

초소형 원심압축기의 날개 두께 변화에 따른 성능에 관한 실험적 연구

강신형* · 조운제** · 윤하용*** · 이승갑***

Performance Variations of a Small Centrifugal Compressor with Exit Blade Thickness

Shin-Hyoung Kang*, Woon-Je Cho**, Ha-Yong Yun***, Seung-Kap Lee***

Key Words: Centrifugal Compressor(원심압축기), Blade Thickness(날개 두께), Blade Width(날개 폭)

ABSTRACT

Some sized centrifugal compressors were designed and their performance measured to investigate the effects of exit blade thickness, width and back swept angle. The impeller of larger blade thickness shows low pressure ratio compared with that of smaller ones. Backswept angle also have a large effect on the efficiency. Measured values of slip factor are quite different from the estimated values of the Wiesner-Busemann model and an increase in the flow rate.

1. 서 론

생활용 공기조화기기, 자동차용 에어컨 및 일반공기압축기 산업분야에서는 소형이면서도 효율이 높고 제작 단가가 낮은 소용량의 압축기를 개발하려는 노력이 이루어지고 있다. 이러한 시도는 이미 군수용 항공기 분야에서는 실제 적용된 예가 있으나 제작 단가에 대한 고려가 없었기 때문에 실용화에는 문제가 있었다. 이러한 노력의 일환으로 초소형 원심압축기를 개발하려는 시도가 진행 중인데 이는 원심압축기 설계 및 개발의 기술적인 어려움에도 불구하고 많은 장점을 가지고 있기 때문이다. 원심압축기는 기존의 왕복동식, 스크류식, 스크롤식 압축기

에 비하여 효율이 15~20% 높고, 크기와 무게를 30~50% 줄일 수 있으며, 부품수를 30~50% 감소 시킴으로서 제작단가를 낮출 수 있는 장점을 가지고 있다.¹⁾ 그러나 실용화에 있어서는 고속모터의 개발문제, 모터와 압축기의 일체화에 따른 실링(sealing) 기술, 고속 회전용 베어링 개발 등의 여러 가지 문제가 동시에 해결되어야만 하는 시스템적인 문제가 존재하는 실정이다. 다행히 최근 들어 이 분야에서 많은 기술적인 진보가 이루어져 실용화의 가능성은 점점 증대하고 있다. 그러나, 국내에서는 특기할 만한 연구 결과가 보고되지 않는 실정으로서 향후 생활용 공조기기 시장에서 대외 경쟁력 저하가 우려되어 초소형 압축기 설계분야의 기술 축적이 절실하다 하겠다. 이러한 배경 하에 본 연구는 초소형 압축기의 성능에 영향을 미치는 주요 설계 변수를 설정하고, 이들이 성능에 미치는 효과를 규명함을 목표로 하고 있는바, 이는 향후 설계에 긴요한 자료가 되리라 생각한다.

* 서울대학교 기계항공공학부

** 서울대 대학원, 대우중공업(주)

*** 삼성전자 생활시스템연구소

2. 압축기 임펠러 설계

소형 압축기는 보통 설계유량은 작으나 요구되는 압력은 상대적으로 크기 때문에 설계 비속도가 매우 작게 된다. 이를 피하기 위해서 회전수를 상당히 높여 주어야 하나 구동부의 역학적 제한 때문에 그 크기가 제한된다. 이러한 소형 저비속도 임펠러의 설계에 있어서 중요하게 고려되어야 할 점으로서 작은 크기와 낮은 비속도로 임펠러의 출구 폭이 상당히 좁아짐에 따라 임펠러 내부 유로가 좁아져서 전체적인 점성손실이 과다해지고 또 임펠러와 슈라우드 간극의 상대적인 크기가 증가하여 간극손실이 증가하는 문제가 있다.²⁾ 이를 고려해 본 연구에서는 날개 폭을 줄이지 않는 대신 날개 두께를 증가시켜 출구 면적을 유지할 수 있도록 임펠러를 설계하였다. 또한 이 경우 임펠러 내부 점성손실은 감소하리라 예상되나 임펠러 출구, 즉 디퓨저 입구에서는 유로 면적의 갑작스런 확대로 인하여 팽창 손실이 불가피하게 발생할 것이 예상되므로 이들의 적절한 선택이 이루어 진다면 비교적 높은 효율이 기대된다. 본 연구에서는 동일한 임펠러 반경과 입구 형상에서 출구 형상이 상이한 3종의 임펠러를 2차원 형상으로 설계 제작하여 성능시험을 수행하였다. 이들에 관한 주요 사양은 Table 1에 나타내었다. Fig. 1에 나타낸 모델 1의 경우 입구와 출구의 날개폭은 동일하게 4mm, 날개두께는 입구에서 0.9mm, 출구에서는 7.5mm로 설계하였으며, 날개의 출구각은 -50° 의 후향각으로 하여 스웰(C_{12})을 줄이도록 하였다. 날개의 높이가 일정한 설계에 대하여 관심을 갖는 이유는 입

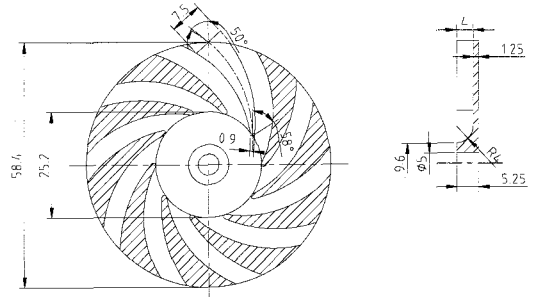


Fig. 1 Configuration of model 1

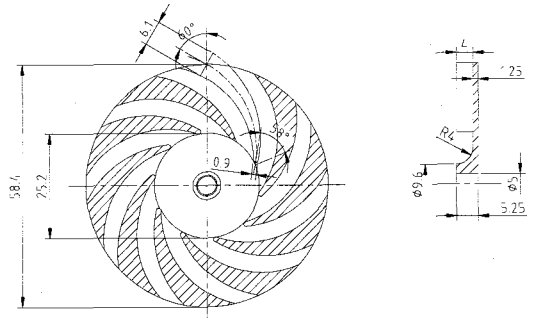


Fig. 2 Configuration of model 2

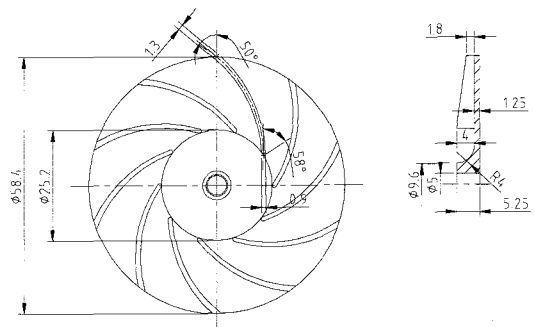


Fig. 3 Configuration of model 3

Table 1 Specifications of impellers.

	model 1	model 2	model 3
r_{1h} (mm)	4.8	4.8	4.8
r_{1t} (mm)	12.6	12.6	12.6
b_1 (mm)	4.0	4.0	4.0
b_2 (mm)	4.0	4.0	1.8
r_2 (mm)	29.2	29.2	29.2
r_3 (mm)	63.85	63.85	63.85
t_{n1} (mm)	0.9	0.9	0.9
t_{n2} (mm)	7.5	6.1	1.3
β_{1b} (°)	-58	-58	-58
β_{2b} (°)	-50	-60	-50

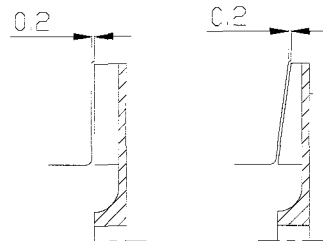


Fig. 4 Details of tip clearance

펠러의 가공과 날개 간극의 조절과 조립이 용이하고 설계변경이 쉬운 장점이 있기 때문이다. 이러한 임펠러의 성능이 합리적이라면 그 응용성이 우수하다고 판단된다. 날개의 형상은 반경을 아래와 같이 정의한³⁾ 단순한 원호형으로 설계하였는데, 먼저 주어진 입구, 출구각에 대하여 날개의 중심선을 정한 후, 입구, 출구각을 감소 혹은 증가시켜 주어진 날개 두께를 만족시키도록 압력면과 흡입면을 결정하였다.

$$R = \frac{D_2^2 - D_1^2}{4(D_2 \cos \beta_2 - D_1 \cos \beta_1)} \quad (1)$$

임펠러 출구각도가 성능에 미치는 효과를 연구하기 위해서 임펠러 모델 2는 출구날개각을 -60° 로 설계하여 모델1과의 성능을 비교하였다. 날개각 증가의 영향을 고려하여 출구 날개의 두께는 6.1 mm로 하였으며 날개폭은 모델1과 동일하게 설계하였고 이를 Fig. 2에 나타내었다. 날개각이 증가하면 스월이 감소하고 출구 절대속도의 크기가 감소한다. 한편 이러한 두꺼운 날개가 성능에 미치는 영향을 상대적으로 비교하기 위해서 모델 3은 출구 날개각은 모델 1과 동일하게 설계하고 단지 출구 날개폭은 1.8 mm, 날개두께는 1.3 mm로 설계하였고 Fig. 3에 나타내었다. 임펠러 출구에서 날개의 기하학적인 형상에 의한 유로폐쇄(geometrical blockage)를 임펠러 반경에 해당하는 면적에 대한 유로의 면적으로 식 (2)와 같이 정의할 때, 모델 1, 2, 3은 각각 0.36, 0.33, 0.89의 값을 가진다.

$$B \equiv 1 - \frac{t_{n2} Z}{\cos \beta_{2b}} \frac{1}{2\pi r_2} \quad (2)$$

3. 시험장치 및 시험방법

3.1. 구동부 및 압축기

실험장치는 크게 구동부와 압축기 및 계측장치로 구성되어 있다. 압축기에 회전력을 가하기 위한 구동장치로 소형 자동차용 과급기(GARRET, TR0758)를 사용하였다. 상용 이동식 공기압축기로부터 생성된 압력 7.5kg/cm^2 의 고압공기를 과급기로 유도하여 터빈을 회전시키고 이와 동축으로 연결된 임펠러를 구동한다. 마급기 회전 부위의 윤활을 위하여 오일펌프($1\text{m}^3/\text{hr}$, 1.5kg/cm^2)를 별도로 설치하여 윤활유를 공

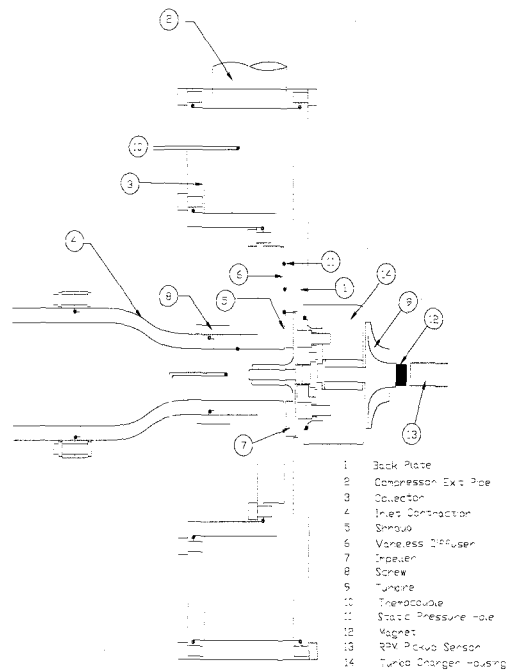


Fig. 5 Side View of Test Section

급하였다. 압축기의 흡입구는 유동의 비균일성을 줄이기 위하여 유동이 가속될 수 있도록 수축관을 설치하였으며 수축부의 형상은 Morel⁴⁾의 식을 참고하였다. 슈라우드는 임펠러의 형상에 맞게 설계하였으며, Fig. 4에 도시된 바와 같이 임펠러와의 틈 간극은 0.2mm 가 유지되도록 하였다. 제작과 조립의 용이성을 위하여 슈라우드와 디퓨저는 일체형으로 제작하였으며 디퓨저 입구와 출구폭은 임펠러 출구폭과 동일한 베인리스 디퓨저를 적용하였다. 임펠러와 케이싱 및 흡입구는 모두 알루미늄 재료를 3축 선반가공하여 제작하였고 표면의 조도를 고려하여 최대한 매끈하게 제작하였다. 디퓨저의 출구에는 원주방향의 유동의 불균일성을 없애기 위하여 벌류트 대신에 원주방향의 단면적이 일정한 컬렉터를 설치하였다. Fig. 5에는 압축기의 단면을 데이터 측정위치와 함께 도시하였다.

3.2. 측정부 및 계측장치

입구 수축부와 슈라우드, 컬렉터에 정압 탭과 열전대를 설치하여 정압력과 전온도를 측정하였다. 반경 r/r_2 이 1.03인 위치에서 임펠러 출구 정압력을 계

측하였고, 유량은 압축기 출구 배관에 미리 교정한 노즐을 설치하여 차압과 온도를 측정한 후 환산하여 구하였다. 정압과 차압은 압력변환기(MKS Co.)에 의하여 전기신호로 출력되며 이는 A/D 변환기(Data Translation Co.)에 의하여 디지털신호로 컴퓨터에 저장된다. 온도는 T형 열전대를 사용하였고 전도효과에 의한 오차 발생을 줄이기 위하여 측정에서 표면으로부터 약 50mm 삽입하여 설치하였으며, 전기신호가 다채널 기록계(Fluke)와 GPIB통신을 통하여 PC에 저장되도록 하였다. 임펠러 출구의 전온도는 임펠러 출구에서 컬렉터까지 단열조건을 구비한 후 컬렉터에서 측정하여 원관 마찰 손실 보정식⁵⁾으로 보정하였다. 여기서 C_M 은 경험적인 값으로 4.5×10^{-4} 이다.

$$\Delta T_{0,DF} = \frac{2\rho_2 u_2^3 D_2^2 C_M}{C_p \dot{m}_r} \quad (3)$$

압축기의 회전수는 터빈의 회전축에 영구자석을 부착하고, 이와 근접한 거리에 마그네틱 픽업 센서를 설치하여 터빈의 회전으로 유도기전력이 발생할 때 회전수계(Philips, PM6665)로 펄스를 카운팅하여 측정하였다. 회전수 또한 GPIB통신을 통하여 PC에 저장되며 다른 데이터와 함께 데이터 처리용 상용프로그램(HP-VEE)에 의하여 처리된다.

3.3. 시험 방법

과급기에 공급되는 압축공기량을 유량조절 밸브로 조정하여 임펠러의 회전수가 시험회전수의 $\pm 0.5\%$ 의 오차범위에 들도록 설정한 후 압축기 출구의 온도를 관찰하여 정상상태가 되었음을 확인한 후 각 부위의 온도 및 압력을 측정한다. 온도는 3회 측정된 값의 평균을 취하였고, 시험 시작 전·후 2회 측정된 값을 다시 평균하였다. 압력은 각 지점에서 1만개의 값을 받아 평균하였으며, 압력을 측정하는 순간의 회전수를 측정하였다. 하나의 유량점에서 데이터 획득이 완료되면, 압축기 출구의 밸브를 조정하여 유량을 줄인 상태에서 다시 위와 같은 과정을 거쳐 데이터를 획득한다. 최소 유량점은 시스템의 과도한 소음과 진동을 수반한 서지(surge)가 감지되기 시작하는 지점으로 설정하고 최대유량과 최소유량 사이에 5~7개의 유량점에서 데이터를 획득한다.

3.4. 성능평가 방법

측정된 데이터는 측정시의 입구조건에 따라 상이한 값을 가지므로 아래의 상사식에 의거하여 이를 1기압, 20°C의 입구 기준조건으로 보정하였으며, 질량 유량을 기준 회전수에 대하여 보정하였다.

$$\dot{m}_r \frac{\sqrt{T_{01r}}}{P_{01r}} = \dot{m} \frac{\sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \quad (4)$$

$$\frac{N}{N_{ref}} = \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{01ref}}} \quad (5)$$

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}} = \frac{N}{N_{ref}} \quad (6)$$

$$\frac{PR_{ref}^{\gamma-1/\gamma} - 1}{(\gamma-1) M_{u,ref}^2} = \frac{PR^{\gamma-1/\gamma} - 1}{(\gamma-1) M_u^2} \quad (7)$$

임펠러 출구에서 측정된 정압력과 전온도를 아래에 제시된 유동관계식, 오일러 방정식 및 열역학 관계식에 적용하여 출구의 전압력 및 등엔트로피 효율을 구하였다. 임펠러 출구에서 측정된 정압력의 경우 극히 작은 구간에서 혼합손실의 영향은 미미할 것이라는 판단 하에, 측정된 정압력을 혼합이 일어나지 않은 상태의 값으로 간주하였다. 그리하여, 출구면적에서 식 (2)로 정의한 유로폐쇄를 고려하였으며, 입구에 가이드베인(guide vane)을 설치하지 않았으므로 예회전(pre-swirl)은 없는 것으로 가정하였다.

$$C_{m2} = \dot{m} / (\rho_2 2\pi r_2 b_2 B) \quad (8)$$

$$C_{e2} = C_p (T_{02} - T_{01}) / u_2 \quad (9)$$

$$T_{02} = T_2 + (C_{m2}^2 + C_{e2}^2) / 2C_p \quad (10)$$

$$\rho_2 = P_2 / RT_2 \quad (11)$$

$$P_2 / P_{02} = (T_{02s} / T_2)^{\gamma/\gamma-1} \quad (12)$$

이 때, 전효율은 다음과 같이 정의한다.

$$\eta_{02} = (T_{02s} - T_{01}) / (T_{02} - T_{01}) \quad (13)$$

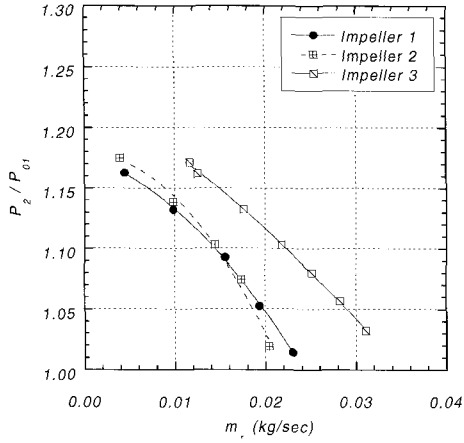


Fig. 6 Variations of static pressure ratio of the impellers

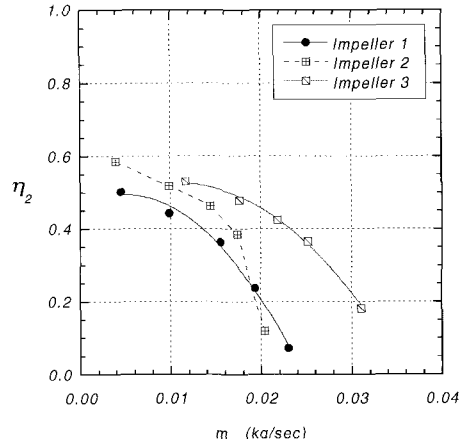


Fig. 9 Variation of static efficiencies of the impellers

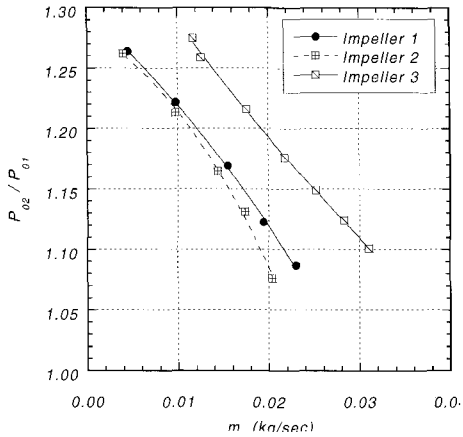


Fig. 7 Variations of total pressure ratio of the impellers

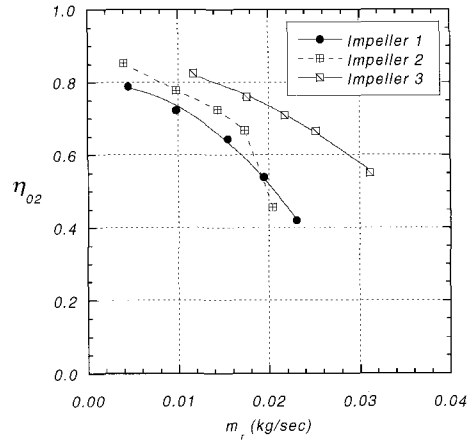


Fig. 10 Impeller total to total efficiencies

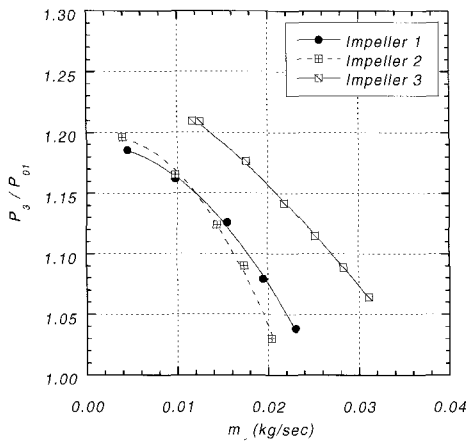


Fig. 8 Variations of static pressure ratio at the diffuser exit

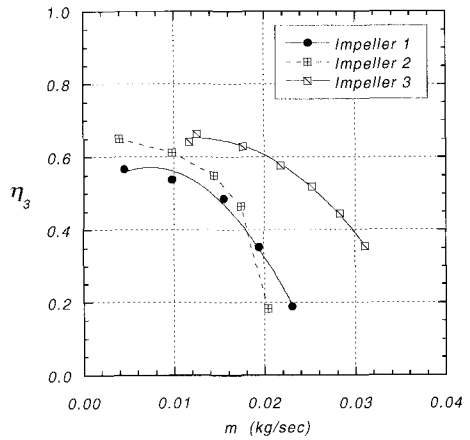


Fig. 11 Variations of static efficiencies of the stage

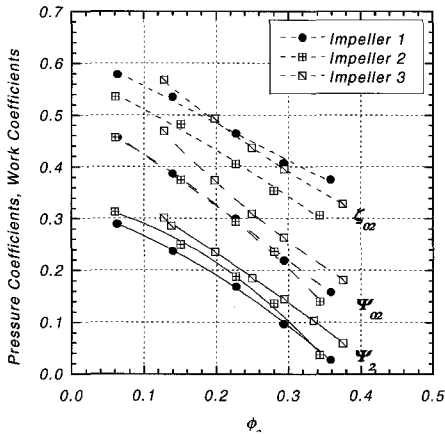


Fig. 12 Variations of work and pressure coefficients.

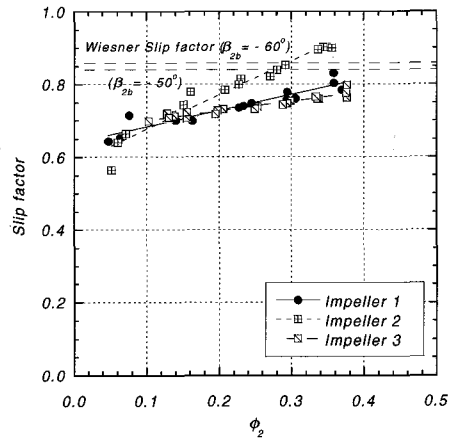


Fig. 13 Slip factors

한편, 출구 상대속도가 출구날개각을 벗어난 양인 미끄럼 계수(slip factor)와 일계수 및 압력계수를 아래와 같이 구한다.

$$\sigma = 1 - C_{slip}/u_2 = (C_{\ell} - C_{m2} \tan \beta_{2b})/u_2 \quad (14)$$

$$\phi_2 = C_{m2}/u_2 \quad (15)$$

$$\zeta_{02} = \Delta h_0/u_2^2 = C_p(T_{02} - T_{01})/u_2^2 \quad (16)$$

$$\psi_{02} = \Delta h_{0s}/u_2^2 = C_p(T_{02s} - T_{01})/u_2^2 \quad (17)$$

$$\psi_2 = \Delta h_s/u_2^2 = C_p(T_{2s} - T_{01})/u_2^2 \quad (18)$$

4. 실험결과 및 토의

회전수 70,000 rpm에서 3가지 모델의 임펠러에 대하여 임펠러 출구에서의 정압비와 전압비를 측정된 결과를 각각 Fig. 6과 Fig. 7에 나타내었다. 모델 3의 압력비가 모델 1, 2에 비하여 높게 측정되었는데 이는 날개 두께가 압력비에 큰 영향을 미치고 있음을 보여주고 있다. 그 차이는 Fig. 8에서 보인 바와 같이 디퓨저를 통과한 이후의 정압력 회복에 있어서 더욱 크게 나타난다. 출구측의 유량조절 밸브를 완전히 개방한 상태로 측정된 최대 유량도 모델 3이 더욱 큰 값을 보임을 확인할 수 있다. 모델 2는 모델 1과 비교하여 스월이 감소하기 때문에 Fig. 7에 나타난 바와 같이 전압

상승이 전유량 범위에서 낮게 나타났다. 그러나 Fig. 6에서의 정압상승은 고유량에서는 후향각이 작은 모델 1이, 저유량에서는 후향각이 큰 모델 2가 큰 상승량을 보이고 있다. Fig. 8의 디퓨저 출구에서 정압상승을 Fig. 6의 결과와 비교하면 디퓨저에서 압력회복량을 산출할 수 있으며, 디퓨저의 압력회복을 통해서도 유량에 따른 압력상승의 변화는 거의 유사하다. 모델 2의 경우 고유량에서 정압 및 전압 모두 급격히 감소함이 관찰되는데, 전압력의 감소는 Fig. 12에서 비교한 일계수로부터 확인할 수 있는 바와 같이 출구온도가 낮아 접선 방향 속도성분이 작게 평가되기 때문이다.

임펠러의 전대정 효율을 비교하면 Fig. 9에 나타난 바와 같이 출구온도의 상승이 작은 모델 2가 최대 유량 점 부근을 제외하고는 모델 1 보다 8% 정도 높게 나타났으며, 두 모델 공히 고유량에서는 효율이 급격히 감소한다. 모델 3은 고유량 영역을 포함하여 높은 효율을 보인다. 한편 Fig. 10과 Fig. 11에는 임펠러 전효율과 단(stage)의 효율의 변화를 비교하였다. 모델에 따른 변화는 앞의 경우와 같다. 한편, 가장 효율이 높은 모델 3의 경우에도 단에서의 효율은 50~60% 수준이며, 전효율 또한 70% 수준에 머무르고 있어서 공조기에 적용할 수 있는 수준이 되지 않는 것이다. 이는 축소된 모형에서 레이놀즈 수의 감소에 따른 효율의 감소 경향과 잇단 간극 손실의 증가 경향을 반영하며, 인두서가 없는 2차원 형상의 임펠러의 내부 손실이 상당히 크다는 사실을 말해준다. 60,000 rpm, 70,000 rpm, 80,000 rpm에서 측정된 각 모델의 미끄럼 계수를 비교해 보면 Fig. 13에 나타난 바와 같이 3가지 모델 공히

유량에 비례하여 거의 선형적인 증가를 보이고 있다. 특히 후향각이 50°로 동일한 모델 1과 모델 3은 날개 두께의 차이에도 불구하고 거의 동일한 값의 미끄럼 계수를 가지며, 고유량 범위에서 모델 1이 약간 큰 값을 가진다. 후향각이 큰 모델 3의 경우 유량변화에 따라 미끄럼 계수의 변화가 훨씬 크게 나타났다. 동일 선도에 Wiesner-Busemann 미끄럼 모델을 사용하여 구한 미끄럼계수를 비교하여 나타내었는데, 측정치와 많은 차이가 있음이 확인된다.

5. 결 론

저비속도형 소형 압축기의 간극손실을 감소시키기 위하여 임펠러 출구 날개 폭과 두께, 후향각을 달리한 세가지 임펠러를 설계하여 성능을 비교하였다. 그 결과 날개 폭을 증가시킨 모델에 있어서 간극비의 감소에 의한 성능의 개선은 이루어지지 않았으며, 오히려 날개 두께의 증가로 인하여 성능이 저하되는 경향을 나타내었는데 이는 출구에서의 혼합손실의 증가에 기인하는 것으로 보인다. 또한 후향각이 커지면 날개 두께의 증가와 무관하게 압력비가 감소하고 효율이 증가함을 정량적으로 확인할 수 있었다. 미끄럼 계수는 유량에 비례하여 증가하는 경향을 보여 Wiesner-Busemann 미끄럼 모델과 차이가 있으며, 후향각의 변화가 상당한 영향을 미치고 있음을 알 수 있었다. 본 연구에서 확보한 성능 실험 자료는 이후 유사한 제품의 개발에

중요한 설계자료로 사용될 것이다.

후 기

본 연구는 삼성전자(주)의 산학협동연구의 일환으로 수행되었으며, 서울대학교 터보·동력기계연구센터가 연구시설을 지원하였음을 밝힌다.

참고 문헌

- (1) Brondum, D. C., et. al., 1998, "High-Speed, Direct-Drive Centrifugal Compressor for Commercial HVAC Systems," Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 921~926.
- (2) 김영신, 1998, "터보냉동기용 소형 원심압축기의 설계 및 성능평가," 서울대학교 기계공학과 석사학위논문, pp. 27~28.
- (3) Eck, B., 1973, "Fans," Pergamon Press, pp. 99-100.
- (4) Morel T, 1975, "Comprehensive Design of Axisymmetric Wind Tunnel contractions", ASME Journal of Fluids Engineering, pp. 225~233.
- (5) Vavra, M. H., 1965, "Problems of Fluid Mechanics in Radial Turbomachinery," von Karman Institute, course note 55. PART IV, pp. 21~22.