

소형 원심압축기의 성능평가에 대한 실험적 연구

조성국* · 강신형**

(1997년 9월 25일 접수)

An Experimental Study on the Performance Evaluation of a Small-Sized Centrifugal Compressor

Sung-Kook Cho and Shin-Hyoung Kang

Key Words : Performance Database (성능자료), Performance Evaluation (성능평가), Centrifugal Compressor (원심압축기), Parallel Diffuser(평행 디퓨저)

Abstract

The performance database of small-sized centrifugal compressors is needed for the design of high performance machines and also for the verification of design tools and analysis software. An impeller is designed, manufactured and tested. The effects of several parameters on the evaluation of performance are investigated and the performance test of parallel diffuser is also carried out. The proper estimation of static pressure, total temperature and blockage at the impeller exit is important for performance evaluation. A method in cooperation with 3-D calculation is suggested. The measured performances are in a good agreement with the predicted results. However, there are some discrepancies in efficiency.

기호 설명	
b : 디퓨저의 폭 (mm)	$(= U_2/\sqrt{\gamma RT_{01}})$
C_p : 공기의 정압 비열 (J/kg · K), 압력 회복 계수	N : 임펠러의 회전 속도 (rpm)
m_r : 기준 대기압, 기준 온도로 환산한 보정 질량 유량 $(= m\sqrt{\frac{T_{01}}{T_{ref}}}/\frac{P_{01}}{P_{ref}})$	N_r : 기준 온도로 보정된 회전수 $(= N/\sqrt{T_{01}/T_{ref}})$
p : 압력 (Pa)	PR : 임펠러 입구의 전압을 기준으로 한 압력비
r : 반경 (mm)	PR_2 : 임펠러 출구의 정압을 이용한 압력비
U : 임펠러의 날개 속도 (m/s)	PR_{02} : 임펠러 출구의 전압을 이용한 압력비
A : 유로 면적 (m ²)	R : 공기의 기체 상수 (=287J/kg · K)
B : 임펠러 출구의 유로 폐쇄	s : 회전원판 사이의 거리
C : 유동의 질대 속도 (m/s)	T : 유체의 온도 (K)
M : 유동의 마하수 $(= C/\sqrt{\gamma RT})$	TR : 임펠러 입구의 전온도를 기준으로 한 온도비
M_u : 임펠러 날개 회전 속도의 마하수	γ : 공기의 비열비 $(= c_p/c_v)$
	η : 등엔트로피 효율
	η_2 : 임펠러 출구의 정압효율
	η_{02} : 임펠러 출구의 전압효율
	ρ : 공기의 밀도

*회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

**회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

- σ : 미끄럼 계수 ($=1 - C_{slip}/U_2$)
- λ : 스윙각 ($=C_\theta/C_r$)
- β : 자오면 방향에 대한 날개각
- Δ : 차이값
- Ψ : 등엔트로피 양정계수
($=[PR^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1]/[(\gamma-1)M_u^2]$)
- ζ : 양정계수 ($=c_p\Delta T/U^2$)

아래첨자

- 0 : 정체점 성분, 기준값
- 1 : 임펠러 입구, 실험값
- 2 : 임펠러 출구, 디퓨저 입구
- 3 : 디퓨저 출구, 콜렉터
- h : 임펠러 입구의 허브 성분
- hub : 허브면의 상태값
- r : 반경 방향 성분
- s : 압력면
- p : 흡입면
- ref : 기준 대기값 및 기준 온도
- eff : 유효
- shr : 쉬라우드면의 상태값
- t : 임펠러 입구의 팁성분
- u : 회전 속도에 관한 내용
- θ : 회전 방향 성분

1. 서 론

원심압축기는 소형·경량의 시스템으로 높은 압축비를 얻을 수 있는 유체기계로 여러 분야에서 활용되고 있다. 또한 고성능의 압축기를 설계할 수 있는 기술은 높은 수준으로 발전해 가고 있으며, 압축기의 정상 및 비정상 상태에 대한 공기역학적 현상들이 꾸준히 연구되고 있다. 이러한 연구에 힘입어 사용자들의 신뢰를 받을 수 있고, 공학적 설계를 가능하게 하는 설계 및 유동해석을 위한 다양한 소프트웨어들이 개발되고 있지만, 아직도 이러한 설계프로그램들을 발전시켜 나가기 위해서는 좀더 세심한 성능평가 및 유동측정을 통한 자료축적이 필요하다고 할 수 있다. 그러나 국내에서는 아직까지 압축기의 구성요소별 성능평가를 수행하여 보고된 바가 없고, 대부분의 성능결과들도 압축성 효과가 포함되지 않은 경우에 대한 실험들이다. 또한 외국^(1,2)의 경우도 대략적인 결과만을 제시하고 있기 때문에 성능평가 시에 주의해야 할 사항들을

체계적으로 얻을 수 있는 참고문헌들이 많지 않다. 또한 압축기의 구성요소 중의 하나인 디퓨저는 원심압축기의 효율 및 안정된 운전을 위해서 중요하며, 이에 대한 연구가 과거 수 십 년간 진행되었다. 그 예로 W. Jansen,⁽³⁾ Inoue and Cumpsty,⁽⁴⁾ Krain,⁽⁵⁾ Senoo and Ishida⁽⁶⁾와 G. Gyarmathy⁽⁷⁾ 등이 있으며, 본문에서 언급되었지만, 특히 G. Gyarmathy는 유량에 따른 임펠러 출구의 불균일성의 변화에 대해 보고한 바 있으며, Dean과 Senoo⁽⁸⁾는 임펠러 출구의 원주방향 불균일성에 대해 연구한 결과를 제시하였다.

본 연구는 아직 국내에서는 보편화되지 못한 실제 원심압축기의 성능시험장치를 구축하고, 성능해석방법을 정립하며, 시험 정도(精度)의 향상을 통한 설계자료를 구축하기 위하여 수행되었다. 본 연구를 위해 1차원 상용코드⁽⁹⁾와 Navier-Stokes⁽¹⁰⁾ 코드를 사용한 3차원 유동해석을 통하여 소형 임펠러를 자체설계·제작하였으며, 압축기의 구성요소 중에 하나인 디퓨저는 임펠러 출구부터 디퓨저 출구까지 일정한 폭을 가지도록 제작하였다.

앞선 연구⁽¹¹⁾와 함께 본 연구에서는 측정 가능한 물리량인 전온도, 질량유량, 정압분포, 회전수 등을 이용하여 임펠러 출구와 디퓨저 출구에서의 전압을 합리적으로 평가할 수 있는 방법을 제시하였으며, 전압 및 전효율을 평가하는데 영향을 미칠 수 있는 인자들을 조사하여 보았다.

2. 실험 설비 및 계측장치

2.1 실험 설비

Fig. 1에는 원심압축기 성능시험을 위한 실험설비가 도시되어 있다.

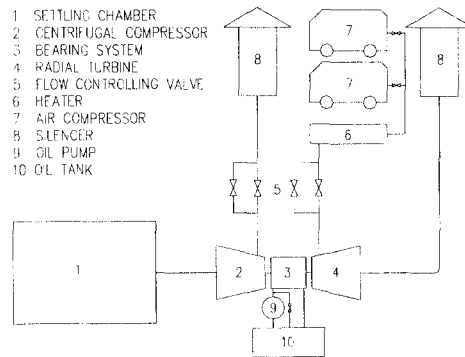


Fig. 1 Experimental layout.

본 연구에서는 임펠러를 고속으로 회전시키기 위해서 상용으로 디젤엔진 등에 사용되고 있는 터보차저(Garrette Allied Signal Model 24-84)를 이용하였다. 터빈을 구동하기 위해서 디젤엔진으로 작동되는 두 대의 이동식 공기압축기(7bar 250HP, 195HP)를 사용하였으며, 공기를 적정 온도로 높이기 위해서 전기가열기(WATLOW Co. 75kW)를 사용하였다. 터빈의 입구에 설치된 감속모터밸브에 의해 터빈으로 유입되는 유량이 조절되어 터빈이 원하는 회전수로 운전하게 되며, 따라서 동축으로 연결된 시험용 임펠러가 회전하게 된다. 압축기의 입구측에는 유량을 측정하기 위한 노즐이 장착된 챔버가 설치되는데, 이에는 난류강도를 줄이기 위한 mesh가 부착되어 있고, 균일한 유동이 임펠러로 유입되도록 하기 위해서 챔버 출구측에 수축부가 있다. 압축기 출구측에는 모터밸브가 설치되어, 이것에 의해 배압을 조정함으로써 성능시험이 수행된다. 고속회전을 용이하도록 하기 위하여 오일탱

크, 오일펌프, 열교환기를 포함한 윤활시스템을 설치하였고, 추가로 설치된 온도조절회로에 의해 윤활유를 적정온도로 유지하도록 하였다. 또한 압축기 및 터빈 출구 측의 배관부에 소음기를 설치하여 운전 소음을 줄이도록 하였다.

2.2 측정부 및 계측장비

Fig. 2에는 임펠러를 포함한 측정부가 도시되어 있다.

본 실험에서는 디퓨저에서의 원주방향으로의 불균일성을 없애기 위해서 볼류트 대신 4개의 배출관을 가진 컬렉터를 사용하였다. 배출관을 지난 유동은 합쳐져서 배압조절용 밸브와 소음기를 거쳐 대기로 방출되게 된다. 전 측정부는 단열조건을 구비하기 위해 60 mm의 단열재를 사용하였으며, 유량은 임펠러 입구에 설치된 기보정된 노즐을 사용하여 측정하였다. 임펠러 입·출구의 전온도는 입구 챔버와 컬렉터에서 각각 측정되었다. 또한 컬렉터

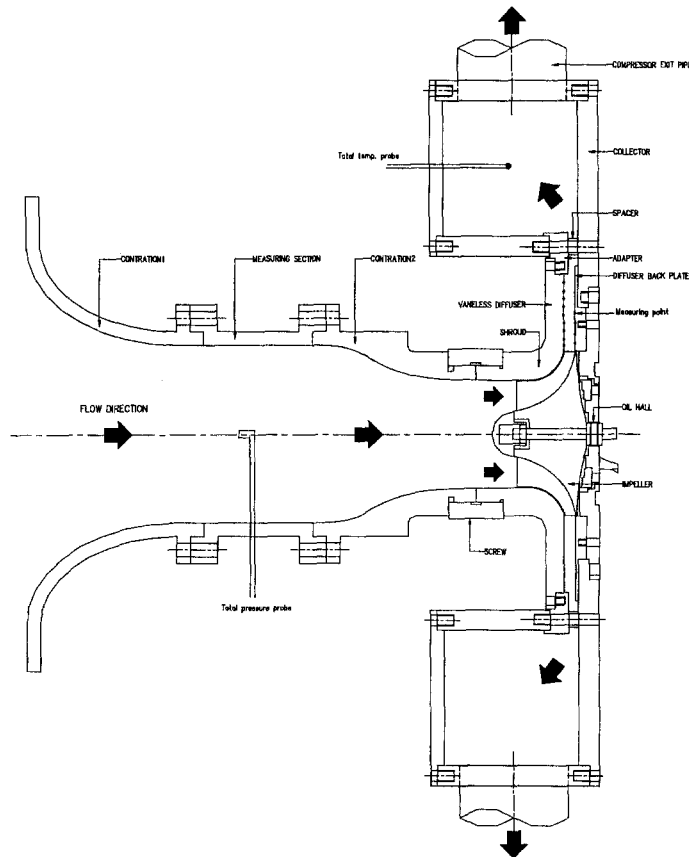


Fig. 2 Schematic diagram of the test sections.

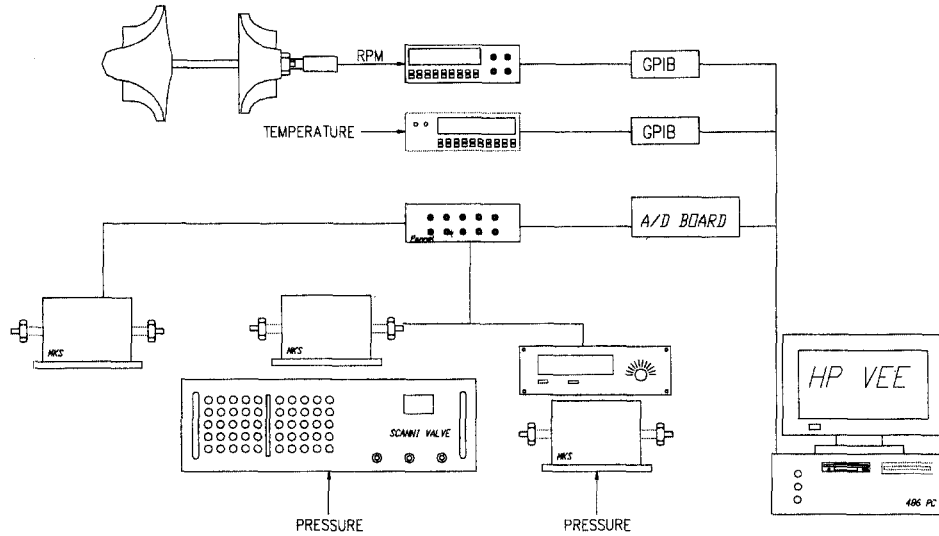


Fig. 3 Data acquisition system.

를 포함한 측정부 벽면을 따라 열전대를 설치하여, 주위 대기로의 열전달에 의한 출구 전온도 측정상의 오차를 보정하도록 하였다. 임펠러 출구의 정압은 쉬라우드면과 허브면을 따라 원주방향으로 45° 지점에 각각 두 곳의 정압홀을 내어 측정하여 평균을 취하였다. 압축기의 회전수는 터빈축 상에 영구자석을 부착하고 그 주위에 코일을 고정하여, 터빈축이 회전함으로써 코일에 발생하는 유도기전력을 자체 제작한 회로에 의해 펄스화하여 이를 카운팅함으로써 측정하였다. Fig. 3에는 자료회득장치가 도시되어 있다.

유량 측정용 노즐 입·출구의 차압과 임펠러 쉬라우드와 디퓨저를 따른 벽정압, 대기압을 측정하기 위해 각각 저압용, 고압용 및 대기압용 센서(MKS Co.)를 사용하였다. 압력센서로부터 나온 아날로그 신호는 PC에 내장된 A/D 변환기(Data translation Co.)에 의해 디지털화 되어 PC에 저장되게 된다. 또한 T-형 열전대 및 마그네틱 픽업용 센서로부터 나온 신호는 다채널 기록계(Fluke Co.)와 회전수계(PM6665)를 통해 각각 디지털화 되어, GPIB 통신에 의해 PC로 전달된다.

위에서 언급한 모든 자료의 처리는 HP VEE(Hewlett Packard Co.)라는 윈도우95용 상용 프로그램에 의해 이루어졌다.

2.3 시험용 임펠러와 디퓨저

본 실험을 위해 설계된 임펠러는 비교적 저압용

으로서 CETI 사의 COMPAL, CCAD, STRESS 코드⁽⁹⁾를 통하여 설계가 이루어졌으며, 설계치는 디퓨저 출구 전압력비가 1.635, 단일 전효율이 0.853, 회전수가 43000 rpm, 질량 유량이 0.4 kg/s가 각각 되도록 하였다. 임펠러 및 디퓨저의 출구 설계치는 직경이 각각 120 mm, 234 mm이다.

디퓨저는 폭이 8.126 mm로 임펠러 출구부터 디퓨저 출구까지 일정한 폭을 가지는 디퓨저를 사용하였다. 임펠러의 익단 간극은 성능시험에 앞서 임펠러만을 장착한 상태에서 시험회전수를 포함한 전회전수 범위에서 근접센서(Bently Nevada Co. 3000 RAM probe)를 이용하여 임펠러의 동적변위를 측정된 결과를 근간으로 하여 임펠러 출구에서 축방향으로 0.3 mm, 임펠러 입구에서 반경방향으로 0.5 mm가 되도록 하였다. 임펠러와 디퓨저에 대한 설계변수와 형상자료는 Table 1에 제시되어 있다.

임펠러와 디퓨저의 단면도가 Fig. 4에 각각 제시되어 있다.

유동계산은 최영석⁽¹⁰⁾에 의해 최근에 개발된 COMP/NS 코드를 이용하였으며, 계산에 사용된 임펠러 표면의 격자계도 또한 제시되어 있다.

2.4 성능평가방법

성능평가는 임펠러와 디퓨저 입·출구의 벽정압과 전온도, 질량유량, 회전수를 측정함으로써 이루어졌다. 입구 전온도는 속도성분에 의한 회복계수

Table 1 Design parameters of the impeller and diffuser.

Impeller shape data		Exit blade thickness	1.60 mm
Exit radius (r_2)	60 mm	Specific speed (US)	0.82
Inlet tip radius (r_{1t})	36.805 mm	Compressor design data	
Inlet hub radius (r_{1h})	16.957 mm	Mass flowrate (m)	0.4 kg/sec
Number of blades (Z_r)	14 (splitter 7 개)	Rotational speed (N)	43000 rpm
Inlet tip angle (β_{1t})	61.48°	Pressure ratio (p_{02}/p_{01})	1.635
Inlet hub angle (β_{1h})	48.81°	Pressure ratio (p_3/p_{01})	1.567
Exit angle (β_2)	17.0°	Efficiency (η_{03})	0.853
Exit width (b_2)	7.826 mm	Diffuser shape data	
Inlet tip thickness	0.60 mm	Exit width (b_3)	8.126 mm
Inlet hub thickness	1.15 mm	Exit radius (r_3)	117 mm

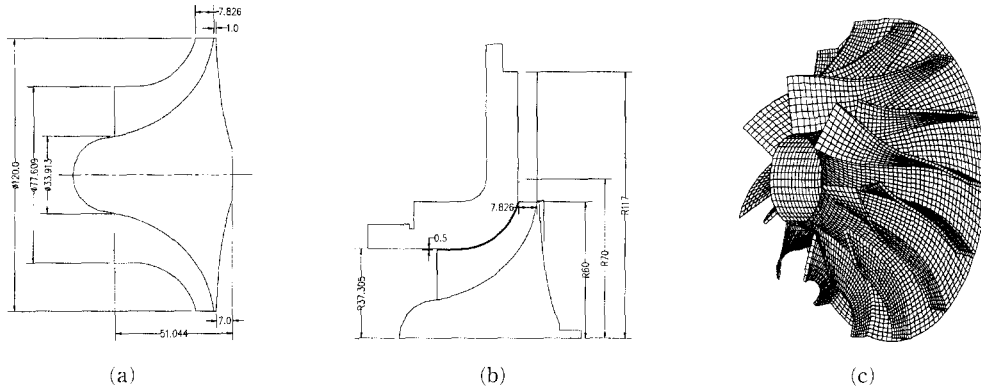


Fig. 4 Configurations of (a) the impeller (b) parallel vaneless diffuser (c) grids on the surface for numerical calculation.

에 대한 보정이 필요없는 입구 챔버에서 측정하였으며, 같은 이유로 출구 전온도는 단열조건이 구비된 컬렉터에서 측정하였다.⁽²⁾ 임펠러 출구의 전압 및 등엔트로피 전효율을 계산하기 위해 아래에 제시된 유동 및 열역학적 관계식을 이용하였으며, 식에 사용되는 물성치는 온도의 함수로 반복계산을 통하여 구하였다.

$$\text{오일러 방정식; } U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1} = h_{02} - h_{01} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{연속방정식; } m &= \rho_2 A_{eff2} C_{r2} \\ &= 2\rho_2 \pi r_2 b_2 C_{r2} (1-B) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\text{이상기체 방정식; } p_2 = \rho_2 R T_2 \quad (3)$$

$$\text{전온도 관계식; } T_{02} = T_2 + C_2^2 / (2C_p) \quad (4)$$

$$\text{등엔트로피 관계식; } p_2 / p_{02} = (T_{02s} / T_2)^{\gamma / (\gamma - 1)} \quad (5)$$

$$T_{02} / T_{01} = (p_{02} / p_{01})^{(\gamma - 1) / \gamma} \quad (6)$$

$$\text{등엔트로피 효율; } \eta_{02} = (T_{02s} - T_{01}) / (T_{02} - T_{01}) \quad (7)$$

오일러 방정식에 의해 임펠러 출구의 원주방향 속도를 계산하며, 반경방향 속도는 연속 방정식, 측정된 벽정압을 이용한 이상기체 방정식, 전온도 관계식을 이용하여 반복계산을 통하여 얻어지며, 이를 통하여 임펠러 출구전압과 정온도 및 등엔트로피 전효율을 계산하게 된다.⁽²⁾ 또한 디퓨저 출구의 전압은 Stanitz⁽¹²⁾가 제시한 유동 및 온도와 관련된 1차원 계산 관계식을 Runge-Kutta 방법을 적용하여 얻었다. 이때 벽면마찰계수는 디퓨저를 따르는 전압손실을 결정하는데 중요한 변수가 된다.

Japikse⁽¹³⁾와 Brown⁽¹⁴⁾은 측정된 정압과 전압을 이용하여 디퓨저를 따르는 마찰계수의 변화를 연구한 바가 있으나, 여전히 많은 오차를 포함하고 있다. 따라서 본 연구에서는 측정된 벽정압과 계산을 통해 얻어지는 벽정압이 일치하게 되도록 반복계산을 통하여 평균개념의 마찰계수를 정하였다. 실험 중에 회전수의 변동은 측정 회전수에 대해 0.5% 이하로 작았으나, 압축성 효과를 고려한 상사법칙⁽¹⁵⁾을 적용하여 압력과 효율에 대한 보정을 아래의 식을 통하여 수행하였다.

$$\psi_{ref} = \frac{PR_{ref}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{(\gamma-1)M_{u,ref}^2} = \frac{PR^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{(\gamma-1)M_u^2} \quad (8)$$

$$\zeta_{ref} = \frac{c_p(T_{02,ref} - T_{01})}{U_{2,ref}^2} = \frac{c_p(T_{02} - T_{01})}{U_2^2} \quad (9)$$

여기서 $M_u = \frac{U_2}{kRT_{01}}$, $U_2 = \frac{2\pi r_2 N}{60}$

3. 실험 결과 및 토의

압축기의 성능시험은 설계 회전수의 70, 80, 88, 100, 112%에서 수행되었으며, 각각의 회전수에 대해 설계유량 범위를 포함한 적정 유량에서 스톨이 감지될 수 있는 유량까지 조절하여 시험을 수행하였다. 스톨 근처에서는 입구 챔버에서 소음이 발생되며, 노즐에서의 유량값은 진동하게 된다. 3차원 계산결과를 활용하고, 1차원 설계치와 비교하기 위하여 기준상태를 각각 20℃, 1기압으로 정하고, 측정된 입구에서의 전온도 및 전압을 이용하여 질량 유량과 회전수를 환산하였다.

3.1 성능평가에 영향을 주는 인자

임펠러의 압력상승량과 효율을 평가할 때, 영향을 줄 수 있는 인자 중에는 허브와 쉬라우드간의 정압차와 디퓨저 입구의 유효 단면적에 영향을 줄 수 있는 공기역학적 유로폐쇄, 주위 대기로의 열전달에 의한 전온도 측정오차 등이 있다. Fig. 5, 6에 이들 인자들의 유량변화에 따른 전압력비와 전효율의 변화를 나타내었다. 또한 원판마찰 손실 등 이차손실은 설계조건에 대해 그 영향을 평가하여 보았다.

각각의 인자들의 영향 특성은 아래와 같다.

1. 허브면과 쉬라우드면의 정압차

임펠러 출구의 유동은 제트-웨이크 구조를 가지

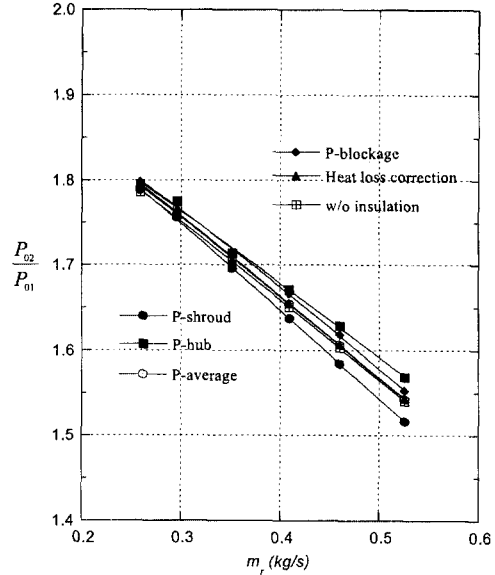


Fig. 5 Effects of factors on total to total pressure ratio of the impeller at the design speed.

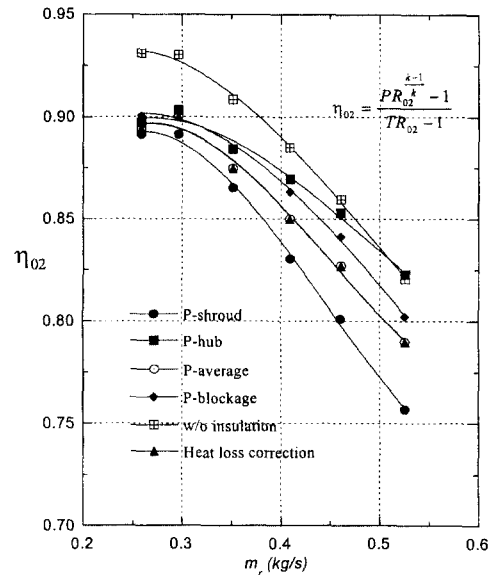


Fig. 6 Effects of factors on total to total isentropic efficiency of the impeller at the design speed.

는 매우 복잡한 3차원 구조를 가지고 있으며, 유동 방향과 크기는 임펠러의 기하학적 형상과 유량범위에 따라서 상당히 변한다. 따라서 허브면과 쉬라우드면 간의 압력차는 유량의 변화에 따라 변하게 된다.⁽⁷⁾ 그러나 대부분의 성능평가를 위한 시험들은 실험장치의 배열 등의 이유로 쉬라우드면에서 측정

Table 2 Summary of measured values of parameters near the design condition ($m_r=0.409$ kg/s, $N_r=43000$ rpm) Hub and Shroud : results based on hub and shroud side wall static pressure respectively, Average : average of hub and shroud wall static pressures, Avg. & Blockage : considering blockage effect by 3-D cal., Considering heat flux : heat loss correction, No-insulation : without insulator).

Parameter	Hub	Shroud	Average	Avg. & Blockage	Considering Heat flux	No-insulation
$T_2(k)$	312.21	312.00	312.11	311.46	311.48	312.03
$T_{02}(k)$	335.65	335.65	335.65	335.65	335.78	335.30
$C_2(m/s)$	217.29	218.73	218.00	220.98	221.23	217.01
λ	2.0747	2.0343	2.0545	1.9209	1.9235	1.9003
σ	0.8453	0.8507	0.8480	0.8556	0.8566	0.8438
PR_{02}	1.6714	1.6372	1.6543	1.6664	1.6673	1.6652
PR_2	1.2973	1.2664	1.2818	1.2818	1.2818	1.2818
η_{02}	0.8695	0.8303	0.8500	0.8632	0.8630	0.8877
η_2	0.4246	0.3832	0.4040	0.4040	0.4034	0.4205

한 정압을 이용하여 수행되었다.^(1,2) 본 연구에서는 전 시험 범위 내에서 허브면과 쉬라우드면에서의 압력을 측정하여 임펠러 출구에서의 정압의 평가가 임펠러의 전압비와 전효율에 미치는 영향을 검토하여 보았다. 그림에서 P-shroud는 쉬라우드면에서 측정된 정압값을 기준으로 계산된 결과를 나타내고, P-hub는 허브면에서 측정된 값, P-average는 이들 두 값의 평균값을 기준으로 계산된 결과를 나타낸다. 결과로부터 알 수 있듯이 정압차는 고유량 범위에서 상대적으로 크게 나타났다. 설계 조건에서 허브면과 쉬라우드면의 압력차는 3kPa이었고, 이로 인해서 쉬라우드면에서 측정된 정압을 기준으로 할 때 허브면에서 측정된 정압을 이용하여 계산한 전압력비와 전효율은 각각 2.1%와 4.7% 크게 계산되어 진다. 이에 대한 결과가 Table 2의 왼쪽부터 3번째 열까지 제시되어 있다.

본 시험에 사용된 임펠러와 같이 비교적 큰 비속도를 가지는 임펠러는 임펠러 날개와 날개사이에서 형성되는 제트-웨이크 구조 뿐만 아니라 폭방향으로 큰 압력 변화가 있음을 알 수 있었다. 따라서 1차원 성능예측 프로그램의 2영역 모델⁽¹⁶⁾에서 제안하는 임펠러 출구에서의 정압분포가 일정하다는 가정은 앞으로 수정·보완할 필요가 있다고 할 수 있다. 논문에 제시하지는 않았지만, 3차원 계산결과도 유량 변화에 관계없이 전유량 범위에서 쉬라우

드면으로부터 허브면으로 압력 변화가 선형적으로 변하였다. 따라서 실제 성능평가시에는 허브면과 쉬라우드면의 평균값을 이용하는 것이 합당하다고 생각되며, 아래에 제시된 다른 인자들의 영향을 평가할 때 사용된 값은 평균정압값을 이용하여 계산한 결과라는 것을 밝혀둔다.

2. 공기역학적 유로폐쇄

속도, 전압력 등은 질량 평균된 개념의 물리량을 사용하는 것이 운동량 보존원리에 부합된다고 할 수 있다. 그러나 질량 유량은 질량 유속의 적분인 공간 평균된 물리량이다. 따라서 이들 두 형태의 평균 개념을 연결시켜 주는 아래 식과 같이 정의된 유로폐쇄량을 사용하여, 유동방향 속도성분을 질량 평균된 개념의 물리량으로 구한 값을 질량 평균된 전압력을 얻어내는 데에 사용하여야 한다.⁽¹⁷⁾

$$m = \int \rho C_r dA = \rho A C_{r,area} = \rho A C_{r,mass} (1-B) \quad (10)$$

위에서 정의된 유로폐쇄량은 연속 방정식에서 질량 평균된 반경방향 속도성분을 올바르게 예측하기 위해서 고려할 필요가 있다. 그러나, 임펠러 출구에서의 유동이 상당히 불균일하고 일정하지 않기 때문에 측정하기는 상당히 어렵다. 따라서 본 연구

에서는 임펠러 출구에서의 유로폐쇄량을 3차원 점성유동 계산코드⁽¹⁰⁾를 이용하여 얻었다. 익형 주위의 유동 등과 같은 외부 유동의 경우 손실이 많은 경계층 내부의 비균일 유동과 손실이 적은 경계층 외부의 균일 유동의 구분이 명확하여 배제 두께(displacement thickness)로 정의되는 유동 블로키지의 정의가 분명하나, 내부 유동의 경우는 비균일 유동이 전 단면을 차지하여 경계층 배제두께로 정의되는 유로폐쇄를 정의하기 힘들다. 따라서 내부 유동의 유동 블로키지는 보통 다음 식과 같이 단면에서 공간 평균된 자오면 속도 성분에 대한 질량 평균된 자오면 속도 성분의 비로 정의하며, 이 양은 유동의 비균일성을 나타내는 척도가 된다.⁽¹⁸⁾

$$B = 1 - \frac{C_{r,area}}{C_{r,mass}} \quad (11)$$

$$\text{여기서 } C_{r,area} = \frac{\int_0^b \int_{\theta_p}^{\theta_s} C_r r d\theta dz}{\int_0^b \int_{\theta_p}^{\theta_s} r d\theta dz},$$

$$C_{r,mass} = \frac{\int_0^b \int_{\theta_p}^{\theta_s} C_r C_r r d\theta dz}{\int_0^b \int_{\theta_p}^{\theta_s} \rho C_r r d\theta dz}$$

위의 식으로 정의되는 유로폐쇄량을 임펠러 출구 단면에서 3차원 유동해석결과를 이용하여 계산하였다. 그 양은 기하학적 유로면적에 대해 저유량 영역에서 0.09, 고유량 영역에서 0.03로 변화했다. 그림에서 P-blockage는 전유량 범위에서 이 인자를 고려하여 계산한 결과를 나타낸다. 전압은 유로폐쇄량을 고려함으로써 유효단면적의 감소로 인한 동압성분이 증가하게 되어 상대적으로 높게 평가됨을 알 수 있다. 참고로 설계조건에서의 3차원 계산 결과에 의한 유로폐쇄량은 0.067이고, 이로 인하여 전압력과 전효율은 이를 고려하지 않은 앞의 P-average보다 각각 0.7%, 1.6% 크게 계산되었다. 이 결과는 Table 2의 4번째 열에 제시되어 있다. 따라서 수치계산을 통해서나 실험에 의한 자료를 이용하여 유로폐쇄량을 적절히 고려하는 것이 필요하다고 할 수 있다.

3. 실험단면으로부터의 열손실

임펠러 출구에서의 전엔탈피는 방정식(1)을 이용한 회전방향 속도성분과 관계식(7)의 효율을 계산하는데 중요한 양이다. 하지만 임펠러 출구에서 전온도를 측정하는 것은 유동속도에 의한 온도⁽¹⁹⁾

(dynamic temperature)를 정확하게 측정하는 것이 어렵고, 또한 측정하는 지점의 폭(디퓨저 폭)이 작기 때문에 열전대의 전도에 의한 오차⁽¹³⁾(stem conduction error)를 보정해야 한다. 따라서 본 실험에서는 임펠러 출구에서 측정된 전온도를 사용하지 않고, 앞의 오차원인을 줄일 수 있는 컬렉터에서 측정된 전온도를 임펠러 출구에서의 전온도로 사용하였다. 실제 측정한 결과, 임펠러 출구에서 측정된 전온도는 컬렉터에서 측정된 결과보다 1°C 이상 작게 측정되었다.

그러나 컬렉터에서 측정된 전온도를 임펠러 출구에서의 전온도로 사용하기 위해서는 측정단면으로부터 주위 대기로의 열손실을 최대한 줄여야 한다. 따라서 이를 위해 임펠러 하우징, 디퓨저, 컬렉터를 포함한 모든 실험 단면을 60 mm 두께의 단열재를 단열을 시켰으며, 또한 단열재를 통한 열손실량을 측정하기 위해 주위 대기를 포함하여 컬렉터 시험부 표면과 단열재의 표면에 14개의 열전대를 설치하고 온도를 측정하여 열등가회로망 방법을 이용하여 열손실량을 계산함으로써 주위대기로의 열전달에 의한 전온도 측정오차를 계산하여 보았다. 이런 시험방법을 통하여 단열조건을 구비한 경우, 단열재를 통한 열손실에 의하여 설계조건에서 0.13°C의 측정오차를 나타냈으며, 앞에서 측정한 온도분포를 이용하여 단열재를 사용하지 않을 경우의 전온도를 계산을 통하여 구하였는데, 단열재를 사용한 경우보다 0.35°C 작게 예측되었다. 그 결과를 Table 2에 제시하였는데 4번째 열의 결과에 대해 5번째 열은 단열재를 구비하고, 열전달량을 고려한 경우이고, 6번째 열은 단열재를 구비하지 않은 상태의 결과이다.

압력비와 효율을 평가하는 측면에서 살펴보면 단열조건을 구비한 결과와 단열재를 통한 열손실을 고려한 결과는 큰 차이가 없음을 알 수 있으나, 단열조건을 구비하지 않을 경우는 저유량영역에서 효율을 상대적으로 높게 평가할 수 있음을 알 수 있다. 따라서 단열조건을 구비하지 않은 경우의 시험⁽²⁾에서는 열손실에 대한 적절한 평가가 뒤따라야 한다.

4. 그 밖의 인자들

지금까지 실험 및 3차원 계산을 이용하여 얻을 수 있는 인자들이 성능평가에 미치는 영향에 대하여 알아보았고, 실험결과로부터 얻어진 성능 및 등

Table 3 Comparison of 1-D prediction & experimental results and consideration of other losses at design condition ($m_r=0.40$ kg, $N_r=43000$ rpm).

Performance parameter	1-D prediction	Corrected 1-D prediction	Experimental Result	Corrected Exp. Result
PR_{02}	1.71	1.69	1.675	1.664
η_{02}	0.92	0.90	0.875	0.878

엔트로피 효율과 임펠러의 설계단계에서 수행되었던 상용코드(COMPAL)의 수행결과와의 차이를 비교하기 위해 실험결과의 계산에 포함되지 않은 원판마찰손실과 상용코드에 포함되지 않은 익단간극에 의한 손실 등을 경험식들을 통해서 설계점에서 고려해 보기로 한다.

우선 원판마찰손실은 1차원 상용코드에서 사용하는 Daily와 Nece⁽²⁰⁾의 관계식을 이용하여 계산하였는데 관련된 식은 다음과 같다.

$$W_{\text{rear disk}} = C_m \rho_2 (U_2/r_2)^2 r_2^5 / (4S) \quad (12)$$

여기서 $C_m = 0.0402/Re^{1/5}$, $Re = U_2 r_2 \rho_2 / \mu_2$,

$$S = s/r_2$$

그러나 위의 식은 회전하는 원판과 고정된 뒷판 사이의 간극을 바꾸어가며 실험한 결과를 이용한 것으로 임펠러 출구의 압력변화에 따른 마찰손실을 정확하게 얻어내는 데는 무리가 있을 것 같다. 익단간극에 의한 손실은 Senoo와 Ishida⁽²¹⁾가 제시한 관계식을 사용하였으며, 재순환 손실은 실험에 사용된 임펠러가 압력비가 비교적 낮고, 설계점에서 그 값은 작으므로 고려하지 않았다.^(9,13) 설계조건에서 경험식들을 사용하여 얻은 결과를 Table 3에 제시하였다. 결과에서 보듯이 전압치와 전효율이 설계된 결과보다 약간 낮은 값으로 평가되었지만 원판마찰손실, 익단간극에 의한 손실 등에 대한 경험식이 가지는 오차를 감안하고, 또한 1차원 상용코드에서 사용하는 2영역 모델의 가정이 본 실험결과에서도 보았듯이 비교적 큰 비속도를 가지는 임펠러에 대해서는 적용시키기에 약간의 무리가 있다는 것을 고려하면 비교적 타당한 결과라고 할 수 있다.

3.2 임펠러의 성능

평행디퓨저가 장착된 임펠러에 대하여 성능시험을 수행한 후 앞에서 제시한 인자들을 고려한 결과를 전압비와 등엔트로피 전효율에 대해 Fig. 7, 8에

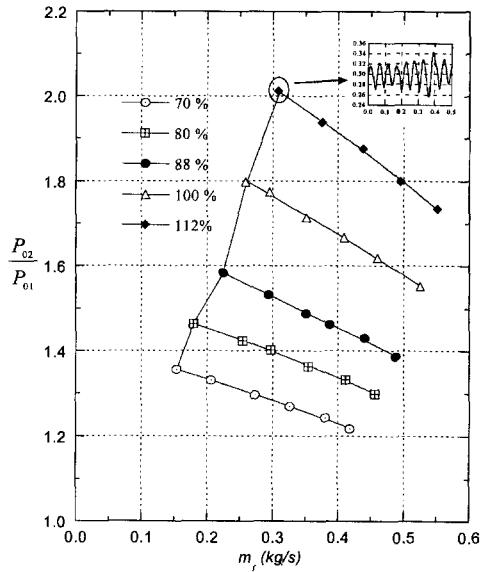


Fig. 7 Performance map of the impeller.

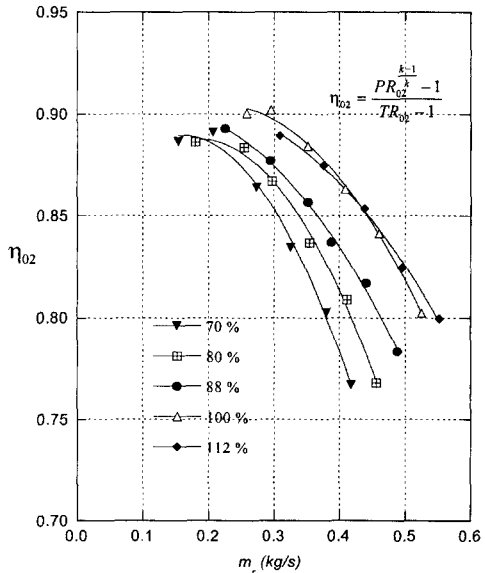


Fig. 8 Isentropic efficiency of the impeller.

제시하였다. 3차원 계산은 설계 회전수에서만 수행 하였으므로 유로폐쇄량은 설계 회전수에서 각 유량 범위에 대해 얻어진 결과를 이용하였으며, 정압차의 평균치와 열전달량은 모든 회전수에서 적용하였다. 각 회전수에서의 최고 유량은 설계유량을 포함 하는 범위내에서 유지시켰으며, 최소 유량점들은 유량변동 및 입구소음을 유발시키는 지점으로 더 이상 실험을 진행시키지 않았다. 참고로 오른쪽 상단에 112% 회전수에서 최저 유량점에서의 유량의 시간에 따른 변화를 도시하였다. 성능결과가 직선

적인 경향을 보이는데 이는 측정시스템이 시험가능한 보다 큰 유량영역과 서지점 근처의 시험이 포함 되지 않았으며, 저유량 영역에서 비교적 크게 예측되는 원판마찰손실을 계산에 적용하지 않았기 때문으로 판단된다.

3.3 디퓨저의 성능해석

본 연구에서는 디퓨저 출구에서의 전압을 계산하기 위해 잘 알려진 Stanitz⁽¹²⁾의 방법을 적용하였다. 직접 프로브를 디퓨저 출구에 삽입하여 전압을

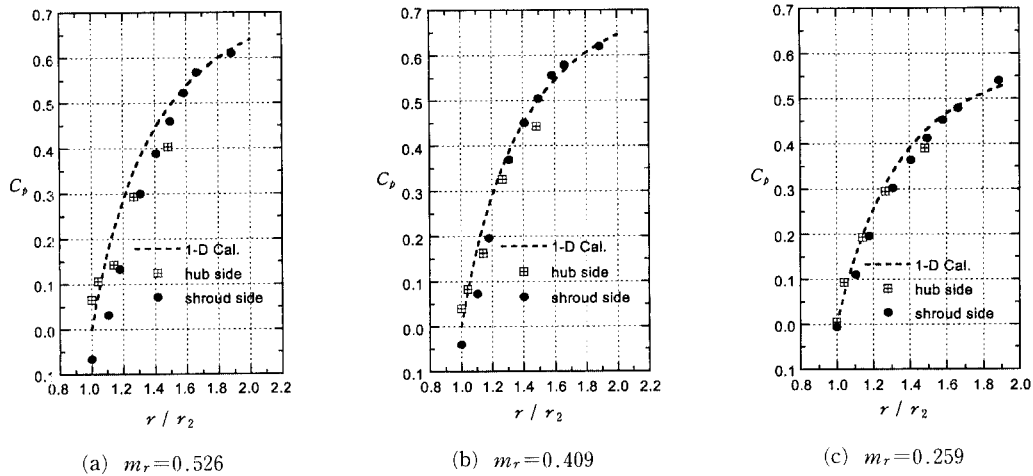


Fig. 9 Pressure recovery with decreasing mass flowrate.

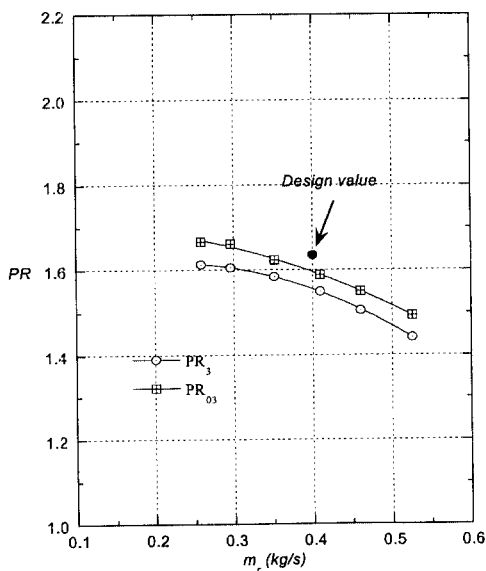


Fig. 10 Total to total and Total to static pressure at the diffuser exit.

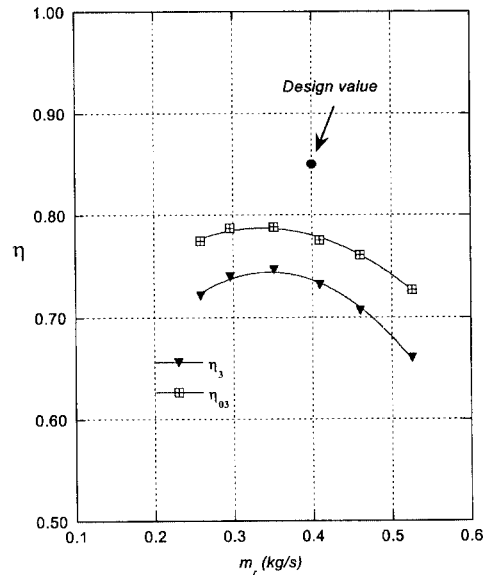


Fig. 11 Isentropic efficiency at the diffuser exit.

측정하는 것이 가능하겠지만, 디퓨저 폭이 8 mm 정도이고, 전압프로브의 유효직경을 고려한다면 측정결과에 작지 않은 오차가 포함될 것이다.⁽¹³⁾

1차원 계산식의 입력조건으로는 입구 정압과 마하수, 스웰각과 전온도 등이 있는데, 이는 전술한 임펠러 성능평가 방법을 통하여 얻어진 결과를 이용하였다. 마찰계수는 반복계산을 통하여 디퓨저를 따라 측정되어진 정압값과 계산결과가 일치되는 값으로 택하였다. 이는 마찰계수를 평가하는 Brown⁽¹³⁾의 방법과 유사하다고 할 수 있는데 본 계산에서는 디퓨저 내부에서의 마찰계수의 변화에 관심을 가지기 보다는 디퓨저 출구에서의 전압력을 계산하는 것이 목적이므로 임펠러 출구에서의 정압값과 계산된 결과가 일치하는 값을 가지도록 평균개념의 마찰계수를 사용하였다. 디퓨저를 따르는 측정된 정압상승량과 1차원 계산을 통하여 얻어진 결과값 고유량과 설계유량, 저유량에 대해서 Fig. 9에 나타내었다.

앞서 언급한 바와 같이 임펠러 출구에서의 압력 분포는 유량에 따라 많은 차이를 보이며 고유량 일수록 그 차이가 현저함을 알 수 있다. 또한 평균된 마찰계수를 사용하기 때문에 불균일과 혼합유동에 의해 손실이 크다고 예측되는 임펠러 출구에서 반경비 1.4까지는 1차원 계산결과가 상대적으로 크게 예측되었다.

Fig. 10과 11은 디퓨저 출구에서의 측정된 정압결과와 평균마찰계수의 개념을 이용한 계산방법에 의해서 얻어진 전압비 및 효율을 나타낸다. 베인이 없는 디퓨저의 경우 저유량 영역에서 높은 스웰각으로 인하여 유로길이가 길어지게 되고, 따라서 벽면마찰에 의한 손실이 증가하기 때문에 고유량 영역에 비해 상대적으로 압력상승량이 작고, 전압손실량이 크다고 할 수 있다.

4. 결 론

비교적 낮은 압력비를 가지는 소형 임펠러를 자체 설계하고 제작하여 성능시험을 수행하였으며, 성능평가에 영향을 줄 수 있는 여러 인자들에 대해 실험 결과와 3차원 유동해석 결과를 이용하여 고찰하여 보았다. 평행 디퓨저에 대해 성능시험이 수행되었으며 결과를 요약하면 아래와 같다.

(1) 성능 시험시에 임펠러 출구에서의 정압과 전온도, 유로폐쇄 등에 대한 적절한 고려가 필요하

로, 허브면과 쉬라우드면에서 측정된 정압의 평균치, 3차원 계산에 의한 유로폐쇄, 주위대기로의 열전달을 고려하는 방법이 제안되었다.

(2) 본 연구에서 논의된 평가방법에 의한 결과는 성능예측 결과와 약간의 오차를 보였는데, 이는 성능예측에 포함되지 않은 익단간극의 효과와 실험에서 측정곤란한 원판마찰손실 등과 관련되는 것으로서 이에 대한 보다 합리적인 고려와 이를 위한 연구가 추천된다고 할 수 있다.

(3) 베인이 없는 평행디퓨저에 대하여 측정된 물리량과 1차원 계산방법을 적용하여 비교적 타당한 전압량과 효율을 얻을 수 있다.

후 기

이 연구는 과학기술처 지원 중간핵심과제를 통한 동양산업기계(주)와의 산학협동연구와 터보동력기제연구센터의 지원으로 수행되었다. 이에 관계자 여러분들에게 감사사를 드린다.

참고문헌

- (1) Rodgers, C., 1990, "Centrifugal Compressor Inlet Guide Vanes for Increased Surge Margin," *ASME Paper* 90-GT-158.
- (2) Krain, H., 1996, "High Pressure Ratio Centrifugal Compressor: Design and Research," 5th *Colloquium on Turbomachinery*, Korea, pp. 1~60.
- (3) Jansen, W., 1964, "Steady Fluid Flow in a Radial Vaneless Diffuser," *ASME Journal of Basic Engineering*, Vol. 86, pp. 607~619.
- (4) Inoue, M. and Cumpsty, N. A., 1984, "Experimental Study of the Centrifugal Impeller Discharge Flow in Vaneless and Vaned Diffusers," *Journal of Eng. For Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 455~467.
- (5) Krain, H., 1981, "A Study on Centrifugal Impeller and Diffuser Flow," *Trans. of the ASME, Journal of Eng. for Power*, Vol. 103, pp. 688~697.
- (6) Senoo, Y. and Ishida, M., 1975, "Behavior of Severely Asymmetric Flow in Vaneless Diffuser," *ASME Journal of Engineering for power*,

- Vol. 97, pp. 375~382.
- (7) Gyarmathy, G., Hunziker, R. and Spirig, M., 1991, "On the Change of Impeller Flow Non-Uniformities with Flow Rate in a Centrifugal Compressor," *IMEchE*, pp. 143~154.
- (8) Dean, R. C. and Senoo, Y., 1960, "Rotating Wakes in Vaneless Diffusers," *ASME Journal of Basic Engineering*, Vol. 82, pp. 563~574.
- (9) Japikse, D., 1996, "Centrifugal Compressor Design and Performance," *Concepts ETI, Inc.*
- (10) 최영석, 1996, "원심압축기 설계 및 성능예측을 위한 내부 유동해석," 공학박사학위논문, 서울대학교
- (11) 강신형, 조성국, 최봉근, 1997, "원심압축기의 모형시험 및 성능평가," 대한기계학회 춘계학술대회, pp. 563~569.
- (12) Stanitz, J., 1952, "One-Dimensional Compressible Flow in Vaneless Diffusers of Radial- and Mixed-Flow Centrifugal Compressors, Including Effects of Friction, Heat Transfer, and Area Change," *NASA Technical Note* 2610.
- (13) Japikse, D. and Goebel, J., 1980, "Turbocharger Compressor Performance Evaluation and Critical Flow Field Measurements," *Society of Automotive Engineers, Inc.*
- (14) Byron Brown, W., "Friction Coefficients in the Vaneless Diffuser," *National Advisory committee for Aeronautics, Technical Note No. 1311.*
- (15) Fink, D. A., Cumpsty, N. A. and Greitzer, E. M., 1992, "Surge Dynamics in a Free-Spool Centrifugal Compressor System," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 114, pp. 322~331.
- (16) Japikse, D., 1985, "Assessment of Single- and Two-Zone Modeling of Centrifugal Compressors Studies in Component Performance : Part 3," *ASME Paper* No. 85-GT-73.
- (17) Dring, R. P., 1984, "Blockage in Axial Compressors," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 712~714.
- (18) Zangeneh, M., 1993, "Inviscid-Viscous Interaction Method for Three-Dimensional Inverse Design of Centrifugal Impellers," *ASME Paper No.* 93-GT-103
- (19) Japikse, D., *Advanced Experimental Techniques in Turbomachinery, Concepts ETI, Inc. Principal Lecture Series No. 1*
- (20) Daily, J. W. and Nece, R. E., 1960, "Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks," *Journal of Basic Engineering*, pp. 217~232.
- (21) Senoo, Y. and Ishida, M., 1987, "Deterioration of Compressor Performance Due to Tip Clearance of Centrifugal Impellers," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 109, pp. 55~61.