

팁 간극 영향으로 인한 원심 압축기 성능특성 시험연구

차봉준* · 임병준* · 양수석* · 이대성**

Experimental Study on the Effect of Tip Clearance of a Centrifugal Compressor

Bongjun Cha*, Byungjun Lim*, Sooseok Yang*, Daesung Lee**

Key Words: Impeller(임펠러), Diffuser(디퓨저), Centrifugal Compressor(원심 압축기), Tip Clearance(팁 간극) Performance test(성능시험), Stable operating range(안정작동범위)

ABSTRACT

The experimental study on the effect of axial clearance between the tip of impeller blades and stationary shroud has been performed. The investigated compressor, which is a part of a small auxiliary power unit engine, consists of a curved inlet, a centrifugal impeller, a channel diffuser and a plenum chamber. It was designed for a total pressure ratio of 4.3 and an efficiency of 77% at design speed of 60,000 rpm. The experiments are carried out in an open-loop centrifugal compressor test rig driven by a turbine. For the four different clearance ratios Cr (clearance/impeller tip width) of 6.25, 10.93, 15.60 and 20.30 percent, the overall performance data are obtained at 97%, 90% and 80% of the design speed. The results show the overall pressure ratio decrease of 7.7% and the efficiency loss of 8.7% across the variation of clearance ratio near the design speed. It also indicates that the influence of tip clearance became weaker as the flow rate is reduced and the stable operating range is not significantly influenced by the change of clearance ratio.

1. 서론

보조동력장치나 소형 가스터빈 엔진에 사용되는 원심 압축기는 소형·경량과 함께 고효율, 고압력비가 요구된다. 원심 압축기의 임펠러는 슈라우드가 있는 것과 슈라우드가 없는 것으로 구분되는데 보통 슈라우드가 있는 형태의 임펠러는 낮은 비속도를 가지고 간단으로 구성되며 높은 신뢰도가 요구되는 대용량의 산업용, 발전용 압축기에 사용되는 반면에 슈라우드가

없는 임펠러는 단단으로 높은 비속도와 압력비 그리고 경량화를 추구하는 터보차저, 항공용 가스터빈 엔진의 압축기에 사용되고 있다.^{(1),(2)}

슈라우드가 없는 임펠러의 경우, 임펠러 날개 끝과 고정된 슈라우드 케이싱 사이에는 축 방향으로 일정한 거리 즉, 팁 간극이 존재하게 되는데 압축기 성능은 이러한 팁 간극을 통한 유동누출과 압력손실로 인하여 감소하게 된다. 따라서 임펠러 형상설계에는 팁 간극 효과를 고려한 성능해석이 요구되나 현재까지 팁 간극에 의한 정확한 이론적 손실예측 방법과 압력손실 거동에 대한 명확한 이론이 제시되어 있지 않은 관계로 손실예측에는 이론적 손실모델에 실험결과를 보완시킨 방법이 사용되고 있다.

* 한국항공우주연구소 터보기계연구그룹

** 한국항공우주연구소 추진기관연구부

E-mail : dslee@kari.re.kr

지난 수십 년간 많은 팁 간극 손실이론과 실험결과들이 발표되었는데, 초기에 발표된 논문으로서 Eckert(1953)와 Schmidt-Theuner(1968)는 팁 간극에 따른 압축기 효율감소를 간단한 parabolic 형태의 실험식으로 나타내었으며 Jansen(1967)은 팁 간극을 통하여 임펠러 날개의 압력면에서 부압면으로 유동누출이 생길 때 유동은 갑작스런 수축과 팽창과정을 거치며 이때 발생된 압력손실이 임펠러 날개하중 손실과 거의 동일하다는 가정을 이용한 손실계수 관계식을 유도하였다.⁽²⁾

한편, Senoo와 Ishida^{(3),(4)}는 이보다 상세한 손실모델을 제시하였는데, 이들은 Jansen이 제안한 압력손실 이외에 유동누출에 의한 와류와 쉬라우드면을 따라 발생한 2차원흐름이 만나서 형성된 저 운동량 유동을 지지하기 위한 압력손실을 고려하여 팁 간극 변화에 따른 선형적인 손실모델을 제시하였다. 그러나 실제 많은 실험결과들에 의하면 10% 이내의 작은 팁 간극비 영역에서는 손실량이 팁 간극에 선형적으로 나타나고 있는 반면 이 보다 큰 변화영역에서는 비선형적인 성능감소 경향을 보이고 있다.

압축기 성능에 대한 팁 간극 영향은 다른 성능인자들의 영향에 비해 잘 알려져 있지 않은 상태인데 이것은 팁 간극손실이 임펠러 날개하중, 내부 유동 확산률 등과 같은 공력학적 특성들과 연관되어 나타나는 복합적인 손실이므로 원판 마찰손실 또는 축계통 유동누출 손실과 같은 독립적인 손실로 취급할 수 없기 때문이다. 또 다른 이유는 성능시험의 제약성으로부터 오는 팁 간극 측정에 대한 문제이다. 회전하고 있는 임펠러의 팁 간극은 압력차이에 의한 축 방향 힘과 온도 영향에 의해 일정하게 유지되지 않으며 또한 쉬라우드가 여러 가지 구성품들과 함께 장착된 상태이므로 설치과정에서 발생한 오차의 누적으로 인해 원주방향으로 정확히 균일하지가 않다고 볼 수 있다. 특히 이와 같은 비균일성은 팁 간극이 매우 작은 경우에 그 영향이 두드러지게 나타난다고 알려져 있다.⁽²⁾

Eiseniohr와 Chladek는 보조동력장치의 동력을 증가시키기 위해 2단 축류/원심 압축기를 1단 원심 압축기로 개조하는 과정에서 시동 시 발생한 팁 간극 변화문제를 해결하기 위해 열팽창을 이용하여 팁 간극을 제어하는 연구를 수행하였다.⁽⁵⁾

최근 국내에서도 선박용 또는 소형 가스터빈 엔진에 사용되는 원심압축기에 대한 많은 연구가 진행되고 있다.^{(6),(7)} 본 연구는 현재 항우연과 삼성테크윈이 공동으

로 개발하고 있는 보조동력장치의 원심 압축기 성능 시험과정에서 팁 간극 영향으로 인한 압축기 성능변화를 실험적으로 규명하기 위해 수행되었다. 팁 간극 변화에는 쉬라우드와 시험기 본체 사이에 금속박판을 삽입하는 방법을 사용하였으며 팁 간극변화에 따른 임펠러 및 압축기 성능특성을 파악하기 위해 설계점 속도와 몇개의 탈설계점 속도에서 전압력비, 효율, 임펠러 work input factor 등과 같은 성능인자들의 변화를 고찰하였다.

2. 성능시험

2.1 압축기 형상

압축기는 굴곡진 입구형상과 임펠러 및 채널 디퓨저로 구성되어 있으며 60,000 rpm의 설계점 속도에서 압력비 4.3, 효율 77%, 유량 0.98 kg/sec의 성능을 목표로 설계되었다. 입구형상은 실제로 압축기가 보조동력장치에 설치될 경우의 성능을 시험하기 위해서 굴곡진 형상으로 설계되었다. 임펠러는 직경 164 mm, 출구 폭 6.4 mm 그리고 접선방향으로부터 출구 각 25°인 보조 날개를 갖는 26개의 날개로 설계되었다. 설계점에서의 임펠러 출구 마하수는 1.05 이다. 채널 디퓨저는 목면적 0.00123 mm², 접선방향으로부터 18°로 설치된 21개의 날개들로 구성되어 있다.

2.2 측정장비

전반적인 압축기 성능을 평가하기 위해서 압력과 온도를 측정하였다. 측정위치는 Fig. 1과 같이 대기상태로부터 압축기 출구까지 몇 개의 단계로 구분하였다. 압축기 입구에서는 4개의 전압력 및 정압력과 정온도를 측정하였으며 임펠러와 디퓨저 출구에서 4개의 정압력과 압축기 출구에서 4개의 전압력 및 정온도를 측정하였다. 압축기 입구의 경우 유속이 낮으므로 정온도와 정온도의 차이가 작기 때문에 열전대로 측정할 온도를 정온도로 사용하였다.

압력측정에는 측정범위 100 psi에 대하여 절대오차가 0.25%인 차압계와 48채널의 Scanivalve를 사용하였고 온도측정에는 K-type 열전대를 사용하였다. 유량 측정에는 시험부 하류에 설치된 오차 0.3%인 압전소자식 유량계를 사용하였다. 회전수 측정에는 압축기 회전축 선단에 설치된 임펠러 고정용 잠금너트에 레이저

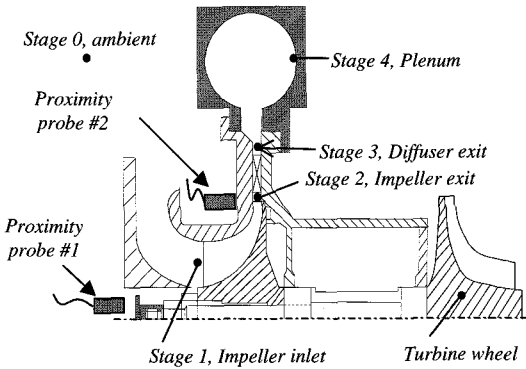


Fig. 1 Cross section of a compressor test rig

빔을 주사시켜 이로부터 반사된 신호를 이용하는 레이저 타코메터를 사용하였다.

압축기가 운용되고 있을 때 측정된 축 방향 팁 간극은 임펠러 후면에 형성된 압력에 의해 축 방향 힘이 발생되기 때문에 정지되어 있을 때의 팁 간극 보다 작으며 운용 상태에 따라 다르게 나타날 수 있다. 따라서 정확한 팁 간극을 측정하기 위해서는 압축기가 운용되고 있는 동안 지속적인 관찰과 측정이 요구된다. 팁 간극 측정에는 Fig. 1과 같이 임펠러 날개 선단의 쉬라우드 외벽과 압축기 회전축 선단에 설치된 근접센서를 사용하였는데 이는 운용 중에 발생하는 시험기 본체의 열팽창에 의한 팁 간극 변화량과 축 방향 힘에 의한 팁 간극 변화량을 고려하기 위함이다. 따라서 실제 운용 팁 간극은 상온의 정지된 상태에서 측정된 팁 간극에 두 개의 근접센서로부터 측정된 값들의 차이를 보정하여 측정된다.

압축기의 팁 간극은 임펠러 입구에서 반경방향 팁 간극의 변화없이 쉬라우드와 시험기 몸체의 조립면에 금속박판을 삽입하여 축 방향 팁 간극비(Cr =팁 간극/임펠러 출구 폭)를 조정하였다. 앞서 언급한 바와 같이 운용 팁 간극은 축 방향 힘에 의한 축계통 베어링의 유격 및 온도영향에 의한 불안정성과 쉬라우드 설치에 따른 조립오차에 인한 반경방향으로의 비균일성으로 인하여 운용 팁 간극 측정에는 어느 정도의 오차를 포함하게 되는데 본 연구에서는 다수의 반복측정에 의한 불확실도를 분석한 결과, 측정된 팁 간극은 최대 약 10%의 상대오차를 포함하고 있는 것으로 판단된다.

본 시험에서는 성능시험기의 터빈 구동력과 위에서 언급한 운용 팁 간극의 변화에 따른 안전문제 같은 제약으로 인하여 최대 속도는 설계점 속도의 97%, 최소 팁 간극비는 0.0625가 되는 조건에서 측정된 성능시험 결과를 이용하여 설계점에서의 성능을 예측하였다. 또

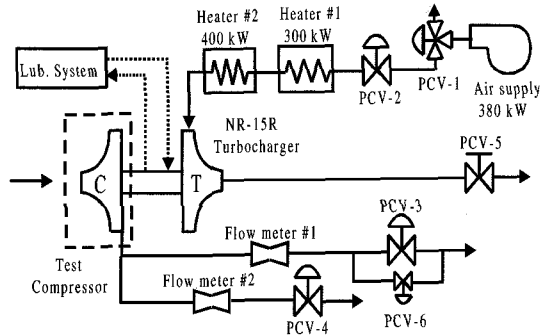


Fig. 2 Schematic diagram of a test facility

한 팁 간극비를 0.0625, 0.1093, 0.156, 0.203으로 변화시킬 때 이에 따른 압축기의 전압력비, 전효율 그리고 운용영역 등과 같은 성능요소의 변화를 살펴보았다.

2.3 성능시험기

압축기 성능시험기는 터빈으로 구동되는 개방유로형으로서 Fig. 2와 같이 구성되어 있다. 공기는 380 kW의 공기압축기에 의하여 최대 400 kPa까지 압축된 후 2단의 전기히터에 의해 620 °C까지 가열된다. 가열된 공기는 구동터빈을 통해 대기로 팽창되면서 단일 회전축으로 연결된 압축기를 구동시킨다. 압축기 구동용 터빈과 축계통은 현재 선박용으로 사용되고 있는 터보차저(NR-15R)로서 최대 회전수는 약 61,000 rpm이며 회전수는 스톱밸브(PCV-2)에 의해 조절된다. 터빈 팽창조절밸브(PCV-5)는 터빈이 시동될 때 급격한 회전수 증가에 의한 축계통 손상을 방지하기 위한 안전밸브이다.

대기로부터 압축기로 유입된 공기는 압력제어밸브(PCV-3, PCV-4)에 의하여 압력이 조성되며 유로하류에는 압축기가 서지상태로부터 신속히 벗어나기 위한 서지안전밸브(PCV-6)를 설치하였다.

시험기 제어 및 자료획득은 Labview 소프트웨어를 이용하여 구성하였으며 진동 및 근접센서와 천이압력들과 같은 고 주파수 응답특성 신호들은 별도의 PC와 소프트웨어로 구성하였다.

3. 시험방법 및 결과검토

3.1 시험방법

성능시험은 4개의 팁 간극변화에 대하여 압축기 최대유량(초크상태)에서부터 최소유량(서지상태)에 걸쳐

설계점 속도의 80%, 90%, 97%에서 수행되었다.

압축기 전압력비는 Fig. 1의 임펠러 입구에서 측정된 4개의 전압력을 평균한 값과 압축기 출구 plenum에서 측정된 전압력 평균값의 비로 정의하였다. 임펠러 및 디퓨저 성능은 임펠러와 디퓨저 출구에서 측정된 정압력과 정온도를 입력 값으로 하여 자체 개발한 시험해석용 소프트웨어를 이용하여 구성요소들에 대한 압력비, 효율, 속도성분 등과 같은 성능인자들을 계산하였다. 효율계산에는 압축기 입구의 정온도와 출구 plenum에서의 전온도를 이용한 단열효율 관계식을 적용하였다.

성능시험기는 터빈 구동형이므로 전기모터 구동방식에 비해 정확한 회전수를 유지하는 것은 불가능하다. 따라서 성능시험에서는 시험 목표 회전수를 중심으로 최대 $\pm 0.5\%$ 이내의 회전수에서 반복 측정된 값들을 interpolation 하여 시험 목표 회전수에 대한 측정값으로 사용하였다.

3.2 시험결과 검토

Fig. 3에서부터 Fig. 6까지는 설계점 회전수의 97%,

90%, 80%에서의 팁 간극 변화에 따른 전반적인 압축기의 전압력비와 효율을 나타내고 있다. Fig. 3에서 굵은 실선과 점선은 Jansen의 팁 간극 손실모델을 사용하고 있는 상용 해석프로그램⁽⁸⁾을 이용하여 설계점 속도의 97%, 팁 간극비 0.0625와 0.109에서 해석한 결과를 나타내고 있다. 해석결과가 시험결과에 비해 최대 압력비 및 최대 효율이 높고 작동유량 범위가 넓게 나타나고 있는데 이는 해석프로그램에서 사용하고 있는 팁 간극 손실모델과 더불어 디퓨저 입구에서 발생하는 충격파에 의한 손실모델이 실제의 경우에 비해 과소 평가되었기 때문인 것으로 판단된다. 또한 본 연구에 사용된 디퓨저의 형상이 임펠러 출구 유동상태와 적절히 매칭되지 않았기 때문에 이로 인한 유동의 불안정성 증가로 시험결과와 작동영역이 좁아졌다고 판단된다.

회전수 N=97%의 시험결과에서는 팁 간극비 $Cr = 0.0625 \sim 0.203$ 범위에 걸쳐 최대 전압력비는 약 7.7% 감소하는 것을 알 수 있는데 이는 팁 간극이 증가함에 따라서 이로 인한 유동누출 손실이 증가하고 있음을 의미한다. 또한 압축기 최대유량이 감소하는 동시에 작동영역이 저유량쪽으로 이동하는 것으로 나타나고 있는

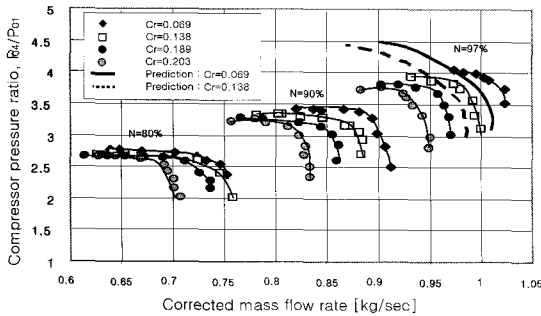


Fig. 3 Overall pressure ratio due to tip clearance

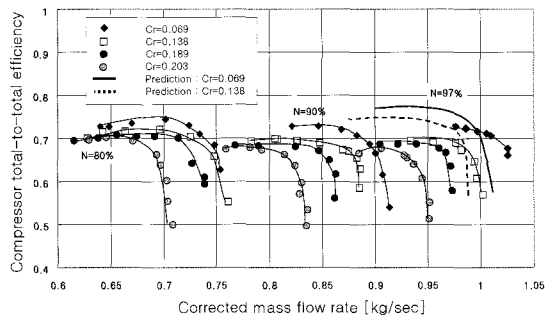


Fig. 5 Overall efficiency due to tip clearance

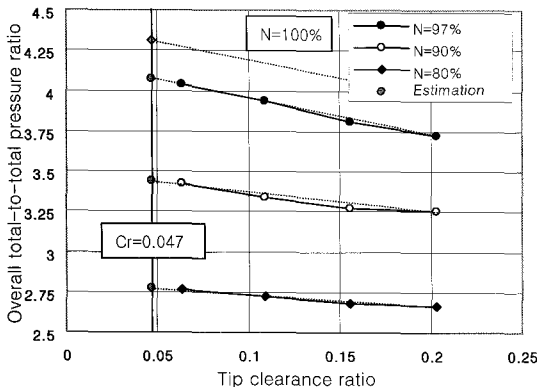


Fig. 4 Pressure ratio as a function of tip clearance ratio

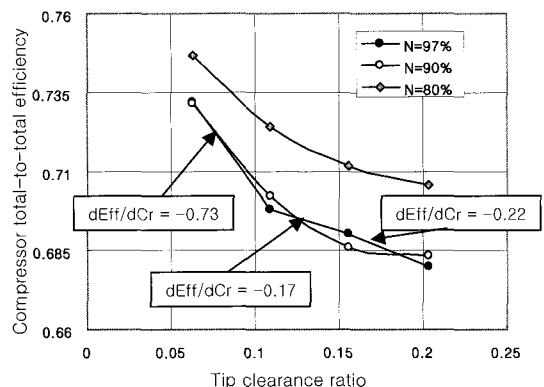


Fig. 6 Overall efficiency as a function of tip clearance ratio

데 이는 누출유동이 주유동 방향과 다른 2차 흐름을 발생시키고 임펠러 출구에서 디퓨저 목까지의 유효 유동면적을 감소시켜 초킹유량이 감소한다고 판단된다. 또한 이러한 유출유동에 의한 손실증가로 임펠러 출구에서의 전압력 감소로 인해 초킹이 발생하는 디퓨저 목 전후의 압력비가 증가하여 초킹이 발생하는 유량이 감소하였다고 판단하였다. 일정한 회전수에 대하여 팁 간극 변화에 따른 전압력비를 살펴보면 작동유량이 작은 영역에서의 압력손실량이 작동유량이 큰 영역에 비해 작게 나타나고 있는데 이는 작동유량이 감소함에 따라서 임펠러 날개하중이 감소하게 되고 이에 따른 유동누출량이 감소하기 때문이다. 한편, 압력비가 높은 고회전수 영역에서의 전압력비 변화가 압력비가 낮은 저회전수 영역에의 전압력비 변화 보다 상대적으로 크게 나타나고 있는데 이는 압력상승에 따른 임펠러 날개하중의 증가가 임펠러 압력면과 부압면 사이의 압력차이를 크게 하며 이에 따른 유동누출 손실량이 증가하기 때문이다.

Fig. 4는 각 회전수에서 팁간극비 변화에 따른 최대 압력비의 변화를 나타낸 것이다. 팁간극비 변화에 따른 손실은 모든 회전수에서 거의 선형관계를 나타내고 있으며 회전수 증가에 따라 손실률이 증가하는 것을 볼 수 있다. $N=97\%$ 의 시험결과를 선형관계로 가정하고 이 관계를 설계조건인 $N=100\%$ 와 팁 간극비 $Cr=0.047$ 에 적용하여 전압력비 추정하면 약 4.31의 전압력비가 형성됨을 알 수 있다. 따라서 설계된 압축기는 설계목표인 전압력비 4.3을 만족시킬 수 있을 것으로 판단된다.

Fig. 5의 압축기 전효율 변화도 압력비 변화와 마찬가지로 팁 간극 증가에 따라 회전수 $N=97\%$ 의 경우 약 8.7% 감소하고 있음을 알 수 있으며 일정 회전수에 대해서 작동유량이 작은 영역에서의 효율 감소량이 작동유량이 큰 영역에 비해 작게 나타나고 있음을 확인할 수 있다. 한편, 일반적인 압축기의 효율특성과 달리 회전수가 설계점 속도에 근접함에도 불구하고 효율의 향상이 거의 없음을 알 수 있는데 ($\eta_T - T = 73\%$) 이는 성능시험에 사용된 디퓨저 형상이 설계점 속도 부근에서 임펠러 출구 유동상태와 적절히 매칭되지 않았기 때문인 것으로 판단되고, 저회전수($N=80\%$, $N=90\%$)에서 효율이 $N=97\%$ 보다 높게 나온 이유는 이러한 디퓨저 형상 매칭 문제와 온도측정오차 때문으로 판단된다. 따라서 팁 간극비를 설계조건인 $Cr=0.047$ 을 유지하고 디퓨저 입구 형상을 최적화 시키면 설계목표율($\eta_T - T = 77\%$)를 만족시킬 수 있을 것으로 판단된다.

Fig. 6은 팁 간극비 변화에 따른 전효율의 변화율을 나타낸 것으로 전압력비와는 달리 선형관계를 나타내지는 않고 있으나 팁 간극이 작은 영역에서의($Cr=0.0625 \sim 0.109$) 전효율 감소율이 다른 영역에서의 감소율 보다 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 전압력 손실률을 선형적 관계로 가정하면, 회전수 $N=97\%$, 90% , 80% 일 때 감소율은 각각 7.2%, 6.7%, 5.5%를 보이고 것으로부터 전효율 감소율도 전압력비의 경우와 마찬가지로 회전수가 증가함에 따라 증가하는 것을 알 수 있다.

디퓨저를 장착한 압축기의 경우 순수 팁 간극변화만에 의한 성능특성을 파악하기 위해서는 팁 간극변화에 따른 디퓨저 성능을 일정하게 유지시켜야 한다. 즉, 임펠러 팁 간극변화에 따른 디퓨저에서의 압력 손실량이 동일하지 않다면 출구 plenum에서 측정된 값들을 이용한 전반적인 압축기 성능변화로부터 팁 간극변화에 의한 임펠러 성능특성을 파악하기란 거의 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 설계점에 근접된 회전수($N=97\%$)에서 4가지 팁 간극 변화에 따른 디퓨저 성능변화를 최소화시키기 위해 디퓨저 입구 유동각이 거의 일정한 ($\alpha=68.5^\circ$) 지점에서의 임펠러 성능을 살펴보았다.(Fig. 7 ~ Fig. 10에서 화살표 지점)

임펠러 출구유동은 임펠러 날개의 회전에 의하여 발생하는 제트류와 와류가 서로 혼합된 형태로서 반경 방향으로 균일하지 않으며 유속의 크기와 방향이 주기적으로 변하는 매우 복잡한 특성을 보인다. 따라서 임펠러 출구에서의 질량평균된 전압력을 정확히 측정하기란 매우 어렵기 때문에 임펠러 성능시험 평가방법에는 주로 출구 벽면으로부터 측정된 정압력을 이용하게 된다.

Fig. 7과 Fig. 8은 임펠러의 정압력비와 효율을 나타내고 있는데 여기서 접선은 시험결과로부터 예측된 전압력비를 나타내고 있다. 회전수 $N=97\%$, $Cr=0.0625$ 에서 측정된 정압력비는 이 지점에서 예측된 전압력비 5.0의 48.5%에 해당하는 비교적 작은 압력비를 나타내는 반면 동압력은 전압력비에 비해 지나치게 높게 예측된다. 따라서 디퓨저에 상당한 압력하중을 주며 설계에 매우 신중한 주의가 요구됨을 알 수 있다.

회전수 $N=97\%$ 의 시험결과, 전체 팁 간극 변화범위에 걸쳐 동일한 디퓨저 입구 유동각을 갖는 유량지점에서 약 6.0%의 정압력비 감소현상을 보이고 있으며 작동점이 저유량쪽으로 이동할 수록 팁 간극 변화에 의한 압력비 감소량이 작아지는 것을 볼 수 있다. 또한 전체 시험영역에서 볼 때 회전수가 감소할수록 팁 간

극 영향에 따른 압력비 감소량이 둔화되는 것을 알 수 있는데 이러한 이유는 앞서 언급한 바와 같이 유량이 감소함에 따라 임펠러 날개하중과 유동 누출량이 감소하기 때문이다. 임펠러 효율의 경우, 동일 회전수(N=97%)에서 전체 팁 간극 변화범위에 걸쳐 약 2.8% 감소하며 작동점이 저유량쪽으로 이동할수록 팁 간극변화에 따른 효율 감소량이 둔화되는 것을 볼 수 있다.

Fig. 9는 팁 간극 변화에 따른 임펠러 work input factor(임펠러 출구 접선속도/임펠러 출구 회전속도)의 변화를 나타내고 있는데 팁 간극이 증가함에 따라 work input factor도 감소하고 있음을 알 수 있다. 이러한 경향은 팁 간극이 증가함에 따라서 임펠러 출구에서의 전압력 손실과 접선방향 속도는 감소되는 반면, 반경

방향 속도성분은 공기 밀도의 감소와 blockage의 증가에 의하여 증가하게 되며 유동이 접선방향으로부터 점점 멀어지게 된다는 사실을 의미한다. Fig. 10은 97% 회전수에서 팁간극비 변화에 따른 work input factor의 변화를 나타낸 것으로 거의 선형관계를 나타내는 것을 볼 수 있다.

Fig. 11은 팁 간극 변화에 따른 디퓨저 압력회복계수 변화를 나타내고 있다. 실험 결과에 의하면 팁 간

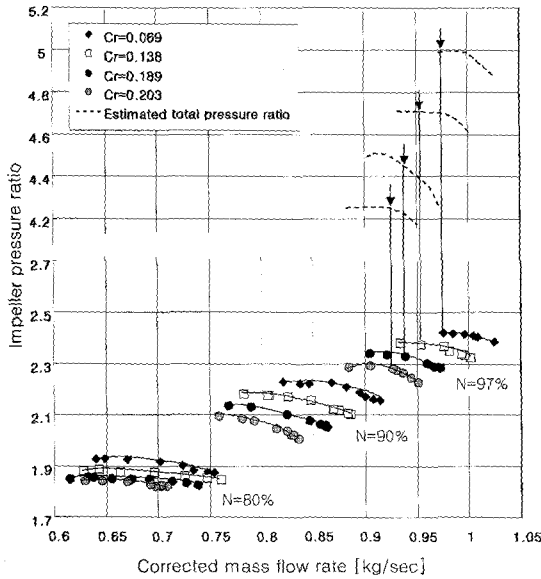


Fig. 7 Impeller pressure ratio due to tip clearance

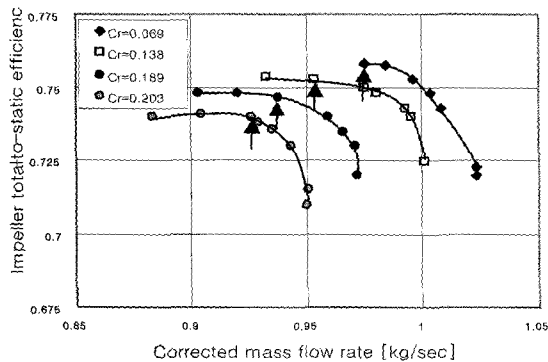


Fig. 8 Impeller efficiency due to tip clearance (N=97%)

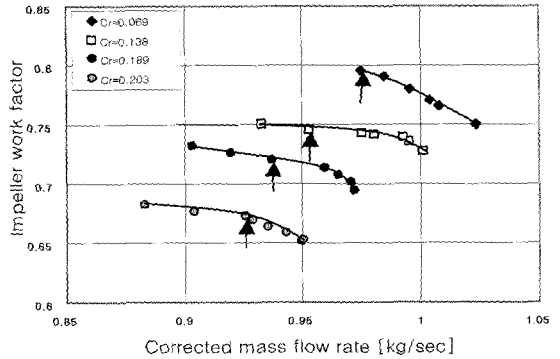


Fig. 9 Variation of impeller work input factor(N=97%)

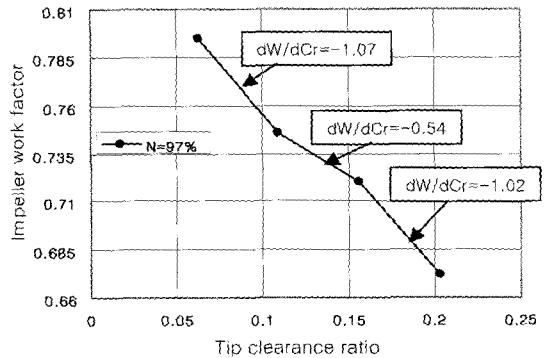


Fig. 10 Work input factor as a function of tip clearance ratio

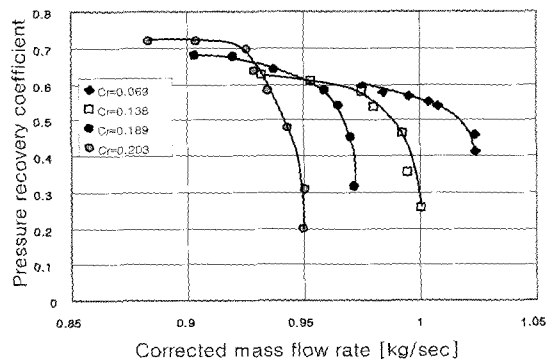


Fig. 11 Variation of diffuser recovery factor (N=97%)

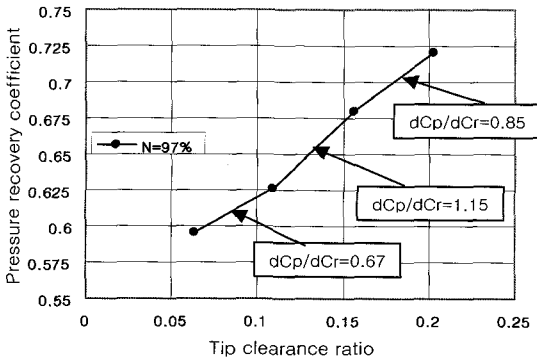


Fig. 12 Diffuser recovery factor as a function of tip clearance ratio

극비가 증가할수록 압력회복계수도 증가하는 경향을 보이고 있고, 팁간극비 변화에 따른 압력회복계수의 변화율도 거의 선형관계를 나타내고 있는 것을 볼 수 있다(Fig. 12). 이것은 팁 간극 증가에 의하여 디퓨저 입구에서의 blockage가 증가됨으로써 압력회복 특성이 저하된다는 일반적인 경향과 상충된다. 이러한 상충되는 결과는 팁 간극 증가에 의한 디퓨저 출구에서의 정압력 회복률 보다 임펠러 출구에서의 동압 감소율이 더 크기 때문으로 판단된다. 이것은 Senoo⁽³⁾의 경우에서도 동일하게 나타나는 경향으로서 향후 임펠러 출구에서의 전압력을 정확하게 측정함으로써 명확하게 규명되어야 할 것으로 사료된다.

본 성능시험 결과에 대한 정성적 검증을 위하여 기존에 발표된 타 시험결과와의 비교를 Table 1에 나타내었다. 전반적으로 팁 간극변화에 대한 전압력비 감소율이 타 시험결과와 유사한 경향을 보이고 있으며 특히 본 시험결과와 팁 간극비 변화범위 및 임펠러 조건이 유사한 Senoo⁽³⁾의 시험결과와 비교해 볼 때, 최대 전압력비 감소율이 거의 유사하게 나타나고 있음을 알 수 있다. 그러나 전효율 감소율의 경우 타 시험결과에 비해 현저히 높은 것으로 나타나고 있는데 이는 팁 간극 영향 이외에도 앞서 언급한 바와 같이 시험에 사용된 디퓨저의 입구형상이 임펠러 출구 유동조건과 적절히 매칭(matching)되지 않았기 때문인 것으로 판단된다.

다. 따라서 디퓨저 형상을 최적화 시킨다면 타 시험결과와 유사한 범위의 감소율을 나타낼 것으로 예상되며 현재 디퓨저 효율을 증가시키기 위한 연구가 진행 중에 있다.

4. 결론

현재 항우연과 삼성테크윈이 공동으로 개발 중에 있는 보조동력장치용 압축기에 대한 팁 간극변화에 따른 성능시험을 수행함으로써 전반적인 압축기 성능을 확인하였다. 압축기의 설계점에서의 목표 성능은 팁 간극비, Cr=0.047 일 때 전압력비 4.3, 전효율 77%로서 설계점에 근접한 속도(N=97%)에서의 성능시험결과, 압력비는 4.0, 효율은 73.5%으로서 목표 성능에 근접된 결과를 나타낸 반면, 작동영역은 전체 회전수에서 설계목표에 비해 좁고 전반적으로 고유량쪽으로 이동된 경향을 보였다.

팁 간극변화에 따른 압축기 성능시험을 통해 다음과 같은 결론 얻었다.

팁 간극비 Cr=0.0625, ~0.203, 회전수 N=97%의 경우, 최대 압축비는 7.7%, 효율은 8.7%, 임펠러 work input factor는 15.4%의 감소량을 보임으로써 초음속 압축기의 경우 팁 간극은 성능에 큰 영향을 끼치는 것으로 나타났으나 제한적인 시험조건으로 인하여 팁 간극비와 손실량에 대한 정량적인 선형관계는 확인할 수 없었다. 팁 간극비 변화에 따른 손실은 압축기 작동유량 및 회전수가 감소할수록 작아지는데 이는 손실이 날개 하중에 비례하여 커진다는 것을 의미한다. 한편 팁 간극비 증가는 압축기 공력적 성능에는 불리한 영향을 끼치지만 안정한 작동범위의 변화에는 거의 영향을 주지 않는다.

참고문헌

- (1) Harada, H., 1985, "Performance Characteristics of Shrouded and Unshrouded Impellers of a Centrifugal

Table 1 Comparison of test results

Case	Impeller ext width	Impeller tip Mach No.	Cr	ΔPR(%)	Δη T-T(%)
Ref. 3	4.67 mm	1.68	0.076~0.207	6.6	4.6
Ref. 2	21 mm	1.39	0.032~0.139	5.7	2.9
Ref. 5		> 1.0	0.067~0.127	5.5	1.9
APU	6.4 mm	1.51	0.063~0.203	7.7	8.7

- Compressor," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, pp. 528~533.
- (2) Brasz. J. J., 1988, "Investigation into the Effect of Tip Clearance on Centrifugal Compressor Performance," ASME 88-GT-190.
- (3) Senoo. Y., Ishida. M., 1987, "Deterioration of Compressor Performance Due to Tip Clearance of Centrifugal Impellers," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 109, pp.55~61.
- (4) Senoo. Y., Ishida. M., 1986, "Pressure Loss Due to the Tip Clearance of Impeller Blades in Centrifugal and Axial Blowers," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, pp. 32~37.
- (5) Eiseniohr. G, Chladek. H, 1993, "Thermal Tip Clearance Control for Centrifugal Compressor of an APU Engine," ASME 93-GT-13.
- (6) 오종식, 오군섭, 유광택, 2000, "선박용 터보 차저 압축기의 성능향상 개발," 유체기계저널 제3권 제1호, pp. 43~50.
- (7) Cho, G. S., Kim, J. H., Lee, D. S., Victor I. Milesin, 2000, "Development of a Centrifugal Compressor for a Small Gas Turbine Engine," Proceedings of the Third Asian-Pacific Conference on Aerospace Technology and Science, pp. 424~430.
- (8) PREDIG user manual, 1999, NREC Co.