

제트 펌프 요소 내부의 유동 해석

Internal Viscous Flow Computation Within the Jet Pump Elements

조 장근¹, 오 상욱², 박 원규³, 오 세민⁴, 이 수원⁵.

J. K. Cho, S. W. Oh, W. G. Park, S. M. Oh, S. W. Lee.

The jet pump is being used in many fields for several purposes because of its simple construction and easy operation. The characteristics of the geometrical variables, pressure gradient and velocity distribution of the jet pump are studied using the CFD technique. The flow calculations through a bended nozzle, a mixing chamber and a venturi are presented and phenomenological aspects are discussed. This study solve 3-D steady incompressible Navier-Stokes equations using the Iterative time marching scheme. The governing equations are differenced with 1st-order accurate backward difference scheme for the time derivatives and 3rd-order accurate QUICK scheme for the convective terms. The Mark-and-cell concept was applied efficiently to solve continuity equation, which is differenced 2nd-order accurate central differenced scheme. The 4th-order artificial damping is added to the continuity equation for numerical stability. A O-type of grid system is generated inside a nozzle and venturi of the jet pump. It has concluded that the results of present study properly agree with physical flow phenomena.

1. 서론

제트 펌프는 보통의 펌프와 달리 움직이는 부분이 없는 상태에서 유체의 속도 및 압력 에너지를 위치 및 속도 에너지로 바꾸어 주는 일종의 에너지 교환 장치로서 심정용 펌프 등으로 널리 사용되고 있는데 fig. 1 과 같이 노즐, 벤추리, 흡입실(Suction chamber)로 구성되어 있다. 입구부에서 주 유체는 고압으로 유입되어 노즐끝에서 고속으로 분사된다. 이 때 고속 유체의 고속 운동으로 인한 매우 하강된 압력은 2차유체의 압력보다 낮아져 2차 유체를 흡입 및 혼합하게 되어 벤추리로 유입된다. 이러한 제트 펌프의 성능은 펌프를 구성하는 이들 각 요소의 기하학적 형상 및 유동 특성에 따라 결정되는데, 지금까지의 제트 펌프에 관한 이론적 연구는 베르누이방정식을 이론적 근거로 한 1차원 유동으로 해석한 것이 대부분이었다. 그러나 이러한 간단한 베르누이방정식 이론을 바탕으로 한 제트 펌프의 유동 해석으로는 실제 유동의 3차원 점성방향, 비균일성, 와류 생성, 2차 유동 등을 고려하기에는 매우 부적합하여 off-design 상태에서는 현저한 성능 감소가 불가피하게 된다. 제트펌프에 대한 연구는 국내외적으로 극소수이나 이를 살펴보면 정 대인 [1]은 면적비와 펌프의 효율과의 관계를 1차원 근사 해석과 실험 해석을 비교하여 연구하였고 Azzola [2]는 원형단면 곡관 내의 유동에 대해 실험하였으며 Shimizu[3]는 Annular-type 제트 펌프의 형상과 성능에 관해 실험하였다. Elger[4]는 제트 펌프의 성능을 나타내는 기존의 수두비-유량비 곡선(HR/FR Curve)에 대해 새로운 성능표시 방법인 손실 계수-유량을 곡선(K-Qs/Qe)을 도입하는 한편 Annular-type 제트 펌프의 재순환에 대한 연구 등을 하였다[5]. Cunningham[6]은 제트 펌프의 캐비테이션에 관한 연구를 하는 한편 2개의 상이 존재하는 펌프 즉 Liquid-Jet gas and Liquid (LJGL) 펌프 등에 대하여 연구했고[7], Kwong [8]은 벤추리 내의 소음이 비정상유동에 결정적으로 영향을 미치는 것에 관해 연구를 하였다. 본 연구에서는 제트 펌프내의 유동 특성의 물리적 이해력을 돕고 제트 펌프의 성능 향상을 모색하기 위해 전산 유체 기법을 이용하여 나비에-스톡스 방정식을 풀으로써 제트 펌프 내의 3차원 점성유동해석을 수행하기로 한다.

1, 2) 부산대학교 대학원 기계공학과 전산유체역학 실험실 (609-735, 부산광역시 금정구 장전동 산 30번지 Tel : (051) 510-3064)

3) 부산대학교 기계공학과 (609-735, 부산광역시 금정구 장전동 산 30번지 Tel : (051) 510-2457)

4, 5) (주) LG전자 (경남 김해시 안동 259-1번지 Tel : (0525) 30-5354)

2. 지배방정식 및 수치해석 방법

3차원 비정상 상태의 비압축성 점성유동의 지배방정식은 나비에-스톡스방정식으로서, 이를 무차원화 한 후 일반화된 곡선좌표계로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \hat{q}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial \xi} (\hat{E} - \hat{E}_v) + \frac{\partial}{\partial \eta} (\hat{F} - \hat{F}_v) + \frac{\partial}{\partial \zeta} (\hat{G} - \hat{G}_v) = 0 \quad (1)$$

여기서 q 는 p, u, v, w 를 포함하는 유동벡터이며, E, F, G 는 곡선좌표계에서의 대류항이며 E_v, F_v, G_v 는 점성항이다. 식(1)의 지배방정식을 수치해석으로 해를 구하기 위해 우선 먼저 모멘텀 방정식을 유한차분화 시키는 과정을 보면 다음과 같다. 모멘텀방정식은 시간에 대해 포물선형태(parabolic type)의 편미분방정식이므로 시간 행진(time marching) 방법을 이용하여 유한차분화시키고 여기에 뉴턴 반복법을 적용시키면,

$$\begin{aligned} \frac{1}{\Delta \tau} (\bar{q}^{n+1,k+1} - \bar{q}^n) + \delta_\xi \bar{E}^{n+1,k+1} + \delta_\eta \bar{F}^{n+1,k+1} + \delta_\zeta \bar{G}^{n+1,k+1} \\ = \delta_\xi \bar{E}_v^{n+1,k+1} + \delta_\eta \bar{F}_v^{n+1,k+1} + \delta_\zeta \bar{G}_v^{n+1,k+1} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 윗 첨자 $n+1$, n 은 시간 level을 의미하며 $k+1$ 은 반복 level을 의미한다. 그리고 윗 식의 $\bar{E}, \bar{F}, \bar{G}, \bar{E}_v, \bar{F}_v, \bar{G}_v$ 를 'n+1' 시간과 'k'반복 횟수에 대해 국부적으로 선형화를 시키면

$$\left(\frac{1}{\Delta \tau} + \frac{\partial}{\partial \xi} \bar{A} + \frac{\partial}{\partial \eta} \bar{B} + \frac{\partial}{\partial \zeta} \bar{C} \right) \Delta \bar{q} = \omega \bar{R}^{n+1,k} \quad (3)$$

를 얻는다. 여기서 $\Delta \bar{q} = \bar{q}^{n+1,k+1} - \bar{q}^{n+1,k}$ 를 의미하고 ω 는 완화계수(relaxation factor)이며 A, B, C 는 다음과 같이 정의되는 Jacobian 행렬이다.

$$\bar{A} = \frac{\partial}{\partial q} (\bar{E} - \bar{E}_v), \quad \bar{B} = \frac{\partial}{\partial q} (\bar{F} - \bar{F}_v), \quad \bar{C} = \frac{\partial}{\partial q} (\bar{G} - \bar{G}_v)$$

그리고 $\bar{R}^{n+1,k}$ 는 잔류벡터로 불리며 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} \bar{R}^{n+1,k} = \frac{1}{\Delta \tau} (\bar{q}^{n+1,k} - \bar{q}^n) - (\delta_\xi \bar{E}^{n+1,k} + \delta_\eta \bar{F}^{n+1,k} + \delta_\zeta \bar{G}^{n+1,k}) \\ + (\delta_\xi \bar{E}_v^{n+1,k} + \delta_\eta \bar{F}_v^{n+1,k} + \delta_\zeta \bar{G}_v^{n+1,k}) \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 만약 $\Delta \bar{q}$ 가 영(zero)으로 간다면 잔류벡터, $\bar{R}^{n+1,k}$, 즉 비정상 운동량 방정식이 정확하게 만족됨을 알 수 있고, 그 해는 ω 와 A, B, C에 독립적임을 알 수 있다.

연속방정식은 비압축성 유동해석을 효율적으로 수행하기 위해 Marker-and-Cell(MAC)의 개념을 다음과 같이 이용하였다.

$$p^{n+1,k+1} - p^{n+1,k} \equiv \Delta p = -\beta (\nabla \cdot V) \quad (5)$$

여기서 β 는 완화계수이다. 식(3)과 (4)를 서로 연결시켜 $\Delta q = (\Delta p, \Delta u, \Delta v, \Delta w)$ 에 대해 다시 쓰면, 다음과 같은 행렬식을 얻을 수 있다.

$$[M] \{ \Delta q \} = \{ R \} \quad (6)$$

여기서 $\{ R \}$ 가 'n+1'시간과 'k'반복 level에서 비정상 나비에-스톡스 방정식이므로 Δq 가 영(zero)으로 간다면, 본 알고리즘이 'n+1'시간에 대해 정확히 지배방정식을 만족시킴을 알 수 있다.

본 연구에서 대류항은 QUICK scheme을 이용하여 유한차분화시켰으며, 점성항은 공간적 중앙 차분화를 이용하였다. 그리고 연속 방정식은 중앙차분을 이용하였으며, 본 알고리즘의 안정화를 위해 4차의 인공 감쇠항을 첨가하였다.

3. 초기조건 및 경계조건

하나의 격자생성으로 곡관 노즐과 2차유체의 흡입, 그리고 흡입실에서의 유동현상들을 효과적으로 고려할 수 없으므로 본 연구에서는 곡관노즐부, 2차 유체 흡입부, 흡입실/벤추리부의 3개의 블록으로 나누어 격자를 Fig 1. 과 같이 구성하고 계산역시 각 블록이 서로 독립적으로 계산되어지게 하나 각 블록 경계에서의 유동함수값이 유기적으로 상호 전달이 되도록 하였다. 블록 1은 $100 \times 29 \times 37$ 이고 블록 2는 $20 \times 36 \times 37$ 이며 블록 3은 $52 \times 65 \times 37$ 개의 격자로 구성되어 있으며, 각 블록의 초기조건은 균일속도 및 초기 가정된 유동방향의 압력구배(streamwise pressure gradient)로 감소하는 압력분포로 가정하였고 각 고체표면에서의 경계조건으로는 점착(No-slip)조건과 법선구배압력분포가 영이라는 조건으로 속도 및 압력을 구하였으며 O-격자계의 singularline상에서는 내부로부터 외삽된 유동값의 평균을 취함으로써 구하였다. 블록 #1과 블록 #3 및 블록 #2와 블록 #3 경계에서는 내삽을 이용하였다.

4. 예비 결과 및 고찰

본 연구는 압력관 입구에서 정상상태 균일속도의 유체가 유입되었을 때 압력관과 노즐, 혼합실 및 벤추리 등에서의 시간의 흐름에 따른 속도와 압력의 분포에 대하여 고찰하였다. Fig. 2.는 time step이 각각 88, 223, 391, 481, 601 일때의 속도분포를 플로팅한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 초기의 제트 펌프 내의 균일한 속도분포는 time step이 진행됨에 따라 압력관인 점진축소 곡관을 통과하면서 바깥쪽 벽을 따라 속도벡터가 더 커짐을 볼 수 있고, 이것은 물리적으로 타당한 결과로 보여지며 이러한 현상은 노즐입구까지도 계속되어 결국 흡입실의 유출 속도벡터에도 영향을 미치는 것을 볼 수 있으나 혼합실을 거쳐 벤추리를 지나면서 중심선에 대해 거의 대칭인 유동이 됨을 볼 수 있다. 이러한 현상으로 혼합실에서 충분히 혼합이 되었다는 것과 혼합실을 통과하던

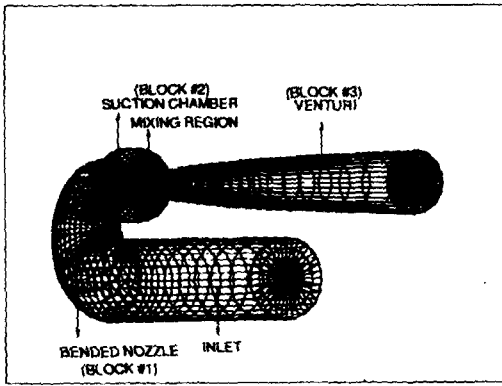
서 2차 유동의 영향이 소멸되어짐을 알 수 있다. 그리고 제트 펌프의 점진축소 곡관인 압력관내에서 유체의 점성, 관성 및 기하학적 조건 때문에 비균일 유동이 관찰되었고 이러한 비균일 유동이 노즐 끝부분 및 흡입실까지 영향을 미침을 볼 수 있다. 노즐 및 흡입실에서의 이런 비균일 유동, 즉 압력 및 속도의 비대칭 분포는 혼합실에서 운동량의 손실을 초래하고 결국 펌프의 성능을 저하시키는 원인이 될 수 있다.

5. 결론

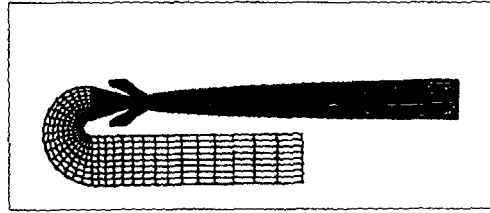
본 연구는 점진축소 곡관의 영향을 고려한 제트 펌프 내부의 유동장해석을 위해 3차원 비압축성 점성유동의 나비에-스톡스방정식을 사용하였으며 모멘텀 방정식은 시간행진 방법을 사용하였고 연속방정식은 Mark-and-cell의 개념을 사용하여 반복적인 시간행진 방법을 이용하였다. 시간에 대해서는 후진차분화(backward difference)하였고 대류항은 3차의 정도를 가지는 QUICK scheme을 이용하여 차분화하였으며 점성항은 2차의 정도를 가지는 공간적 중앙차분을 이용하였다. 그리고 연속방정식은 2차정도의 중앙차분과 해의 안정화를 위해 4차정도의 인공 감쇠항을 첨가하였다. 유동해석으로 펌프 내부의 유동 현상 및 성능저하요인을 알았다. 이러한 요인들을 줄이기 위해서 곡관 및 흡입실의 단면이 원형인 것을 타원형이나 그외의 여러 다른 기하학적 형상에 대한 연구를 수행해야 할 것이다. 위의 연구 결과는 프로그램을 실행한 시간이 너무 짧고 격자계도 그다지 조밀하지 않아서 전산유체학회 발표시에는 더욱 더 조밀한 격자계를 사용한 결과로 발표할 것이다.

참고문헌

- [1] 정 대인, 이 강길, "수분사 펌프에 관한 연구(2)" 동원공업전문대학연구보고, 제6권, 제1호,(1984), pp 36-46
- [2] J. Azzola, J. A. C. Humphrey, "Developing Turbulent Flow in a U-Bend of Circular Cross-Section : Measurement and Computation" Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering Vol 108 (1986), pp 214-221
- [3] Yukimaru Shimizu, Shogo Nakamura, "Studies of the Configuration and Performance of Annular Type Jet Pumps" Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering Vol 109 (1987), pp 205-212
- [4] D. F. Elger, E. T. Mclam, "A New Way to Represent Jet Pump Performance" Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering Vol 113 (1991), pp 439-444
- [5] R. G. Cunningham, A. G. Hansen, "Jet Pump Cavitation" Journal of Basic Engineering (1970), pp 483-494
- [6] Donald F. Elger, Sam. J. Taylor, "Recirculation in an Annular-Type Jet Pump" Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering Vol. 116 (1994), pp 735-740
- [7] R. G. Cunningham, "Liquid Jet Pumps for Two-Phase Flows" Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering Vol. 117 (1995), pp 309-316
- [8] A. H. M. Kwong, A. P. Dowling, "Unsteady Flow in Diffusers" Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering Vol. 116 (1994), pp 842-847

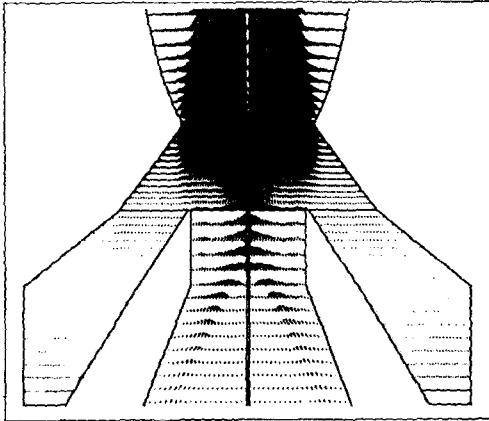


(a) 3-D Grid

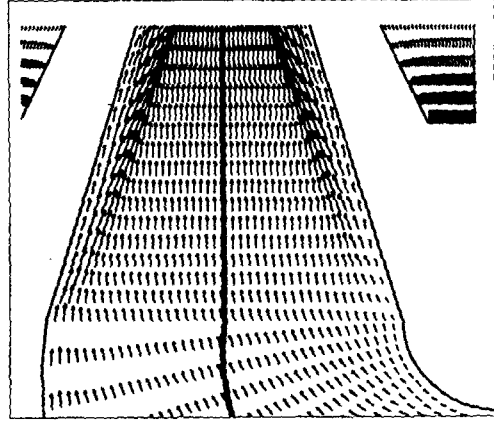


(b) Grid x-z plane

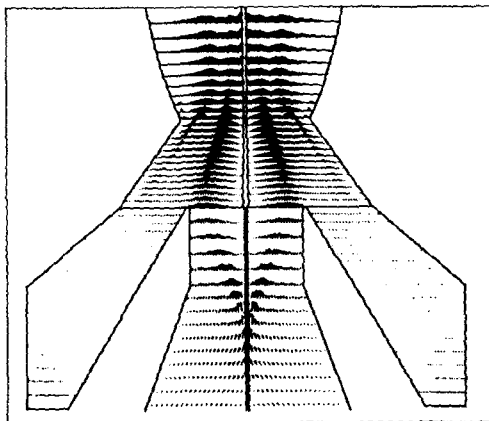
Fig 1. Grid system



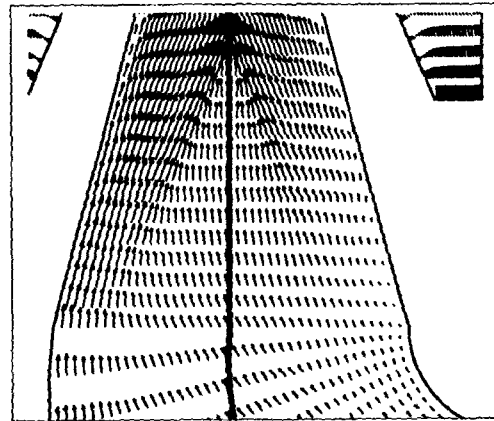
(a) Velocity vector after 88 time steps



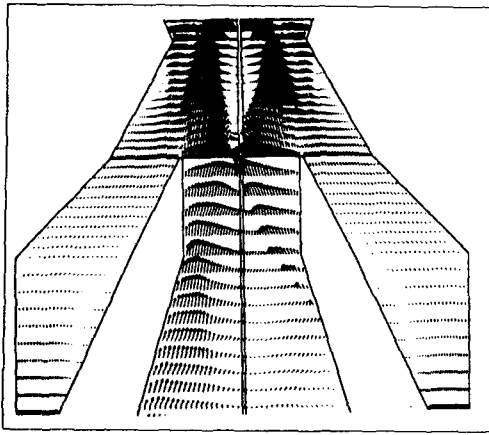
(b) Velocity vector after 88 time steps



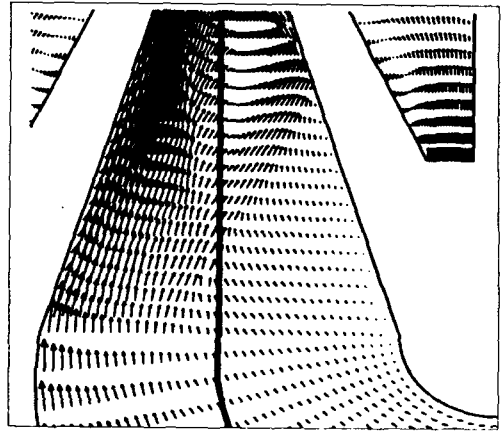
(c) Velocity vector after 223 time steps



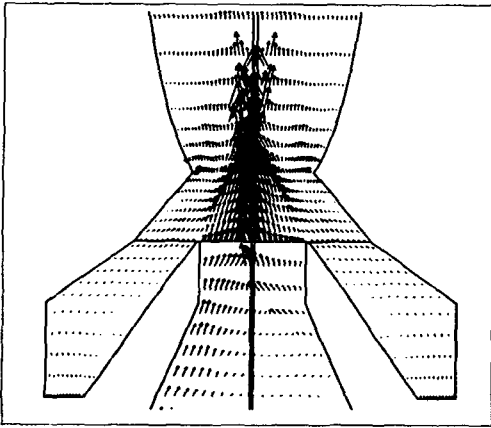
(d) Velocity vector after 223 time steps



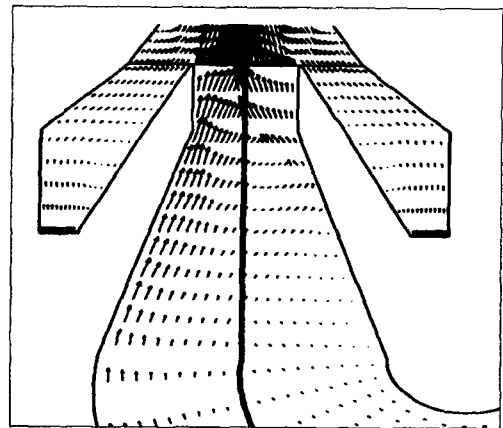
(e) Velocity vector after 391 time steps



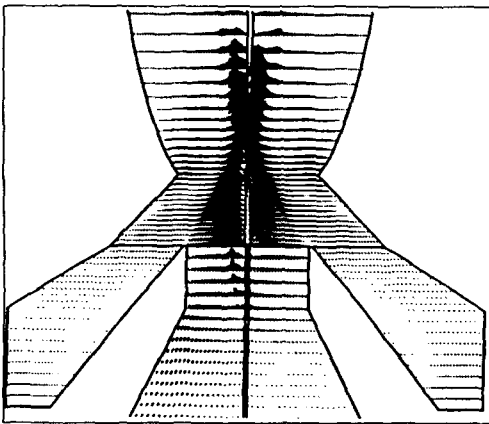
(f) Velocity vector after 391 time steps



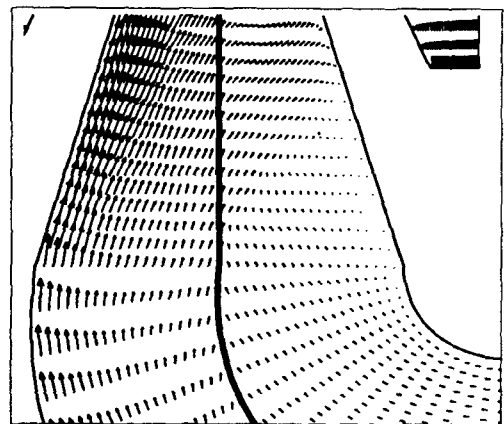
(g) Velocity vector after 481 time steps



(h) Velocity vector after 481 time steps



(i) Velocity vector after 601 time steps



(j) Velocity vector after 601 time steps

fig 2. velocity vector

fig.2에서 왼쪽 편의 그림은 mixing chamber에서의 velocity vector이고 오른쪽 편의 그림은 nozzle에서의 velocity vector이다.