 부근에서 가장 큰 수두비를 나타내는 것으로 나타났으며, 또한 Fig. 9에서 알 수 있듯이 12° 부근이 가장 좋은 효율을 나타내고 있다.

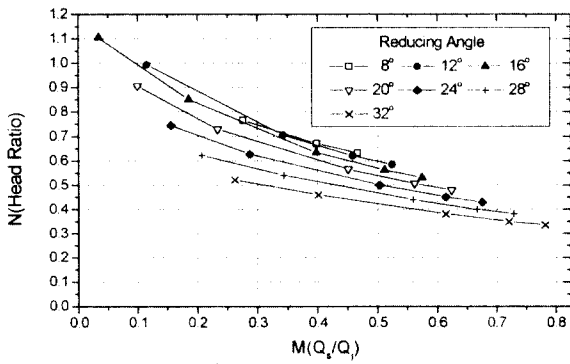


Fig. 8 Relation between mass flow ratio M and head ratio N

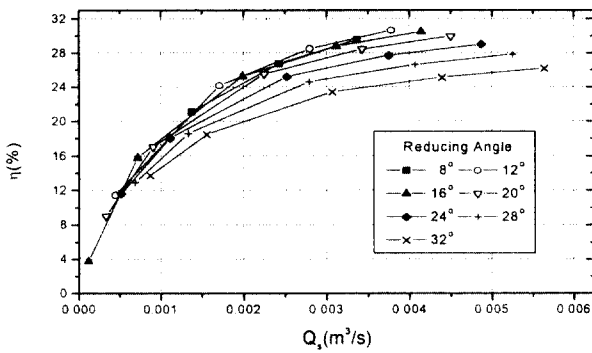
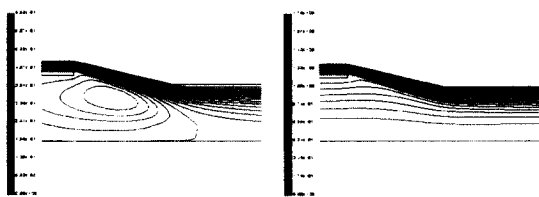


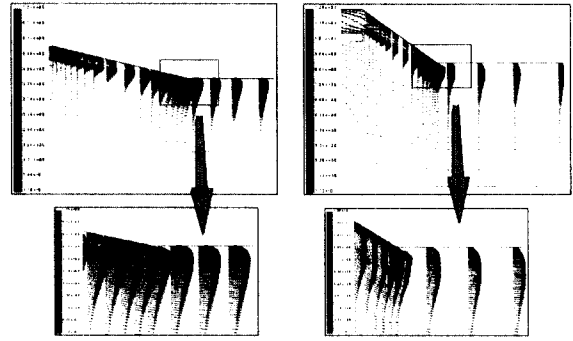
Fig. 9 Relation between suction flow rate Q_s and efficiency η



(a) Low flow rate(0.00333[m³/s]) (b) High flow rate(0.00719[m³/s])

Fig. 10 Stream-line shape(converging angle:12°)

Fig. 10은 동일한 각도에서 저유량비에서는 강한 재순환이 발생하는 것을 볼 수 있고, Fig. 11에서는 동일한 유량에서 각도 변화에 따른 속도분포를 나타내고 있는데 가장 좋은 효율을 보인 12° 부근에서는 제트의 고속의 속도성분이 목까지 충분히 영향을 미치는 것을 볼 수 있으나 상대적으로 나쁜 효율을 보인 부분인 32° 부근에서는 충분한 힘의 전달이



(a) Converging angle : 12° (b) Converging angle : 32°

Fig. 11 Velocity-vector's shape(flow rate : 0.005 [m³/s])

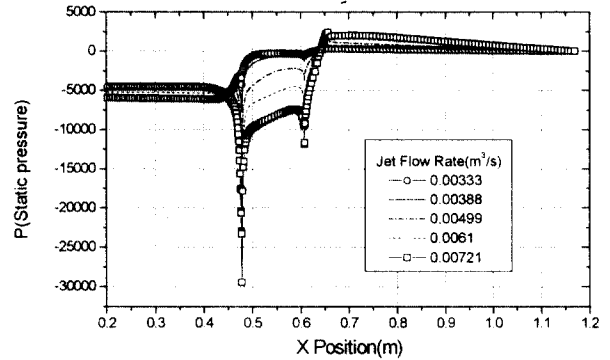


Fig. 12 Pressure distribution along the center line(converging angle : 12°)

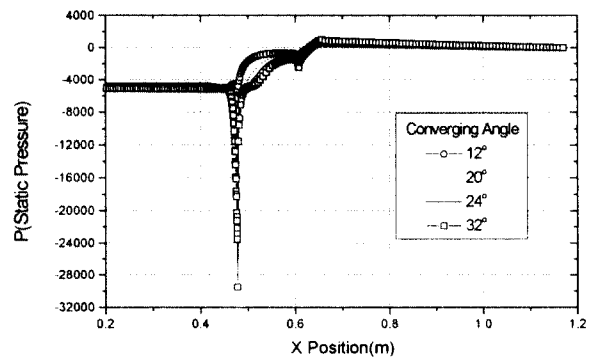


Fig. 13 Pressure distribution along the center line(flow rate : 0.00388[m³/s])

일어나지 않아 전반적으로 낮은 속도 분포를 보이고 있다. 비교적 경사가 급한감이 있는 32°에서는 제트의 분사력이 받는 저항이 상대적으로 크다는 것을 알 수 있다.

Fig. 12는 동일한 각도에 대해 유량변화에 따라 중심선에서의 압력을 변화를 나타내고 있다. 그림에서도 알 수 있듯이 저유량에서는 제트부분을 지나면서 압력이 급격히 증가하는 양상을 나타내고 있어 후류의 가능성을 보이기도 하지만, 고유량에서는 제트부분을 지나면서 압력이 떨어져 목 입구에서 압력이 급격히 떨어지는 양상을 보였고, 확대부를 지나면서 압력이 회복되는 일반적인 축소/확대 노즐의 모습을 하고 있다.

Fig. 13은 동일한 유량에서 각도의 변화에 따른 압력 변화를 나타내고 있다.

펌프의 목(Throat) 길이 변화에 따른 제트펌프의 흡입능력, 수두 그리고 효율의 크기를 알아보기 위해 길이를 0 mm, 65 mm, 130 mm, 260 mm 의 4가지 경우에 대해 계산을 행하였다.

Fig. 14은 각각의 목 길이 변화에 따른 제트유량

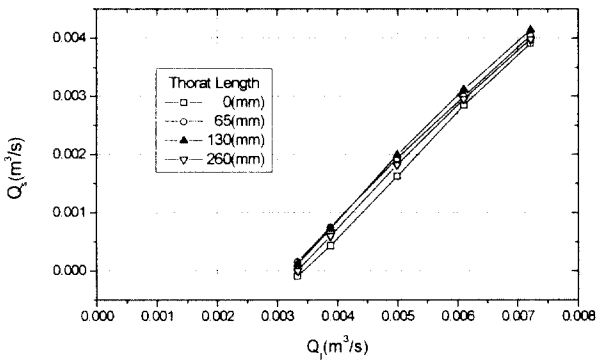


Fig. 14 Relation between jet flow ratio Q_j and suction flow ratio Q_s

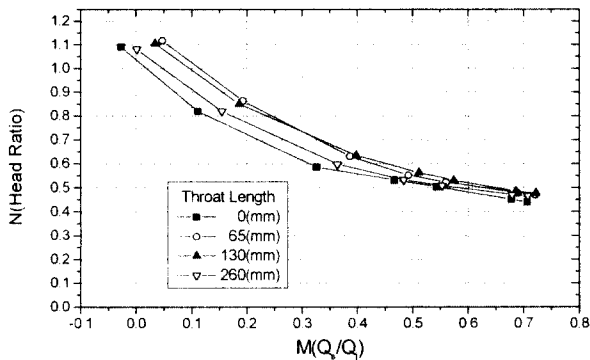


Fig. 15 Relation between mass flow ratio M and head ratio N

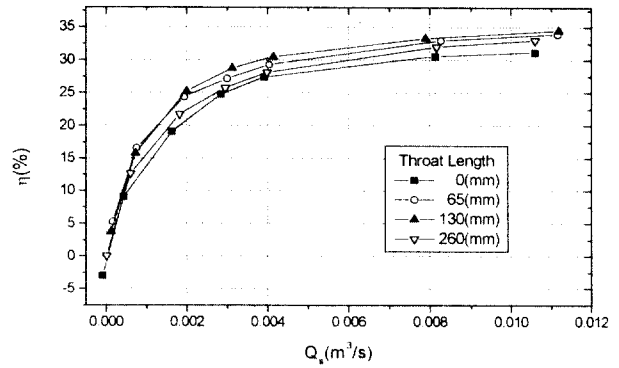
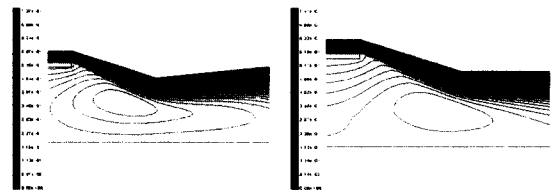


Fig. 16 Relation between suction flow rate Q_s and efficiency η

(Q_j)의 증가에 의한 흡입유량(Q_s)의 관계를 보여주고 있으며, 제트유량이 증가함에 따라 흡입유량도 크게 상승하고 있다. 목 길이는 전반적으로 길이가 길수록 동일한 제트유량에 대해 흡입유량도 크게 나타났으나 260 mm로 상당히 길게 하면 오히려 흡입유량이 줄어드는 모습을 나타내고 있다.

Fig. 15 와 Fig. 16 의 그래프에서 130 mm에서 가장 좋은 효율을 보이고 있으며 그 보다 짧거나 긴 경우는 효율이 상대적으로 좋지 않음을 알 수 있다. Fig. 17 은 길이 변화에 따른 유선의 형상을 나타내고 있는데 상대적으로 나쁜 효율을 나타낸 0mm 에서는 심한 재 순환이 일어나지만 130mm 에서는 심한 와류는 일어나지 않음을 알 수 있다.



(a) Throat length : 0(mm) (b) Throat length : 130(mm)

Fig. 17 Stream-line shape(flow rate :0.00388 [m³/s])

5. 결론

환경 제트펌프의 성능에 관한 시뮬레이션의 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) $\kappa - \epsilon$ 계 두 난류 모델중 RNG $\kappa - \epsilon$ 모델쪽이 실험치와 더욱 근접한 성능예측을 하였다.
- 2) 혼합실의 축소각에 따른 효율에서는 12° 및 16° 부근에서 효율이 가장 좋았으며, 이 각 보다 각도가 더욱 작거나 크면 오히려 효율이 떨어지는 것을 알 수 있었다.

- 3) 혼합실의 목(throat) 길이에 따른 계산결과에서는 130 mm에서 가장 좋은 효율을 나타내었으며 이보다 더 짧거나 긴 목에 대해서는 효율이 떨어지는 것을 알 수 있었다.
- 4) 상대적으로 나쁜 효율을 보인 저유량비에서는 심한 재순환(recirculation)이 발생하였으나, 고유량비에서는 재순환을 볼 수 없었다.
- 5) 보다 나은 제트펌프의 성능을 나타내는 경우의 중심선을 따른 압력분포는 목 입구부분에서 급격히 압력이 떨어졌고, 목을 지나면서 서서히 증가되어 확대부를 지나면서 완전히 회복하는 모습을 볼 수 있었다.
- 6) 좀더 체계적인 설계의 데이터 제공을 위해서는 각 부분에 대한 좀더 세밀한 계산 및 3차원 실제 형상에 대한 후속적인 계산이 계속 이루어져야 하겠다.

참고문헌

1. N. L. Sanger, "An Experimental investigation of Several Low-Area-Ratio Water Jet Pumps", Trans. ASME, J. Basic Eng., Vol. 92-1, pp. 11~20, 1970
2. H. Yano, "Performance of a New Type of Water Jet Pump", Trans. ASME, J. Eng. Ind., Vol. 112, pp. 172~174, 1990
3. 조장근 외 4인, "제트펌프 요소 내부의 유동해석" 한국전산유체공학회 춘계학술대회논문집, pp. 99~104, 1996
4. 오병화, 권오봉, "노즐 형상에 따른 환형 제트펌프의 특성 연구", 한국어업기술학회지, 제34권, 제4호, pp. 442~449, 1998
5. 김명관, 권오봉, "다중노즐을 이용한 환형 제트펌프의 성능에 관한 연구", 한국동력기계공학회지, 제3권, 제1호, pp. 23~28, 1999. 2
6. 명현국. "전산열유체공학", 문운당, 1999
7. Yukimaru Shimizu and Shogo Nakamura, "Studies of the Configuration and Performance of Annular Type Jet Pumps", Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 109, pp. 205~212, 1987
8. D. F. Elger and E. T. Mclam, "A New Way to Represent Jet Pump Performance", Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 113, pp. 439~444, 1991
9. Donald F. Elger and Sam. J. Taylor, "Recirculation in an Annular-Type Jet Pump", Journal of Fluids Engineering, Vol. 116, 1994
10. Wei, T. and Willmarth, W. W., "Reynolds Number-Effects on the Structure of a Turbulent Channel Flow", Journal of Fluid Mechanics, Vol. 204, pp. 57~95, 1989
11. Jacques Boree and Nidal Atassi, "Measurements and Image Analysis of the Turbulent Field in an Axisymmetric Jet Subject to a Sudden Velocity Decrease", Experimental Thermal and Fluid Science, pp. 14:45~51, 1997
12. Ueda, T., "Study on the Water Jet Pump", Trans. JSME, Vol. 20, pp. 25, 1954
13. R. M. C. So and H. Aksoy, "Modeling Reynolds-Number Effects in Wall-Bounded Turbulent Flows", Transactions of the ASME, Vol. 118, 1996
14. Laufer, J., "The Structure of Turbulence in Fully-Developed Pipe Flow", NACA Report, pp. 1174, 1954+