

터보 압축기 성능시험을 위한 계측기기 선정

박태춘*, 강영석**, 양수석***

Instrumentation for Performance Test of Turbo Compressor

Tae Choon Park*, Young-Seok Kang**, Soo Seok Yang***

Abstract

The instrumentation was studied in order to measure aerodynamic performance and efficiency of a compressor as a component of a 5MW-class gas turbine for power generation. In case of an axial compressor, the distributions of static pressure on a casing can be obtained by averaging at each stage and those of total pressure and temperature in the flow field of the compressor can be measured with a Kiel temperature probe. In case of a centrifugal compressor, the static pressures at the hub and the tip, respectively, of an impeller exit are considerably different, so the pressures need to be measured at both positions and thereafter averaged. The distributions of static pressures in a diffuser and a deswirlor are measured at ten positions along five streamlines in one pitch.

In addition, the flow field can be measured in detail by 5-hole Pitot tube in order to analyze the flow characteristics of the core flow region and wake region and the rotor-stator interaction of the compressor.

초 록

5MW급 발전용 가스터빈의 주요 구성품 중 압축기에서의 성능시험 및 해석을 위해 측정 파라미터와 그 파라미터를 계측하기 위한 센서류를 선정하고자 한다. 축류압축기의 경우 각 단의 케이싱에서 정압 분포를 평균하여 계측하고, 내부 유동장에서 Kiel 온도관을 이용하여 전압 및 전온도 분포를 계측한다. 원심압축기의 경우 임펠러 출구의 허브면과 팁면에서의 정압 분포는 일반적으로 상당한 차이가 존재하므로 각 면에서 정압을 측정하여 평균하고, 디퓨저 내부와 디스윌러 내부에서의 정압 분포를 계측하기 위해 한 피치에서 5개의 유선을 따라 10 곳에서 정압을 측정하고자 한다.

또한 압축기 내 유동특성과 동익-정익간의 상호작용을 고찰하기 위해 5공 피토관을 이용하여 내부 상세유동을 계측한다.

키워드 : 압축기 (compressor), 공력성능 (aerodynamic performance), 효율 (efficiency), 동익-정익 상호작용 (rotor-stator interaction)

접수일(2007년12월14일), 수정일(1차 : 2008년 10월 23일, 2차 : 2008년 10월 27일, 게재 확정일 : 2008년 11월 1일)

* 첨단추진기관팀/origel@kari.re.kr

** 첨단추진기관팀/electra@kari.re.kr

*** 첨단추진기관팀/ssyang@kari.re.kr

1. 서 론

터보 압축기는 일반적으로 회전축에 대한 입·출구 유동 방향의 변화에 따라 축류식과 원심식으로 구분하는데, 축류식의 경우 입구와 출구의 유동방향이 축의 방향과 동일하고, 원심식의 경우 입구에서는 축의 방향으로 들어와서 압축기를 통과하는 동안 유동 방향이 바뀌어 출구에서는 축의 수직 방향으로 배출된다. 두 방식의 열역학적 원리는 동일하지만, 반경 방향으로의 유동장 분포가 달라 고려해야 할 변수와 용도가 구분된다. 일반적으로 축류식은 상대적으로 압력비는 낮으나 고유량이 필요한 대형 가스터빈에 적당하고, 원심식은 소형 엔진에서 저유량의 공기로 높은 압력비를 얻고자 할 때 적합하다. 이와 같이 축류압축기는 원심압축기에 비하여 압력 상승량이 상대적으로 낮기 때문에, 축류압축기에서의 압력비를 증가시키기 위해 단 수를 증가시켜 여러 단을 통과하면서 압력을 지속적으로 증가시키고자 한다. 하지만, 단이 많아지면 압축기가 무거워지고 하류로 갈수록 블레이드의 높이가 작아져 제작이 힘들어지고 유체역학적 손실 또한 증가하게 된다. 최근의 축류압축기 설계 동향을 살펴보면, 무게와 생산 비용을 낮추기 위해 오히려 단 수를 낮추되 각 블레이드는 더 큰 부하를 견디도록 재질을 선정하고 형상을 설계하여 압력 상승을 더 높이고 더불어 효율 또한 증가시키려고 시도하고 있다.

본 연구의 압축기는 이러한 문제를 해결하기

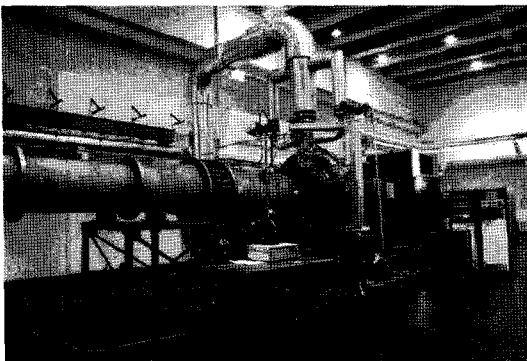


그림 1. 항공우주연구원의 압축기 성능시험 리그

위해 10단의 축류압축기와 1단의 원심압축기를 순차적으로 연결하여 유량 및 압력비, 두 가지 목적을 동시에 충족시키고자 하였다. 한편 한국항공우주연구원에 소재한 그림 1의 압축기 시험설비에서 수행할 연구는 원심압축기 성능시험이 주축을 이루고, 원심임펠러 상단에서 주기적으로 발생하는 후류의 거동을 모사하기 위해 상류에 축류압축기 9, 10단을 장착하였다.

따라서 본 연구는 2단의 축류압축기와 1단의 원심압축기의 성능을 계측하여 전체단 압축기의 성능과 상사비교함으로써 그 성능을 검증하고 다양한 시험 기술을 습득하고자 한다.

2. 본 론

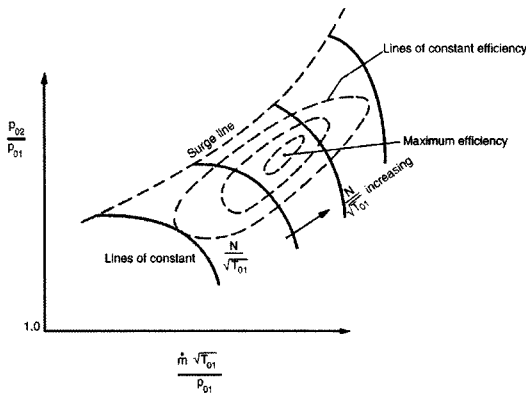
2.1 압축기 성능해석

본 연구에서 시험할 압축기 리그는 상류에 1단의 IGV를 설치하여 전체단 압축기의 8단 출구에서의 유동각과 후류에 의한 교란을 고려하였고, 2단의 동익렬(rotor row)과 정익렬(stator row)을 설치하여 축류압축기 후단이 원심임펠러에 미치는 교란의 영향 또한 고려하였다. 압축기는 작은 변화에도 큰 성능 차이와 효율 변화를 보이기 때문에, 실제 전체단 압축기에서의 유동 조건을 최대한 시험리그에 적용시키고자 설계하였고, 시험 결과에 대한 신뢰성을 향상시키기 위해 다양한 측정법과 성능 계산식에 대한 조사를 수행하였다.

앞서 살펴본 압축기의 방식을 선정하는 데에는 비속도(specific speed, N_s)의 개념에 대하여 숙지하여야 한다.

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \quad (1)$$

여기서, N 은 회전수, Q 는 유량, g 는 중력 가속도, H 는 압력 상승량을 수두(head)로 나타낸 것이다. 식 (1)에서 알 수 있듯이, 고유량 저 압력비를 가지는 축류압축기는 비속도가 상대적


 그림 2. 압축성을 고려한 압축기의 성능곡선의 예⁽¹⁾

으로 크고, 저유량 고압력비의 원심압축기는 비속도가 작은 값을 가진다. 이와 같이 압축기를 설계할 때 유량 및 압력비의 목표치에 대한 비속도를 계산하여 축류식으로 설계할 것인지, 원심식으로 설계할 것인지를 선택하게 된다.

2.1.1 성능 곡선

압축기의 성능 곡선은 일정한 회전수에서 유량에 대한 압력상승량을 나타낸 것이다. 특히 효율 컨투어 선도를 동시에 도시하여 최고 효율 지점 부근에서 설계점을 가지도록 한다. 하지만 최고 효율점은 선회실속이나 서지 등과 같은 압축기 불안정성 영역과 근접하기 때문에 이를 감안하여 작동점을 갖도록 설계하여야 한다.

일반적으로 축류압축기는 압력비가 낮기 때문에 비압축성 유동으로 가정하여 성능 해석을 수행할 수 있다.

$$\text{유량계수: } \phi = \frac{\dot{m}}{\rho A U_t} = \frac{c_x}{U_t} \quad (2)$$

$$\text{압력계수: } \psi' = \frac{\Delta p_s}{\frac{1}{2} \rho U_t^2} \quad (3)$$

여기서, A 는 유동이 통과하는 축방향 면적

$\pi(R_t^2 - R_h^2)$ 을, U_t 는 날개 끝단속도 $\frac{\pi N D}{60}$ 를 나타낸다.

하지만 다단 압축기의 후단부에서는 대기압에 대한 압력비가 상당히 높아지기 때문에 압축성을 고려해 주어야 한다.

2.1.2 상사 법칙

압축기 성능은 유량계수, 압력계수(또는 압력비), 효율 등의 무차원 변수로 나타낼 수 있는데, 이러한 무차원 변수는 상사법칙을 만족하므로 서로 다른 운전조건에서 성능을 예측하더라도 비교 분석이 가능하다. 주어진 압축기의 성능곡선⁽¹⁾을 이용하여 상사조건을 구할 때, 입구조건(p_{01} , T_{01})에 맞도록 질량유량(\dot{m})과 회전수(N)는 식 (4)로부터 계산할 수 있다.

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{01}} = f\left(\frac{\dot{m} \sqrt{RT_{01}}}{D^2 p_{01}}, \frac{ND}{\sqrt{RT_{01}}}, \text{Re}, k\right) \quad (4)$$

특히 압축기의 크기가 정해져 있고 동일한 매질을 사용하면, D 와 R , k 값이 상수가 되므로 식 (5)와 같이 간략히 나타낼 수 있다.

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{01}} = f\left(\frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{p_{01}}, \frac{N}{\sqrt{T_{01}}}\right) \quad (5)$$

즉,

$$\frac{N}{\sqrt{T_{01}}} = \text{const} \quad (6)$$

$$\frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} = \text{const} \quad (7)$$

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = \text{const} \quad (8)$$

표 1. 축류원심압축기 복합 성능시험의 예상 실제조건 및 상사조건

	단위	예상조건	상사조건
입구압력	kPa	524	100
입구온도	K	500	288
회전수	rpm	12,800	9,700
압력비		2.8	2.8
공기유량	kg/s	21.5	5.4
소요동력	kW	3,000	530
구동토크	N·m	2,300	520

축류압축기 9단/10단과 원심압축기를 동시에 설치하였을 때 성능시험을 위한 상사조건을 표 1에 나타내었다. 실제 가스터빈 압축기의 8단 출구에서의 예상 전압력(524kPa)과 전온도(500K)를 기준으로 대기조건(100kPa, 15°C)에 대한 기본적인 설계 시험 조건을 나타내고 있다.

표 1의 상사조건은 다음과 같은 과정으로 계산할 수 있다.

1) 먼저 입구 조건을 표준대기 조건으로 가정한다. $p_{00} = 100 \text{ kPa}$, $T_{00} = 288 \text{ K}$

2) 본 연구의 설계자료를 기준으로 10단 축류압축기의 압력비는 9.229이다.

3) 각 단의 압력상승비(x)를 동일하다고 가정하면, $x^{10} = 9.229$

한 단에서의 압력상승비는 $x = 1.249$ 와 같다.

따라서 8단 출구에서의 압력은 $p_{08} = p_{00} \times x^8 \approx 100 \times 5.92 = 592 \text{ kPa}$ 이다.

등엔트로피식 $\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{(k-1)/k}$ 을 변형하여

$T_{08s} = T_{00} \times \left(\frac{p_{08}}{p_{00}}\right)^{(k-1)/k}$ 으로부터 입구 조건을 계

산할 수 있다. 하지만 실제 압축과정은 등엔트로

피 과정이 아니므로 위 식의 결과와 오차가 존재함을 고려할 필요가 있다.

상사 입구조건은 위와 마찬가지로 표준대기 상태로 가정하고, 예상 실제조건에 상사법칙을 적용시키면, 식 (6)으로부터

$$N_t = N_d \times \sqrt{\frac{T_{01t}}{T_{01d}}} \\ = 12800 \times \sqrt{\frac{288}{500}} \approx 9700 \text{ rpm}$$

여기서, 아래첨자 t는 시험(test) 조건을, d는 설계(design) 조건을 의미한다. 압력비는 상사조건을 사용하더라도 동일한 값으로 유지된다.

질량유량은 식 (7)로부터

$$\dot{m}_t = \dot{m}_d \times \sqrt{\frac{T_{01d}}{T_{01t}}} \times \frac{p_{01t}}{p_{01d}} \\ = 21.5 \times \sqrt{\frac{500}{288}} \times \frac{100}{524} \approx 5.4$$

한편, 등엔트로피 효율은

$$\eta_{tt} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \\ = \frac{T_{01} \left(\frac{T_{02s}}{T_{01}} - 1 \right)}{T_{02} - T_{01}} = \frac{T_{01}}{\Delta T_0} \left\{ \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right\}$$

여기서, 온도에 따른 정압비열(C_p)의 변화는 무시할 수 있다고 가정하고, total-to-total 효율은 설계시 85%로 제시되어있다.

따라서 소요동력은 식 (9)를 통해 계산할 수 있다.

$$P = \dot{m} \Delta h_0 = \dot{m} C_p \Delta T_0 \quad (9) \\ = \dot{m} C_p \times \frac{T_{01}}{\eta_{tt}} \left\{ \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right\}$$

하지만 여기에서도 등엔트로피 과정을 가정하였으므로 이에 대한 오차를 감안해야한다.

3. 내 용

3.1 성능시험 리그

압축기 성능시험은 크게 2가지로 구분되는데, 상류의 날개 교란이 없이 원심압축기만의 성능을 계측하는 1차 시험과 상류에 2단의 축류압축기를 설치하여 날개 교란이 존재할 때 원심압축기 성능의 변화를 계측하는 2차 시험으로 구성되어 있다. 원심압축기만 설치된 경우는 다시 쉬라우드 타입 임펠러와 언쉬라우드 타입 임펠러, 2가지의 경우에 대하여 성능을 계측한다.

표 1의 계산 결과를 보면, 5MW급 가스터빈 압축기 단의 최후 단에 위치하고 있는 원심 압축기에 대한 기본적인 설계 시험 조건을 나타내고 있다. 여기서 회전수, 유량, 소요 동력은 설계조건 120%에 해당한다. 압축기 성능시험을 수행하는 범위로서 회전수는 설계조건 60~120%까지 변화시키고, 유량은 최대유량인 쇼킹(choking) 유량에서부터 운전의 한계인 서지(surge) 유량까지 변화시키며 성능 시험을 수행하도록 한다.

설계 원안에 따르면 원심압축기의 임펠러는 쉬라우드 타입이고 익단 간극이 존재하지 않으므로, 익단간극으로 인한 손실을 무시할 수 있어서 비교적 높은 효율이 기대된다. 하지만 임펠러의 하중이 커지고 회전 시 임펠러에 작용하는 응력 또한 커지게 되므로, 설계 시 내부 응력 분포에 대한 연구가 병행되어야 하며 시험 장치에 결합하였을 때에 구조, 동역학적 해석도 별도로 수행되어야 한다. 또한 익단간극이 존재하는 언쉬라우드 타입의 임펠러를 별도로 제작하여 동일한 압축기 설비에서 익단간극으로 인한 공력손실을 살펴보고, 운전 익단간극(running tip clearance)을 측정함으로써 실제 운전 시 날개깃이 경험하게 되는 익단간극의 크기와 이에 따른 성능 변화를 함께 살펴보도록 한다.

한편 1차 시험에서 수행하는 원심압축기의 성능시험의 주된 구성품은 원심임펠러(impeller)와 임펠러 입구 유동각을 조정하기 위한 입구 안내깃(inlet guide vane, IGV), 메인 디퓨저(vaned

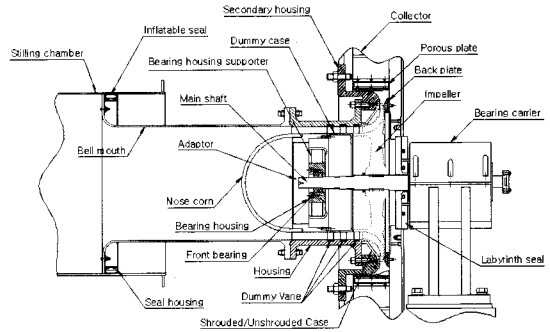


그림 3. 1차 성능시험 리그의 구성

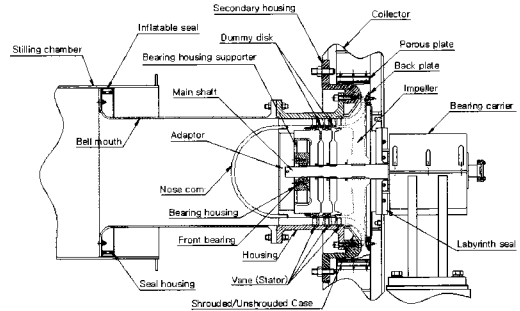


그림 4. 2차 성능시험 리그의 구성

diffuser), 디스윌러(deswirler)와 스크롤(scroll) 등이고, 그림 3에 나타내었다.

2차 시험은 축류압축기와 원심압축기의 조립체 성능시험으로서, 10단 압축기와 원심압축기의 상호작용의 영향을 살펴본다. 또한 9단/10단에서의 정익단(stator)을 1° 단위로 회전시키면서 정익단의 상대위치에 따른 영향, 즉 클러킹(clocking) 시험도 병행한다. 이 시험의 주된 구성품은 IGV, 9단과 10단에서의 동익단(rotor) 및 정익단(stator), 하류의 원심압축기 단으로 구성되어 있고, 그림 4에 도시하였다.

3.2 계측기기

일반적으로 압력비가 낮은 송풍기나 블로어의 공력성능을 측정할 때에는 비압축성 유동이고 송풍기나 블로어 자체로 구성이 끝나므로 정압력(static pressure)을 계측하여 성능을 구한다. 하지

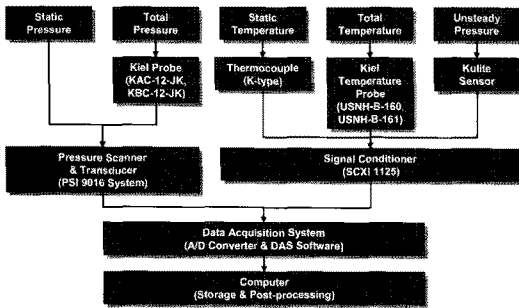


그림 5. 압력과 온도를 계측하기 위한 흐름도

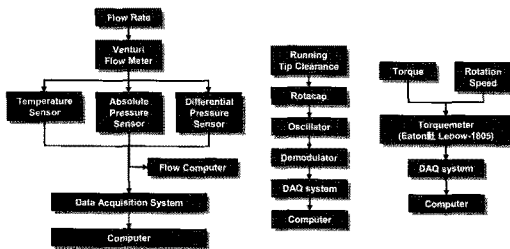


그림 6. 유량, 운전 익단간극, 토크 및 회전수를 계측하기 위한 흐름도

만 압축기의 경우에는 흔히 가스터빈을 구성하는 하나의 구성품으로서 압축기 후단에 연소기, 터빈과 함께 전체 시스템을 구성하게 되므로 정압이 아니라 전압력(total pressure)을 구하여 성능을 계산한다.

일반적으로 압축기의 열역학 및 유체역학적 성능을 계측하기 위한 시험 코드는 ASME PTC 10⁽²⁾에 잘 제시되어 있다. 이 코드는 정확성과 일관성을 유지할 수 있도록 명시적인 테스트 절차를 제공하고 있다. 특히 모든 테스트에 존재하는 불확실성에 대해 시험 계측 및 방법론의 측면에서 실용적인 선택을 제시하고 있다.

위 코드를 기준으로 압축기 성능시험을 수행하기 위해 각 단에 원주방향으로 등간격의 정압 탭 8개를 가공하여 평균값을 구하고, 날개 스패(span) 방향으로 Kiel 온도 프로브를 장착하여 면적평균값을 계산한다. 축류압축기를 통과한 후 원심임펠러 입구에서의 정압/전압/전온도를 계측하고, 임펠러 출구에서는 허브면과 팁면에서의 정압 차이가 상당하므로 각각 정압을 측정하여

평균값을 구한다. 디퓨저와 디스월러에서는 하나의 피치에 대하여 5개의 유선을 따라 10곳에서 정압을 측정한다. 임펠러의 운전 익단간극은 팁 부분에 간극센서를 장착하여 계측한다.

한편 강정식 등⁽³⁾은 여러 지점의 압력 및 온도를 계측할 때, 날개의 센서나 프로브로 여러 곳에 따로 설치하는 것이 아니라, 여러 센서를 하나의 레이크(rake)로 제작하여 동시에 여러 곳의 압력과 온도를 계측하는 기법을 소개하였다. 레이크를 활용하면 성능시험 수행시 시간과 비용을 효율적으로 절약할 수 있다.

압축기 각 위치에서의 정압, 전압, 전온도는 각종 변환기를 통해 전압이나 전류로 변환되어 신호분석기와 자료획득 장치를 거쳐 컴퓨터에 저장된다. 모든 측정기기의 제어 및 프로그래밍을 위해서는 Wonderware사의 InTouch나 NI사의 LabVIEW 프로그램을 사용하였다. 계측 장비의 구성을 그림 5와 6에 나타내었다.

한편 압축기의 성능곡선뿐만 아니라 향후 압축기 내 상세유동을 계측하기 위해 각 단의 동익렬과 정익렬 사이에서 전압력을 계측하려 한다. 특히 동익렬과 정익렬의 상대적인 위치에 따른 클러킹 효과(locking effect)⁽⁴⁾를 조사하기 위해 자동이송장치(traverse unit)나 레이크를 활용할 계획이다.

4. 결 론

본 연구는 5MW급 발전용 가스터빈의 핵심 구성품 중 압축기의 공력성능을 계측하는 기법에 대하여 고찰하였다.

압축기의 기본적인 특성을 나타내는 성능곡선을 살펴보고, 상사법칙을 통하여 시험조건을 확보하였다. 또한 본 연구를 수행하는 압축기 시험리그를 소개하였고, 압축기에서의 성능시험 및 해석을 위해 측정 파라미터와 그 파라미터를 계측하기 위한 센서류를 선정하였다. 한편 익렬 간의 좁은 지역(narrow axial gap)에서 압력을 계측할 수 있는 미니어처 전압력 레이크를 개발 중이다.

참 고 문 헌

1. S. L. Dixon, Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, 5th Ed.
2. ASME PTC (performance test code) 10, Compressors and Exhausters, 1965, ASME
3. 강정식, 안이기, “압축기 성능시험용 레이크의 사용 및 데이터 분석방법”, 유체기계저널, 제11권, 제2호, 2008, pp.77-81
4. D. C. Wisler, Axial-Flow Compressor and Fan Aerodynamics, GE Aircraft Engines Report