

# 원심송풍기 벌류트 내부유동의 수치해석적 연구

김세진\* · 주원구\*\*

## Numerical Study on Flow Field in Centrifugal Fan Volute

Se-Jin Kim\*, Won-Gu Joo\*\*

*Key Words: Centrifugal Turbomachinery(원심 터보기계), Volute(벌류트), Flow Field Interaction(유동장 간섭), Design and Off-design Operating Condition(설계 및 비설계 작동조건)*

### ABSTRACT

The non-uniform pressure generated in the volute generally are propagating upstream. As a result, outlet conditions of rotating impeller are changed and the performance degrades. The major object of this research is to develop the numerical method which can calculate the effects of impeller and volute flow field interactions. Under the assumption of steady three-dimensional incompressible turbulent flow, the time averaged N-S equations involving  $k-\epsilon$  turbulent model was solved by the F.V.M. To verify the computational method, the calculations are compared with experimental results published in literature and show satisfactory agreement with them. The three-dimensional flow characteristics within the volute of a centrifugal fan at design and off-design operating points have also been studied.

### 1. 서 론

원심형 터보기계에서 벌류트 케이싱의 역할은 회전차로부터 받은 에너지의 손실없이 유체를 모아주는 것이며 전체수두 생성의 역할은 하지 않는다. 이로 인해 전형적인 원심펌프 디자인에서는 벌류트의 역할을 무시하거나 독립적으로 간주해왔다. 그러나 만약 벌류트가 잘못 설계되었다면 회전차가 매우 비효율적으로 작동하게 되며,

회전차에 의해 유체로 전달되는 에너지중 많은 양을 소모시킬 수 있다.

게다가, 벌류트의 비설계점 작동에서 기인하는 원주방향의 불균일 압력 분포는 회전차와 상호작용하여 비정상적인 작동과 구조적 진동문제를 야기하는 등 회전차의 효율을 저하시키고 작동범위를 감소시킨다.

주어진 벌류트가 디퓨저 출구에서 원주방향의 일정한 압력을 부과하는 동작점은 등속선마다 단 하나 존재한다(Fig. 1). 더 작은 질량유량에 대해서, 벌류트는 디퓨저처럼 작동하며 벌류트 입구(벌류트 혀)와 출구사이의 압력상승을 초래한다.

\* 연세대학교 대학원

\*\* 연세대학교 기계공학과

주된 결과는 디퓨저와 회전차 출구에서의 부가적인 손실과 원주방향의 압력분포이다. 이것은 회전차(11개의 익)와 벌류트(1개의 익)을 등가의 익렬로 변환해 보면 확실히 알 수 있다(Fig. 2).<sup>(1)</sup>

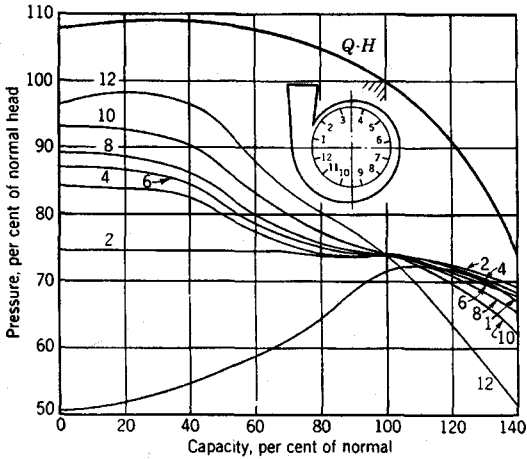


Fig. 1 Volute pressure distribution

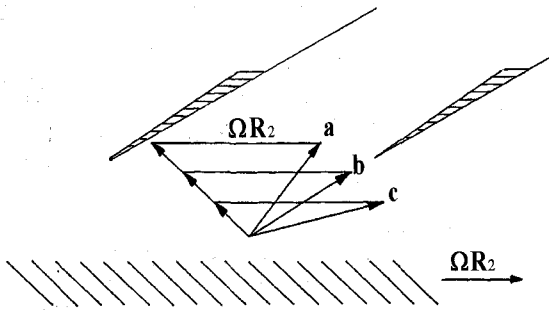


Fig. 2 Transformation of an impeller-volute combination into a rectilinear cascade

주어진 원주속도,  $\Omega R_2$  에서 유동은 Fig. 2의 벡터 b에서 보여진 대로 축방향 속도에 따라 변화하는 유량을 가지고 벌류트에 접선방향으로 정익에 유입한다. 더 큰 유량(Fig. 2의 벡터 a)에서는 유동은 음의 입사각을 가지고 정익에 유입하며, 결과로 부압면을 따라 속도가 증가(압력은

감소)한다. 더 작은 유량(Fig. 2의 벡터 c)에서 유동은 양의 입사각을 가지고 허에 들어간다. 유동은 허 주위(전연)에서 가속되고 벌류트출구(후연)에서 감속되는데 이것이 작은 유량에서의 정압증가의 원인이다. 비실계유량에서의 이와 같은 압력분포는 회전차 주변에도 작용하여 회전차의 반경방향, 즉 축에 수직한 방향의 추력을 발생케 한다. 이 추력 때문에 축은 굽게 될 수도 있으며, 진동이 발생하고 마모증가의 원인으로 된다.

벌류트실 내에서는 일정한 평균속도가 원심 터보기계의 성능에 가장 유리하다는 것은 실제 터보기계에서 최대효율점에서 압력이 회전차의 원주방향으로 같다는 것을 보면 알 수 있다. 명백히 이것이 회전차의 출구조건에 가장 바람직한 것이다.

Dilin<sup>(2)</sup> 등은 실험적 연구를 토대로 하여 재순환 영역이 있는 벌류트와 없는 벌류트에 대하여 상용 수치해석코드를 검증하고 결과를 분석한 후 수정된 벌류트 설계를 적용하여 개선된 압력분포를 얻을 수 있었다. Qi<sup>(3)</sup> 등은 원심송풍기의 성능을 향상시키는, 특히 소음감소에 대한 성능에 초점을 맞춰 벌류트 설계방법의 향상에 대하여 기술하였다. 벌류트 입구주변의 유동인자를 불균일하게 분포함으로써 벌류트설계가 향상되어 더 나은 결과를 얻을 수 있었다. Ayder<sup>(4)</sup> 등은 실험과 수치해석을 통해 타원형 벌류트 내부의 유동장을 측정하여 2차유동의 발생원인과 그것의 3차원적인 형상을 보여주고 있으며, 손실의 메카니즘과 동작원리를 설명하고 있다. 내부마찰에 의해 발생하는 2차유동의 와류분포는 손실을 크게 일으키며 단면 중심부의 낮은 총압을 발생시킨다. 또한 벌류트 입구에서의 특정한 반경속도성분의 분포는 입구부분 총압분포의 함수이며 그다지 큰 손실을 발생시키지는 않는다. Chen<sup>(5)</sup> 등은 회전차만을 고려하여 계산한 예측값보다 벌류트 내부의 유동을 같이 계산하는 것이 실험결과와 더 근접함을 보였다. 그는 또한 다른 논문에서도 회전차만을 단독으로 해석한 것과 전체 송풍기의 내부유동을 해석하여 벌류트의 중요성을 강조하였

고, 표면거칠기도 성능에 큰 영향을 끼침을 밝혔다.<sup>(6)</sup>

본 연구의 목적은 벌류트 내부유동 및 회전차와의 상호간섭을 정확하게 예측할 수 있는 유동 해석 코드의 개발과 이를 통해 원심터보기계의 성능을 개선할 수 있는 설계방법을 모색하는 토대를 마련하는데 있다. Ayder<sup>(4)</sup>가 밝혔듯이 벌류트는 두가지 측면에서 전체 성능에 영향을 미친다. 첫째는 운동에너지의 부등엔트로피 감소으로 인한 효율의 직접적인 감소에 의해서이고, 둘째, 비설계점 작동에서 기인한 원주방향의 압력왜곡으로 인한 회전차의 효율과 작동범위의 감소로부터이다.

먼저 본 연구에서는 수치해석 코드를 사용하여 계산한 결과를 Dilin & Sakai<sup>(2)</sup>의 실험결과와 비교하였다. 이를 위하여 Dilin의 벌류트 형상을 모델로 격자를 생성하고 같은 조건으로 계산을 수행하였다. 또한 이 코드를 토대로 벌류트 내의 유동에 대하여 계산을 수행하여 위에서 언급한 유량에 따른 손실의 메카니즘을 설명하고 개선방안등을 연구하였다.

## 2. 수치해석

정상상태 난류유동에 대해 시간평균한 연속방정식과 운동량방정식은 직교좌표계에서 다음과 같은 텐서 형태로 표시된다.

연속방정식:

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

운동량방정식:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) &= -\frac{\partial p}{\partial x_j} \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 속도  $u_i$ 는 평균속도  $\overline{u_i}$ 와 변동속도

$u_i'$ 의 합으로 나타낼 수 있고 이를 식 (2)에 대입하여 시간평균하면 연속방정식과 시간평균운동량 방정식이 구해진다.

난류모델로서는 일반적인 난류유동현상에 가장 널리 사용되는  $k-\epsilon$  모델중 점성저층을 포함한 전 영역을 직접 해석하는 저레이놀즈수  $k-\epsilon$  모델을 채택하였으며 본 연구에서 사용하는 저레이놀즈수 모델은 Patel 등<sup>(7)</sup>이 저레이놀즈수 모델에 대한 비교연구에서 실험치와 가장 근접한 해석결과를 보여준 것으로 평가한 Launder & Sharma 모델을 도입하였다.

임의형상의 유동공간에서 유동을 효과적으로 수치해석하기 위해서 보통 경계밀착좌표계(body-fitted coordinates)를 사용한다. 따라서 좌표계의 변환에 따라 변수와 지배방정식을 변환해야 하며, 또한 격자계의 선택도 중요하다. 본 연구에서는 비엇갈림격자계가 사용되었고, 모든 종속변수들은 동일한 검사체적의 중심에서 평가되었다. 검사체적 중심에서의 직교속도에 대한 운동량 방정식은 좌표변환함수와 운동량보간법에 의해 검사체적면상의 반변속도에 대한 운동량 방정식으로 변환된다.

수치해석 방법으로는 유한체적법(finite volume method)을 사용하는 SIMPLE 알고리즘을 채택하였고 대류-확산항의 처리는 하이브리드 도식(hybrid scheme)을 사용하였다. 대류강도와 확산강도의 비를 나타내는 Peclet 수의 절대값이 2보다 큰 곳에서는 상류도식(upwind scheme)을 사용하고 2보다 작은 곳에는 중앙차분도식(central-difference scheme)을 사용하는 이산화기법이다.

임의형상의 유동공간에서 유동을 효과적으로 수치해석하기 위해서 보통 경계밀착좌표계를 사용한다.

실제 계산에 사용된 격자는 디퓨저 부분에서는  $163 \times 13 \times 13 = 27,547$ 개, 벌류트 부분에서는  $214 \times 27 \times 33 = 190,674$ 개의 격자로 총 218,221개의 격자점이 사용되었다.

입구경계면에서의 유속분포는 유량에 의해 결정

되며 균일유동으로 가정하였고 출구경계면에서는 일반적으로 유동변수값에 대한 정보를 알기가 어려우므로 모든 유동변수의 구배가 0이 되는 Neumann 조건을 적용하였다. 또한 계산상에서 경계가 되지만 실제로는 경계가 아니고 유동이 재유입되는 영역에서는 주기경계조건을 사용한다.(Fig. 3b)

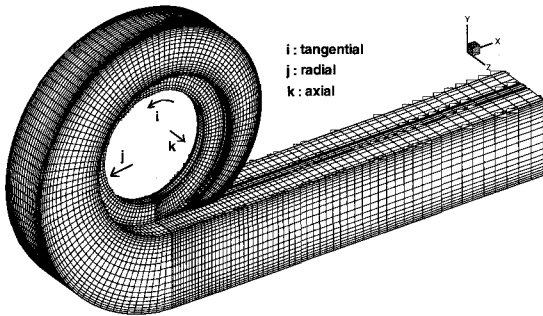


Fig. 3(a) Grid in physical domain

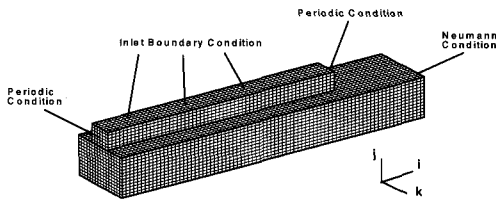


Fig. 3(b) Grid in computational domain

### 3. 벌류트 내부의 유동해석 및 비교

본 연구에서는 Sakai와 Dilin의 사각벌류트를 모델로 선정하여 수치해석하고 비교검토 하였다. 이를 위하여 Sakai가 실험한 벌류트의 형상이 설계되었고, 계산조건이 사용되었다.

Fig. 3(a)는 벌류트의 형상 및 격자형태를 보여주고 있으며 이때 각 단면은 자유와류형으로 설계되어 다음 식을 따른다.

$$H_s \ln\left(1 + \frac{H_s}{R_3}\right) = \frac{\theta_s B_3 \tan \alpha_3}{B_s/H_s} \quad (3)$$

여기서

- $B_s$  벌류트 단면의 폭
- $H_s$  벌류트 단면의 높이
- $R_3$  디퓨저 출구의 반경
- $Q$  부피유량 ( $m^3/s$ )
- $\alpha_3$  디퓨저 출구에서의 유동각

이 계산에서 사용된 디퓨저 및 벌류트의 사양은 Table 1과 같다.

Table 1 Specification of experimental apparatus

Diffuser Width ( $B_3$ )	28 mm
Diameter of impeller ( $D_2$ )	270 mm
Diameter of diffuser ( $D_3$ )	370 mm
Designed rotating speed ( $N_d$ )	976 rpm
Designed flow rate ( $Q_d$ )	0.197 $m^3/s$

Table 2의 세가지 경우, 즉, 설계유량보다 작은 유량, 설계유량, 그리고 설계유량보다 큰 유량에서 실험이 행해졌고 이를 그대로 수치해석에 적용하였다.

Table 2 Conditions of experiment

	CASE 1	CASE 2	CASE 3
$Q/Q_d$	0.43	1.00	1.17
$\phi (= \frac{Q}{\pi D_2 B_2 U_2})$	0.229	0.601	0.771
$N$ (rpm)	1103	976	891
$(\alpha_2^\circ)$	12.9	31.0	37.6

Figs. 4-6는 벌류트 내부의 중심선을 따라

방위각  $0^\circ$  (벌류트 혀의 위치)에서  $360^\circ$  까지의 각 유동변수를 비교하였다. 먼저 총압과 정압을 비교하였고, 3가지 속도성분의 실제값과 절대유동각 ( $\alpha_3 = \frac{V_m}{V_\theta}$ )을 도시하였다. 유량이 적을 때를 살펴보면 정압과 총압이 방위각의 증가에 따라 증가함을 알 수 있다. 설계유량에서는 가장 좋은 성능을 보여주며 이때 정압과 총압은 그림에서처럼 안정적이며 원주방향을 따라 조금씩 감소한다. 속도와 유동각은 Dilin의 수치해석 결과보다 실험값에 더 근접하게 예측하였다. 또한, 실험에서 존재하는 축방향 속도성분은 수치해석결과에는 나타나지 않고 다른 나머지 두성분에 더해졌음을 볼 수 있다.

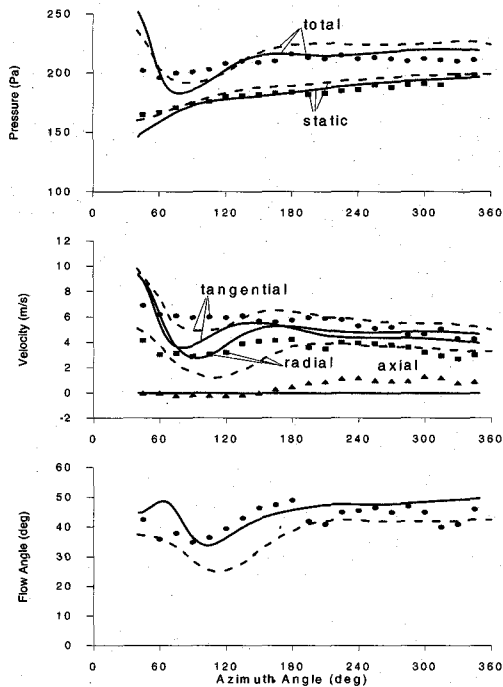
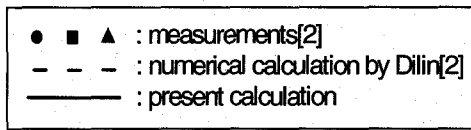


Fig. 4 Variation of the flow variables at  $Q/Q_d = 0.43$

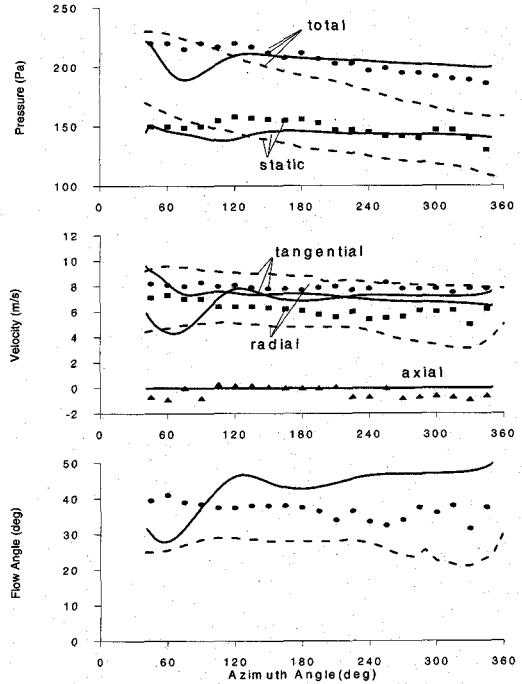
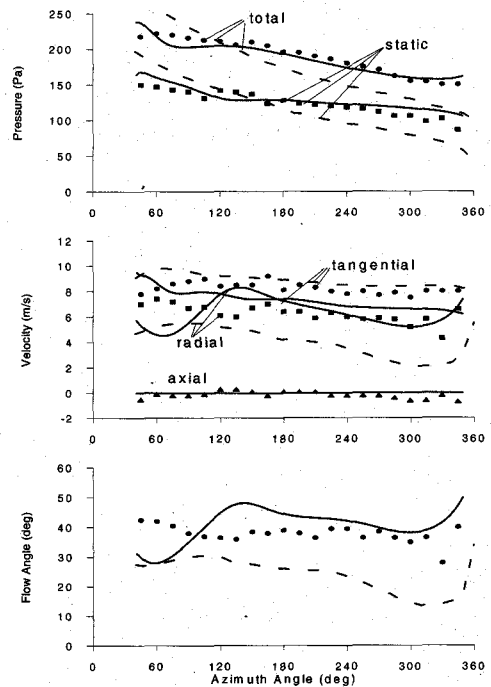


Fig. 5 Variation of the flow variables at  $Q/Q_d = 1.00$



● Fig. 6 Variation of the flow variables at  $Q/Q_d = 1.17$

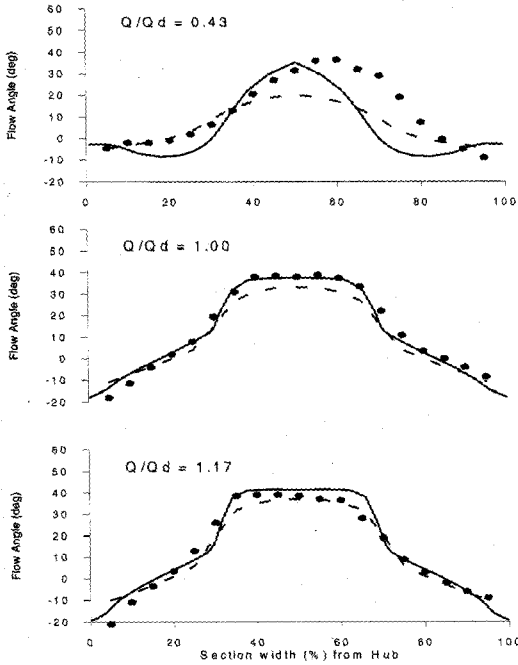


Fig. 7 Flow angles near the volute inlet at azimuth angle 90 degree

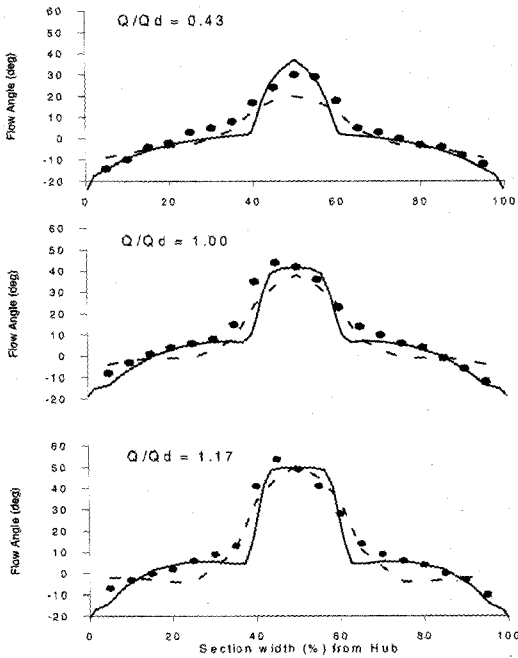
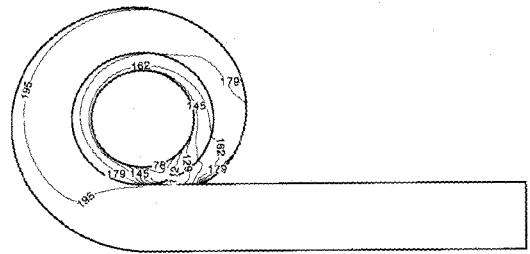
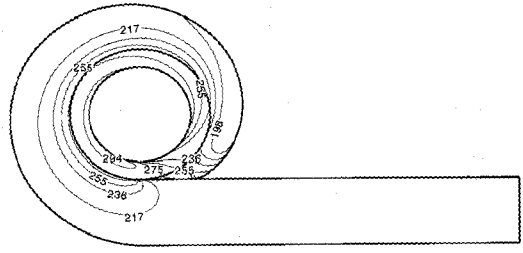


Fig. 8 Flow angles near the volute inlet at azimuth angle 345 degree

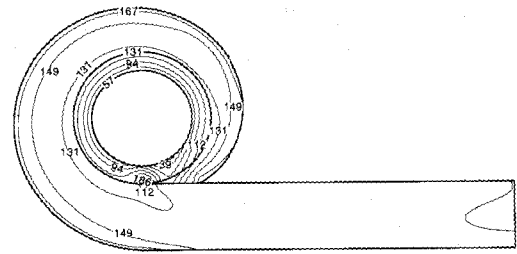


(a) Static pressure (Pa)

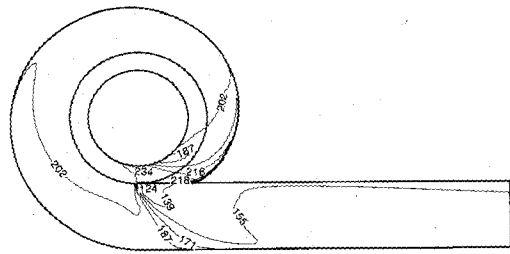


(b) Total pressure (pa)

Fig. 9 Contour maps of pressure distribution at  $Q/Q_d = 0.43$



(a) Static Pressure(Pa)



(b) Total pressure(Pa)

Fig. 10 Contour maps of pressure distribution at  $Q/Q_d = 1.00$

설계유량보다 더 큰 유량에서는 압력이 방위각을 따라 감소하고 있으며 나머지 유동변수는 설계유량과 많은 차이가 없다. 이때 Dilin의 압력감소율이 너무 크게 예측되는데 비해 본 계산의 결과는 실험결과와 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 7에서는 방위각 90° 에서 벌류트 입구 근처(디퓨저와 벌류트가 인접한 면)의 유동각을 허브에서 슈라우드쪽으로 이동하면서 도시하였다. 회전차의 유동각의 증가에 따라 벌류트의 입구 유동각도 증가함을 볼 수 있으며 실험에서의 비대칭성은 수치해석상에 보이지 않고 있다. 또한 허브와 슈라우드 벽면으로 갈수록 2차유동으로 인하여 음의 유동각이 발생함을 알 수 있다.

Fig. 8은 Fig. 7과 같은 조건하에 방위각 345° 에서 측정하고 계산한 결과이다. 역시 유량이 커짐에 따라 유동각이 증가하고 있다

Figs. 9-10은 중심대칭면에서의 등압선을 나타낸다. 작은 유량에 대한 Fig. 9는 벌류트의 원주 방향을 따라 정압은 상승하고 총압은 유동장 전체에 걸쳐 대체로 일정한 양상을 보인다.

Fig. 10에서 보는 설계유량에서의 압력장은 Fig. 9와는 달리 원주방향으로 일정하며 원심력에 의한 반경 방향의 구배가 지배적임을 볼 수 있다. 또한 벌류트 혀의 하단부에서 총압의 손실이 발생하는 것을 보아 이 곳에 와류로 인해 유동이 정체된 영역(dead water zone)이 존재함을 알 수 있으며 이는 벌류트 혀의 영각이 전혀 고려되지 않은 설계에 기인한 것이다. 유량이 증가하면 유동각이 커지므로 벌류트 혀 하단의 손실이 더욱 증가함을 볼 수 있으며 원주방향을 따라 정압이 하강하고 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 원심터보기계의 벌류트 내부유동에 대한 수치계산을 수행하였고, 또한 벌류트 내부에 발생하는 여러 가지 유동특성에 대하여 Sakai와 Dilin의 자료 및 결과와 비교, 분석하였다. 본 연구의 유동해석으로 얻은 결론은 다음과 같다.

1. 벌류트 내부의 유동은 비설계유량에서 원주방향의 압력구배를 발생시킨다. 설계유량보다 큰 유량에서는 방위각에 따라 압력이 감소하고 반대의 경우 증가한다. 이 원주방향 압력구배는 디퓨저 및 회전차에까지 영향을 미칠 수 있으며, 압력구배의 경향은 실험과 계산결과가 잘 일치하고 있다.
2. 설계유량보다 적은 유량에서는 벌류트에서 역압력 구배로 유동박리가 발생하고 이로 인해 유동이 불안정해질 수 있다.
3. 본 연구에서 비교된 벌류트의 설계는 벌류트 혀의 영각을 고려하지 않아 높은 유량에서 발생하는 정체된 영역이 설계유량에서도 존재하는 것으로 나타났다.

#### 후 기

본 연구는 과학재단의 핵심전문연구 지원과제(과제번호 : 981-1009-062-6)로 수행되었으며, 관계기관에 깊은 감사를 표합니다.

#### 참고문헌

- (1) Braembussche, R. A., 1996, "Flow in radial turbomachines : Flow and loss mechanisms in volutes of centrifugal compressors and pumps", VKI, Lecture Series 1996-01, Belgium, pp. 1-15
- (2) Dilin, P., Sakai, T., Wilson, M., and Whitfield, A., 1997, "A Computational and Experimental Evaluation of the Performance of a Centrifugal Fan Volute", IMechE seminar Publication 1997-14, pp. 55-72
- (3) Qi, D. T., Pomfret, M. J., and Lam, K., 1996, "A new approach to the design of fan volute profiles", Proc. Instn. Mech. Engrs. v. 210 Pt

- C. J. of Mech. Eng. Sci. pp. 287-294
- (4) Ayder, E., Braembussche, R. A., and Brasz, J. J., 1993, "Experimental and Theoretical Analysis of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute", ASME J. of Turbomachinery, v.115, pp. 582-589
- (5) Chen, S. H. and Liaw, Lu-Fu, 1997, "The Flowfield Calculations of a Centrifugal Pump with Volute," Institute of Aeronautics, National Cheng Kung Univ., ASME, 97-GT-49
- (6) Chen, S. H., Su, S. P., Sheu, L., and Tsau, F., 1997, "Numerical flow analysis of a centrifugal fan", The Fifth Asian International Conference on Fluid Machinery, Seoul, Korea, pp. 707-716
- (7) Patel, V. C., Rodi, W., and Scheuerer, G., 1985, "Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows: A Review", AIAA Journal, v. 23, pp. 1308-1319