

## 케이싱 형상 변화가 소형 터보압축기 성능에 미치는 영향

김 동 원, 김 윤 제<sup>\*†</sup>

성균관대학교 대학원, \*성균관대학교 기계공학부

### Effects of Casing Shape on the Performance of a Small-Size Turbo-Compressor

D.-W. Kim, Youn J. Kim<sup>\*†</sup>

Graduate School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

\*School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

(Received January 31, 2002; revision received October 7, 2002)

**ABSTRACT:** The effects of casing shape on the performance and interaction between the impeller and casing in a small-size turbo-compressor are investigated. Numerical analysis is conducted for the compressor with circular and single volute casings from inlet to discharge nozzle. In order to predict the flow pattern inside the entire impeller, vaneless diffuser and casing, calculations with multiple frames of reference method between the rotating and stationary parts of the domain are carried out. For compressible turbulent flow fields, the continuity and three-dimensional time-averaged Navier-Stokes equations are employed. To evaluate the performance of two types of casings, the static pressure and loss coefficients are obtained with various flow rates. Also, static pressure distributions around casings are studied for different casing shapes, which are very important to predict the distribution of radial load. To prove the accuracy of numerical results, measurements of static pressure around casing and pressure difference between the inlet and outlet of the compressor are performed for the circular casing. Comparisons of these results between the experimental and numerical analyses are conducted, and reasonable agreement is obtained.

**Key words:** Turbo-compressor(터보압축기), Volute casing(블류트 케이싱), Circular casing(동심형 케이싱), Pressure recovery coefficient(압력회복계수), Loss coefficient(손실계수)

#### 기 호 설 명

$c_p$  : 압력회복계수  
 $R$  : 기체상수, 로탈피  
 $u_i$  : 직교좌표계( $i=1, 2, 3$ ) 상의 상대속도  
 $u_i'$  : rms 변동속도  
 $\vec{u}$  : 회전좌표계에서 상대속도  
 $w$  : 손실계수

#### 그리스 문자

$\delta_{ij}$  : Kronecker delta 함수  
 $\epsilon_{ijk}$  : permutation 텐서  
 $\mu$  : 점성계수  
 $\omega$  : 각속도

#### 상첨자

$o$  : 정체(stagnation) 상태

† Corresponding author

Tel.: +82-31-290-7448; fax: +82-31-290-5849

E-mail address: yjk@skku.ac.kr

하첨자

- 0 : 터보압축기 입구
- 1, 2 : 회전차 입·출구
- 3, 4 : 디퓨저 입·출구
- 5 : 케이싱 내부
- 6 : 터보압축기 출구
- d : 설계점

1. 서 론

소형 터보압축기는 저소음, 무급유, 고성능 등의 장점을 가지므로 최근 들어 냉동사이클용 압축기로 개발된 스크롤 압축기를 대체할 수 있는 압축기로 알려져 있다. 터보압축기 케이싱 형상으로 볼류트형을 채택하는 경우 동심형 케이싱보다 성능향상을 기대할 수 있지만, 설계점 이외의 유량에서 발생하는 반경방향 추력의 영향으로 베어링의 손상 및 운전의 불안정성이 증가하게 된다. 터보압축기는 높은 회전수 때문에 반경 방향 추력에 매우 민감하므로, 볼류트로 인해 증가하는 반경 반향 추력은 압축기 운전에 심각한 영향을 초래할 수 있다. 또한 볼류트의 오설계는 회전차와의 상호작용으로 인해 유체의 운동에너지 중 많은 양이 마찰이나 스윙(swirl) 등의 손실로 인해 소모될 수 있다. 따라서, 성능향상을 위한 볼류트 채용시 볼류트 형상설계는 매우 중요한 요소가 된다.

Loret et al.<sup>(1)</sup>은 회전차 출구에서 속도와 압력의 불균일한 분포와 날개면의 상호작용에 따른 유체의 주기적인 토출과정 때문에 발생하는 케이싱 내의 속도와 압력특성을 해석적으로 분석하여 실험결과와 비교하였다. 볼류트만을 대상으로 해석

을 수행할 때 일반적으로 입구에서는 균일 유동을 주게 되는데, 실질적으로 입구에서는 불균일 유동과 주기적인 유입이 발생하므로 이에 대한 고려가 필요함을 밝혔다.

Croba and Kueny<sup>(2)</sup>는 2차원 터보 펌프를 대상으로 회전차와 볼류트 간의 상호작용을 비정상 수치해석과 실험을 통하여 고찰하였다. 회전차와 볼류트 케이싱의 경계면 처리를 위해 다중 중첩 격자계 구성기법(multi-domain overlapping grid technique)을 사용하였다. 상호작용에 대한 해석을 통하여 해석모델의 진동과 반경 방향 추력 및 소음감소 방안을 제시하였다.

Hillewaert and Braembussche<sup>(3)</sup>는 1D 터보압축기의 상호작용을 회전차에 대해서는 비정상해석을, 볼류트에 대해서는 정상해석을 통해 수행하였다. 또한, 실험을 통해 결과를 검증하여 회전차 끝단에서 만들어진 비정상류가 디퓨저를 통과하면서 정상상태로 바뀌어 볼류트 입구에서는 정상류가 됨을 입증하였다.

Braembussche et al.<sup>(4)</sup>은 터보압축기의 설계와 해석을 위해 회전차와 디퓨저에서 발생하는 비정상류를 예측할 수 있는 관계식을 개발하였으며, 실험을 통하여 타당성을 검증하였다.

본 연구에서는 소형 터보압축기에 사용되는 케이싱의 형상변화가 회전차와의 상호작용에 의해 성능 및 반경 방향 추력에 미치는 영향을 수치해석과 실험을 통하여 연구하였다.

2. 이론적 배경

2.1 해석모델

수치해석 영역은 터보압축기의 전체 영역인 회전차를 포함한 디퓨저와 케이싱을 대상으로 하였으며(Fig. 1 참조), 운전조건은 Table 1에 나타내었다. 케이싱은 동심형(circular), 볼류트(volute)

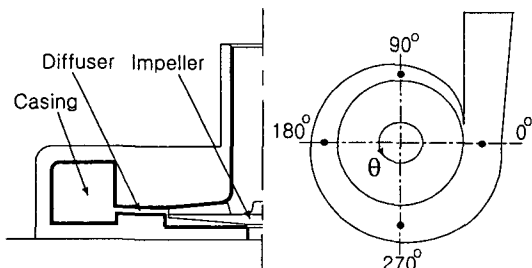


Fig. 1 Geometry of the modeled turbo compressor.

Table 1 Specifications and operating conditions of turbo-compressor

Diameter of impeller	52 mm
Height of impeller exit	1.9 mm
Diameter of diffuser	90 mm
Rotating speed	4500 rpm
Design flow rate	82 g/s

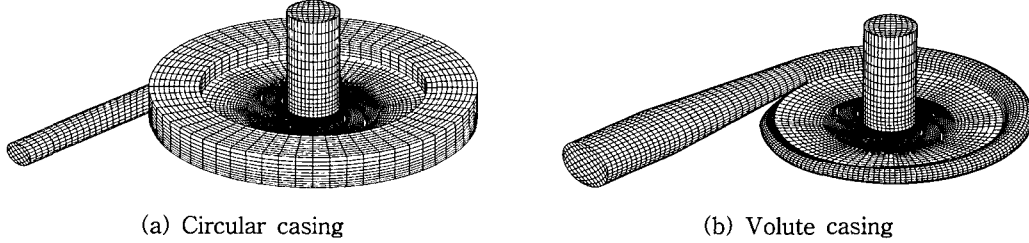


Fig. 2 Schematic of grid systems.

형을 적용하였는데, 동심형은 사각 단면을, 볼류트형은 타원형 단면을 갖도록 하였다.

볼류트 형상을 결정하는 방법은 Stepanoff가 제시한 볼류트 케이싱 내의 모든 단면에서 속도가 일정하게 유지되도록 하는 일정유속법(theory of constant average velocity)에 따라 설계하였다.<sup>(5)</sup> 따라서, 볼류트 나선의 형상은 볼류트 케이싱 내의 볼류트 감기시작부(tongue)부터 각도가 증가함에 따라 단면적이 일정하게 증가하는 아르키메데스 나선형(Archimedes spiral)을 사용하였다.

또한, 경계밀착좌표계(body-fitted coordinates)와 엇갈림격자계(staggered grid)를 사용하여 68,000개의 격자로 이루어진 격자계를 구성하였다(Fig. 2 참조). 계산격자수를 80,000개까지 증가시키면서 해석을 수행하였지만, 결과값에는 차이를 보이지 않았다.

2.2 지배방정식

연속방정식과 정상상태 난류 점성유동의 시간 평균된 Reynolds 방정식을 텐서 형태로 표현하면 다음 식과 같으며, 수치해석 영역 내부에 회전차가 있으므로 Reynolds 방정식에 회전을 고려한 속도벡터를 사용하였다. 난류해석을 위하여 벽함수를 이용한 표준  $k-\epsilon$  모델을 사용하였다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j R - F_{h,j} - u_i \tau_{ij}) = s_i u_i \tag{3}$$

여기서,  $\tau_{ij}$ 는 점성항,  $F_{h,j}$ 는 에너지방정식의 확산항,  $s_i$ 는 회전력, 그리고  $R$ 은 로탈피로 각각

다음과 같다.

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \rho \overline{u_i' u_j'} \tag{4}$$

$$F_{h,j} = \rho x \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j' h'} \tag{5}$$

$$s_i = -2\rho \epsilon_{ijk} \omega_j u_k - \rho(\omega_m \omega_m x_i - \omega_n \omega_n x_i) \tag{6}$$

$$R = h + \frac{(\vec{u})^2}{2} - \frac{(\vec{\omega} \times \vec{r})^2}{2} \tag{7}$$

위와 같은 비선형 지배방정식의 해를 구하기 위해 유한체적법(finite volume method)을 사용하여 이산화하였고, 대류 및 확산항의 처리는 복합도식(hybrid scheme)을 사용하였다. 수치해석은 상용 코드인 STAR-CD<sup>(6)</sup>를 이용하였으며, 작동유체인 RC-318<sup>(7)</sup>이 이상기체와 다른 거동을 보이므로 이를 규정하고 있는 상태방정식과 정압비열식을 이용하여 부프로그램(subroutine)을 작성하였으며 계산시에 적용하였다.

$$p = \frac{R_g T}{\nu - b} + \sum_{i=2}^5 \frac{1}{(\nu - b)^i} (A_i + B_i T + C_i e^{-xT/T_c}) \tag{8}$$

$$C_p = \sum_{i=1}^4 G_i T^{i-1} - R_g \tag{9}$$

여기서  $A, B, C, x, G$  등은 상수이다(Table 2 참조). 케이싱 자체의 성능을 평가하기 위해서 다음과 같은 정압회복계수(static pressure recovery coefficient)와 손실계수(loss coefficient)를 사용하였다.

$$c_p = \frac{P_6 - P_4}{P_4^o - P_4} \tag{10}$$

Table 2 Constants of state and specific heat equations

$T_c$	388.48 K	$B_4$	0.0
$x$	5.0	$B_5$	9.73125201e-12
$b$	3.753e-4	$C_2$	-7.66941499e+2
$R$	41.5628	$C_3$	1.11357942
$A_2$	-5.09125078e+1	$C_4$	0.0
$A_3$	4.44191073e-4	$C_5$	-2.51636825e-7
$A_4$	-2.57248397e-5	$G_1$	9.427759077e+1
$A_5$	3.98047697e-9	$G_2$	2.787714064
$B_2$	4.76339868e-2	$G_3$	-2.236127054e-3
$B_3$	-2.07196888e-5	$G_4$	5.256534892e-7

$$w = \frac{P_4^o - P_6^o}{P_4^o - P_4} \quad (11)$$

2.3 경계조건

입구 경계면에서는 모든 유동변수값이 지정되어야 한다. 또한, 난류 유동의 경우에는 수치계산 시 입구에서의 난류운동에너지( $k$ )와 난류운동에너지 소산율(dissipation rate,  $\epsilon$ )이 필요하다.  $k$ - $\epsilon$  모델에서는 난류의 등방성(isotropic)을 가정하므로 난류강도( $I$ )와 난류운동에너지는 다음과 같은 관계식을 만족한다.

$$I = \frac{u'}{U} \times 100 \quad (12)$$

$$k = 1.5 \left( I \frac{U}{100} \right)^2 \quad (13)$$

$$\epsilon = C_\mu \frac{k^{3/2}}{l} \quad (14)$$

여기서  $u'$ 는 속도의 섭동성분,  $U$ 는 평균 유입속도,  $C_\mu$ 는 0.09, 특성길이( $l$ )는 임펠러 입구 높이의 1/100배로 하였다.

벽면에서는 점착조건(no-slip condition)을 사용하였으며, 벽면에 수직인 방향으로의 질량유량은 존재하지 않는 것으로 하였다. 또한, 벽 근처에서의 격자수를 줄이기 위해 벽함수를 사용하였다. 출구 경계면에서는 일반적으로 유동변수값에 대한 정보를 알기가 어렵기 때문에, 본 연구에서는 모든 유동변수에 대하여 유선 방향으로의 구배가

영인 Neumann 조건을 사용하였다.

3. 실험장치 및 방법

본 연구에 사용된 실험장치는 압축기 성능실험에 용이한 특성을 갖도록 기체상태인 냉매가 터보압축기로 유입되어 압축된 후, 응축기를 지난 냉매가 포화가 많이 진행되지 않고 바로 팽창이 되도록 증발기를 제외한 것이 특징이다. 또한, 출구의 온도와 압력을 조절하기 위해, 압력과 온도를 측정하여 SSR(solid state relay)이 응축기에 장착된 쉘의 운전을 제어한다(Fig. 3 참조).

소형 터보압축기는 고 회전수에서 다수의 장점을 갖는 가스 베어링을 사용하기 때문에 수직으로 세워져 장착하였다. 공급전원의 주파수를 변환하여 전동기의 회전수를 조절하도록 하였고, 유량은 흡입관에 설치된 오리피스 유량계로 측정하여 데이터 획득장치(Daqview, I/O Tech)로 실험 결과를 저장하였다. 온도를 측정하기 위해 T형(copper-constantan) 열전대(OMEGA)를 사용하였으며, 압력을 측정하기 위해 범위가 (0~10 kgf/cm<sup>2</sup>)인 압력계(pressure transducer, PDCR 130/W/C, DRUCK, 오차범위 : ±1.5%)를 사용하였다.

또한, 케이싱 둘레의 정압을 측정하기 위해 기준위치인 0°점부터 시작하여 45°씩 증가시켜 가면서 벽면에 여덟 개의 정압공을 설치하였다.

회전차 및 디퓨저는 기존에 개발된 것을 사용하였고, 케이싱은 동심형을 장착하여 성능을 측정하였다. 회전수를 고정한 후, 토출구 후단에 위치한 유량 조절밸브의 개도를 조절하여 유량을 바꿔 가며 실험하였다. 또한, 유량과 입출구 압력을 일정하게 유지하여, Fig. 3에 점으로 표시된

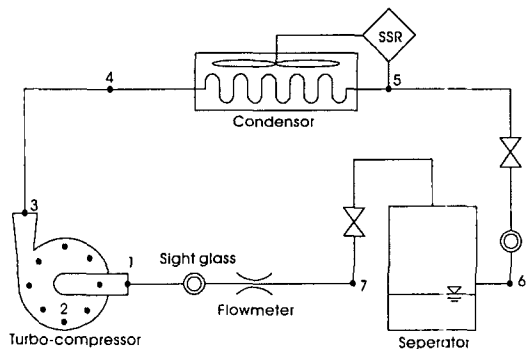


Fig. 3 Diagram of experimental apparatus.

위치에서 온도 및 압력을 측정하였다.

4. 결과 및 고찰

동심형과 볼류트형 케이싱을 장착한 소형 터보압축기의 회전차와 케이싱 간의 상호작용을 예측하여, 이를 통한 소형 터보압축기의 성능향상 및 안전운전 방안을 마련하고자 유동해석 및 실험을 수행하였다.

전체 유량범위에서 반경 방향 추력의 영향이 작을 것으로 예상되는 동심형 케이싱을 장착한 경우, Fig. 4에서 볼 수 있는 바와 같이 유량이 증가할수록 볼류트 케이싱을 장착한 경우보다 입구 정압( $P_{S0}$ )을 기준으로 전체 압축기의 입·출구압차( $P_{S6}-P_{S0}$ )로 표시되는 성능이 저하되는 것을 알 수 있다. 볼류트 케이싱의 경우 유량증가에 따라 압력차가 증가하는 것으로 보아 동심형 케이싱을 장착한 경우보다 더 큰 유량범위를 가질 것으로 판단되며, 이러한 형상변화를 통해 전체 터보압축기의 설계점 자체가 대유량점으로 이동하는 효과를 갖게 된다고 유추할 수 있다. 이러한 결과에 비추어 볼류트형을 장착하였을 경우 압축기 전체의 성능이 원심형일 때보다 좋은 것을 알 수 있다. 위와 같은 수치해의 검증은 위하여 동심형 케이싱에 대해 수행한 실험결과는 수치해석 결과와 거의 일치하는 것을 볼 수 있다. 임펠러 출구의 비정상 유동을 반영하지 않은 수치해석 결과가 실험결과보다 다소 높은 경향을 나타내고 있지만, 이는 실험오차  $\pm 1.5\%$ 에 포함되는 아주 작은 수치이다.

케이싱의 형상변화를 통한 터보압축기 전체 성능을 평가하였고, 다음으로 케이싱 자체 성능을 평가하기 위해 Figs. 5와 6에 각각 수치해석 결과를 이용한 정압회복계수( $c_p$ )와 손실계수( $w$ )를 도시하였다. 정압회복계수는 식(10)을 통해 알 수 있듯이 볼류트 입구의 동압(dynamic pressure)과 볼류트 출구에서 정압상승에 기여하는 양의 비로 나타낸 것이다. 손실계수는 입구동압과 입·출구 전압차의 비로 나타낸다. 케이싱의 기능은 회전차를 통해서 나온 유체의 동압을 손실 없이 정압으로 변환시키는 것에 있으므로 Figs. 5와 6에서와 같이 정압회복계수가 높고 손실계수가 낮은 볼류트 케이싱의 성능이 우수한 것을 알 수 있다. 또한, 볼류트형의 경우 정압회복계수는 유량

에 따라 증가하는 경향을 나타내며, 손실계수는 감소하는 경향을 나타낸다.

동일한 위치에 있는 회전차 채널 및 디퓨저 내부의 수치해석에 의한 속도 및 정압분포를 두 가지 케이싱에 대하여 Fig. 7에 도시하였다. 케이싱과의 상호작용으로 인해 동일 회전차 채널이라 할지라도 내부유동에서 상당한 차이를 볼 수 있다. 속도분포를 고찰해 보면 Fig. 7에 도시한 바와 같이, 두 경우 모두 회전차 날개의 압력면 근

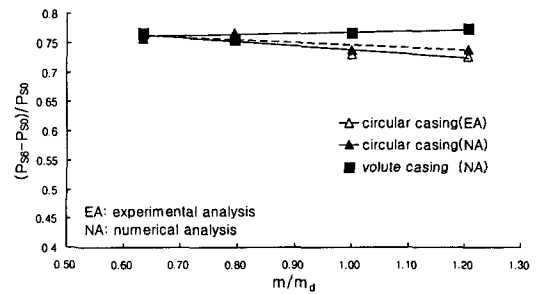


Fig. 4 Overall performance with various flow rates (NA: Numerical analysis, EA: Experimental analysis).

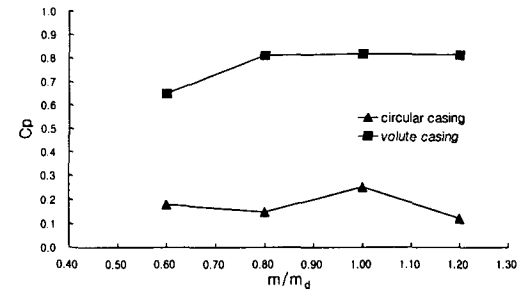


Fig. 5 Static pressure recovery coefficient with various flow rates.

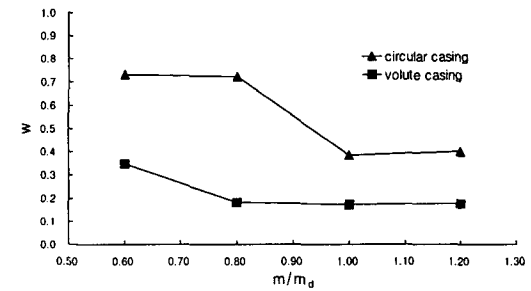


Fig. 6 Loss coefficient with various flow rates.

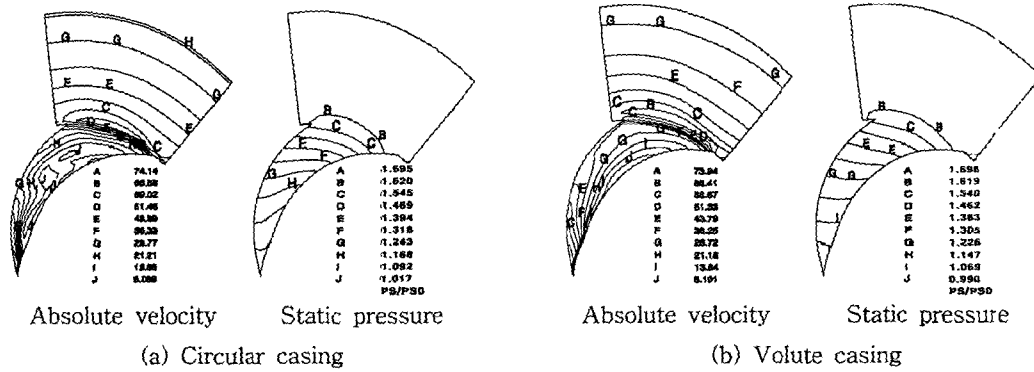


Fig. 7 Velocity and static pressure distributions in impeller and diffuser (unit: m/s, Pa).

차에서 정체영역이 발생함을 볼 수 있는데, 동심형 케이싱의 경우 유로의 1/2 정도 넓은 범위에서 유로폐쇄(blockage)가 발생하는 반면, 볼류트형의 경우 면적이 1/3 정도가 됨을 알 수 있다. 이러한 정체영역은 저운동량 영역으로 회전차 내의 손실을 야기하는데 정압분포에서도 이를 확인할 수 있다. 동심형의 경우 회전차 내부 유로의 중간부분에 등압선이 볼류트형에 비해 유동의 하류 방향으로 휘어지게 되는데 이는 손실로 인한 역압력 구배값의 차이를 나타내고 있다. 손실이 작은 볼류트형에서는 기울기가 바뀌는 부분이 압력면 근처에 국한됨을 알 수 있다. 일반적으로 회전차가 유체에 가하는 회전력에 의해 유체는 회전차 채널을 통과하면서 속도와 압력이 동시에 증가한다. 설계점에서 회전차 출구의 속도는 약 66 m/s, 마하수는 0.55 정도까지 이르게 된다. 고속유체는 볼류트 입구부분에서 25 m/s로 속도가 감소함을 알 수 있다. 케이싱은 상당한 크기의 동압을 가지고 유입되는 유체를 출구 쪽으로 모

으면서 동압을 정압으로 변환하는 역할을 한다. 동심형 케이싱의 경우 디퓨저에서의 유입유량에 의한 속도벡터는 대부분 반경 방향이지만, 볼류트 케이싱인 경우 디퓨저를 통과해서 나오는 유체는 반경 방향과 접선 방향 두 가지 속도성분을 갖는다. 이러한 유체 유입속도는 정압분포에 영향을 미친다. 또한, 이러한 나선각도 0°에서부터 360°까지의 케이싱 내부 정압분포를 유량에 따라 나타낸 결과를 통해 반경 방향 추력의 크기와 방향을 예측할 수 있는데, 이를 Figs. 8~10에 나타내었다. Fig. 8에서 볼 수 있는 바와 같이 동심형 케이싱을 장착한 경우 모든 유량범위에서 입구정압( $P_{S0}$ )으로 나눈 케이싱 주위압력( $P_{SS}$ )이 일정하게 나타남을 알 수 있다. 동심형 케이싱의 경우, 각도( $\theta$ )가 45°~90°일 경우 가장 높은 정압을 나타내며, 유입유량이 반경 방향으로 유입되기 때문에 수치해석 결과인 Fig. 10(a)에서 볼 수 있는 바와 같이 케이싱 내의 압력분포 또한 거의 동심원을

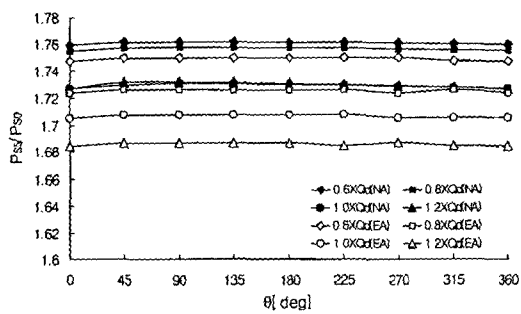


Fig. 8 Circumferential static pressure distribution with four operation points (circular casing).

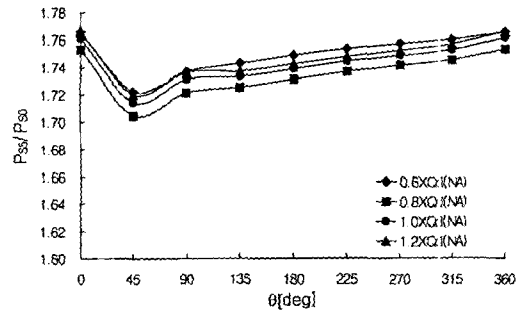


Fig. 9 Circumferential static pressure distribution with four operation points (volute casing).

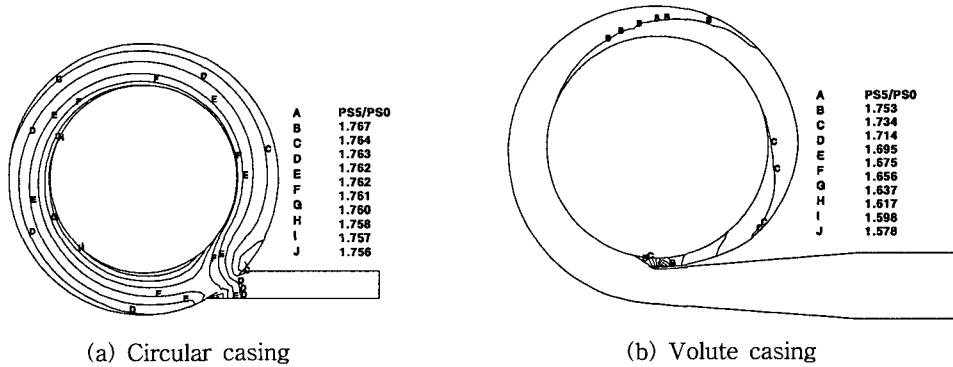


Fig. 10 Circumferential static pressure distribution at design point (unit: Pa).

그리면서 반경 방향으로 상승함을 확인할 수 있다.

Fig. 10(b)에 도시한 볼류트 케이싱의 경우, 볼류트 감기 시작부에서부터 각도 증가와 함께 점차로 정압이 높아지면서 볼류트가 또 하나의 디퓨저 역할을 하는 것을 알 수 있다. 압력분포에서도 동심형 케이싱과는 달리 반경과 각도가 증가하면서 압력이 상승하는 것을 볼 수 있다. 동심형과는 달리 볼류트형에서는 45° 근방에서 최저 정압이 발생하였다. 동심형과 볼류트 케이싱 주위에서의 이러한 정압분포는 각각 설계점 근방과 저유량점에서의 전형적인 정압분포 개형을 나타내고 있다. Fig. 9에서 볼 수 있는 것과 같이 동심형 케이싱 주위의 압력분포를 실제로 측정해 본 결과 수치해석에서 측정된 것과 같이 케이싱 주위 압력분포가 일정한 것을 알 수 있으며, 일부 차이는 보이지만 정성적인 특징은 거의 일치함을 알 수 있다.

5. 결론

에어컨 및 열펌프 등에 장착 가능한 소형 터보압축기 개발의 일환으로 동심형과 볼류트형 케이싱 구조가 소형 터보압축기의 반경 방향으로 작용하는 힘과 성능에 미치는 영향을 수치해석과 실험을 통하여 고찰하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 전체 터보압축기에 대한 해석에서 볼류트형이 동심형보다 높은 효율을 나타냈으며, 케이싱 자체의 효율에서도 볼류트형이 보다 나은 성능을 나타내었다.
- (2) 케이싱과의 상호작용 때문에 동일 회전차 채널에서 상이한 유속과 압력분포를 나타내었는

데, 볼류트를 장착한 경우 회전차 내부 정체영역이 동심형 케이싱의 경우보다 감소하여 손실이 감소함을 알 수 있었다.

(3) 두 가지 케이싱 주위의 일정한 정압분포를 고찰할 때 동심형 케이싱의 경우 설계점 근처에서 운전되며, 볼류트형의 경우 저유량점에서 운전되고 있음을 알 수 있었다. 따라서 저유량점에서 운전되며 정압분포가 불균일한 볼류트형에서 반경 방향 추력이 다소 증가될 것으로 예측되었다.

(4) 동심형 케이싱에서의 실험결과를 수치해석결과와 비교하였을 때, 두 값이 상당히 일치함을 알 수 있었다. 따라서, 이러한 결과로 미루어 수치해석을 통한 결과의 타당성을 입증하였다고 할 수 있다.

후 기

본 연구는 두뇌한국 21(BK 21)사업 핵심분야인 “고효율 차세대 에너지기기 설계사업팀”의 지원 하에 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Lorett, J.A. and Gopalakrishnan, S., 1986, Interaction between impeller and volute of pumps at off-design conditions, ASME J. of Fluids Engineering, Vol. 108, No. 1, pp. 12-18.
2. Croba, D. and Kueny, J.L., 1996, Numerical Calculation of 2D, Unsteady Centrifugal Pumps: Impeller and Volute Flow in Interaction, Int'l J. for Numerical in Fluids,

- Vol. 22, pp. 467-481.
3. Hillewaert, K. and Van den Braembussche, R. A., 1999, Numerical Simulation of Impeller-Volute Interaction in Centrifugal Compressor, *J. of Turbomachinery*, Vol. 121, pp. 603-608.
  4. Van den Braembussche, R. A., Ayder, E. and Keiper, R., 1999, Improved Model for the Design and Analysis of Centrifugal Compressor Volute, *J. of Turbomachinery*, Vol. 121, pp. 619-625.
  5. Stepanoff, A. J., 1957, *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, John Wiley & Sons, New York.
  6. Computational Dynamics Ltd., 1999, STAR-CD Methodology v3.100, CD-Adapco.
  7. Reynolds, W. T., 1979, *Thermodynamic Property in SI*, Stanford University Press, Stanford.