

운전 익단간극을 고려한 마이크로터빈 코어용 원심압축기의 성능특성 연구

강정식* · 임병준* · 차봉준* · 양수석*

Performance Test of Centrifugal Compressor for Microturbine with Running Tip Clearance

Kang Jeong-Seek*, Lim Byeung-Jun*, Cha Bong-Jun* and Yang Soo-Seok*

Key Words: Microturbine (마이크로터빈), Core compressor (코어 압축기), Performance test (성능시험), Running tip clearance (운전 익단간극)

ABSTRACT

Tip clearance of centrifugal compressor affects the performance. Larger tip clearance results in lower efficiency. What really affects the performance is the running tip clearance, not the cold tip clearance. When the compressor is operating, blade strain and the pressure difference between impeller backplate and hub affects the running tip clearance. This paper describes measured running tip clearance and its effects on the performance of centrifugal compressor. Cold tip clearance before operation was 0.4 mm and running tip clearance varied from 0.86 mm to 0.25 mm with impeller exit pressure. As the pressure at impeller exit increases, the running tip clearance tends to decrease. The target running tip clearance for compressor at 100 % speed was 0.3 mm, and it turned out to be exactly 0.30 mm from experiment.

1. 서론

마이크로터빈 (microturbine)은 발전용량이 약 300 kW 이하의 소형 가스터빈을 의미하며, 일반적으로 1 단의 원심압축기와 구심터빈을 사용한다⁽¹⁾. 마이크로터빈은 낮은 효율과 고비용의 문제로 인하여 개발 초기에는 군사용 원동기나 특수목적에만 주로 사용되어 왔으나, 최근에는 복열기 (recuperator) 등의 기술의 발달로 인한 효율 증대와 비용의 절감으로 인하여 발전용으로도 그 수요치가 확대되고 있으며, 마이크로

열병합 시스템으로의 응용이 세계적으로 주목을 받고 있는 추세이다.

마이크로터빈은 열효율이 중요한 문제이기 때문에 고효율의 원심압축기가 요구된다. 본 연구에서 사용된 마이크로터빈은 국내에서 개발 중인 마이크로터빈으로서 55 kW의 출력과 28%의 높은 열효율을 목표로 하며, 원심압축기는 81%의 높은 효율이 요구되는 사항이다⁽²⁾. 그런데 원심압축기는 익단간극 (tip clearance)이 클수록 성능이 저하되는 문제가 실험적으로뿐 아니라 수치해석을 통하여 증명되었으며, 익단간극이 커질수록 압축기의 작동영역이 줄어드는 문제가 있다⁽³⁾⁻⁽⁹⁾. 그러므로 압축기 설계자는 가능한 작은 익단간극

* 한국항공우주연구원 항공추진그룹

책임저자 E-mail : jskang@kari.re.kr

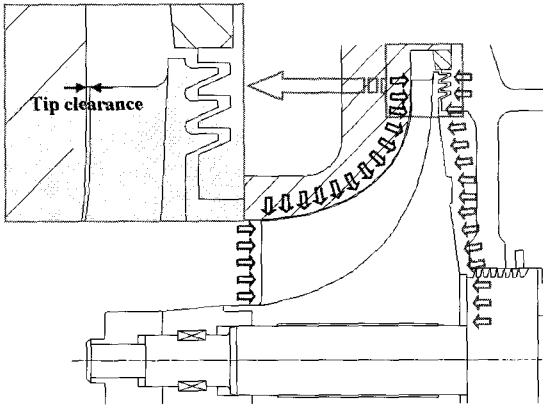


Fig. 1 Pressure around the impeller and tip clearance

의 압축기를 설계하기를 선호하지만 실제 압축기가 작동하는 중에는 익단간극이 어떻게 될지 정확하게 예측하기가 어렵다.

익단간극은 임펠러의 성능뿐 아니라 베인디퓨저의 성능에도 영향을 미친다. 익단간극으로 인한 손실 발생으로 임펠러 출구에서 유동의 각도가 변하게 되는데 이것은 임펠러와 디퓨저의 매칭 (matching)에 영향을 미친다^{(8),(9)}. 그러므로 압축기는 설계된 익단간극에서 작동하는 것이 가장 이상적이다.

실제로 압축기가 고속으로 작동하는 중에는 Fig. 1에 나타내었듯이 임펠러 주변에 작용하는 압력에 의한 힘, 베어링의 유격, 회전으로 인한 원심력으로 발생하는 날개의 변형 등의 이유로 운전 익단간극 (running tip clearance) 과 정지 익단간극 (cold tip clearance) 은 큰 차이가 있다. 그렇지만 운전 익단간극을 측정하기가 어려워서 대부분은 성능시험연구에서 정지 익단간극만 기록하거나, 익단간극의 영향에 대한 연구에서도 대부분 정지 익단간극의 변화로 익단간극이 성능에 미치는 영향에 대한 시험연구를 수행하였다^{(3),(6),(10),(11)}. 운전 익단간극을 처음으로 측정하기 시작한 것은 마모성 물질을 사용하여 임펠러에 의하여 연마되는 길이를 측정하여 운전 익단간극을 측정하는 방법이었으며, Brasz⁽¹²⁾는 임펠러의 끝부분에 폴리프로필렌 재질의 가는 막대기를 사용하여 원심임펠러에 의하여 연마되는 길이로 운전 익단간극을 측정하였다. 이 방법은 가장 작았던 순간의 익단간극만 알 수 있다는 단점이 있다. Davidson 등⁽¹³⁾은 Stepper Motor Probe (SMP)이라는 전기-기계적인 장치를 고안하여 운전 익단간극을 측정하였고, Sheard 등⁽¹⁴⁾⁻⁽¹⁶⁾은 SMP를 개량한 방법 뿐 아니

라 센서와 날개 사이의 간극의 capacitance를 이용하는 방법으로 운전 익단간극을 측정하였고, Mattern 등⁽¹⁷⁾은 capacitance 센서를 이용하여 운전 익단간극을 측정하고 제어하는 연구를 수행하였다.

운전 익단간극을 측정한 경우에는 설계조건 등의 특정 조건에서만 운전 익단간극을 보고할 뿐 운전 익단간극을 다양한 운전 조건에 따라 표기한 문헌은 발견할 수 없고, 현재까지 국내에서는 압축기의 시험연구에서 운전 익단간극을 측정하여 발표한 문헌이 없는 실정이다. 그래서 본 연구에서는 압축기가 작동하는 중에 운전 익단간극을 측정하면서 성능시험을 수행하여 압축기의 성능 특성 및 임펠러와 베인디퓨저와의 매칭 (matching)에 대하여 연구하였다. 개발 대상의 압축기는 높은 성능요구조건으로 인하여 운전 익단간극으로 0.3 mm가 요구되었다. 압축기의 정지 익단간극은 0.4 mm이지만, 압축기의 작동에 따른 임펠러 출구의 압력에 따라 운전 익단간극은 0.25~0.86 mm까지 크게 변화하였다. 100% 속도에서는 설계 운전 익단간극인 0.30 mm를 정확하게 만족시켰다.

2. 성능시험기 및 측정방법

2.1 성능시험기

성능시험은 항공우주연구원의 원심압축기 성능시험기에서 수행되었다. 500 마력급 산업용 공기압축기에서 나온 공기를 전기히터를 사용하여 가열한 후 터빈을 회전시켜 시험용 압축기를 구동하는 방식이다. 성능시험설비에 대한 자세한 사항은 임병준 등⁽¹⁸⁾에 나타내었다. 컬렉터 (collector) 부분은 열손실을 막기 위하여 두께 10 cm의 단열재를 사용하여 단열하였다. 압축기 임펠러를 장착한 성능시험부의 단면은 Fig. 2에 나타내었다. 임펠러의 전단에는 벨마우스 (bell-mouth) 유량계를 이용하여 유량을 측정하였다.

시험용 압축기의 사양은 Table 1에 나타내었으며, Fig. 3에는 시험기에 장착한 임펠러의 사진을 나타내었다.

2.2 데이터 측정방법

압축기의 전압력비 (total to total pressure ratio) 를 측정하기 위하여 디퓨저의 출구부분에 6 개의 전압

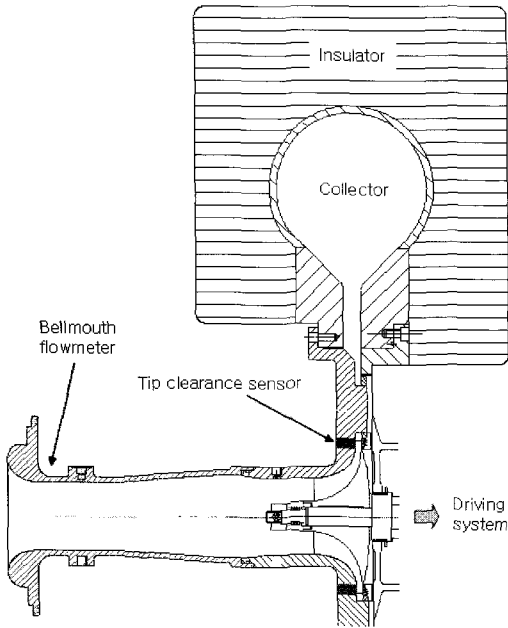


Fig. 2 Meridional view of test compressor and location of the tip clearance sensor

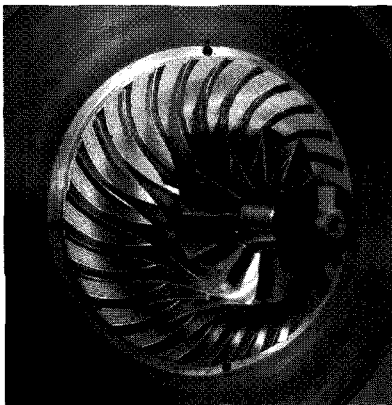


Fig. 3 Picture of installed compressor impeller

Table 1 Specifications of compressor for microturbine

Diameter of impeller (mm)	153.24
RPM	60740
Pressure ratio	4.2
Isentropic efficiency (%)	81.0
Number of impeller/splitter blades	13 / 13
Type of diffuser	channel diffuser
Number of diffuser vanes	24

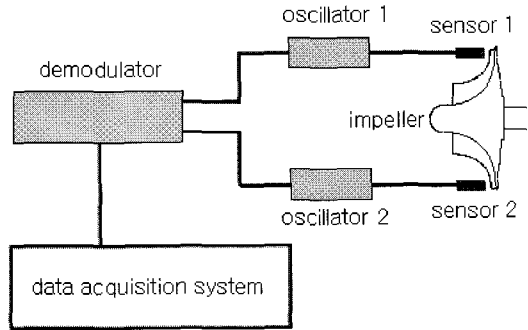


Fig. 4 Flow chart for running tip clearance data

력 프로브 (Kiel total pressure probe)를 설치하였으며, 전효율을 측정하기 위하여 디퓨저의 출구에 K-type의 열전대를 사용하는 4 개의 전온도 프로브 (Kiel total temperature probe)를 설치하여 평균하였다. 임펠러의 출구에는 6 개의 압력탭 (pressure tap)에서 정압을 측정하였고, 채널디퓨저 내부에서 16 개의 압력탭 (pressure tap)을 이용하여 정압을 측정하였다.

익단간극은 회전하는 임펠러의 끝부분에서 2 개의 익단간극 센서 (Rotacap, Rotadata Ltd.)를 사용하여 측정하였다. 익단간극 센서는 날개가 센서를 통과 하면 센서의 전기적인 capacitance가 변하는 원리를 이용하여 익단간극을 측정하며, 측정된 익단간극 데이터는 Fig. 4에 나타난 것처럼 oscillator를 통해 demodulator에 연결되어 익단간극을 표시하고, 이 데이터는 데이터 획득 시스템에 연결되어 저장된다. 익단간극 센서는 날개의 굴곡이 상대적으로 적은 임펠러의 끝부분 ($R/R_2=0.96$)에 설치하였다. 그리고 익단간극 센서는 시험기에 장착되기 전에 시험용 임펠러의 측정 위치와 동일한 위치에서 임펠러를 회전시키며 교정 (calibration)하였으며, 그 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 익단간극 센서는 간극과 capacitance의 원리이므로 이론상 임펠러의 회전수에 대한 영향이 없으며, Fig. 5에서 그 결과를 잘 보여주고 있다.

3. 시험결과

3.1 성능곡선

성능시험은 설계회전속도의 60~100%속도에 대하여 수행하였다. 쇼크 (choke) 유량에서부터 서지

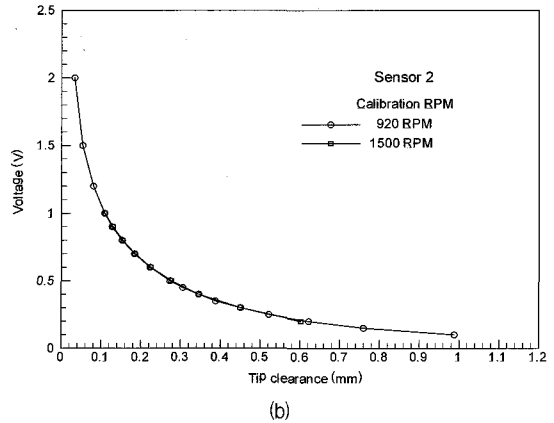
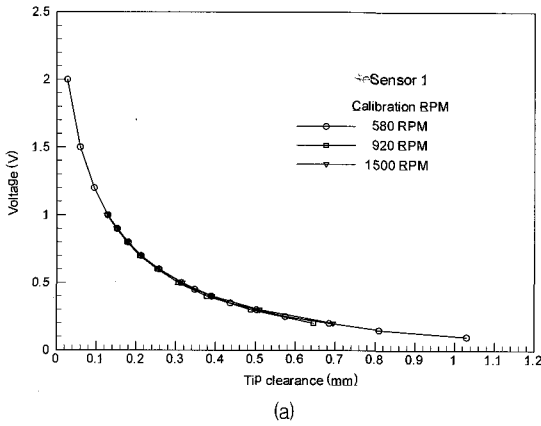


Fig. 5 Calibration data of two tip clearance sensors : (a) Sensor 1 and (b) Sensor 2

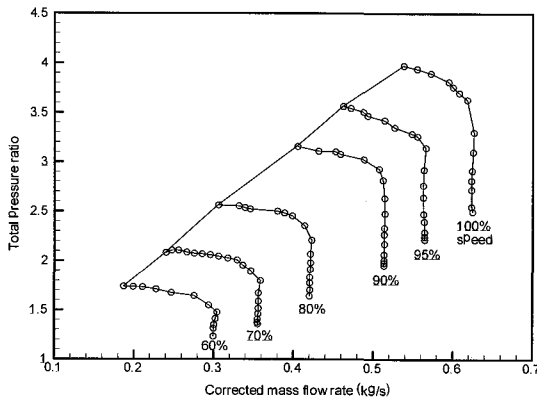


Fig. 6 Performance map of test compressor

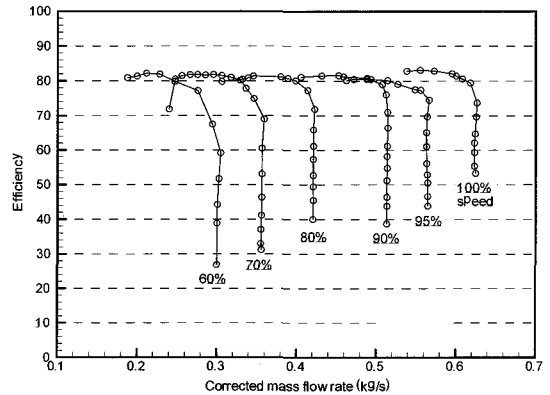


Fig. 7 Isentropic efficiency of test compressor

(surge) 유량까지 성능을 측정하여 Fig. 6에는 전압력비를 나타내었고, Fig. 7에는 효율을 나타내었다. 여기서 질량유량과 회전수는 기준압력은 1기압, 기준온도는 15 °C로 하여 수정질량유량 (corrected mass flow rate)와 수정속도 (corrected speed)로 나타내었다. 효율(η)은 등엔트로피 효율(isentropic efficiency)로서 잘 알려진 대로 다음의 식 (1)과 같이 정의하였다.

$$\eta = \frac{(P_{O4}/P_{O1})^{(\kappa-1)/\kappa} - 1}{(T_{O4}/T_{O1}) - 1} \quad (1)$$

여기서 P_O 는 전압력 (total pressure), T_O 는 전온도 (total temperature), κ 는 비열비를 의미하며, 하첨자 1은 임펠러 입구, 4는 디퓨저 출구를 각각 의미한다. 100%속도에서 가장 높은 효율을 보였으며,

최대효율은 84.0%로 높은 효율을 보였다. 이것은 설계회전수에서 운전 익단간극이 줄어든 현상과 밀접한 관련이 있는 것으로 추정되며, 이 결과는 뒤에서 자세히 설명하였다.

3.2 디퓨저 성능

고효율의 압축기를 위해서는 높은 압력회복성능을 가진 디퓨저가 필수적이다. 본 연구의 압축기는 설계점 근처에서 압력회복성능이 높은 채널디퓨저를 사용하였다. 디퓨저의 압력회복성능을 측정하기 위하여 임펠러의 출구에서부터 디퓨저의 출구까지 Fig. 8에 나타난 것처럼 22개의 압력탭을 사용하여 압력을 측정하였다. 디퓨저의 압력회복성능 (C_{p24})은 다음의 식 (2)와 같이 정의하였으며, 이것은 임펠러 출구에서의 동압이 디퓨저를 통과하면서 정압으로 회복되는 비율

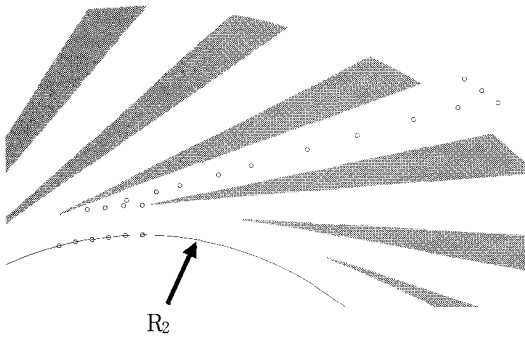


Fig. 8 Locations of static pressure taps in the channel diffuser

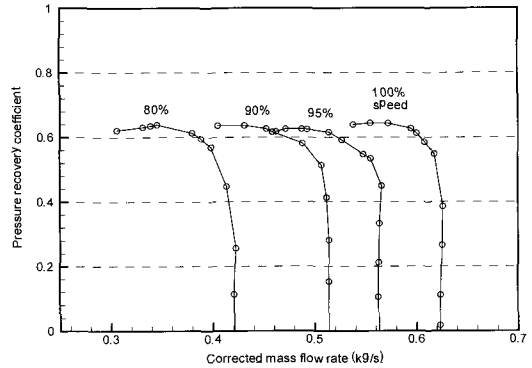
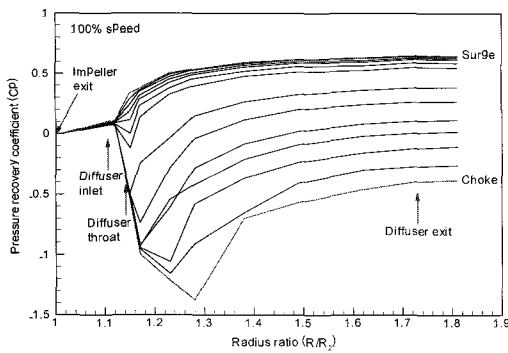
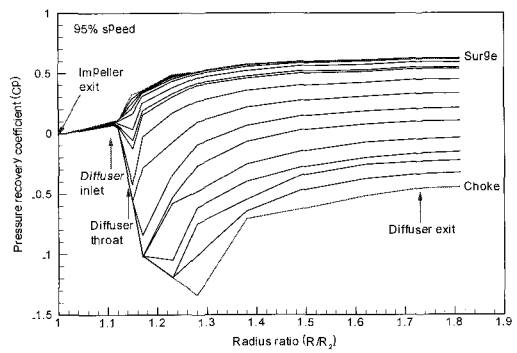


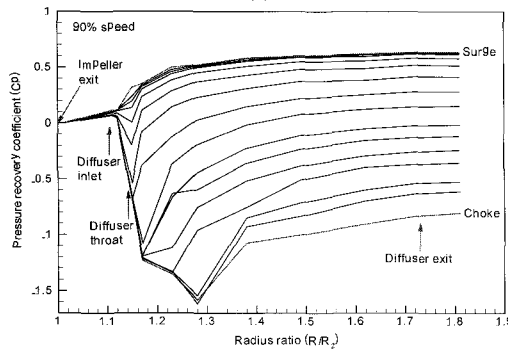
Fig. 9 Channel diffuser pressure recovery coefficient (C_{p24})



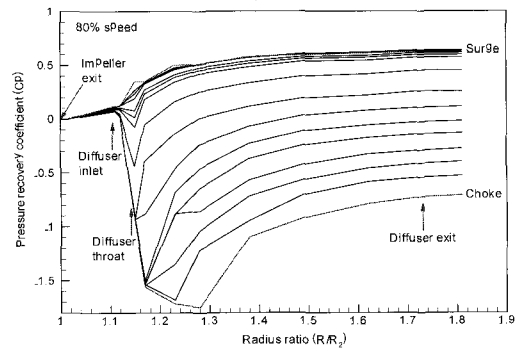
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 10 Pressure distributions in the channel diffuser : (a) 100% speed, (b) 95% speed, (c) 90% speed and (d) 80% speed

을 의미한다.

$$C_{p24} = \frac{P_4 - P_2}{P_{O2} - P_2} \quad (2)$$

여기서 P 는 정압력, P_0 는 전압력을 의미하며, 하첨자 2는 임펠러 출구(또는 디퓨저 입구), 4는 디퓨저 출구를 각각 의미한다. 임펠러 출구에서의 전압력은

Kang et al.⁽¹⁹⁾ 과 강정식 등⁽²⁰⁾ 에 설명한 방법대로 디퓨저 출구에서 측정된 전온도와 유량, 임펠러 출구의 정압력으로부터 단열조건을 사용하여 계산하였다.

Fig. 9에는 디퓨저의 압력회복성능을 나타내었다. 80%속도에서 100%속도까지는 최대 압력회복계수가 0.63~0.64로 거의 동일하였다. 유량이 많아지면 디퓨저 내부에서는 손실이 커지고 유동이 가속되는 구간이 발생하면서 압력회복성능이 저하된다. Fig. 10

에는 디퓨저 내부의 압력회복 특성을 자세히 나타내었다. 임펠러를 나온 유체는 배인없는 공간 (vaneless space)을 통과하여 채널디퓨저의 입구까지 가면서 대체로 약 10%의 압력회복을 보인다. 이 압력회복은 초킹유량에서 서지한계 유량까지 거의 동일하다. 그렇지만 디퓨저의 입구에서 목 (throat)까지 이르는 semi-vaneless space에서는 유량에 따라 압력회복특성이 급격한 차이를 보인다. 즉, 설계유량 근처에서 서지한계유량에 이르는 저유량 영역에서는 압력회복이 급격히 상승하여 25~27%의 압력회복을 보이며, 유량이 적을수록 압력회복이 더 높게 나타난다. 그렇지만 설계유량 근처에서 고유량으로 가면서는 목 (throat) 면적의 제한으로 인하여 속도가 빨라져서 압력회복이 급격히 떨어지면서 목에서의 정압력은 오히려 임펠러 출구보다 낮아지는 음(-)의 압력회복특성을 가지게 된다. 압축기 하류의 스로틀 (throttle) 밸브를 조절하여 배압을 떨어뜨릴수록 초킹현상은 심화되며, 초킹현상이 심화될수록 압력회복 특성은 떨어진다. 초킹상태에서는 디퓨저 내부에서 목의 하류로 갈수록 압력이 감소 (속도가 증가)하다가 충격파가 발생하면서 압력이 상승하며, Fig. 10에서는 압력이 상승하는 위치 직전에 충격파가 존재함을 알 수 있다. 충격파의 위치는 디퓨저 내부의 목에서부터 점점 멀어지는 위치에 발생하고 그 강도는 점점 강해지는데, 이 현상은 Kang et al.⁽²¹⁾, 강정식 등⁽²²⁾에서도 자세히 관찰된 바 있다. 충격파의 강도가 강해질수록 엔트로피 생성이 많아지며 손실이 많이 발생하므로 충격파 발생 이후에는 디퓨저 출구의 압력이 임펠러 출구의 압력보다 낮은 경우가 일반적이다.

3.3 운전 익단간극과 성능

운전 익단간극은 회전으로 인한 날개의 변형이 영향을 주기도 하지만 주도적인 역할은 임펠러의 앞면 (허브면)과 뒷면과의 압력차이에 의한 임펠러의 운전 위치가 주된 결정요소이다. 이것은 스러스트 (thrust) 베어링의 선정에서도 중요한 영향을 미치기 때문에 임펠러의 설계에서는 임펠러 뒷면의 압력 조절을 위한 래버린스실 (labyrinth seal) 등의 설계가 중요하다. 일반적으로 압축기의 압력비가 높아질수록 임펠러 뒷면과 앞면의 압력차이가 커져서 임펠러의 운전 익단간극이 줄어드는 경향이 있는 것으로 알려져 있다.

압축기의 작동조건에 따라 2개의 익단간극 센서에

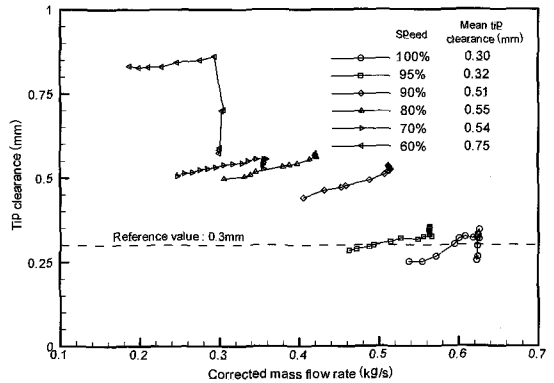


Fig. 11 Measured tip clearance of test compressor

서 측정된 운전 익단간극을 평균하여 Fig. 11에 나타내었다. 정지 익단간극은 0.4 mm이었으나, 60%에서 100%속도까지 시험을 수행하는 동안 운전 익단간극은 60%속도에서 최대 0.86 mm까지 증가하였으며, 100%속도에서는 최소 0.25 mm까지 감소하였다. 100%속도에서 설계된 운전 익단간극이 0.3 mm이었는데 시험결과 서지 유량부터 초크 유량까지의 데이터를 평균하면 운전 익단간극이 정확하게 0.3 mm가 되어 정지 익단간극과 임펠러 뒷면의 래버린스실을 적절하게 설계하였음을 알 수 있었다. 회전수에 따른 데이터를 보면 회전수가 증가함에 따라 운전 익단간극은 점점 감소함을 알 수 있다. 이것은 회전수의 증가에 따라 임펠러 출구의 압력과 임펠러 뒷면의 압력이 상승하면서 임펠러가 쉬라우드 쪽으로 점점 밀착됨을 의미한다. 일정한 회전수를 기준으로 보면 초킹이 일어나기 전에는 유량이 많아질수록 운전 익단간극이 증가하는 경향이 있는데 이것은 압력비의 감소로 인한 결과임을 알 수 있다.

그런데 Fig. 11에서 보듯이 초킹상태에서는 60%, 70%와 100%의 결과를 보면 초킹이 심화될수록 임펠러 출구에서의 정압력비는 거의 동일한 반면에 운전 익단간극은 오히려 감소하는 결과를 나타내었다. 이 현상은 앞에서도 설명하였듯이 임펠러 출구에서의 압력은 운전 익단간극에 큰 영향을 주지만 유일한 원인은 아님을 알 수 있다.

임펠러 출구에서의 압력이 높을수록 임펠러 뒷판의 압력이 높아져서 운전 익단간극을 줄인다고 생각할 수 있으므로, 임펠러 출구에서의 압력비와 운전 익단간극 사이의 상관관계를 Fig. 12에 나타내었다. 임펠러 출구의 압력비와 운전 익단간극은 상관관계가 있으며,

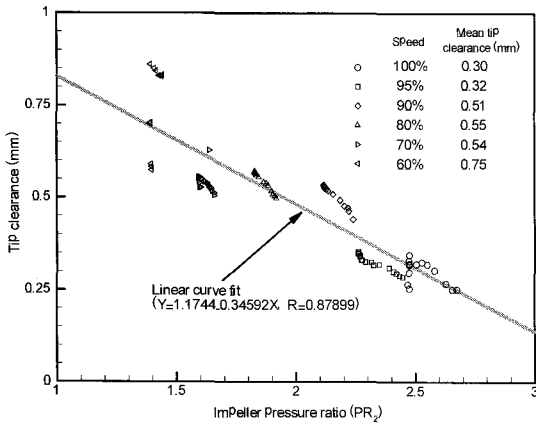


Fig. 12 Impeller pressure ratio(PR₂) versus running tip clearance

전체적으로 임펠러 출구에서의 압력이 커질수록 운전 익단간극이 줄어드는 경향을 알 수 있다. 압축기가 가장 많이 작동하는 각 회전수에서의 최대 효율점에서 임펠러 출구의 압력비와 운전 익단간극의 관계를 Fig. 13에 나타내었다. 상관계수 (correlation coefficient, R)가 약 0.93으로서 Fig. 12의 경우 (R=0.88)보다 상관관계가 더욱 높음을 알 수 있다. 그러므로 임펠러 출구에서의 압력은 운전 익단간극에 직접적인 영향을 미침을 알 수 있다.

운전 익단간극은 100%속도에서 평균 0.30 mm로 가장 작게 나타났으며, 그 중에서도 적은 유량에서는 0.25 mm까지 나게 나타났는데, 이것은 Fig. 7에서 압축기의 효율이 다른 회전수에서보다 높게 나타나고, Fig. 9에서 디퓨저의 압력회복능력이 높게 나타난 이유라고 추정된다.

4. 결론

본 연구에서는 운전 익단간극을 측정하면서 채널디퓨저를 가진 원심압축기의 성능시험을 수행하였으며 주된 결론은 다음과 같다.

- 1) 정지 익단간극을 0.4 mm로 설정하고 실험을 수행하였으며 60%속도에서 100%속도까지 시험을 수행하는 동안 운전 익단간극은 0.25~0.86 mm까지 변화였다.
- 2) 운전 익단간극은 임펠러 출구에서의 압력비와 상관관계가 있으며, 임펠러 출구에서의 압력비가 커질수록 운전 익단간극은 일반적으로 감소하는 경

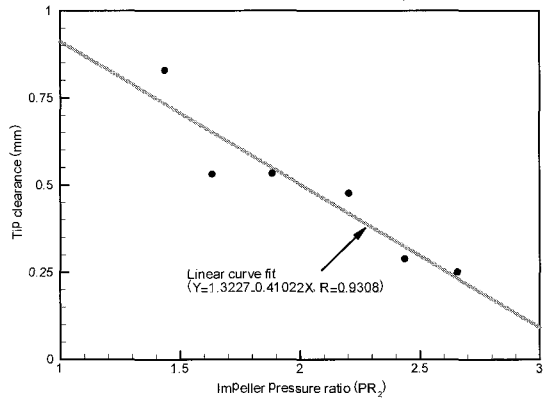


Fig. 13 Impeller pressure ratio(PR₂) versus running tip clearance at BEP(Best Efficiency Point)

향이 있다.

- 3) 100%속도에서 설계된 운전 익단간극이 0.3 mm 이었는데, 래버린스실과 정지 익단간극을 적절하게 설계한 결과로 100%속도에서 운전 익단간극을 정확하게 0.30 mm로 맞출 수 있었다.
- 4) 임펠러를 나온 유체는 베인없는 공간 (vaneless space)을 통과하여 채널디퓨저의 입구까지 가면서 유량에 상관없이 대체로 약 10%정도 압력회복이 일어나지만, 디퓨저의 입구와 목을 지나면서는 유량에 따라 압력회복성능에 큰 차이가 있다. 운전 익단간극이 가장 낮은 0.25 mm 근처일 경우에는 베인디퓨저의 성능이 높아지고 압축기의 효율도 가장 높게 나타났다.

후 기

본 논문은 에너지관리공단이 주관하는 에너지자원 기술개발사업의 일환으로 수행되었으며 관계자 여러분에게 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Kolanowski, B. F., 2004, Guide to Microturbines, Fairmont Press, USA, pp. 1~2.
- (2) 김경수, 이시우, 김승우, 2004, “분산형 마이크로터빈 열병합 발전시스템 소개,” 유체기계저널, 제7권 제3호, pp. 88~91.
- (3) Came, P. M. & Herbert, M. V., 1980,

- “Design and Experimental Performance of Some High Pressure Ratio Centrifugal Compressors,” AGARD Conference Paper No. 15.
- (4) Ishida. M., Ueki. H. & Senoo. Y., 1990, “Effect of Blade Tip Configuration on Tip Clearance Loss of a Centrifugal Impeller,” ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 112, pp. 14~18.
- (5) Hayami, H., 1997, “Research and Development of a Transonic Turbo Compressor,” Turbomachinery Fluid Dynamics and Heat Transfer, pp. 63~82.
- (6) Senoo, Y., & Ishida. M., 1987, “Deterioration of Compressor Due to Tip Clearance of Centrifugal Impellers,” ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 109, pp. 55~60.
- (7) Tourlidakis. A. & Elder. R. L., 1991, “Computations of three-dimensional viscous turbulent flow in centrifugal compressors with tip leakage,” IMechE C423/050, pp. 123~141.
- (8) Sato, K. & He, L, 2002, “A Numerical Study on Performances of Centrifugal Compressor Stages with Different Radial Gaps,” ASME Paper No. 2000-GT-462
- (9) Eum, H. J., Kang, Y. S. & Kang, S. H., 2004, “Tip Clearance Effect on Through-Flow and Performance of a Centrifugal Compressor,” KSME International Journal, Vol. 18, No. 6, pp. 979~989.
- (10) Rodgers. C., 1991, “Centrifugal Compressor Inlet Guide Vanes for Increased Surge Margin,” ASME Journal of Turbomachinery, Oct., Vol. 113, pp. 696~702.
- (11) Masahiro Ishida, Daisaku Sakaguchi & Hironobu Ueki, 2001, “Suppression of Rotating Stall by Wall Roughness Control in Vaneless Diffusers of Centrifugal Blowers,” ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 123, pp. 64~72.
- (12) Brasz, J. J., 1988, “Investigation into the Effect of Tip Clearance on Centrifugal Compressor Performance,” ASME Paper No. 88-GT-190.
- (13) Davidson, D. P., DeRose, R. D. & Wennerstrom, A. J., 1983, “The Measurement of Turbomachinery Stator to Drum Running Clearance,” ASME Paper No. 83-GT-204.
- (14) Sheard, A. G. & Turner, S. R., 1992, “Electromechanical Measurement of Turbomachinery Blade Tip-to-Casing Running Clearance,” ASME Paper No. 92-GT-50.
- (15) Sheard, A., G., Westerman, G. C., Killeen, B. & Fitzpatrick, M., 1994, “A High-Speed Capacitance-Based System for Gaging Turbomachinery Blading Radius During the Tip Grind Process,” ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Jan., Vol. 116, pp. 243~249.
- (16) Sheard, A., G. & Killeen, B., 1995, “A Blade-by-Blade Tip Clearance Measurement System for Gas Turbine Applications,” ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Apr., Vol. 117, pp. 326~331.
- (17) Mattern, D., Jaw, L., Henry, M. & Fagan, Bob., 1997, “Experimental Results of an Active Tip Clearance Control System for a Centrifugal Compressor,” ASME Paper No. 97-GT-32.
- (18) 임병준, 차봉준, 양수석, 2003, “100 kW급 보조동력장치용 압축기 성능시험,” 유체기계저널, 제6권, 제4호, pp. 98~102.
- (19) Kang, J. S., Cho, S. K., and Kang, S. H., 2002, “Development of Performance Prediction Method for Centrifugal

- gal Compressor Channel Diffusers,” KSME International Journal, Vol. 16, No. 8, pp. 1144~1153.
- (20) 강정식, 강신형, 2002, “베인없는 디퓨저에서의 스톨 임계유동각에 관한 연구,” 제2회 한국유체공학술대회 논문집, 8월, pp. 611~614.
- (21) Kang, J. S. and Kang, S. H., 2004, “Steady and Unsteady Flow Phenomena in a Channel Diffuser of a Centrifugal Compressor,” JSME International Journal (Series B), Fluids and Thermal Engineering, Vol. 47, No. 1, Feb., pp. 91~100.
- (22) 강정식, 강신형, 2001, “원심압축기 채널디퓨저 내부의 압력분포에 관한 연구,” 대한기계학회논문집 B권, 제25권, 제4호, pp. 507~513.