

박용 터보차저 원심압축기의 공력설계에 대한 해석적 연구

오 국 택* · 김 홍 원* · 갈 상 학* · 하 지 수* · 유 승 찬**

A Study on the Analysis for Aerodynamic design of centrifugal Compressor of the Marine Turbocharger

Kook-taek OH, Hong-won Kim, Sang-hak Ghal, Ji-soo Ha and Seung-chan Ryu

Key Words: Compressor(원심압축기), Quasi 2-D Prediction(평균유선해석), Off-design Performance Prediction(탈설계 성능예측), Flow Analysis(유동해석)

Abstract

This paper describes aerodynamic preliminary design performance prediction and flow analysis for centrifugal compressor of the marine middle engine turbocharger. The performance characteristics of turbocharger compressor are investigated at various operating conditions using mass flow rate and revolution speed, and computational flow analysis for impeller and diffuser at design point are performed. Preliminary design results correspond to actual compressor geometric values comparatively by applying modified slip factor. Performance prediction and flow analysis results show good agreement with experiments. Therefore, this will provide the performance prediction in preliminary design, and help to increase the design capability for optimized impeller.

1. 서론

터보차저를 엔진에 장착하게 되면 20 ~ 30%의 출력증가 외에 출력당 연료소비율, 소음 및 매연감소 등 여러 가지 효과를 동시에 얻을 수 있다. 따라서 선진외국에서는 엔진의 성능향상을 목표로 디젤엔진뿐만 아니라 소형 가솔린 엔진에 까지 자체모델을 설계제작하여 사용하고 있다. 그중에서 박용 디젤엔진용 터보차저는 최근 선박 수요의 급증가에 따라 생산이 크게 확대되고 있다. 세계 조선시장의 30%를 차지하고 있는 우리나라의 조선업계는 그동안 수입 또는 기술제휴로 생산 및 제작을 해 왔으나 이제는 기술경쟁력 향상과 수입대체효과를 위해 국산화모델을 개발하지 않으면 안된다. Fig. 1은 본 연구대상모델인 터보차저의 전체적인 내부 개략도이며 원심압축기 1단과 구심터빈 1단으로 구성되어 있다. 압축기는 silencer, 임펠러와 디퓨저, 블류트 및 케이싱으로 이루어져 있고, 구심터빈은 구심형 터빈 블레이드와 nozzle ring, Spiral casing으로 구성

되어 있다. 터보차저의 작동원리는 엔진 연소후 나오는 배가스의 열에너지를 이용하는 것으로 고온 고압의 배기가스가 터빈에서 저온 저압으로 팽창되면서 회전적 기계에너지로 변환되고 이 에너지가 동축으로 연결된 압축기를 회전시킴으로써 대기공기를 압축하여 엔진 실린더 흡기포트로 보내는 역할을 한다. 따라서 엔진으로 흡입되는 공기의 압력 및 밀도를 증대시켜 체적효율 및 연소효율을 높이므로 엔진의 출력을 향상시키는 역할을 한다.

본 연구에서는 박용 중형엔진에 사용되는 터보차저의 시스템 매칭, 공력학적 기본설계, 성능 해석을 수행함으로써 추후 자체 설계기반을 구축하고자 한다.

2. 터보차저와 엔진과의 매칭

터보차저 구성요소인 압축기와 터빈을 설계하기 위해서는 반드시 사이클해석이 필요하며 매칭 방법은 연소기를 포함한 일반적인 가스터빈 사이클 해석방법과 연소기 대신 실제 엔진 부착시의 시스템 매칭방법으로 나누어진다. Table 1에서는 시스템 매칭에 대한 흐름도이며 Table 2는 본 연

* 현대중공업(주) 산기기술연구소

** 현대중공업(주) 엔진기계사업부

구에 해당하는 터보차저의 설계 요구사항이다.

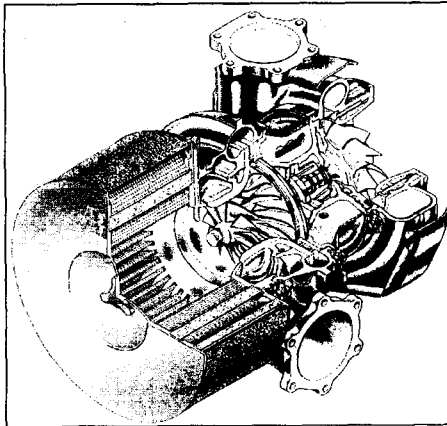
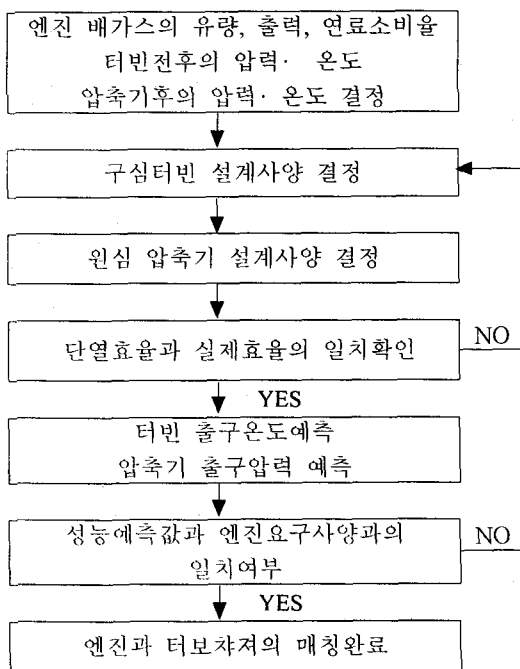


Fig. 1 The Layout of Turbocharger

Table 1 Turbocharger System Matching Flow



3. 원심압축기 설계

터보차저와 시스템간의 매칭작업이 끝나면 요구사항을 만족시키는 원심압축기에 대해서 기본설계가 다음과 같이 이루어진다.

Table 2 Turbocharger Requirement Spec.

T/C System Efficiency	%	68.5
Spec. Fuel Consumption	g/kW/hr	197.2
Engine Power	kW	1741.5
Air Flow Ratio	kg/s	3.52
Surge Margin	%	15
Pressure Ratio	-	3.82
Turbine Inlet Temp.	°C	531
Turbine Inlet Press.	bar	2.8
Turbine outlet Temp.	°C	376

3.1 기본설계

기본설계 방법에는 크게 4가지가 있다.

- 첫째, 기존의 형상과 비속도를 알고 있는 경우에 scale하는 방법
- 둘째, 유동흐름이 하나의 유관으로 흘러가는 것에 대한 해석방법(Single Zone Modeling)
- 셋째, 임펠러 내부유동을 제트와 웨이크로 나누어 해석하는 방법(Two Zone Modeling)
- 넷째, 임펠러에 대해 회전하는 디퓨저라고 가정 후 입구에서 쇼킹면까지의 유동과 쇼킹면에서 임펠러출구까지의 유동을 구분해서 계산하는 TEIS(Two Element in Series)방법이 있다.

본 연구에서는 두번째 방법인 Single Zone Modeling 방법을 적용하였는데 이것은 박리가 크지 않은 유동 또는 박리가 있어도 유로의 후류측에 크게 영향을 미치지 않는 경우에 적용되는 방법으로 준 2차원적 해석을 아래와 같은 순서로 수행하였다.

- ① 비속도 또는 회전수, 단열효율, 입구 전온도, 전압력, 질량유량 결정
 - 출구 정압력, 정온도 결정
 - diameter(in, hub), 날개 두께 결정
 - impeller 수, diffuser 수 결정
 - 디퓨저 압력계수(경형식) 결정
 - 예선회가 없다는 가정
 - 절대유동각 (α_2) 및 디퓨저 각도(β_3)가정
- ② 임펠러 출구각도(β_2) 및 출구직경(D_2)가정
- ③ 미끄럼 인자설정 후 단위질량당 압축기의 소

요일의 수식을 통해서 임펠러 출구지름(D_2) 및 속도를 계산

- ④ D_2 와 D_2 비교 (만족할 때까지 ③반복)
- ⑤ 출구원주속도(U_2)check
- ⑥ 인듀서 입구의 틱직경 계산
- ⑦ 인듀서 입구각도 가정 (β_1)
- ⑧ 인듀서에서의 마하수 계산
- ⑨ 인듀서 입구 마하수 계산이 만족할 때까지 ⑥~⑧ 반복
- ⑩ 인듀서 입구에서의 속도, 압력, 각도 (β_1) 계산
- ⑪ β_1 과 β_1 의 비교가 만족할 때까지 ⑥~⑩ 반복
- ⑫ 임펠러 출구 온도, 압력, 각도 계산
- ⑬ 임펠러 출구각 β_2 과 β_2 만족할 때까지 ②~⑫ 반복
- ⑭ 디퓨저 입·출구 각도, 속도, 직경 계산
- ⑮ 임펠러 축방향 길이, wrap각 및 간극결정
- ⑯ Bezier 곡선을 이용한 자오면 설계
- ⑰ 날개두께에 따른 허브, 쉬라우드 3차원 곡면설계
- ⑱ 입·출구사이에서의 상대속도에 따른 부하분포에 따른 임펠러 설계 적합성 판정
- ⑲ 준 3차원해석 는 3차원 유동해석
- ⑳ 최종판정기준에 만족할 때까지 ①~⑲번 반복

3.2 탈설계점 성능해석

탈설계 성능평가는 유량과 회전수의 변화에 따라 내부손실과 외부손실이 포함된 압력손실을 계산함으로써 엔탈피 상승에 따른 효율을 계산하는 것으로서 다음과 같은 순서로 진행된다. 압력손실중 내부손실은 마찰손실, 확산과 날개부하손실, 간극손실, 충격 손실로 나누어지고 외부손실로서는 원판마찰손실과 누설손실이 포함된다.

임펠러 입구에서 유로폐색(초킹) 유무를 판단하고 이상이 없으면 임펠러 출구의 상태량을 계산한 다음 유동출구각이 수렴될 때까지 반복계산하고 디퓨저의 상태까지 계산한 후 전체 압력손실을 고려한 압축비를 계산하게 된다. 여기서 반복계산을 통해 압력비가 이전 계산한 값과 같아질 때 비로소 최종 엔탈피상승과 효율을 계산하게 된다.

3.3 유동해석 방법

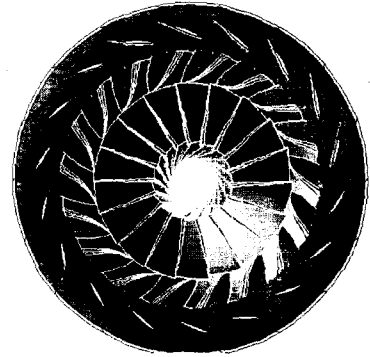


Fig. 2 Grid generation of Compressor.

3차원 유동해석에서는 임펠러와 디퓨저간의 상호작용과 블레이드 사이의 유동장해석 및 압력분포를 해석함으로써 3차원설계가 허브부터 쉬라우드까지 적절하게 되었는지를 확인하는 작업으로 블레이드내부의 부하분포가 부적절할 경우 3차원 곡면을 수정하기 위해서 수행하는 방법이다.

Fig. 2에서는 임펠러와 디퓨저의 3차원형상을 보여주고 있으며 압축기 계산 cell수는 약 110,000개, 디퓨저인 경우에는 약 40,000개를 적용하였고 상용프로그램인 FLUENT를 사용하였다. 난류모델은 RNG $k-\epsilon$ 모델을 사용하였고 벽면에서는 wall function을 적용하였으며 열전달 효과는 단열로 가정하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 시스템 매칭평가

앞서 언급한 시스템 매칭방법으로 몇 번의 반복과정을 거친후 계산한 최종결과는 다음과 같으며 이에 기초하여 각 구성요소별 기본설계가 이루어지게 된다.

Table 3 Component Efficiency

Turbocharger System Efficiency	68.5%
Centrifugal Compressor Efficiency	81%
Radial Turbine Efficiency	86%

4.2 기본설계 평가

Table 4는 기본설계 프로그램을 통해서 구한 형상제원으로서 기존형상의 데이터와 비교하였을

때 상당히 일치하였다. 특히, 설계인자 중에서 임펠러 및 디퓨저 직경과 출구폭은 거의 일치함을 알 수 있었다. 본 기본설계 프로그램에서는 Slip factor(σ)에 대해서 기존에 널리 유용하게 쓰왔던 Wiesner의 방정식을 아래와 같이 블레이드 개수(Z_r)에 대한 지수를 0.7에서 0.5로 수정하여 새롭게 적용시킴으로서 상당히 만족할 만한 결과를

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_{2b})}}{Z_r^{0.5}}$$

Table 4 The Comparison of Preliminary Design Results

Shape Design Size of Compressor (단위 mm)			
Design Parameter		Real data	Design data
Impeller	Hub Dia.	62.26	62.3
	Tip Dia.	172.5	173.8
	Outlet Dia.	244	247.7
	Inlet Angel	61.4	41.1
	Outlet Angel	35.4	23.8
	Blade No.	16	17
	Outlet Width	14.9	18.4
Diffuser	Inlet Dia.	281.1	284.9
	Outlet Dia.	323.7	342.2
	Inlet Angel	18.7	19.3
	Outlet Angel	29.6	29.6
	Blade No.	18	15

디퓨저 입출구각도는 비교적 정확하게 예측하고 있으나, 인듀서 입구각에서는 다소 차이가 있었다. 본 설계에서 주의해야할 사항은 첫째, 일반 소형 원심압축기와는 달리 임펠러의 입출구직경비(D_1/D_2)가 일반설계기준인 $0.4 < D_1/D_2 < 0.65$ 보다 크게(0.707) 적용되었고 둘째, 임펠러 입구직경 설계시 최대유량을 흡입하기 위해서 초킹을 피하되 최대상대속도를 갖도록 설계되는데 위의 결과에서는 임펠러 입구팁에서 상대마하수가 0.97으로 나타났으며 이는 유동해석결과에서도 동일하게 나타났다.

4.3 성능해석 평가

Fig. 3은 성능예측 프로그램을 통해 회전수, 유량변화에 따른 탈 설계점에서의 성능을 예측한 것과 유동해석 결과를 본 연구모델인 A사의 성

능Map과 비교한 그림이다. 위 그림에서 설계점 주위에서는 비교적 성능예측이 일치하는 반면에 저유량영역에서는 상당히 벗어났다. 이는 유량변화에 따른 압력 손실모델이 정확하지 않기 때문인 것으로 판단되며 해결방법으로서는 TEIS 방법 적용 및 추후 실험을 통한 성능예측 모델을 개발하여 보완하고자 한다. 설계점에서의 유동해석의 효율은 설계점인 82%보다 높은 85.3%이지만 부차적인 손실을 감안하면 제대로 나온 결과라고 할 수 있으며 압력비는 성능예측 프로그램보다 실제에 가깝게 잘 예측하고 있음을 알 수 있다.

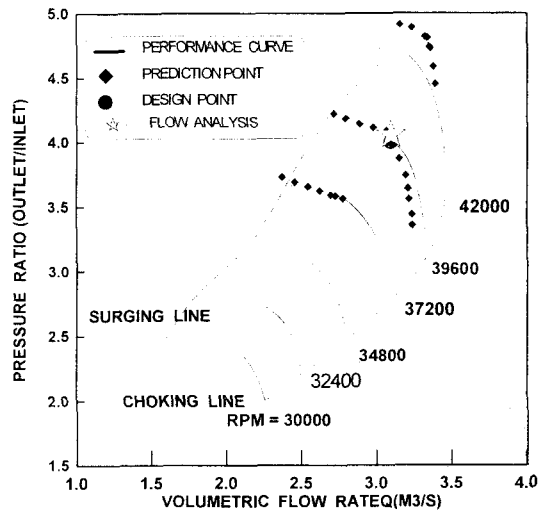


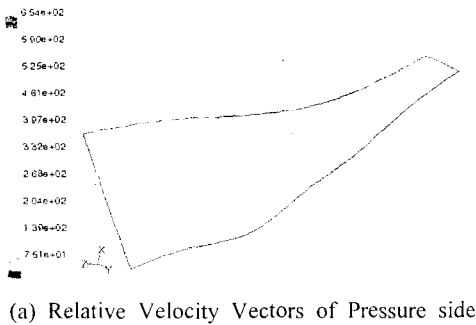
Fig. 3 The Comparison between Performance Prediction and flow analysis

4.4 유동해석 평가

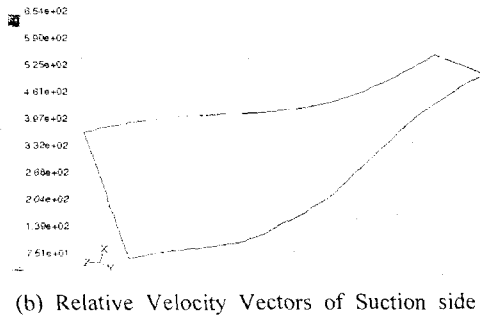
Fig. 4에서 Fig. 7까지는 원심압축기의 임펠러 블레이드에 대해 3차원 점성유동해석을 수행한 결과이며 각 블레이드별 상대속도, 압력, 온도, 절대속도 벡터분포를 각각 나타낸 것이다. 전체적으로 원심력에 따른 절대속도의 증가, 압력 및 온도의 상승이 성능예측의 값과 같이 유사한 경향을 보여주고 있다. 오일러의 방정식에서 알 수 있듯이 Fig. 4에서 보면 상대속도는 임펠러 입구에서 크고 출구쪽으로 갈수록 줄어들어서 점진적인 압력과 온도상승의 효과를 가져오고 있다. 유동해석 결과중 특이한 것은 흡입면(split blade 포함)에서 출구쪽으로 진행하면서 상대속도가 줄어들어야 정상인데 해석결과에서는 줄어들다가

다시 상승하면서 압력회복과 상승을 방해함을 볼 수 있는데 이는 유동흐름이 블레이드를 이탈하는 것으로 볼 수 있으며 이 부분에서의 곡률반경에 대한 설계변경이 요구된다. 압축기 임펠러의 압력면과 흡입면에서의 압력분포는 최대한 압력차이를 줄여야 잘된 설계라고 할 수 있는데 여기서는 상대적인 압력차이가 크므로 흡입면에서의 두께를 키우는 방법 또는 날개의 sweep각도를 재조정함으로써 Bezier 곡선을 수정후 재해석을 해야 할 것으로 판단된다. Fig. 4(c)의 임펠러 출구주위에서의 속도벡터를 보면 임펠러 출구허브부근에서 유동이 회전반대방향으로 쏘리면서 허브의 두께로 인해 정체영역을 발생시킴으로서 와류가 생기고 유동의 흐름이 매우 불안정함을 나타내고 있다. 또한, 상대속도감소에 따른 압력 상승효과는 Fig. 5에 잘 나타나 있다.

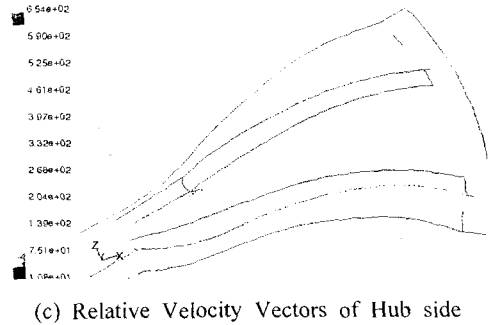
Fig. 8과 9에서는 디퓨저에서의 유동분포를 보여주고 있으며, 디퓨저 목주변으로 속도가 충분히 증가했다가 목 직후부터 바로 감소하면서 전체적으로 압력의 상승효과를 보여주고 있다.



(a) Relative Velocity Vectors of Pressure side

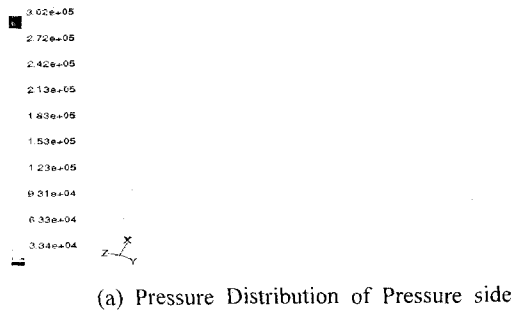


(b) Relative Velocity Vectors of Suction side

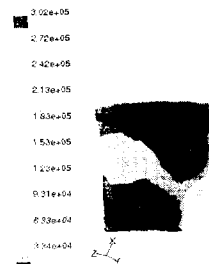


(c) Relative Velocity Vectors of Hub side

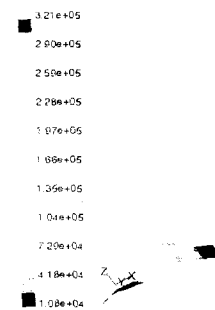
Fig. 4 Relative Velocity Vectors of Impeller each side



(a) Pressure Distribution of Pressure side



(b) Pressure Distribution of Suction side



(c) Pressure Distribution of Hub side

Fig. 5 Pressure Distribution of Impeller each side

5. 결론

본 연구에서는 박용엔진 중형 터보차저 설계를 위한 기초연구로서 원심압축기에 대한 공력학적 기본설계와 성능평가 및 유동해석을 수행하였으며 결론은 다음과 같다.

1) 터보차저의 시스템 매칭 및 기본설계를 통하여 원심압축기에 대한 설계인자를 확보하였고 설계형상이 실제형상과 잘 일치함을 보여주고 있어 향후 유용한 설계 프로그램으로 활용될 것이다.

2) 원심압축기의 탈설계점 영역에서 평균반경법을 적용한 준 2차원 프로그램을 통해 성능을 예측하고 비교한 결과, 설계점 주위에서는 잘 일치하였으나 저유량 영역에서는 다소 벗어나는 것으로 나타났다. 이는 추후 실험을 통한 당사 고유의 성능예측 모델을 개발하여 보완하고자 한다.

3) 점성을 고려한 3차원 유동해석을 수행하여 원심압축기의 3차원 유동특성을 살펴보았으며 실제와의 효율오차율은 압축기 3.3%로 높게 나타났으나 이 차이는 디스크에 의한 누설손실 등의 부차적인 손실을 고려하지 않았기 때문인 것으로 판단된다. 또한, 블레이드의 압력면과 흡입면의 압력계수를 살펴보고 진단함으로써 향후 3차원 블레이드 곡면에 대한 재수정 및 해석을 수행하고자 한다.

참고문헌

- (1) 김홍원, 오국택, 갈상학, 김영철, "대형엔진용 터보차저 압축기의 운전조건에 따른 성능특성", 대한기계학회 1998년도 추계학술대회논문집 B권 pp. 753 ~ 758.
- (2) David Japikse, Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETI, Inc
- (3) David Japikse and Nicholas C. Baines, Introduction to Turbomachinery, Concepts ETI, Inc and Oxford University Press
- (4) Galvas M. R, 1973, "Fortran Program for Predicting Off-Design Performance of Centrifugal Compressors", NASA TN D-7487
- (5) Wiesner, 1967, "A Review of Slip factor for Centrifugal Impellers", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Vol. 89

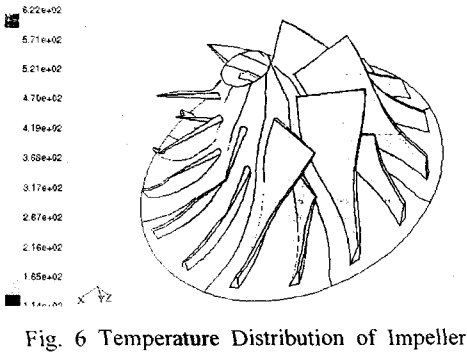


Fig. 6 Temperature Distribution of Impeller

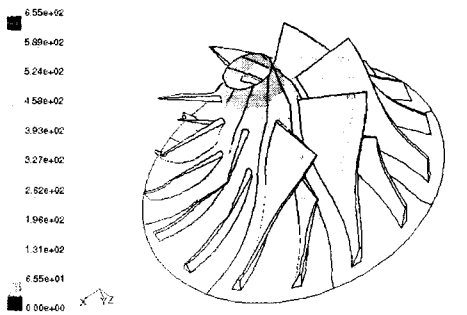


Fig. 7 Absolute Velocity Vectors of Impeller



Fig. 8 Static Pressure Distribution of Diffuser



Fig. 9 Velocity Vectors of Diffuser