

## 가스터빈용 소형 원심압축기의 탈설계점 성능에 관한 실험연구

오종식\* · 이헌석\*\* · 오군섭\*\*\*

### Experimental Study on Off-Design Performance of a Small Centrifugal Compressor for Gas Turbine Applications

JongSik Oh\*, HeonSeok Lee\*\*, KoonSup Oh\*\*\*

*Key Words: Centrifugal Compressor(원심압축기), Gas Turbine(가스터빈)*

#### ABSTRACT

Off-design experimental performance was investigated for a small centrifugal compressor, whose impeller diameter is about 125mm, used in an industrial gas turbine. Test rig was designed and manufactured with a radial inflow turbine and a combustor to supply driving power to the compressor. Static pressure was measured on the casing of the impeller, vaneless diffuser, vaned diffuser and volute. Total pressure was obtained using specially fabricated rakes at the vaned diffuser throat and exit. Circumferential nonuniformity was found, near surge, in the impeller, vaned diffuser and volute region. Spanwise nonuniform flow from the impeller affected the total pressure defects in the vaned diffuser region. Static pressure distortion in the circumferential direction in the volute was found near surge, where the minimum occurred near 140 degree position.

#### 1. 서 론

가스터빈 분야에서의 원심압축기는 항공용(헬기)엔진에서의 축류압축기 후방에 위치하는 고압단이나 혹은 일반 산업용엔진에서의 독립적인 압축단으로 이용되는 핵심 소형 구성품이다. 통상 단단(single stage) 전압축비(total pressure ratio)는 2~4 정도의 고압 수준이고 회전수 또한 2만~8만 rpm 정도로 높은 수준이어서 이러한 원심압축기에 대한 상세한 실험연구는 흔

하지 않다. 이는 고압축비와 고회전수를 구현할 수 있는 안정된 시험리그(test rig)를 설계하고 운영하는 데에 어려움이 많고, 따라서 측정 가능한 변수의 항목이 제한되기 때문이다. 대부분의 압축기 구성품 시험은 압축기의 입구와 최종단 출구에서의 압력과 온도를 측정하여 전체적인 압축기 단의 성능곡선도(performance map)를 얻는 데에 초점을 둔다. 그러나 압축기를 구성하고 있는 요소품(임펠러, 디퓨저 등)에 대한 설계 타당성과 향상된 설계기술을 확보하기 위해서는 각 요소품에 대한 탈설계점 운전영역을 포함한 상세한 실험결과가 필요하다. 회전하는 임펠러의 경우 고회전수와

\* 한국기계연구원 유체기계그룹 선임연구원

\*\* 한국터보기계(주) 대표이사

\*\*\* 한국기계연구원 유체기계그룹 책임연구원

소형이라는 상대적인 어려움으로 인해 상세한 유동장 측정에는 특수한 측정방법을 이용해야 하지만 최소한 케이싱 벽면상의 정압(static pressure) 분포 정도만이라도 확보하는 일이 중요하다. 베인 디퓨저의 경우에는 케이싱면에서의 정압분포 뿐만 아니라 채널 단면에서의 전압(total pressure) 분포도 필수적으로 측정해야 하는 항목이다. 본 연구에서는 설계된 가스터빈용 원심압축기에 대해 비록 소형이지만 최대한 측정 가능한 항목을 포함하여 상세한 구성품 시험을 수행하고자 노력하였다. 가스터빈은 산업용 소형발전용(50 kW급)으로서 본 저자에 의해 설계된 단단 원심압축기를 채용하고 있다(오종식 외 1998). 주어진 설계사양을 살펴보면, 회전수 8만rpm에서 질량유량 0.5 kg/s에 대해 전압축비가 4.0이고 전단열효율(total-to-total adiabatic efficiency)이 80%에 달하는 상당히 어려운 사양이다.

## 2. 시험리그의 구성

### 2.1 원심압축기

Table 1에서는 시험용 원심압축기에 대한 주요설계 변수가 요약되어 있다. 주어진 고압축비와 고효율을 만족하기 위해서 첨단 설계기법을 도입하여 설계를 수행하였으며, 특히, 베인디퓨저는 고효율을 위해 채널디퓨저(channel wedge type)를 적용하였다. 원래의 가스터빈 유로에서는 베인디퓨저 후방에 90도 곡관이 존재하여 연소기로 압축공기가 유입되도록 되어 있으나, 본 실험에서는 시험리그의 제작 편의상 반경방향으로 유출되는 압축공기를 간단히 실외로 배출하기 위해 통상적인 형태의 볼류트(volute)를 별도로 설계 제작하여 사용하였다. 대신에 출구요소부의 체적에 따른 서지(surge)현상의 영향을 최소화하기 위해 볼류트의 크기를 약간 상향조정하여 설계하였다. Fig.1은 설계된 시험용 원심압축기의 정면도를 보여주고 있고 Fig.2는 실제로 제작된 임펠러를 시험리그에 장착한 모습을, 그리고 Fig.3은 실제로 제작된 베인디퓨저와 측정을 위해 마련된 케이싱면의 정압홀의 모습을 보여준다. 임펠러는 티타늄을 5축 기계가공하여 제작하였고 디퓨저의 베인은 조립과 측정을 용이하게 하기 위해 별도로 제작하여 볼류트 케이싱면에 핀으로 고정하였다.

### 2.2 시험리그

압축기 시험리그에 대한 개략도가 Fig.4에, 그리고 실제 모습이 Fig.5에 제시되어 있는데, 회전수가 높은

Table 1 Centrifugal compressor information

Parameter	Unit	
Impeller outer diameter	mm	124.76
Impeller exit width	mm	4.76
Impeller inlet hub-to-tip ratio	-	0.3549
Impeller blade number	-	12+12
Impeller blade exit angle	deg	45
Vaned diffuser outer diameter	mm	238.04
Vane number	-	25
Vane divergence angle	deg	6.6
Vaned diffuser area ratio	-	2.6312
Vaned diffuser L/W	-	11.964
2nd vaneless diffuser outer diameter	mm	285.64

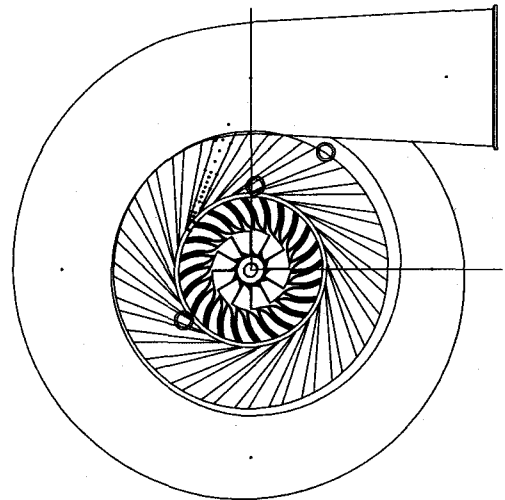


Fig.1 Front view of the experimental centrifugal compressor

관계로 전기모터와 증속기어를 사용하는 대신에, 압축공기를 이용한 터빈 구동방식을 채택하였다. 구동용 터빈은 디젤엔진 트럭용 터보차저의 터빈부만을 분리하여 이용하였고 가압용 압축공기는 4대의 스크류 공기압축기로부터 공급받는다. 그러나 압축기만으로는 설계회전수인 8만rpm 이상 도달하는 일이 불가능하기

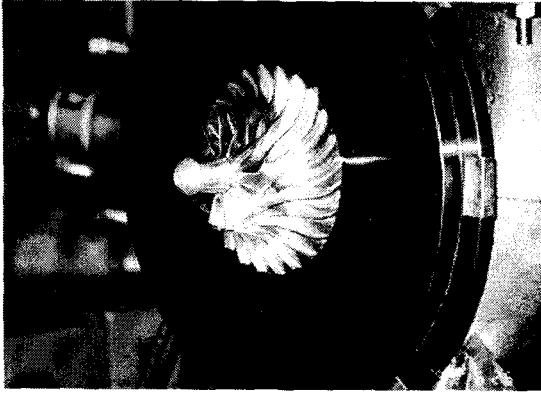


Fig.2 Fabricated impeller

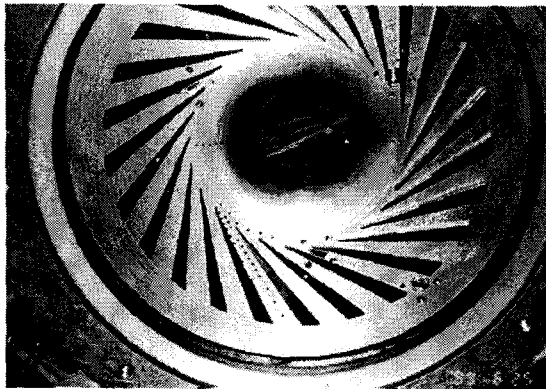


Fig.3 Fabricated vaned diffuser with static pressure taps

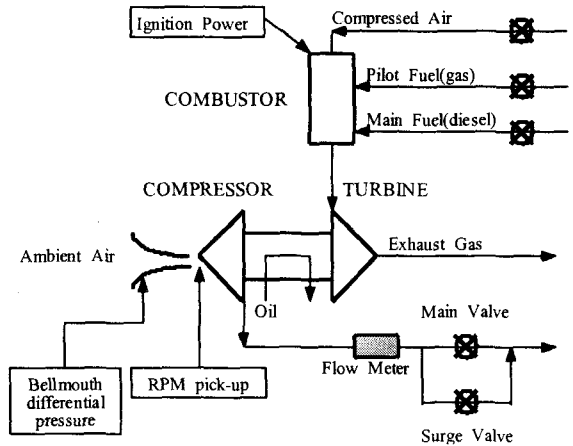


Fig.4 Compressor test-rig layout

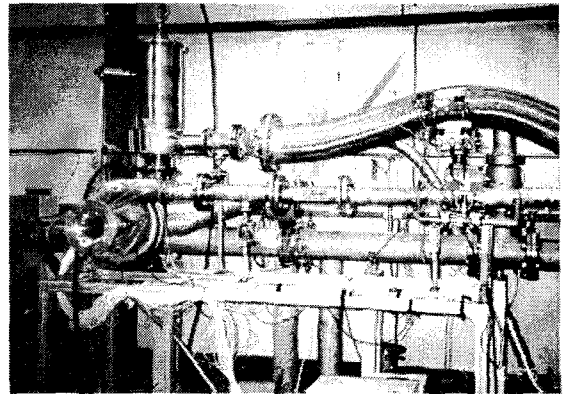


Fig.5 Compressor test-rig view

때문에, 대략 5만rpm 부근부터는 별도로 설계 제작된 연소기를 사용하여 고온연소가스를 터빈으로 공급하여 요구 구동동력을 얻고자 하였다. 그러나 연소기 자체에 대한 제어가 복잡하고 어려워 후에 언급되겠지만 상당히 주의깊은 준비작업이 필요함을 알게 되었다.

경제적 부담이 있더라도 전기히터를 사용하여 압축공기의 온도를 높이는 방안이 보다 신뢰도가 높다. 시험용 압축기로 흡입되는 공기의 유량을 측정하기 위해 압축기 입구부에는 bellmouth를 설치하고 토출부에서는 V-cone형 상용 유량계를 설치하여 정확성을 확보하고자 하였다. 유량의 측정오차를 줄이기 위해 bellmouth는 본 시험에 알맞도록 별도로 설계 제작된 후에, 음속노즐(sonic nozzle)을 이용한 보정

(calibration)시험을 통해 유량과 차압간의 관계식을 얻었다. Fig.6은 이러한 bellmouth 보정시험 리그의 모습을 보여준다. 2대의 root blower를 이용하여 공기를 흡입시키고 음속노즐의 개수를 변화시켜가면서 원하는 유량범위내에서 bellmouth의 차압을 측정함으로써 본 시험에 알맞은 상관관계식을 얻었다.

### 2.3 시험 instrumentation

앞에서도 언급하였듯이 보다 상세한 측정을 위해 우선 케이싱 벽면상에서의 정압탭(static pressure tap)을 다음과 같이 마련하여 측정하였다.

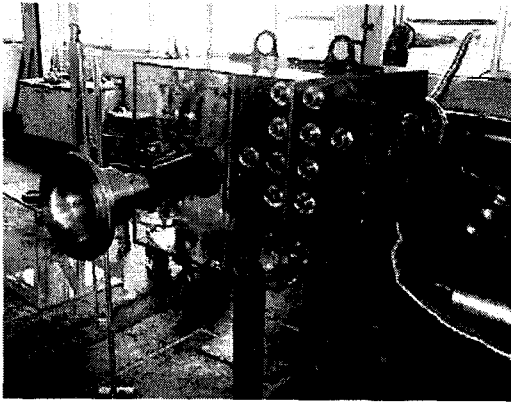


Fig.6 Bellmouth calibration test-rig

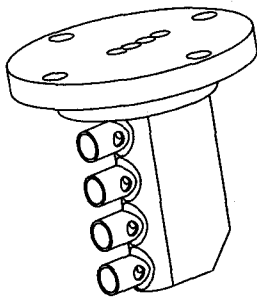


Fig.7 Mini total pressure rake

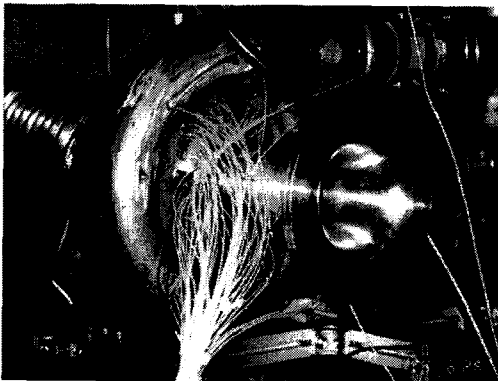


Fig.8 Compressor with instrumentation

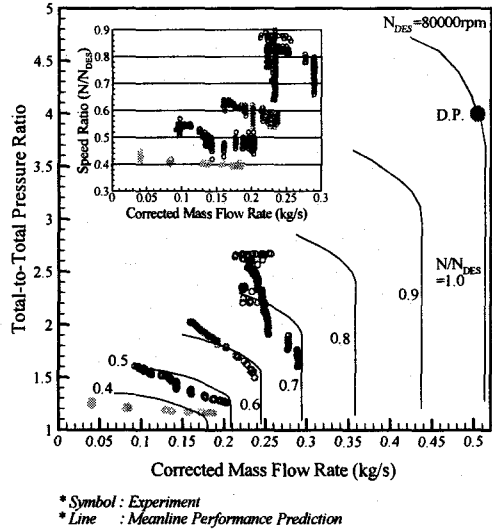


Fig.9 Experimental performance map

- ▷ 임펠러 영역에서 회전방향으로 180도 간격으로 2지점에 9개씩 총 18개
- ▷ 베인없는 디퓨저 공간에서 회전방향으로 2지점에 3개씩 총 6개
- ▷ 베인디퓨저 영역에서 부압면을 따라 10개, 압력면을 따라 5개, 그리고 중앙통로를 따라 14개씩 총 29개, 그리고 볼류트 케이싱에서 7개

임펠러 출구에서의 전압(total pressure)을 예측하기 위하여 베인디퓨저의 목(throat) 지점과 출구 지점의 2곳에서 전압을 측정하였는데, 이를 상세히 측정하기 위해 Fig.7에서 볼 수 있는 초소형 전압 rake를 별도로 설계하여 제작하였다. 소형 압축기인 관계로 유로의 폭이 5mm보다도 작아 span 방향으로 4개의 probe를 확보하기 위해서는 지름이 0.79mm인 특수 파이프를 사용했다. 디퓨저 목에서는 회전방향으로 2지점에서, 그리고 디퓨저 출구 지점에서는 1지점에서 측정하였다(Fig.1과 Fig.3 참조). 출구 볼류트에서는 Fig.1에서 보는 바와 같이 유출방향으로 5지점에서 케이싱 정압탭을 마련하였다.

온도는 일반 열전대(thermocouple)을 사용하여 압축기 입구와 출구 관로상에서 측정하였고, 회전수는 임펠러의 nose cone 위치에 광센서를 부착하여 신호를 얻었다. 이러한 모든 신호를 실시간으로 PC에서 받아

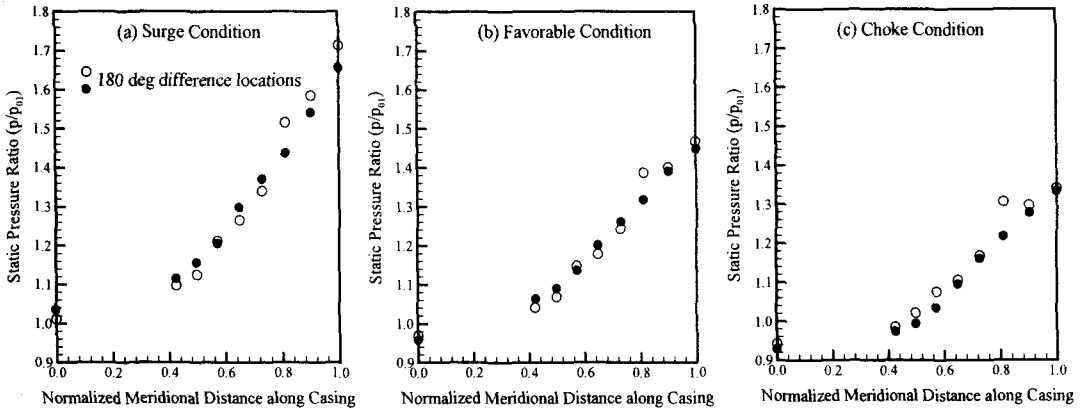


Fig.10 Static pressure rise along impeller shroud casing for 60% speed

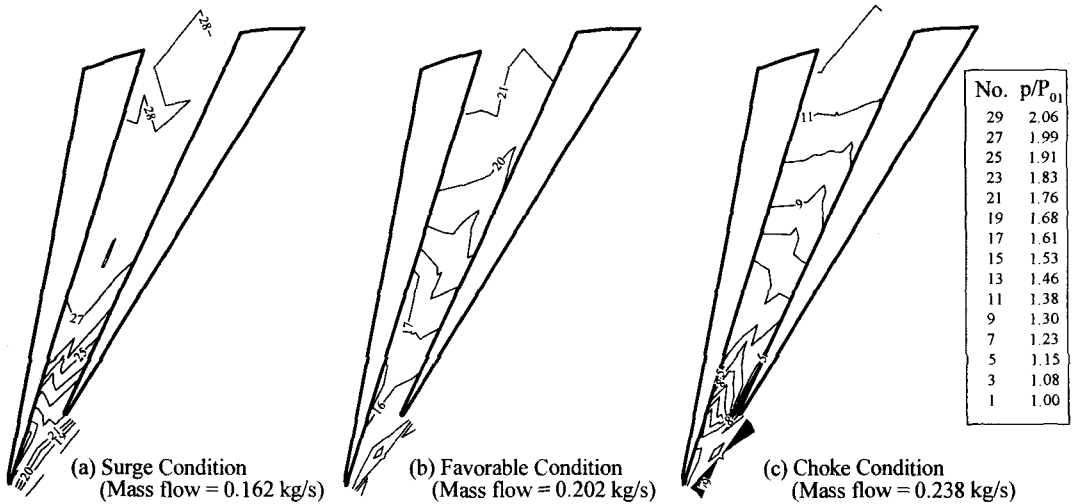


Fig.11 Static pressure contours on vaned diffuser casing for 60% speed

들이기 위해 대용량의 DAS(Data Acquisition System)를 별도로 설계 제작하였으며 PC interface 프로그램은 Visual C++ 언어로 자체적으로 개발하였다. Fig.8은 instrumentation이 완료된 압축기의 모습을 보여주고 있다.

### 3. 결과 및 고찰

Fig.9는 본 연구를 통해 얻은 압축기의 성능곡선도

중에서 유량 대비 전압축비의 모습을 나타내는데, 기호로 표시된 실험결과와 실선으로 표시된 설계예측치(평균유선예측법을 이용한 해석결과)가 함께 비교되고 있다. 설계회전수에 대해 약 70% 정도의 회전수까지만 결과가 나타나있는 이유는, 앞서 언급한 바와 같이, 구동터빈의 부족한 동력을 확보하기 위해 70% 회전수 시험 도중에 연소기를 점화하여 고온가스를 터빈에 공급하는 모드로 전환하였으나 불완전한 연소기 제어시스템으로 인해 신뢰성 있는 결과를 얻지 못하였다. 회

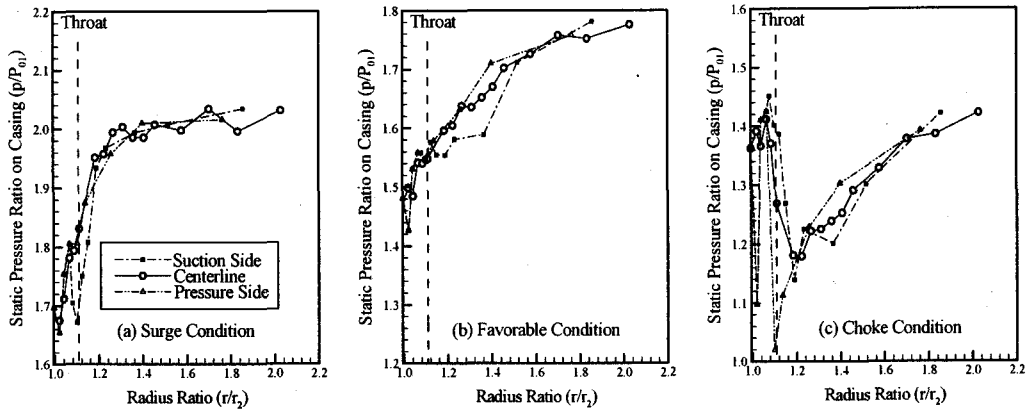


Fig. 12 Static pressure distributions in the channel diffuser passage for 60% speed

전수의 급상승 및 제어의 어려움과 이에 따른 고온 배기가스의 누설, 그리고 완전 서지(surge) 근처에서의 순간적인 운전 등으로 인해 약 87% 회전수에서 베어링이 파손되어 실험을 중단하게 되었다. 그러나 약 60% 회전수까지는 유용한 결과를 얻었으며, 설계시 예상하였던 평균유선예측법의 결과와도 대체적으로 비슷한 결과를 얻었다. 전기모터를 사용하는 일정 회전수 실험이 아니고 구동터빈에 의한 시험이기 때문에 일정한 회전수로 유지하기 위해서는 세밀한 밸브의 조절이 필요하다. Fig.9 속에 표현된 작은 그림에서 볼 수 있듯이, 초기의 초크상태에서 시험이 시작되어 압축기 후방 밸브를 닫으면서 유량을 점차 감소시키면 압축기의 소요동력이 감소하기 때문에 터빈으로서는 동력이 남게 되므로 자연히 회전수가 증가하게 된다. 터빈 유량밸브를 압축기 후방밸브와 동시에 세밀하게 조절하여 회전수가 변하지 않게 해야 하지만, 본 실험에서는 이를 무시하여 회전수의 변화를 허용하였으며, 그 변화량은 Fig.9에서 짐작할 수 있다. 이와 같이 회전수의 증가량을 고려할 경우, 평균유선예측법으로 설계한 전압축비의 성능과 초크 및 서지유량의 성능결과와 실험 결과가 약 60% 회전수까지는 잘 일치하고 있는 것으로 판단된다.

Fig.10은 약 60% 회전수대에서 측정된 임펠러의 쉬라우드(shroud) 케이싱 정압분포를 서지(질량유량 0.162 kg/s)와 초크(0.238 kg/s), 그리고 양호한 유동점(0.202 kg/s)에서 각각 보여주고 있다. 측정점은 유동방향으로 9개씩 회전방향으로 180도의 간격으로 2지점

에서 측정하였는데, 압축기의 크기가 소형인 관계로 전방 10-40% 정도 영역은 instrumentation의 어려움으로 인해 측정하지 못했다. 유량이 감소하여 서지로 접근할수록 정압의 상승량이 증가하고 있으며, 특히 서지점에서는 회전방향으로 180도 지점간의 정압분포가 서로 균일하게 일어나지 않고 있음을 알 수 있다.

Fig.11은 역시 60% 회전수대에서 채널디퓨저 영역의 케이싱면에서 측정된 정압 contour를, 그리고 Fig.12는 정압분포를 반경위치에 대해 Fig.10에서 살펴본 동일한 3가지 유량점에서 나타낸 그림이다. 측정점의 수가 충분하지 못하여 부드러운 곡선을 찾을 수는 없지만, 대략 정압분포의 경향을 확인하는 데에는 무리가 없어 보인다. 전반적으로 초크점을 제외하고는 전체 정압상승량의 약 50-60% 정도 이상이 채널 디퓨저 통로의 약 30% 이내의 전방부에서 이미 달성되고 있는 모습을 볼 수 있다(Fig.12(a)와 (b)). 즉, 베인디퓨저의 정압상승은 임펠러와 베인간의 베인없는 디퓨저 공간(semi-vaneless space)과 디퓨저의 목(throat) 후방 근처 영역내에서 정압의 상승이 대부분 이루어지고 있으며, 따라서 설계시에 베인디퓨저의 입사각(incidence)를 중심으로 한 입구영역의 설계개념이 상당히 중요함을 알 수 있다. 초크영역에서는 베인디퓨저로 유입되는 유동각이 증가하여(접선방향에 대하여) 디퓨저 목을 향해 가속하는 유동장이 형성되는 관계로, Fig.12(c)에서 보는 바와 같이 목 근처에서 정압이 급격히 감소하는 것을 볼 수 있다. 디퓨저 목에서 발생한 초크현상에 의해 전반적으로 정압이 목 근처에서

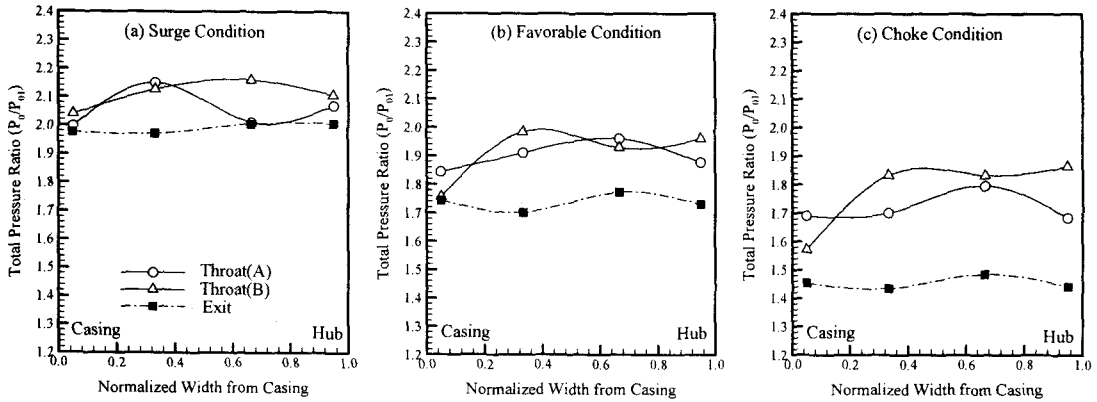


Fig.13 Total pressure distributions in channel diffuser for 60% speed

감소하지만 특히, 부압면(suction side) 보다 압력면 (pressure side)에서의 정압이 더욱 급격히 감소하게 되는데, 이는 Fig.11(c)의 contour에서도 확인된다. 유량이 증가함에 따라 배인 입사각이 음의 값으로 증가하여 배인의 전연(leading edge) 주위를 돌아서 유동이 유입되기 때문에 배인 전연 근처의 압력면에서는 국소적으로 정압이 급격히 감소한다. 그러나 이러한 입사각의 증가로 인해 유동은 배인 전연 후방에서 국소적으로 박리(flow separation)되고 따라서 압력면의 정압은 다시 상승하게 된다. 그러나 이러한 역전하중(reversed loading) 분포는 Fig.11(a)와(b) 그리고 Fig.12(a)와 (b)에서 보는 바와 같이 서지영역과 중간 영역에서는 그 반대가 되어 정상적인 하중분포, 즉 압력면의 정압이 부압면보다 높은 분포를 보인다. 특히, 서지영역에서는 목 후방 영역에서 부압면 정압이 급격히 상승하는 것을 볼 수 있는데, 이는 배인 입사각이 양의 작은 값이어서 배인 전연 근처의 부압면에서 광범위한 영역으로 유동박리가 발생하였기 때문이다.

Fig.13에서는 디퓨저의 목 위치와 출구 위치에서 전압 rake를 이용하여 측정된 전압분포를 span 방향으로 나타내었다. 목 위치에서 측정된 전압은 Fig.1에서 보는 바와 같이 회전방향으로 2곳(A와 B)에서 동시에 측정하였다. 서지점을 제외한 두 운전점에서는 디퓨저의 목 위치와 출구 위치 모두에서 케이싱 근처 영역에서 전압손실이 상대적으로 더 큰 것을 알 수 있다. 이는 임펠러를 유출하는 유동이 회전방향 뿐만 아니라 span 방향(축방향)으로도 균일하지 못하기 때문인데, 최근의 해외 연구결과에 따르면 회전방향 불균일성은

배인없는 공간(semi-vaneless space)내에서 곧바로 혼합과정이 이루어져 비교적 균일한 상태로 배인 디퓨저로 유입되지만 span 방향 불균일성은 그대로 유지된다고 알려져 있다. 이러한 span 방향 불균일성은 특히, 유량이 큰 범위에서 더 증가한다. 디퓨저 통로내에서 발생하는 전압손실의 절대적인 양은 초크점에서 가장 크고 서지점으로 갈수록 감소하고 있음을 알 수 있는데, 이는 유속의 크기와 관계가 있기 때문이다. 한가지 흥미로운 사실은, 디퓨저 목 위치에서 측정된 회전방향으로 서로 다른 (약 130도 간격) 2지점에서의 전압분포가 서지점에서는 다른 두 운전점과는 상당히 다른 분포를 보이고 있다는 점이다. 즉, 서지점으로 접근할수록 디퓨저 목 위치에서 회전방향으로의 유동 불균일성이 증가하고 있는 것으로 보인다.

Fig.14는 볼류트의 전면 케이싱에서 회전방향으로 총 7지점에서 측정된 정압분포를 3가지 운전점에 대해 나타낸 그림이다. 정상적인 볼류트인 경우에는 설계점에서 회전방향으로 각도가 증가하여도 일정한 정압분포를 갖도록 설계되기 때문에, 초크점에서는 회전방향으로 정압이 감소하고 서지점에서는 증가하는 모습을 보인다. 그러나 본 연구의 볼류트는 앞서 언급한 바와 같이 출구부 체적이 서지현상에 미치는 영향을 최소화하기 위해 정상적인 체적보다 약간 크게 설계하였기 때문에, 초크점에서도 거의 일정한 정압분포를 보이고 있다. 그러나 주목할만한 점은 서지점에서의 정압분포이다. 해외연구자들에 의해 알려진대로 볼류트는 탈설계점에서 회전방향으로 압력의 불균일성(distortion)이 발생하게 되고 이는 거꾸로 상류측에 영향을 전파하여

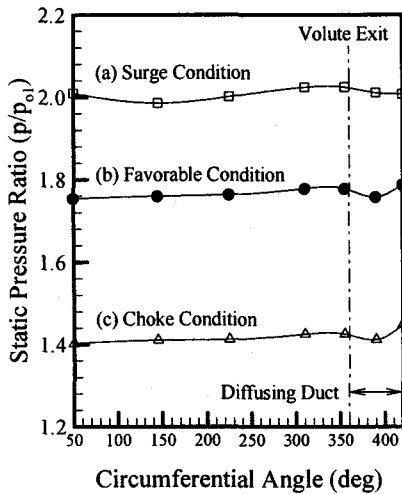


Fig.14 Static pressure distributions in volute

아주 심한 경우에는 불균일 힘(force)이 작용하게 되어 임펠러가 파손되는 일도 발생한다. 또한 정압의 최소치가 회전방향으로 120도 부근에서 발생한다고 알려져 있는데, 이는 볼류트의 입구부(tongue)와 상류측 유동간의 간섭에 의한 영향이 전파되어 약 120도 부근에서 나타나는 것으로 추정하고 있다. Fig.14에서 볼 수 있듯이 본 연구에서도 서지점에서 회전방향으로 정압분포가 균일하지 못한 결과를 얻었으며, 약 140도 부근에서 정압이 최소치를 나타내고 있음을 확인하여 해외 연구자의 결과와 비슷함을 알 수 있다. 볼류트 출구부

를 지나 배관과 연결되는 확산관(diffusing duct)에서의 정압분포로부터 서지점을 제외한 다른 두 운전점에서는 국부적인 유동박리가 발생하는 것으로 보인다.

#### 4. 결론

가스터빈용 소형 원심압축기의 성능시험을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 서지점에서는 임펠러와 디퓨저 그리고 볼류트내의 회전방향으로 유동의 불균일성이 증가한다.
- (2) 채널 배인디퓨저의 정압상승은 임펠러와 배인간의 배인없는 디퓨저 공간과 디퓨저의 목 후방 근처 영역내에서 정압의 상승이 대부분 이루어지고 있다.
- (3) 초크점에서는 배인디퓨저의 목 근처의 압력면 정압이 부압면보다 더 작은 역전현상이 나타난다.
- (4) 임펠러 출구유동이 갖는 span 방향으로의 불균일성으로 인해 배인디퓨저의 전압손실은 케이싱 근처에서 증가한다.
- (5) 서지점에서는 볼류트의 정압분포가 회전방향으로 균일하지 못하며 약 140도 부근에서 최소값을 갖는다.

#### 참고 문헌

오종식 외 3인, 1998, "40kW급 터보제너레이터용 원심압축기의 공력설계 및 유동해석," 유체기계공업학회 연구개발 발표회 논문집, pp.128-135