

소형 터보압축기의 디퓨저 형상변화에 따른 유동특성 고찰

김홍식* · 김윤제** · 김철수***

Effects of Vaned Diffuser Shapes on the Flowfields of a Small-Size Turbo-Compressor

H.-S. Kim*, Youn J. Kim**, C.-S. Kim***

Key Words: Small-size Turbo-compressor(소형 터보압축기), Rectangular diffuser(직방형 디퓨저), Conical diffuser(원추형 디퓨저)

ABSTRACT

The effects of diffuser shapes on the flowfields of a small-size turbo-compressor have been investigated numerically and experimentally. The optimal design of elements shapes is important to develop the high efficiency turbo-compressor. Typical range of rotating speed for a small-size turbo-compressor is 40,000–70,000rpm. Numerical analyses were conducted to the rectangular and conical shapes of diffuser. Three-dimensional, steady and viscous governing equations were solved by SIMPLE algorithm. To confirm the numerical results, the experimental measurements for the static pressure and temperature at the inlet and outlet boundaries were performed. Comparisons of these results were done, and the reasonable agreements were acquired.

1. 서 론

원심 압축기는 일반적으로 인듀서, 임펠러, 디퓨저, 그리고 볼류트 케이싱 등으로 이루어져 있고, 그 기능상 임펠러와 디퓨저가 중요한 역할을 담당하고 있다.

유량변화가 크지 않고 고효율을 갖는 압축기에는 주로 베인 디퓨저가 사용되고 있다. 베인 디퓨저의 원리를 설치함으로써 접선방향의 속도성분을 감소시키고 이것으로 인해 각운동량이 감소되어 유로의 길이 줄임으로써 손실을 감소시키고자 하는 것이다. 베인 디퓨저는 일반적으로 베인리스(vaneless) 디퓨저

에 비해 확산율(divergence rate)이 높아 출구 직경을 작게 하는 것이 가능하며 마찰손실을 줄일 수 있다. 또한, 베인리스 디퓨저에 비해 압력이 상승하여 압축기 효율 향상이 가능하지만 유량범위가 좁다는 단점을 가지고 있다.

디퓨저의 성능특성은 기하학적 형상과 입·출구조건에 따라 매우 복잡하게 변한다. 예를 들어, 디퓨저 내부에서의 압력변화 과정은 벽면 경계층의 영향과 유동박리(separation), 실속(stall) 현상 등으로 손실을 야기시킨다.

디퓨저 내부의 불균일한 속도분포를 제거하여 안정된 작동 조건을 유지하는 것은 터보압축기 성능과 직결된다고 볼 수 있으므로 유동 안정과 효율 향상을 위해 디퓨저의 유동현상 및 성능을 이해하는 것은 매우 중요하다.

* 성균관대학교 대학원

** 성균관대학교 기계공학부

*** 원주대학 자동차서비스과

E-mail : kimyj@me.skku.ac.kr

Strawn과 Kline⁽¹⁾은 채널형 디퓨저인 경우 길이가 짧고, 단면적의 증가율이 큰 것이 효과적임을 알아냈고, Moore⁽²⁾는 채널 디퓨저에서 종-모양(bell-shaped)으로 확대되는 형상의 디퓨저는 입구 경계층 두께가 얇을 때 성능이 다소 향상된다는 결과를 발표하였다. Dolan과 Runstadler⁽³⁾는 종-모양, 트럼펫-모양(trumpet-shaped), 원추형(conical) 디퓨저를 비교하여, 입구 blockage가 적을 경우 종-모양이 우수하지만, 일반적으로 직선 원추형 디퓨저가 우수한 기하학적 형상임을 알아냈다. Swamy와 Agrawal⁽⁴⁾은 원추형 디퓨저의 확대각 변화에 따라 실험한 결과, 이중 확산각을 갖는 원추형 디퓨저(double divergence type conical diffuser)가 성능이 좋음을 보였다.

본 연구에서는 국내 S사에서 개발중인 압축비 3이상, 회전수 40,000~70,000rpm인 2단 소형 터보압축기를 모델로 하여 직방형과 원추형 디퓨저의 형상 및 유량 변화에 따른 디퓨저 성능과 유동특성을 고찰하였다.

2. 이론적 해석

2.1 지배 방정식

정상 상태의 난류유동을 나타내는 지배방정식을 시간 평균된 텐서 형태로 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \tilde{u}_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \tilde{u}_j \tilde{u}_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \tilde{u}_j h - F_{h,j} - \tilde{u}_i \tau_{ij}) = 0 \quad (3)$$

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

$$F_{h,j} = \alpha \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{\rho u_j h} \quad (5)$$

여기서, τ_{ij} 는 점성항, $F_{h,j}$ 는 에너지 방정식의 확산항, 그리고 α 는 열전도 계수이다.

상용 수치해석 코드 STAR-CD를 사용, 비선형 지배 방정식의 해를 구하기 위해 유한체적법(Finite Volume Method, FVM)으로 지배방정식을 이산화 하였으며,

Patankar⁽⁵⁾에 의해 제안된 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) 알고리즘을 이용하여 잔여분(residual)이 10^{-4} 보다 작을 때까지 최종 수렴된 유동장의 해를 구하였다.

Reynolds 응력항을 계산하기 위해 난류모델로는 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였고, 대류 및 확산항의 처리는 복합도식(hybrid scheme)을 사용하였다. 수치해석에 사용된 작동유체인 냉매 RC-318의 상태방정식과 정압 비열 계산은 다음 식을 이용하였다.⁽⁶⁾

$$p = \frac{RT}{\nu - b} + \sum_{i=2}^5 \frac{1}{(\nu - b)^i} (A_i + B_i T + C_i e^{-xT/T_c}) \quad (6)$$

$$C_p = \sum_{i=1}^4 G_i T^{i-1} - R \quad (7)$$

여기서, R 은 기체상수, T_c 는 임계온도, $\nu, b, \alpha, A, B, C, G$ 는 상수이며, Table 1에 기술하였다.

2.2 해석 모델 및 격자계

수치해석 영역은 임펠러를 제외한 디퓨저와 케이싱을 대상으로 하였는데, 유입된 저압냉매가 임펠러를 통해 가속, 압축된 후 디퓨저와 케이싱을 지나는 구조이다. 해석 대상은 Fig. 1과 같이 두가지 형태의 배인 디퓨저를 다루었다. 첫 번째 모델은 직방형으로 디퓨저 입구에서 목 부분까지는 원호(arc)를 따라 직사각형 단면적이 증가하는 형태이고, 목부터 디퓨저 출구까지는 선형적으로 직사각형 단면적이 확대각(divergence angle)을 가지며 증가하는 형태이다. 두 번째 모델은 원추형 모양으로 디퓨저 입구에서 목 부분까지는 원호를 따라 반 타원형(semi-elliptical) 단면적이 증가하는 형태이고, 목부터 디퓨저 출구까지는 단면적이 반 타원형에서 원형으로 확대각을 갖고 증가하는 형태이다.

Fig. 2는 X-Y 평면의 확대각(θ_{YZ})과 Y-Z평면의 확대각(θ_{XY})을 나타내며, L/W_1 은 디퓨저 목부터 출구까지의 길이(L)를 목의 폭(W_1)으로 나눈 값을 말한다. 임펠러 및 디퓨저의 주요 제원은 Table 2와 Table 3에 각각 나타내었다.

설계된 원추형과 기본 모델인 직방형 디퓨저는 수치 해석에 용이하도록 경계 밀착 좌표계(body-fitted coordinates)와 엇갈림 격자계(staggered grid)를 사용

하였다. 벽 근처에서는 격자수를 줄이기 위해 벽함수를 사용하였다.

Fig. 3은 수치해석에 사용한 직방형 모델의 전체 격자계(30×20×80개)이고, Fig. 4는 디퓨저 격자계(직방형 10×8×54개, 원추형 16×10×58개)를 나타내고 있다. Fig. 3에 도시한 바와 같이 약 48,000개의 격자를 구성하였는데, 3배로 증가시켜도 해석결과에는 큰 영향을 미치지 않았다. 또한, 격자 의존성을 파악하기 위해 벽면으로부터의 무차원 거리인 첫 번째 격자점 위치를 30~100에 위치시켰다.

디퓨저 입구는 임펠러 출구를 나타내고 디퓨저 출구는 볼류트 입구를 각각 나타낸다.

Table 1 Constants of state and specific heat equations^{(6),(7)}

Tc	388.48[K]	B ₄	0.0
z	5.0	B ₅	9.73125201×10 ⁻¹²
b	3.753×10 ⁻⁴	C ₂	-7.66941499×10 ²
R	41.5628 [J/KgK]	C ₃	1.11357942
ν	1.93×10 ⁻⁷	C ₄	0.0
A ₂	-5.09125078×10 ¹	C ₅	-2.51636825×10 ⁻⁷
A ₃	4.44191073×10 ⁻⁴	G ₁	94.27759077
A ₄	-2.57248397×10 ⁻⁵	G ₂	2.787714064
A ₅	3.98047697×10 ⁻⁹	G ₃	-2.236127054×10 ⁻³
B ₂	4.76339868×10 ⁻²	G ₄	5.256534892×10 ⁻⁷
B ₃	-2.07196888×10 ⁻⁵		

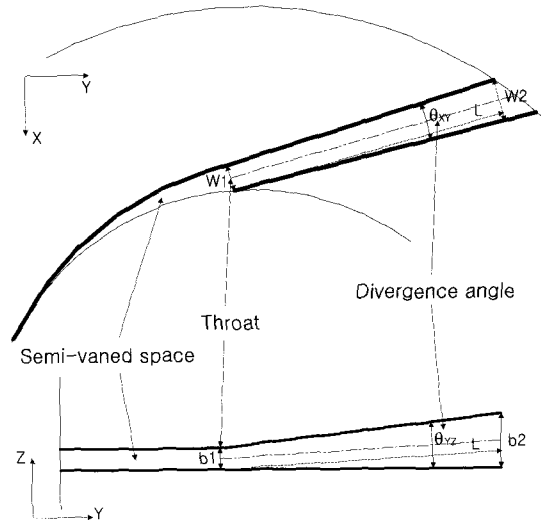


Fig. 2 Detailed schematic diagram of the vaned diffuser

Table 2 Geometry of impeller

Impeller exit diameter	58(mm)
Impeller hub diameter	6(mm)
Impeller tip diameter	27(mm)
Number of Impeller blade	8(no splitter)
Impeller exit blade angle (from the tangential line)	28o(unshrouded backswept type)

Table 3 Geometry of diffuser

Vane angle(tangential)	29°
Inlet diameter	60(mm)
Outlet diameter	90(mm)
Throat area	5.5(mm ²)
Number of vane	6
Vane length	28(mm)

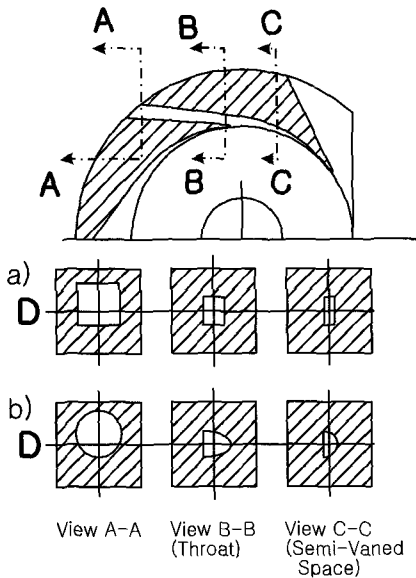


Fig. 1 Schematic diagram of the vaned diffusers (a) rectangular, (b) conical

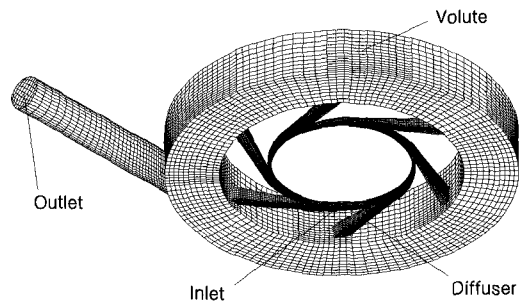


Fig. 3 Grid systems(48,000 cells)

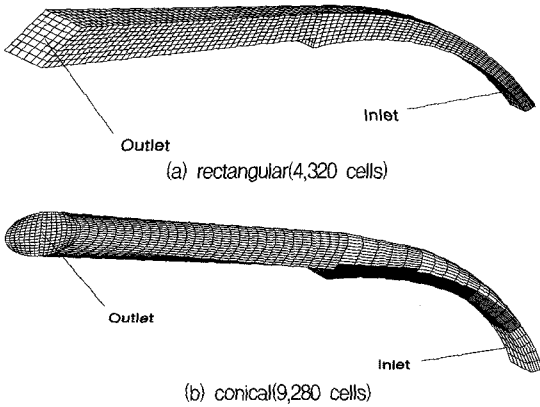


Fig. 4 Diffuser grid systems

2.3 경계조건

Fig. 3에서 볼 수 있듯이 디퓨저 입구 부분이 입구 경계면이고, 케이싱 출구가 출구 경계면이다. 입구 경계면에서는 모든 유동 변수값이 지정되어야 한다. 임펠러 출구에서의 압력과 온도를 구하기 위하여 오일러 터보기계식과 압축과정에서의 열역학적 상관식, 반동도인 식 (8)~(10)을 사용하였고, 반경방향과 접선방향 속도는 질량 보존 법칙, 속도 삼각형인 각각 식 (11)과 (12)를 이용하여 구하였다. 미끄럼 계수(slip factor)로 Buseman의 경험식을 사용하였다.⁽⁷⁾

$$\sigma U_2^2 \frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2} = \frac{1}{\eta_{ad}} C_p T_1 \left[\left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{(r-1)/r} - 1 \right] \quad (8)$$

$$R = \frac{(U_2^2 - U_1^2) - (W_2^2 - W_1^2)}{2E} \quad (9)$$

$$(T_1' - T_1)R = T_2' - T_2 \quad (10)$$

$$G = \rho_2 A_2 V_{r2} \quad (11)$$

$$V_{t2} = \sigma U_2 \frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2} \quad (12)$$

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{Z_B^{0.7}} \quad (13)$$

위 식에서, U 는 임펠러의 절대속도, V 는 유동의 절

대속도, W 는 유동의 상대속도, α 는 유동각, β 는 날개각, Z_B 는 임펠러의 날개수, R 는 반동도, E 는 단위질량당 소요에너지, η_{ad} 단열효율, γ 는 비열비($\gamma=1.087$), G 는 질량 유동을, T' 는 이상적 온도, σ 는 미끄럼 계수, 하첨자 r 은 반경방향, t 는 접선방향, 1, 2, 3은 각각 임펠러 입·출구, 그리고 디퓨저 출구를 나타낸다.

난류 유동의 경우에는 수치 계산시 입구에서의 난류 운동에너지(k)와 난류 운동에너지 소산율(dissipation rate, ϵ)이 필요하다. k - ϵ 모델에서는 난류의 등방성을 가정하므로 난류강도(I)와 난류운동에너지는 다음과 같은 관계식을 만족한다.

$$I = \frac{u'}{U} \times 100 \quad (14)$$

$$k = 1.5 \left(I \cdot \frac{U}{100} \right)^2 \quad (15)$$

$$\epsilon = C_\mu \frac{k^{3/2}}{l} \quad (16)$$

여기서, u' 는 속도의 섭동성분, U 는 평균유입속도, C_μ 는 0.09이며 특성길이(characteristic length, l)는 입구 높이의 1/100배로 하였다. 임펠러 출구의 난류 유동에 대해서 해석적으로 수행하여 $k=60.37\text{m}^2/\text{s}^2$, $\epsilon=0.1843 \times 107\text{m}^2/\text{s}^3$ 을 얻어 입구 조건으로 사용하였다.

출구 경계면에서는 일반적으로 유동변수에 대한 정보를 얻기가 어렵기 때문에 모든 유동변수에 대하여 유선방향으로 구배가 영인 Neumann조건을 사용하였으며, 벽면에서는 점착조건(no-slip condition)을 사용하였다.

3. 실험장치 및 방법

실험장치는 Fig. 5에 도시한 바와 같이 작동유체가 응축기를 지날 때 응축이 많이 진행되지 않게 바로 2단 팽창시켰다. 또한, 증발기를 거치지 않고 압축기로 유입하도록 하여 성능시험에 용이하도록 제작하였다. 냉매를 실험장치에 채우기 전에 실험장치의 압력은 약 3시간 동안 10^{-2} torr 이하의 진공을 유지시켰다. 냉매를 채우고 운전을 시작할 때 응축기 전의 온도와 압력이 일정하게 유지되도록, 2차축 압력과 온도를 측정하여 SSR(solid state relay)이 응축기에 장착된 쉘의 운전을 제어하도록 하였다. 따라서 유량에 따른 압축기 압력차는 1차축(2단 입/출구) 압력 변화를 측정한다. 터보

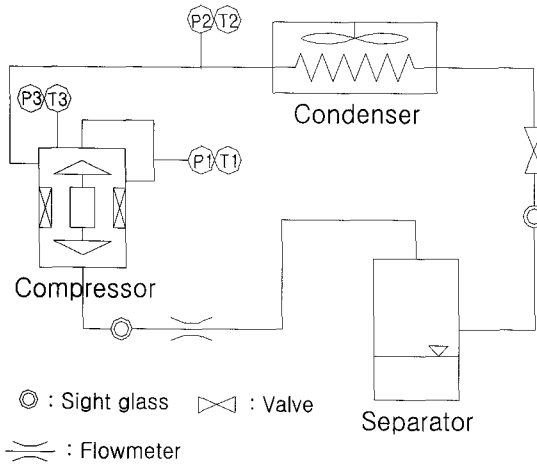


Fig. 5 Schematic diagram of the test apparatus

압축기는 회전수가 높아 공기베어링을 사용하기 때문에 수직으로 세워 장착하였으며, 압력과 온도는 2단 입/출구와 pipe의 각 지점에 정압공을 만들어 측정하였다. 탈설계점에서의 측정을 위해 유량비는 유량제어밸브로 제어하였다. 데이터 획득장치(data acquisition system; I/O Tech)로 실험결과를 저장하였으며, 실험결과는 20번 실험한 평균값을 사용하였다. 공급전원의 주파수를 변환하여 전동기의 회전수를 조절하도록 하였고, 회전수를 고정한 후 각 형상에 따라 유량을 바꿔가며 실험하였다. 유량은 흡입관에 설치된 오리피스 유량계(0~20kg/min, 한국Oval)로 측정하였고, 온도를 측정하기 위해 T형(copper-constantan) 열전대(OMEGA)를 사용하였으며, 압력을 측정하기 위해 범위가 0~10kgf/cm²인 압력계(PDCR 130W/C, Druck)를 사용하였다.

4. 결과 및 고찰

수치해석시 회전수는 실험과 동일한 조건에서 질량 유량을 바꿔가며 두 가지 형상에 대하여 수행하였다.

Fig. 6은 해석식을 통해 구한 임펠러 끝단의 압력과 디퓨저, 케이싱에 대해 수치적으로 구한 압력을 더하여 이 값을 직방형 디퓨저의 실험치와 비교한 결과이다. 정량적으로는 임펠러 출구와 디퓨저 입구사이의 간극(1.0mm)이 설계된(0.5mm) 것보다 크게 가공되어 다소의 오차가 발생하였지만, 정성적으로 경향은 서로 일치하였다. 여기서 AS(aspect ratio)는 Fig. 2에 도시한 디퓨저 목의 높이(b_1)를 폭(W_1)으로 나눈 값을 말한다.

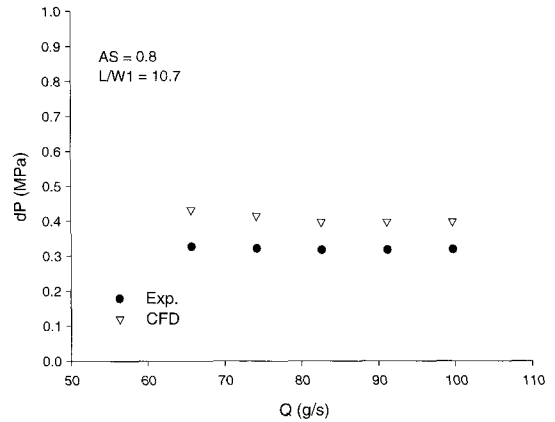


Fig. 6 Comparisons of the static pressure difference between numerical and experimental data(design-point : mass flow rate=82.6g/s)

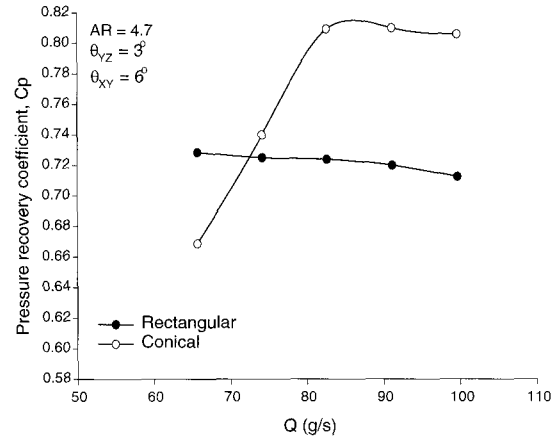


Fig. 7 Pressure recovery coefficients versus various mass flow rates(design-point: mass flow rate=82.6g/s)

Fig. 7은 앞선 실험을 바탕으로 임펠러 출구로부터 디퓨저 출구까지 질량유량 변화에 따른 압력회복계수를 수치해석으로 수행한 결과를 나타낸다. 압력회복계수(C_p)는 가장 흔히 사용되는 디퓨저 성능 변수로서, 디퓨저를 지나며 상승된 정압차를 입구 동압으로 나눈 값으로 정의한다.⁽⁸⁾

$$C_p = \frac{P_{S3} - P_{S2}}{P_{T2} - P_{S2}} \quad (17)$$

즉, 디퓨저 입구에서 동압의 일부분이 디퓨저에 의해 정압으로 바뀌는 것을 가리킨다.

그림에서, AR(area ratio)은 출구면적(A_2)을 목 면적

(A₁)으로 나눈 값을 나타낸다. 또한, 원추형의 압력회복계수값이 직방형보다 큰 것을 알 수 있지만, 저유량에서는 오히려 직방형 보다 낮은 압력회복을 보이고 있다. 임펠러 출구에서부터 준-배인 영역 입구까지의 공간에서는 강한 속도에 의하여 상당히 왜곡된 임펠러 출구유동 때문에 디퓨저 입구 영역의 유동장은 원주방향뿐만 아니라 축방향으로도 균일하지 않은 유동장을 형성한다.⁽⁹⁾ 따라서 원추형이 저유량에서 압력회복계수가 낮은 것은 균일하지 않은 출구 유동과 준-배인 영역에서의 기하학적 형상이 서로 부합되지 않아 나타난 것으로 판단되며, 결과적으로 동압의 증가가 압력회복계수의 감소에 영향을 준 것으로 생각할 수 있다. 직방형은 질량유량이 증가함에 따라 압력회복계수가 서서히 감소하는 경향을 보이며, 원추형은 설계유량점(82.6g/s)까지 급격히 증가하다가 감소하는 양상을 나타냈다.

Fig. 8은 유량 변화에 따른 디퓨저 입구부터 출구까지의 손실계수(K)를 해석적으로 나타낸 결과이며, 다음과 같이 정의한다.

$$K = \frac{P_{T2} - P_{T3}}{P_{T2} - P_{S2}} \quad (18)$$

원추형은 압력회복계수로부터 유추할 수 있듯이 저유량에서는 높은 손실을 보이지만 질량유량이 증가할수록 급격히 손실이 줄어들어 설계유량에서는 서서히 감소하는 것을 볼 수 있다. 한편 직방형은 저유량에서는 원추형보다 손실이 작지만 질량유량이 증가하여도 거의 손실이 줄어들지 않는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 디퓨저 중간면 D단면(Fig. 1 참조)의 설계유량점에서의 형상에 따른 속도분포를 나타낸다. 먼저 직방형은 디퓨저 입구에서 시작한 0.8정도의 마하수가(그림에는 속도벡터의 크기를 명시하지 않음) 준-디퓨저 영역을 지나면서 급격히 줄어들어 디퓨저 목부터는 흡입면을 제외하고 거의 일정한 분포를 보인다. 또한, 압력면에서는 속도가 거의 없는 흐름이 디퓨저의 1/3 지점부터 발생하며 디퓨저 출구 직전에서는 역압력 구배가 발생하여 역류현상을 보이고 있다.

원추형은 직방형 보다는 목 부분까지 속도가 남아 있다. 속도와 확대각의 영향으로 압력면에서 목 부분을 조금 지나서부터 직방형 보다 심한 역류현상을 볼 수 있으며, 목 부분부터는 유로 형상을 따라가지 못하고 면을 이탈하는 것을 볼 수 있다. 확대각 때문에 수반되는 속도의 급격한 감소로 인한 박리현상(separation)

은 목에서 다소 심하게 나타나지만 출구로 가면서 순조롭게 유출되며, 손실계수(Fig. 8 참조)를 볼 때 심각한 효율저하는 없을 것이라 판단된다.

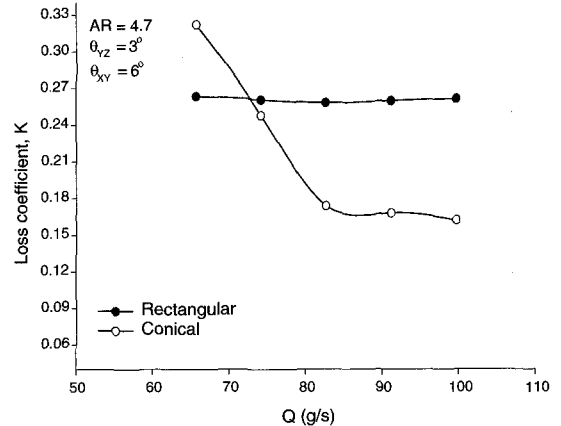


Fig. 8 Loss coefficients versus various mass flow rates(design-point: mass flow rate-82.6g/s)

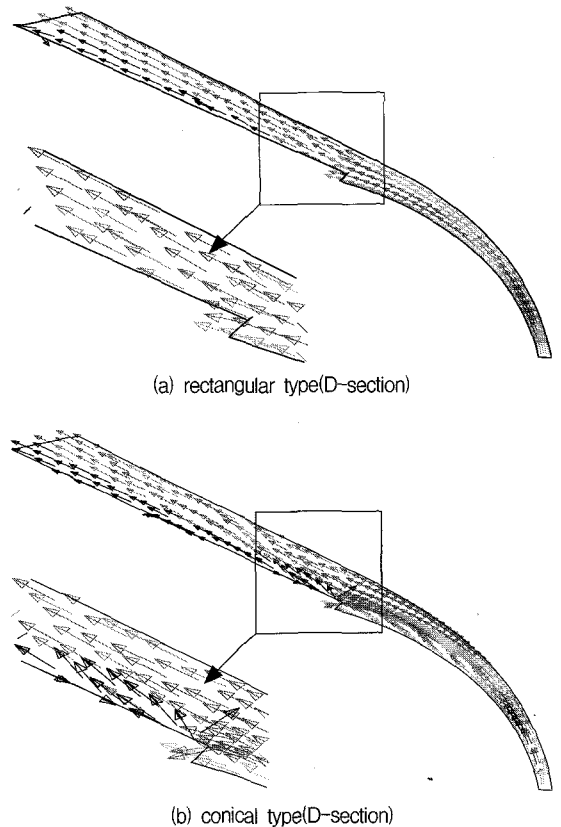


Fig. 9 Distributions of the velocity in the rectangular and conical diffusers

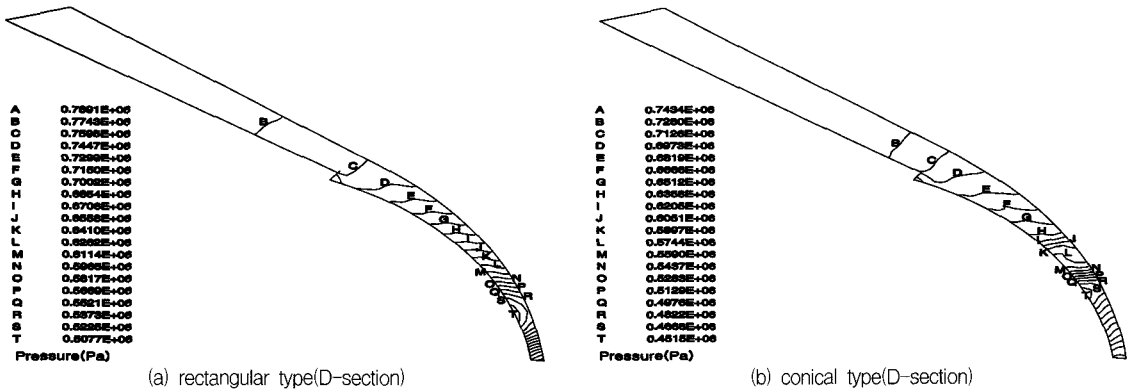


Fig. 10 Distributions of the static pressure in the rectangular and conical diffusers

Fig. 10은 설계유량점에서 직방형과 원추형 디퓨저 중간인 D단면에서의 정압 분포를 나타내고 있다. 직방형은 전체적으로 압력은 높게 형성되었지만 압력차는 오히려 원추형이 높음을 알 수 있으며 압력 분포를 보면 목 부분 전부터 압력이 상승하여 디퓨저 1/3지점까지 긴 구간에서 압력이 상승하는 것을 보이고 있다. 이는 유속이 너무 빠르고 출구 부분에서의 역압력 구배가 역류현상을 만들어 원활한 압력회복을 저해한 것으로 판단된다. 반면 원추형은 디퓨저 목에서 시작한 압력상승이 디퓨저의 1/4지점보다 안쪽에서 발생하였다. 따라서 준-배인 영역에서의 압력 상승이 디퓨저 목을 지나면서도 지속적으로 상승하는 것을 볼 수 있다. 이것으로 볼 때 디퓨저 목부터의 압력 상승이 디퓨저 효율을 높이는 것으로 판단된다.

5. 결론

본 연구에서는 고속으로 회전하는 소형 터보 압축기를 모델로 하여 직방형과 원추형 디퓨저의 형상변화에 따라 디퓨저 성능 및 유동특성에 대하여 실험과 수치적 방법을 이용하여 해석하였다. 두 가지 형상에 대하여 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 해석식을 통해 구한 임펠러 끝단의 압력과 디퓨저와 케이싱에 대해 수행한 수치해석에 의해 구해진 압력을 더하여 이를 직방형 디퓨저의 실험치와 비교한 결과, 제작상의 문제로 약간의 오차가 발생하였지만 경향은 유사하였다.
- 2) 임펠러 출구부터 디퓨저 출구까지의 압력회복계수는 원추형이 큼을 알 수 있었다.

- 3) 원추형은 저유량에서 높은 손실을 보이지만 유량이 증가할수록 급격히 손실이 줄어들었고, 직방형은 저유량에서는 원추형보다 손실이 작지만 유량이 증가하여도 손실이 줄어들지 않았다.

후 기

본 연구는 교육인적자원부의 BK21(Brain Korea 21) 핵심사업을 통하여 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Strawn, R. C. and Kline, S. J., 1983, "A Stall Margin Design Method for Planar and Axisymmetric Diffusers," J. of Fluids Engineering, pp. 28~33.
- (2) Moore, A. E., 1976, "Design Data and Guide For Curved Diffusing Passages," British Hydromechanics Research Association, Paper No. RRI1380.
- (3) Dolan, F. X. and Runstadler, P. W., Jr., 1973, "Pressure Recovery Performance of Conical Diffusers at High Subsonic Mach Numbers," NASA CR-2299.
- (4) Swamy, N. V. C. and Agrawal, L. P., 1983, "Relative Characteristics of Constant Angle and Variable Angle Conical Diffusers," NTIS : N83-26838.
- (5) Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," Hemisphere, New York.
- (6) Reynolds, W. T., 1979, Thermodynamic Property in SI, Stanford University Press, Stanford.
- (7) Wiesner, F. J., 1967, "A Review of Slip Factors

- for Centrifugal Impellers,” *Trans ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 89, pp. 558~572.
- (8) Filipenco, V. G., Deniz, S., Johnston, J. M., Greitzer, and E. M., Cumpsty, N. A., 2000, “Effect of Inlet Flow Field Conditions on the Performance of Centrifugal Compressor Diffusers,” *J. of Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 1~21.
- (9) Krain, H., 1980, “Experimental and Theoretical Investigation on the Internal Flow in a Centrifugal Compressor,” *AGARD Conference Proc. No. 282-1*.