

## 선박용 터보차저 원심압축기의 성능향상 개발

오종식\* · 오군섭\*\* · 유광택\*\*\*

### Upgrade Development of a Centrifugal Compressor for Marine Engine Turbochargers

Jong Sik Oh\*, Koon Sup Oh\*\*, Kwang Taek Yoo\*\*\*

Key Words: Centrifugal Compressor(원심압축기), Turbocharger(터보차저), Performance Map(성능곡선)

#### ABSTRACT

Upgrade development of a high pressure ratio centrifugal compressor in marine engine turbochargers is presented. A new matched operating point at increased speed of rotation was determined through system cycle analysis using the existing test data of turbine performance. Under some severe restrictions for geometric parameters, the state-of-the-art methods of both aerodynamic design and CFD analysis were applied, in which only an impeller, a vaned diffuser and some part of casing wall were modified. Prototype hardware was fabricated and assembled for system performance tests. Excellent performance in pressure ratio and efficiency was obtained over whole speed region. Reduced surge and choke margin was, however, observed at design speed of rotation.

#### 1. 서 론

현재 거의 모든 선박용 디젤엔진에는 높은 열효율을 위하여 엔진의 배기가스를 이용하여 흡입공기밀도를 높이는 터보차저(turbocharger)가 별도로 부착되어 이용되고 있다. 엔진의 회전속도증가 없이도 출력을 50-100%까지 높일 수 있고 마력당 엔진의 중량과 부피가 작아져서 엔진의 소형화와 경량화를 가능케하며 연료소비율과 배기가스 공해물질 측면에서도 유리하다는 장점으로 인하여 중·저속 디젤엔진 기관을 중심으로 널리 보급되고 있다. 해외 선진업체(MAN B&W, ABB, Holset, Napier 등)들의 경우, 현재의 선박용 디젤

엔진의 터보차저 기술개발 추세는 기존 계열화된 모델에 대하여 디젤엔진의 지속적인 고출력화와 match될 수 있도록 압축기의 압력비를 추가로 증가시키는 성능향상 개발 및 이와 관련된 소재 개발에 집중하고 있다. 이들은 고압축비의 터보차저를 위해서 임펠러의 재질을 알루미늄 합금에서 티타늄 합금계열로의 변경을 현재 검토하고 있으며, 임펠러의 제작방안 또한 정밀주조에서 forged bar의 기계 가공쪽으로 제작방안의 변경을 검토중에 있다. 또한, 터보차저와 엔진기관의 부분부하(part load) 운전범위를 늘리기 위하여, 운전중에 터빈 노즐베인의 각도를 조절함으로써 유량 및 동력을 제어할 수 있는 구조로의 연구도 진행되고 있다.

본 연구에서는 이와 같은 세계적인 개발추세에 맞추어 선박용 디젤엔진의 고출력화를 실현시키는 새로운 터보차저의 개발 방향중의 하나로서 압축비의 상승을 목표로 설정하였다. 우선적으로 전체적인 시계개발의

\* 한국기계연구원 유체기계그룹 선임연구원

\*\* 한국기계연구원 유체기계그룹 책임연구원

\*\*\* 쌍용중공업(주) 엔진기술연구소 소장

E-mail : ojs@mailgw.kimm.re.kr

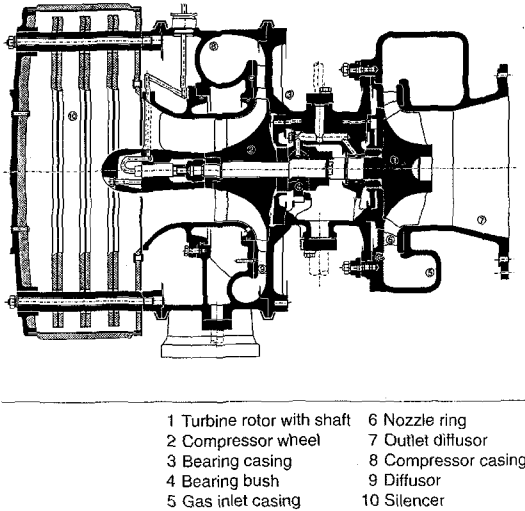


Fig. 1 대형 선박엔진용 터보차저 (해의 수입 조립품)

이전 단계로서, 압축기만을 수정 개발하여 기존의 대형 선박 디젤엔진용 터보차저(Fig. 1 참조)의 성능을 부분적으로 향상시키고자 한다. 성능향상은 압축비와 회전수 그리고 공기유량을 증가시키는 것으로 하고, 기존의 구심터빈(radial inflow turbine)과 원심압축기의 케이싱이나 블류트등은 변경없이 그대로 사용한다는 제한조건을 두었다.

## 2. 개념설계(Conceptual Design)

기존의 터빈을 그대로 사용할 경우 양자의 성능이 서로 match되는 새로운 설계점을 결정하기 위해서는 개념설계 단계에서 시스템 성능해석 (cycle analysis)이 필요하다. 터보차저 자체의 실험성능이 디젤엔진 대신에 간단한 소형연소기로 대체한 성능시험리그에서 수행되는 관계로, 이러한 성능시험리그를 하나의 simple cycle 가스터빈 시스템으로 간주한 사이클해석 모델을 이용하였다. 사이클해석 모델링의 과정에서 필요한 변수값들은 Table 1에서와 같은 기존의 성능시험 결과

Table 1 Turbocharger Test Performance

항목	회전수	78%	88%	100%	118%
압축비(TT)		2.16	2.47	3.07	3.71
팽창비(TS)		2.08	2.39	2.95	3.59
압축기 효율(TT)		0.82	0.81	0.77	0.70
터빈 효율(TS)		0.74	0.75	0.78	0.76
입구 질량유량비		0.655	0.768	1.000	1.106

데이터를 이용하여 tuning함으로써 결정하였다. 이를 통하여 시스템의 구성품(연소기와 터빈) 성능을 확인하였으며, 압축기의 요구성능을 변화시켜 가면서 성능향상을 위한 새로운 설계사양을 도출하였다.

원심압축기의 설계가능성에 대한 검토는 일차원 성능해석법을 이용하여 수행하였으나 다음과 같은 8가지의 외부 제한조건으로 인하여 공력설계 여지의 폭이 상당히 제약되어 있다.

- (a) 임펠러의 직경이 기존의 직경보다 2.2% 정도 더 작아야할 것
- (b) 베인디퓨저의 출구반경은 기존의 값보다 크지 않을 것
- (c) 스크롤 전체와 디퓨저 케이싱의 일부는 기존의 것을 그대로 사용할 것
- (d) 임펠러 출구폭의 길이는 기존의 값보다 크지 않을 것
- (e) 압축기의 소압력비는 기존의 값보다 14% 이상 증가시킬 것
- (f) 회전수의 증가폭은 기존의 값보다 14% 미만으로 할 것
- (g) 압축기의 유량은 기존의 값보다 5% 이상 증가할 것
- (h) 압축기의 효율은 기존의 효율에서 크게 벗어나지 말 것

임펠러의 직경이 기존보다 약간 더 작아야하는 이유는 제작비용을 절약하기 위해 제작업체가 기존에 보유하고 있던 재고 원자재의 크기에 맞추어야 하기 때문이었으며, 나머지 제한조건 중에서의 구체적인 수치는 해의 경쟁제품의 형상과 성능을 고려하여 결정하였다.

압축비의 변화에 따른 시스템의 성능해석을 반복적으로 수행한 결과, 대략 회전수가 약 106% 이상이어야 하고 블레이드 출구각이 접선방향으로부터 약 70도 이상이어야 함을 알 수 있었으며 효율의 경우 대부분이 전반적으로 비슷한 범위내에 분포하고 있었다. 회전수의 변화에 따른 검토결과와 경우, 블레이드의 backsweep각을 최대한 확보하기 위해서는 약 106-108% 회전수와 약 70-75°의 블레이드 출구각, 그리고 약 75-77% 정도의 효율등이 설계가능한 범위임을 확인할 수 있었다.<sup>(1)</sup>

일련의 반복과정을 통하여 최종 얻은 결과에 따른 새로운 설계점은 다음과 같다. 압축기의 소압력비를 3.5로 하고, 손효율은 76%로 고정했을 때, 회전수가 107% (TIT=737K)에서 압축기와 터빈이 서로 matching이 이루어졌다. 이러한 설계사양에 대하여 일차원적인 압축기의 공력설계를 수행한 후에 이론적인 압축기의 특

성곡선을 예측한 결과, 7% 증가된 회전수와 8% 증가된 입구 공기유량으로 설계점 자체가 상향 조정되었고 손효율의 큰 저하 없이 손압력비도 3.5 수준으로 증가되어 요구조건을 만족할 수 있는 새로운 설계사양을 도출할 수 있었다.

### 3. 공력설계(Aerodynamic Design)

이미 언급한 바와 같이 기존의 케이싱과 스크롤등을 최대한 변경없이 그대로 사용한다는 제한조건으로 인하여 압축기의 설계범위가 자유롭지 못한 점이 큰 어려움이었다. 개념설계 과정을 통하여 주어진 반경내에서 가장 확보 가능한 임펠러의 backsweep 각도를 71°로 확정하였고, 이 경우 임펠러의 유출 유속이 상대적으로 커서 임펠러의 효율이 보통 약 85% 수준 이하로 감소하기 때문에, 76%의 압축기 설계 손효율을 만족하기 위해서는 베인디퓨저의 성능이 중요한 인자가 될 수 밖에 없다. 임펠러는 최신의 설계기법을 적용하여 3차원 형상설계를 수행하였으며, 임펠러의 단열 손효율이 86.2%로 설계단계에서 예측되었다. 여기서 의미하는 최신의 설계기법이란 임펠러의 3차원 형상을 정의하는 다양한 곡선을 여러개의 제어점을 이용한 Bezier-Bernstein 곡선의 형태로 주어지게 하여 설계자가 원하는의 곡선을 생성한 후 반복설계함으로써 최적의 곡선을 찾아내는 방법<sup>(3)</sup>을 의미한다.

디퓨저의 경우, 베인디퓨저의 종류중에서 최근에 세계적으로 활발히 연구가 진행되고 있는 Low Solidity를 갖는 익렬디퓨저(cascade airfoil diffuser)를 적용하였다. 보통의 1열(one row) 베인을 채택할 경우 후방에 상당한 길이의 베인없는 공간이 필요하게 되고 주어진 설계조건에 따른 경우 적용이 불가능하기 때문에, 2열 베인을 채택하여 효과적으로 반경방향 길이를 축소하고자 하였다.

Fig. 2는 최종 공력설계가 완료된 압축기의 임펠러와 베인디퓨저의 모습을 보여주고 있다. 임펠러는 최대 양호한 블레이드 하중분포가 생기도록 블레이드각의 분포를 세밀히 조절하여 splitter 블레이드를 포함하여 확정하였다. 최대 양호한 블레이드 하중분포를 얻는 일은 전연에서 후연을 따라 그리고 임펠러의 shroud와 hub면을 따라 상대속도와 정압의 분포를 준3차원 유동 해석을 통해 얻은 후 설계 적합여부를 판단하는 일이다. 이는 매번 형상곡선을 정의할 때마다 반복적으로 이루어지는데, 보통은 급격한 확산을 방지하고 입구 incidence를 조절하며 splitter의 최적 위치를 결정하는 방향으로 진행된다(부록 1 참조).

베인없는 디퓨저 공간에서의 유동의 불안정성을 방지하기 위해 케이싱 벽면을 따라 pinch를 주었다. 2열 베인 모두는 손실에 관한 경험식이 잘 알려진 NACA65계의 축류형 압축기 베인의 형상을 이용하여 손실을 예측하는 부분에서 약간의 수정을 통해 반경 평면으로

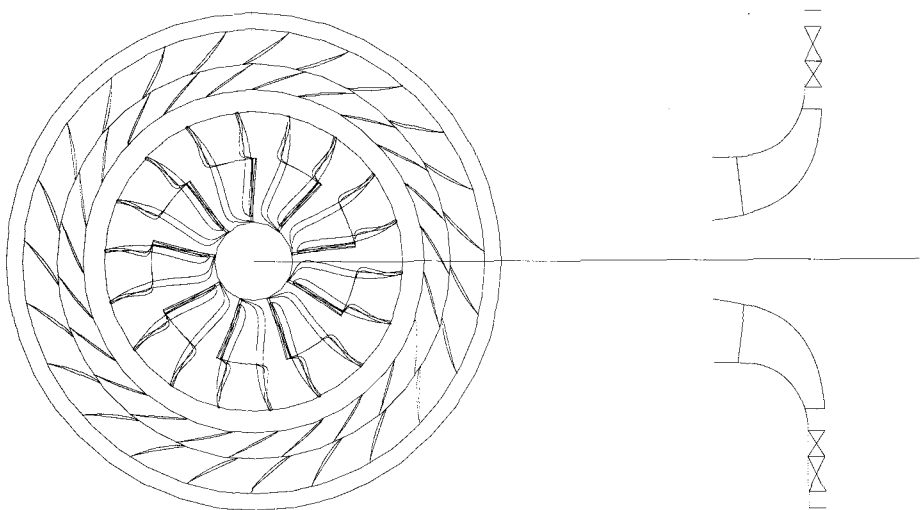


Fig. 2 Aerodynamic Design Result



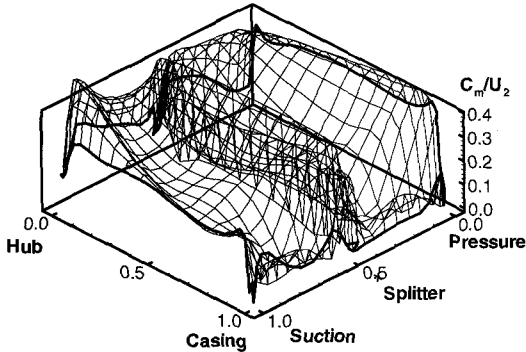


Fig. 6 3D meridional velocity distribution at impeller exit

설계 단계에서 이러한 상황을 미리 감안하여 압축기의 효율 수준을 낮추었기 때문에 시스템적으로 터빈과의 matching을 통한 요구성능을 만족시키는 데에는 무리가 없다.

다음에 나타난 임펠러 입출구 단면에서의 질량평균 (mass-averaged) 개념에서 계산한 임펠러의 CFD 공력성능결과에서 볼 수 있듯이, 전체적으로 양호한 유동장이 형성되어 설계의도를 만족시키고 있음을 알 수 있었다. 그러나 출구 유동각의 경우 설계의도보다 약 4° 정도 크게 예측되었기 때문에, 디퓨저의 입사각에 영향을 주어 충분한 surge margin을 확보하는 데에 영향을 줄 것으로 보인다.

- ▶ 단열효율 90.5% (설계치 86.2%)
- ▶ 손압력비 4.4 (설계치 4.0)
- ▶ 출구온도 475.5 K (설계치 464.8 K)
- ▶ 출구익간각 4.2% (설계치 3.0%)
- ▶ 출구유동각 23.21 deg (설계치 19.03 deg)

#### 4. 성능시험 Rig

터보차저 성능시험리그는 Fig. 7-8에서 보는 바와 같이 고온의 연소가스를 발생시키는 연소기와 윤활시스템 그리고 시동시 압축공기를 공급하기 위한 facility 압축기로 구성된다. 연소기는 성능시험 설비의 핵심 구성품으로서 디젤유를 사용하며, 최대 5 m³/s 공기량 및 최대 650 °C 배기가스온도까지 발생가능한 용량으로 되어있다. 연소기에서 발생한 고온가스가 터보차저의 터빈에 공급되어 회전부를 구동하면 압축기가 가압공기를 연소기로 공급하여 정상상태의 연속적인 운전이 이루어진다.

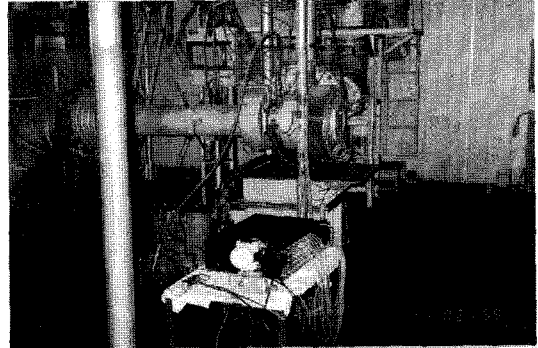


Fig. 7 터보차저 성능시험리그 모습

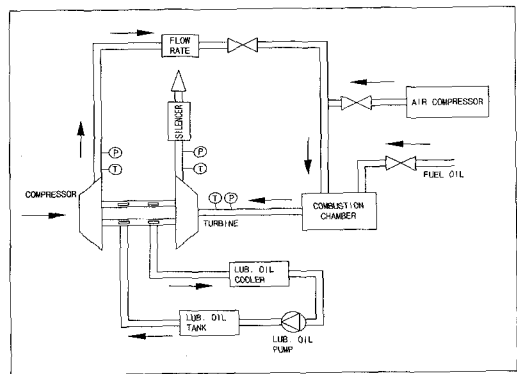
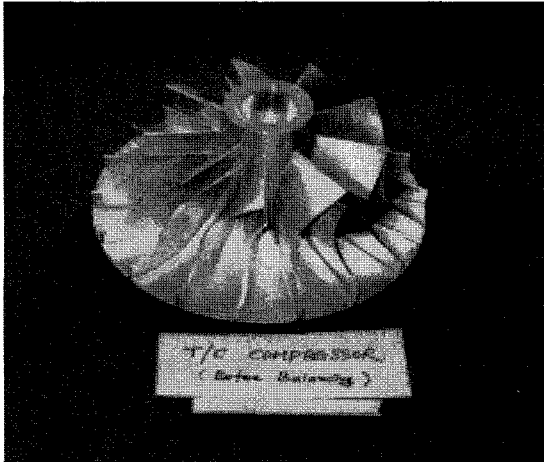


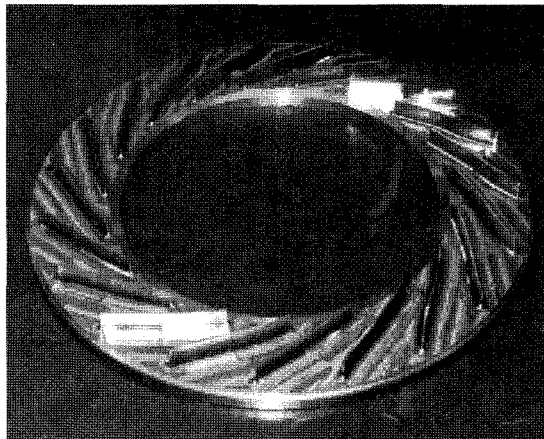
Fig. 8 터보차저 성능시험리그 layout

Fig. 9는 알루미늄 forged bar를 사용하여 5축 NC 기계가공으로 제작된 임펠러와 단순 기계가공으로 제작된 베인디퓨저, 그리고 기존의 터빈 로터(In713C)가 축과 결합된 회전체 조립체의 모습을 보여주고 있다. 디퓨저의 경우 Fig. 10에서 보는 바와 같이 제작공정의 단순화를 위해 서로 분리되어 일정 거리만큼 엇갈리게 설계되었던 2열 베인을 서로 연결하여 불규칙한 형상의 하나의 베인으로 제작하였다. 이러한 점은 부하 운전점에서 발생하는 베인 내부의 유동박리(flow separation)를 억제할 수 있는 엇갈림 공간이 막혀 공력적인 특성이 악화될 것으로 예측되었다. 즉, 충분한 surge margin을 확보하는 데에 어려움이 있을 것으로 판단되었다. 이는 제1차적인 시제 디퓨저 version으로 인정되어 성능시험 결과를 통해 추가적인 제작보완을 이루어 나갈 예정이다.

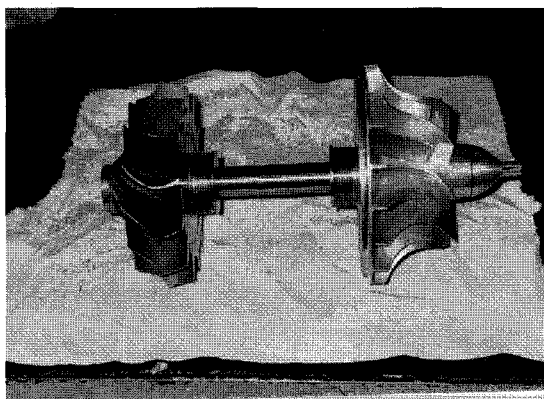
성능시험은 연소기에 공급되는 연료유량을 일정하게 제어함으로써 일정 회전수를 유지시킨 상태에서 압축기의 유량을 출구밸브를 사용하여 변화시키면서 측정한다. 이때 압축기 유량은 압축기 출구측 밸브의 개도를



(a) 시제 임펠러



(b) 시제 베인디퓨저



(c) Rotor Assembly

Fig. 9 Fabricated Component Parts

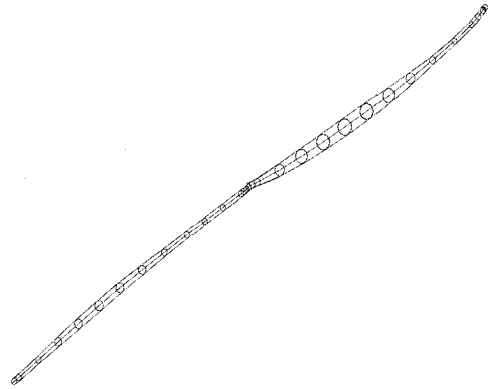


Fig. 10 Modified Diffuser Vane for Fabrication

조절하여 제어된다. 초기 시동시에는 별도의 facility 압축기를 통하여 가압된 공기를 터빈에 보내어 시동시키며, 정격회전수의 약 60% 정도의 회전수에 도달하면 연소기에 연료를 공급하여 정상적인 운전을 수행하였다. 시스템의 전반적인 성능을 평가하기 위해서 압축기와 터빈의 입·출구에 각각 압력과 온도 및 유량을 측정하였다. 압축기측 유량은 출구에 설치된 노즐의 차압과 온도를 측정하여 계측하고, 터빈측 유량은 압축기측 유량과 연료유량의 합으로 추정하였다. 터보차저의 회전수는 압축기 입구부에 magnetic pick-up를 장착하여 측정하였다. 유로를 따르는 구체적인 압력분포는 Fig. 11에 나타난 바와 같이 압축기 케이싱 벽면을 따라 가공한 총 15개의 정압홀(직경 1.2mm)과 scanivalve system을 통해 측정하였으며 온도의 경우는 T-type 열전대를 사용하여 측정하였다. 운전중에 임펠러 laby-

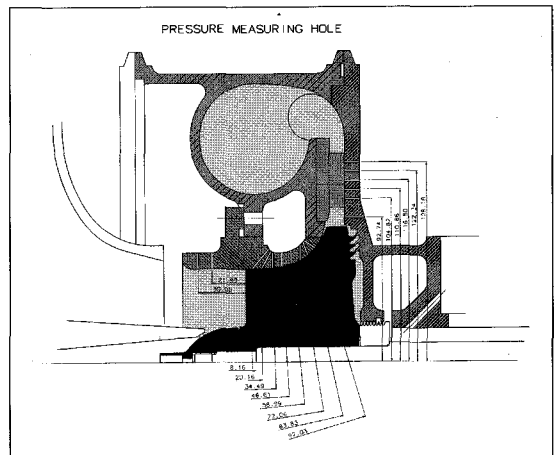


Fig. 11 Static pressure instrument

rinth seal 부위에 gap sensor을 장착하여 impeller의 진동 및 변형량을 측정함으로써 구조적 불안정을 미리 체크하였다. 압력과 온도 회전수등 측정데이터는 HP 34970A Data Acquisition/switch unit에 통합 수집되고 HP 82350 PCI HP-IB Interface를 통하여 PC로 전달된다. PC에서는 HP BenchLink Data logger 전용 DAS s/w를 사용하여 실험단위로 변환하여 그래픽 및 데이터 파일로 저장된다.

### 5. 성능시험 결과 및 검토

터보차저를 이용하여 개량된 압축기의 성능을 시험한 결과, Fig. 12에서 보는 바와 같은 압축기의 성능곡선도를 최종적으로 얻었다. 사이클 해석을 통해 설계점을 확정할 때의 입구 온도와 압력 조건과 실제 시험을 수행한 입구 온도와 압력 조건이 서로 같지 않기 때문에, 설계시 기대하였던 성능과 실험 결과의 성능을 비교하기 위해서는 모두 대기보정(standard corrected) 조건으로 변환하여야 한다. 여기서는 압축기의 임펠러 입구조건이 대기조건인 101,325 Pa과 288.15 K의 압력과 온도 조건으로 변환하여 성능곡선을 도출하였다.

각각의 회전수 비율은 설계 보정 회전수를 기준으로 나타내었고, 실험 회전수 비율은 팔호안의 숫자로 표현하였다. 실험 회전수가 설계예측 회전수보다 더 낮은 점을 고려할 경우 대체적으로 실험결과로 얻은 순압력비는 설계 예측치와 매우 잘 일치하는 모습을 볼 수 있다. 효율의 경우, 실험설비에서 시험리그 전체의

순소비동력(net power consumption)을 측정할 수 없었기 때문에, 압축기의 isentropic 효율만을 서로 비교하였다. 효율의 경우에도 실험치와 예측치가 서로 잘 일치하고 있다. 실험 회전수 비율이 0.68인 경우의 비정상적인 효율값은 아마도 측정된 온도값이 잘못된 error인 것으로 보인다. 설계의도대로 설계점에서의 압력비 상승과 유량의 증가 등은 만족스럽게 달성된 것으로 보이지만, 설계회전수에서의 surge margin과 choke margin은 예상했던 것보다 좋지 않은 상태이다. 앞서 언급한 바와 같이 베인디퓨저의 2열 베인의 형상이 설계대로 제작되지 않은 점이 큰 영향을 준 것으로 판단된다. 제2차 베인디퓨저 version에서는 본래의 분리된 2열 베인형상과 같이 제작하고 1열 베인의 경우 설치각(stagger angle)을 조절할 수 있도록 수정하여 만족스러운 surge & choke margin을 갖도록 최적의 입사각을 찾는 일이 필요하다.

### 6. 요약

선박용 디젤엔진에 장착되어 사용되는 기존의 터보차저 성능을 개량하기 위하여 압축기만의 수정개발을 수행한 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 터빈과의 사이클 matching 작업을 통하여 기존의 압축기 성능에 비하여 7% 증가된 회전수와 8% 증가된 입구 공기유량으로 상향 조정되면서 효율의 큰 저하 없이 순압력비도 3.5 수준으로 증가되도록 설계점이 성공적으로 확정되었다.
- (2) 기존의 압축기 케이싱과 스크롤을 대부분 그대로 사용한다는 기하학적 제한조건하에서 3차원 공력설계가 성공적으로 수행되었고, 설계된 임펠러는 3차원 압축성 난류 수치유동해석 과정을 통해 구체적인 내부 유동과 임펠러의 overall 성능을 확인하였다.
- (3) 터보차저 전용 시험리그에서 시제품을 성능시험한 결과, 전반적인 압축기의 성능곡선을 성공적으로 도출하였다. 대체적으로 전체 회전수별로 실험결과로 얻은 순압력비는 설계 예측치와 매우 잘 일치하는 모습을 볼 수 있었고, 단열효율의 경우, 실험치와 예측치가 서로 잘 일치하고 있었다. 설계의도대로 설계점에서의 압력비 상승과 유량의 증가 등은 만족스럽게 달성된 것으로 판단된다.
- (4) 베인디퓨저의 제작문제로 인하여 설계회전수에서의

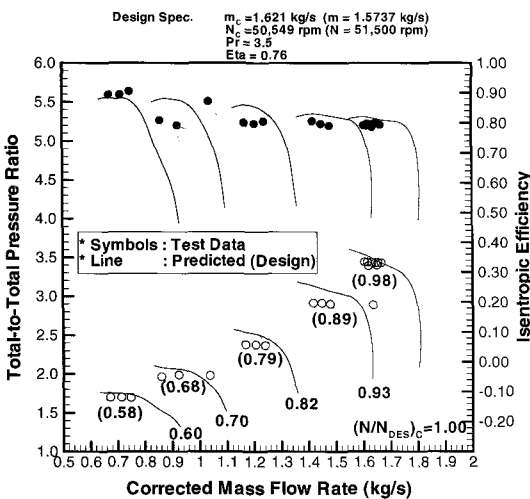


Fig. 12 Experimental Performance of Improved Compressor

surge와 choke margin이 설계의도와는 달리 좋지 않은 상태이다. 이는 본래 설계대로 베인디퓨저를 재제작하고 설치각의 크기를 조절함으로써 앞으로 진행될 추가시험에서 보완할 예정이다.

### 후 기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 중점국가연구개발사업중의 하나인 “차세대 유체기계 기술개발” 사업 내의 “터보제너레이터 및 관련 유체기계의 설계기술개발” 과제의 일부 결과에 해당함을 밝히며, 관계자분들께 심심한 감사의 뜻을 표합니다.

### 참고문헌

- (1) 오종식 외5인, 1998, “디젤엔진용 터보차저의 성능 향상을 위한 원심압축기의 개념설계,” 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, pp. 484~487.
- (2) JongSik Oh, 1998, “Numerical Investigation of Internal Flow Field for Modified Eckardt Backswept Impeller,” ASME Paper 98-GT-296.
- (3) Casey M.V., 1983, “A Computational Geometry for the Blades and Internal Flow Channels for Centrifugal Compressors,” Trans. of ASME, Journal

- of Engineering for Power, Vol. 105(2), pp. 288~295.
- (4) Pampreen R.C., 1972, “The Use of Cascade Technology in Centrifugal Compressor Vaned Diffuser Design,” Trans. of ASME, Journal of Engineering of Power, Vol. 94, pp. 187~192.

### 부 록 1

임펠러(splitter) 블레이드 하중분포(예측)

