

가변속 고속블로워의 성능특성에 관한 연구

최범석* · 박무룡* · 황순찬* · 박준영*

A Study on Performance of a Variable-Speed Turboblower

Bum-Seog Choi*, Moo Ryong Park*, Soon Chan Hwang*, Joon Young Park*

Key Words: Turboblower (터보블로워), High Speed BLDC Motor (고속 BLDC 모터), Aerodynamic Design (공력설계), Performance Test (성능시험)

ABSTRACT

A turbo blower, driven by a high-speed brushless DC motor, was designed as a efficient substitute of a ring blower or a roots blower. Computational analysis and performance tests have been performed to investigate performance characteristics of the blower. Experimental measurements showed that the blower has a good stability margin. This paper gives an outline of design, computational flow analysis and performance test for aerodynamic evaluation of the variable speed turboblower.

1. 서론

국내 산업 현장에서 토출압이 0.4~0.8 barG 수준의 고압 블로워는 오페수 급기용, 슬러지 회수 장비용, 양식장 급기용, 분체 이송용, 쇼트볼 회수 장비용, 중앙집중식 청소장비용, 라지움 온천 발포용, 편직기계 흡착장치용, 시멘트 제조용 등에 다양하게 사용되고 있고 큰 시장규모를 가지고 있다. 이와 같이 고압 블로워의 사용이 필수적인 산업현장에서는 현재 주로 루츠블로워 (roots blower)와 링블로워 (ring blower)가 사용되고 있다. 그러나 루츠블로워와 링블로워는 소음이 심하고 크기가 크고 효율이 낮으며, 특히 부분부하 운전에는 많은 어려움이 따른다.

최근 들어 국내에서도 고속 블로워에 대한 관심이 집중되면서 많은 연구가 진행되고 있다. BLDC (Brushless

DC) 모터와 공기베어링을 사용한 터보블로워에 대한 실험결과와 상용화 연구가 소개되었으며⁽¹⁾, 비동기형 고속모터를 사용한 공기부양식 터보블로워에 대한 연구결과도 보고 되었다⁽²⁾. 또한, 공기베어링과 고속모터를 채택한 공기압축기 제품도 시판되고 있다⁽³⁾.

본 연구에서는, 다단 고압 블로워나 루츠블로워, 링블로워 등의 낭비되는 에너지를 절약하고 시장을 대체할 수 있는 단단 가변속제어형 고압 블로워 개발을 위한 연구를 수행하였다. 가변속제어형 고속 모터를 채용한 원심형의 고속 블로워를 설계, 제작하여 성능을 확인하였다.

2. 터보블로워 설계

터보블로워의 공력 기본설계는 주어진 설계사양에 대하여 평균유선을 따르는 1차원 설계를 수행하여 주요형상과 전체의 유포형상을 결정하는 단계와 역으로 설계된 형상을 입력으로 하여, 탈설계점 (off-design

* 한국기계연구원 열유체공정기술연구부

책임저자 E-mail : bschoi@kimm.re.kr

points)까지 포함한 1차원 성능예측을 수행하는 단계로 구성된다⁽⁴⁾.

가변속 터보블로워의 설계사양은 Table 1과 같이 결정되었다. 설계사양은 산업현장에서 고압블로워가 많이 사용되는 토출압과 유량을 기준으로 정하였다. Table 1의 설계사양을 토대로 기본 공력설계를 수행하였다. 1차원 성능해석과정은 설계점에서의 압력비와 유량, 회전수, 효율 등을 목표로 기본형상과 입출구 유동각 등을 결정하고 설계된 터보블로워의 1차원 성능해석을 수행하여 설계점 뿐만 아니라 넓은 영역의 회전수와 유량의 변화에 따른 탈설계점에서의 터보블로워의 성능을 해석하였다.

Table 1 Specifications of the turboblower

항목	설계사양
Inlet total temperature	288.15 K
Inlet total pressure	101.3 kPa
Pressure ratio	1.8
Total-to-total efficiency	78 %
Mass flow rate	0.286 kg/sec

Table 2 Dimensions of the impeller and diffuser

임펠러		
항목	설계결과	
블레이드 개수 (main/splitter)	12/12	
블레이드 축방향 길이	45.25 mm	
입구 팁 반경	39.3 mm	
입구 hub/tip ratio	0.4	
출구반경	73.1 mm	
블레이드 입구각	허브	60.8°
	팁	33.33°
블레이드 출구각	45°	
출구 폭	4.6 mm	
디퓨저		
항목	설계결과	
배인 갯수	13	
배인 입구 반경	80.4 mm	
배인 출구 반경	96.5 mm	
배인 블레이드각	입구	20.8°
	출구	27.8°
출구 폭	4.3 mm	

블로워의 기본공력설계는 1차원 유동모델과 실험적 손실모델, 그리고 임펠러 출구에서의 경험적 slip factor등을 이용하여 임펠러 출구에서의 공력 데이터를 구하였다^{(5),(6)}. 이 과정을 통하여 구해진 임펠러 출구에서의 유동조건은 배인이 없는 디퓨저와 배인 디퓨저 공간으로 유입되어 역시 1차원적인 유동예측 모델과 경험적인 손실모델들을 사용하여 유동값과 압력손실 등을 구하여 최종적으로 압력비와 효율을 계산하였다. 이와 같이 설계된 임펠러 및 디퓨저의 주요제원을 Table 2에 표시하였다. Fig. 1은 설계된 임펠러를 제작하여 구동용 모터의 로터와 조립한 모습의 사진이다. 설계된 터보블로워 구동용 모터는 회전속도가 45,000 rpm이고, 정격출력이 50 hp이고, N_aF_eB 영구자석을 사용하는 BLDC 모터로 설계/제작되었다.



Fig. 1 Centrifugal impeller and motor rotor assembly

3. 3차원 유동해석

3.1 모델링 및 해석방법

블로워의 익형 설계에서 주어진 유량, 압력, 온도 등의 물리적인 조건을 만족하는 일차적인 설계 단계 후 설계된 익형의 문제점 파악과 아울러 효율이 좋은 익형의 설계를 위하여서는 익형을 지나는 공기흐름의 유동 해석이 필수적이다. 이를 위하여 3차원 Navier-Stokes 방정식이 익형 내부 유동장 해석에 이용 되어 졌다.

본 연구에서는 터보기계의 유동해석에 많이 사용하고 있는 CFX-TASCFLOW⁽⁷⁾를 사용하여 블로워 내부의 3차원 유동을 계산하였다.

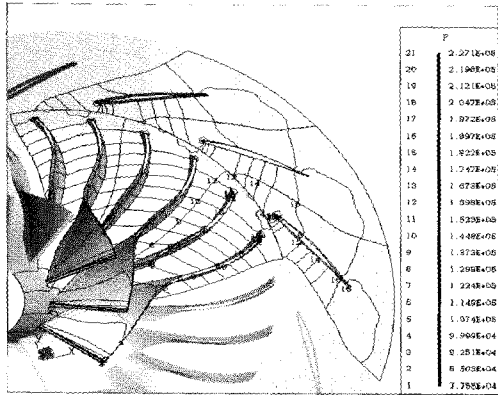


Fig. 2 Static pressure distribution on impeller and diffuser surface

3.2 유동해석결과

터보블로워의 성능평가를 위해 임펠러와 디퓨저 부분을 계산영역으로 3차원 유동해석을 수행하였다. 회

전하는 임펠러 영역과 회전하지 않는 디퓨저 영역의 경계에서는 원주방향으로 적분된 유동물성치가 이 경계를 통해서 전달되도록 하는 경계조건이 사용되었다.

Fig. 2는 임펠러와 디퓨저의 블레이드와 허브면에서의 압력분포이다. 이때의 유량은 0.286 kg/s이고, 회전수는 45,000 rpm이고, 블로워 입구와 디퓨저 출구의 전압력비는 2.166으로 계산되었다. 전체적으로 압력은 고르게 상승하고 있음을 알 수 있다.

Figs. 3과 4에는 각각 임펠러와 디퓨저의 블레이드 표면압력 분포를 보여준다. 블레이드 높이의 1/2이 되는 부분에서의 표면압력 분포를 표시하였고, 임펠러의 경우는 주 블레이드 (main blade)와 스플리터 블레이드 (splitter blade)의 표면압력 분포를 함께 그렸으며 스플리터가 시작되는 부분을 제외하고는 거의 차이가 없다. 임펠러는 입구에서 출구까지 거의 일정한 블레이드 하중을 가지는 반면 Fig. 4의 디퓨저 배인은 입구에서 높은 하중을 가지고 출구 측으로 가면서 낮아

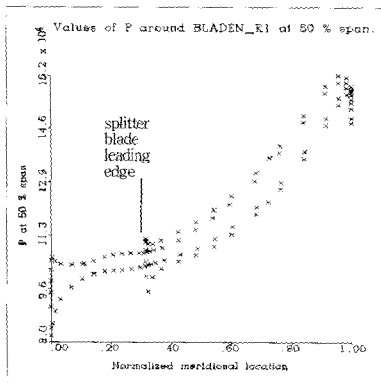


Fig. 3 Surface pressure distribution on the half-height-section of impeller blade ($\dot{m} = 0.286 \text{ kg/sec}$)

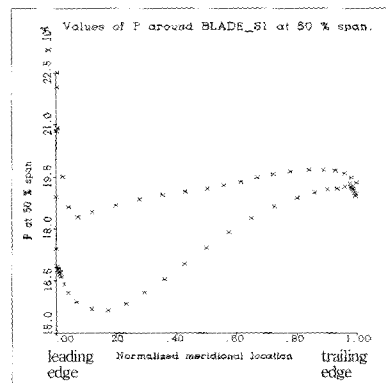


Fig. 4 Surface pressure distribution on the half-height-section of diffuser vane ($\dot{m} = 0.286 \text{ kg/sec}$)

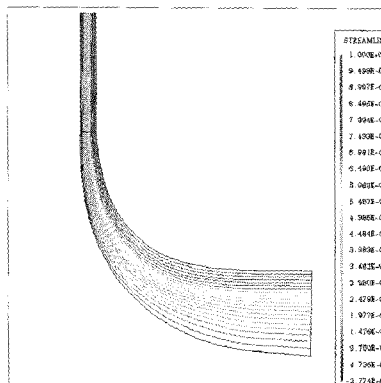


Fig. 5 Streamlines on meridional plane ($\dot{m} = 0.286 \text{ kg/sec}$)



Fig. 6 Streamlines in three-dimensional passage ($\dot{m} = 0.286 \text{ kg/sec}$)

진다. 블레이드 하중분포는 임펠러와 디퓨저 모두 양호한 것으로 판단된다.

주유동면 (meridional plane)에서의 유선 (stream-line) 분포를 Fig. 5에 나타내었다. 입구에서 출구까지의 전 유동영역에서 이상적인 유동분포를 보여준다. Fig. 6에는 블로워 내부 3차원 유로에서의 유선궤적 (streakline)의 모습을 보여준다. 팁간극 (tip clearance)의 영향으로 케이싱에 가까운 쪽에서는 와류형태의 유선 모습이 나타난다.

Fig. 7에는 임펠러 입구에서 디퓨저 출구까지의 전 압력 변화를 보여준다. 임펠러의 인두서 부분에서는

상대적으로 완만한 압력상승을 보여주다가 주유동이 반경방향으로 이루어지는 부분에서는 급격히 상승하여 디퓨저 부분에서 다시 감소하는 형태를 보인다. 임펠러 부분에서의 분포는 적절하나 디퓨저 부분에서의 전 압력 감소가 다소 크게 나타나므로 약간의 개선 여지가 있는 것으로 판단된다.

또한, 회전수가 45,000 rpm 일 때 유량을 변화시켜 가면서 유동해석을 수행하였다. 질량유량이 0.23~0.25 kg/sec 정도에서 최고의 압축비 (약 2.18)를 가지는 것으로 나타났으며 최고 효율은 질량유량이 약 0.31 kg/sec 정도에서 나타났다. Figs. 8과 9에는 질량유량이 0.208 kg/sec 일 때와 0.364 kg/sec 일 때의 디퓨저 베인의 표면압력 분포를 설계점 질량유량인 0.286 kg/sec 인 경우 (Fig. 4)와 비교하여 나타내었다. 설계점 (0.286 kg/sec)에서의 디퓨저 베인 표면압력 분포 (Fig. 4)와 비교하면, 질량유량이 0.208 kg/sec 일 경우의 디퓨저 하중은 거의 선단 (leading edge)부에 집중되어 있음을 알 수 있다. Fig. 9에서 보는 바와 같이 질량유량이 0.364 kg/sec 일 때는 입구부분부터 디퓨저 베인의 압력면과 흡입면의 압력분포가 역전되면서 음의 깃하중 분포를 가지면서 동압을 정압으로 회복시키질 못하고 있다. 질량유량이 0.364 kg/sec 일 때 디퓨저 부분에서의 속도분포를 살펴보면 베인 부분에서 크게 유동박리가 일어나 유동을 오히려 가속하는 형태를 볼 수 있었다. 이 조건에서는 디퓨저 베인이 없는 경우가 더 좋은 성능을 보여 줄 것으로 쉽게 예상할 수 있다. 질량유량이 0.364 kg/sec 일 때

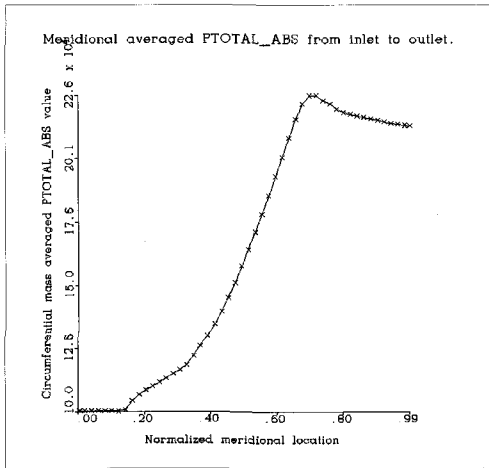


Fig. 7 Total pressure variation from inlet of impeller to exit of diffuser ($\dot{m} = 0.286 \text{ kg/sec}$)

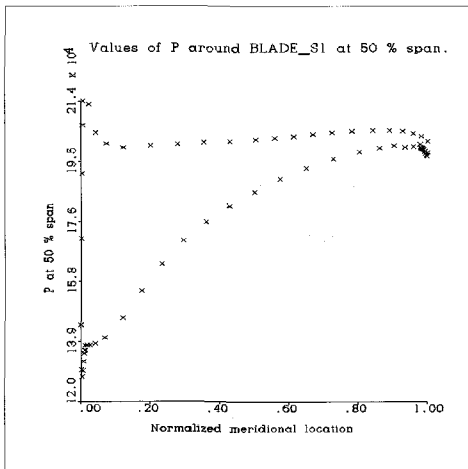


Fig. 8 Surface pressure distribution on the half-height-section of diffuser blade ($\dot{m} = 0.208 \text{ kg/sec}$)

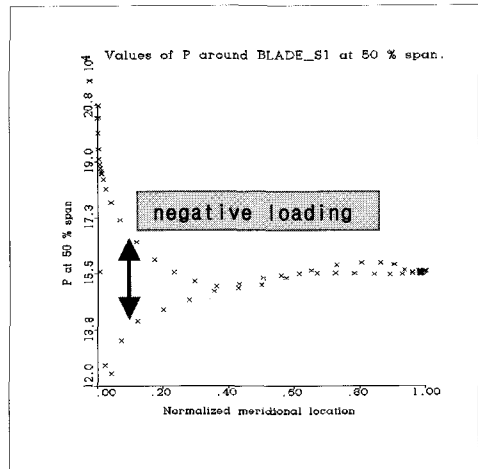


Fig. 9 Surface pressure distribution on the half-height-section of diffuser blade ($\dot{m} = 0.364 \text{ kg/sec}$)

전압축비가 1.93로서 이 운전조건이 블로워가 흔히 사용될 수 있는 운전영역에 있으므로 블로워가 넓은 운전범위에서 안정된 운전을 하기 위해서는 디퓨저 배인이 없는 베인리스 (vaneless) 디퓨저를 사용하는 것이 유리할 것으로 판단된다.

4. 성능시험

고압 블로워의 성능시험을 위해 대기 공기를 흡입하여 실제 가동조건에서 시험을 수행하였으며, 시험장치와 시험방법은 ASME PTC 10 Code⁽⁸⁾를 따르며 KS B 6311⁽⁹⁾ 과 KS B 6350⁽¹⁰⁾을 참조하였다.

4.1 성능측정시스템

블로워 성능측정 시스템의 입구에는 흡입노즐을 부착하여 유량을 측정하였고, 블로워의 출구부에서는 정압과 전온도를 측정하였다. 흡입상태로서의 대기조건의 온도와 압력을 측정하였다. 유량측정용 흡입노즐은 KS B 6311과 KS B 6350에 규정한 형상으로 제작하였다. 흡입노즐의 직경은 80 mm이고 압력측정은 원주방향으로 90° 간격으로 4개의 압력취출구의 평균값을 Furness사의 마이크로 마노메타 (micro manometer) FCO-510으로 측정하였다. 측정된 압력을 유량으로 환산하기 위하여 한국표준연구원에 의뢰하여 제작된 흡입노즐을 교정하여 사용하였다. 토출압 측정부는 flow straightener, 압력측정공, 열전대 (thermocouple)로 구성되어 있으며 출구에서 벨브로 유량을 조절하면서 실험을 수행하였다. 압력 및 온도 센서의 신호를 NI사의 signal conditioner SCXI-1102와 DAQ 보드 PCI-MIO-16E-4를 사용해서 PC로 읽어 들여 Labview를 이용해서 온도와 압력으로 환산하였다. 이외에도 블로워 설계를 검증하기 위해서 임펠러 부분의 케이싱에 주유동방향으로 4개의 압력공과 디퓨저 부분과 벌루트 부분에 원주방향으로 각각 4개씩의 압력공을 만들어 압력을 측정하였다.

4.2 성능시험방법

ASME PTC 10 Code에 따르면 블로워의 효율은 축동력의 측정방법에 따라 직접 측정법과 간접 산출법으로 계산될 수 있다. 직접 측정법은 토크메타 (torquemeter)나 다이내모메타 (dynamometer)를 이

용해서 축동력을 직접 측정하는 방법이고, 간접 산출법에는 정밀하게 교정된 모터를 사용해서 전기적인 측정치로부터 축동력을 산출하는 전기적인 측정방법 (electric measurement method)과 블로워의 입구와 출구에서의 열수지를 분석해서 축동력을 산출하는 열수지 측정방법 (heat balance measurement method)이 있다. 전기적인 축동력 측정방법에서는 모터 입력 측의 전류, 전압, 전력을 측정하고 정밀 교정된 모터의 역률과 효율을 고려한다. 본 연구에서 사용한 측정장비로는 역률과 효율 등의 전기적인 데이터의 신뢰성을 확보할 수 없어, 본 실험에서는 열수지 측정방법에 의해 축동력을 측정하였다. 열수지 측정방법에서는 블로워 입구와 출구에서의 온도와 압력을 측정하여 축동력을 계산하고, 이 축동력은 기계적 손실과 모터손실이 배제된 동력을 의미한다.

블로워 입구 전상대에서 출구 전상대까지의 폴리트로픽 압축과정을 가정하면 외부 열전달을 무시할 수 있는 경우에 블로워 입구와 출구에서의 전압과 전온도를 측정함으로써 효율을 평가할 수 있다⁽¹¹⁾.

4.3 성능시험 결과 및 검토

Fig. 10은 터보블로워 성능시험장치의 개략도를 보여준다. 성능 측정은 몇 가지 회전수에 대하여 회전수를 고정시켜 놓고 유량을 변화시켜가면서 측정하였다. 회전수는 15,000, 20,000, 25,000, 30,000, 32,500 rpm에 대하여 실험을 수행하였으며 35,000 rpm 이상의 회전수에서는 고속모터의 발열문제로 모터의 온도가 높아졌을 때 BLDC 모터의 성능이 저하되어 실험의 지속이 곤란하였다. 앞으로 모터의 냉각시스템을 개선하여 추가적인 실험을 통하여 이 이상의 회전수에 대한 실험을 수행할 예정이다.

Fig. 11은 성능시험에서 얻어진 유량과 압축비의 관계를 보여준다. 여기서 회전수는 편의상 25,000 rpm, 30,000 rpm, 32,500 rpm인 경우만 표시하였다. 30,000 rpm에서의 두 번의 측정결과를 Fig. 11에 같이 표시하였는데 실험의 재현성이 좋은 것으로 판단된다. 회전수 32,500 rpm에서 최대 압축비는 1.5 정도로 나타났으며 압축비 1.45 정도까지는 안정적으로 운전될 수 있을 것으로 보였다. 또한 전반적으로 비교적 안정적인 운전영역을 확보하고 있는 것으로 나타났다.

유량에 따르는 효율의 관계는 Fig. 12에 표시하였다. 효율 (폴리트로픽)은 전반적으로 예측한 값 (78%)

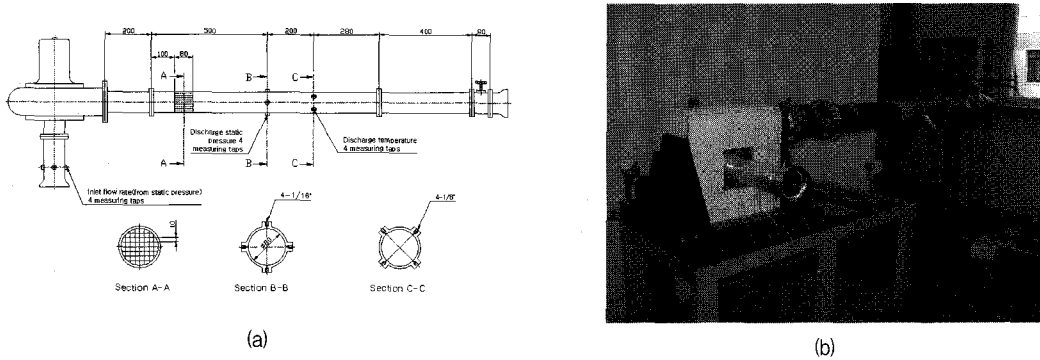


Fig. 10 Schematics of turbo blower test rig for (a) configuration of test rig and (b) experimental apparatus.

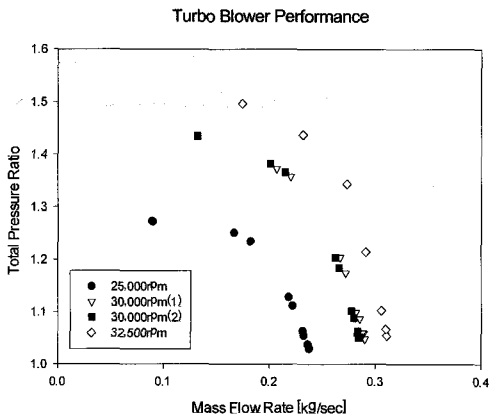


Fig. 11 Total pressure ratio (experimental results)

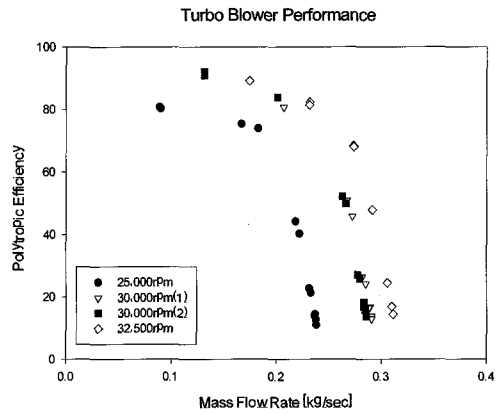


Fig. 12 Total-to-total efficiency (experimental results)

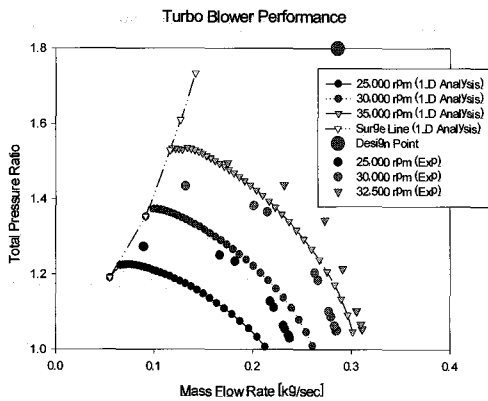


Fig. 13 Comparison of experimental data with the results of one-dimensional performance prediction (total pressure ratio)

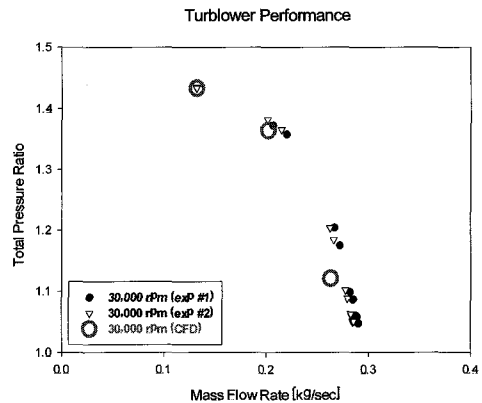


Fig. 14 Comparison of experimental data with three-dimensional computation results (total pressure ratio)

보다 높게 나타났는데, 이것은 성능시험장치에서의 단열이 충분히 이루어지지 못했기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 13에는 측정된 블로워의 압축성능과 기본공력 해석에 의한 탈설계 성능 데이터를 비교하였다. 그림

에서 선과 심볼을 같이 그린 것은 1차원 해석에 의한 탈설계 성능이고, 심볼만으로 그려진 것은 실험에서의 측정된 탈설계 성능이다. Fig. 13에서 알 수 있듯이, 실제 블로워의 성능은 기본공력해석된 성능과 비교적

큰 차이가 있으며 기본공력해석된 성능 데이터보다 유량과 압축비가 큰 영역에서 작동되고 있음을 알 수 있다. 이러한 차이는 최초로 임펠러를 설계할 때 현재의 설계점 (45,000 rpm)보다 훨씬 높은 회전수 (75,000 rpm)에서 초기설계되어 임펠러 직경 등이 결정되었고, 추후에 설계점이 45,000 rpm으로 변경되어 블레이드 형상분포가 수정되었기 때문에 최초 설계점보다 많이 낮은 회전수 영역에서의 1차원 탈설계 성능해석 결과는 정확도가 낮은 것으로 판단된다. 설계단계에서 해석한 탈설계점 성능과 비교를 해 보면 1차원 해석한 탈설계 성능과의 차이가 비교적 큰 것으로 나타났고, 해석한 탈설계 성능보다 유량과 압축비가 큰 영역에서 운전되고 있음을 알 수 있었다.

Fig. 14에서는 전산유동해석 결과와 성능시험에서 측정된 전압압비를 비교하였다. 3차원 유동해석은 임펠러와 디퓨저에 대해서 수행되었으므로 벌루트에서의 유동손실을 정확하게 파악할 수가 없으므로 벌루트에서의 손실모델⁽⁶⁾을 적용하여 벌루트 전후의 압력강하를 고려하였다. 전반적으로 유동해석 결과와 측정치가 잘 일치하는 모습을 보여주고 있다. 특히 유량이 적고 압력비가 높을 때는 벌루트에서의 손실의 크기가 상대적으로 작아 벌루트 손실모델의 오차가 작을수록 해석값과 실험치의 차이가 적어지는 것을 확인할 수 있다.

5. 결론

가변속 제어형 고속모터를 채용한 원심형 고압블로워를 설계, 제작하여 성능시험을 수행하였다. 또한 유동해석을 통하여 세부적인 유동특성을 파악하였다.

유동해석 결과로부터 설계점에서는 임펠러와 디퓨저의 블레이드 하중은 적절하게 설계되었음을 확인하였다. 탈설계점에서의 디퓨저 깃하중 분포는 크게 왜곡되고 있어, 넓은 범위에서 안정적 운전영역을 확보하기 위해서는 베인리스(vaneless) 디퓨저만을 사용하는 것이 유리할 것으로 예상된다.

성능실험으로부터 측정된 회전수까지는 안정된 운전영역을 확보하고 있음을 확인하였다. 회전수 32,500 rpm에서 최대 압축비는 1.5정도로 나타났고 전반적으로 안정적인 운전영역을 확보하고 있는 것으로 나타났다. 기본설계에서 해석된 탈설계성능과 차이가 비교적 크게 나타났으며, 해석된 탈설계성능에 비해서 유량과

압축비가 큰 영역에서 운전되고 있음을 알 수 있었다. 3차원 유동해석과 성능시험에서 구해진 성능은 잘 일치하고 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 에너지 자원기술 개발사업의 지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 오종식, 이현석, 2003, "BLDC 전동기와 공기 포일베어링을 이용한 고효율 터보블로워", 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 309~314.
- (2) 박기철 외, 2003, "비동기형 고속모터를 사용한 공기부양식 터보블로워의 개발", 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 324~329.
- (3) 이형태 외, 2003, "삼성테크윈의 터보식 공기 압축기 소개", 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 315~322.
- (4) 오군섭 외, 1999, "터보제너레이터 및 관련 유체기계의 공력설계 및 해석기술개발", 한국기계연구원 연구보고서.
- (5) Whitfield, A., Baines, N. C., 1990, "Design of Radial Turbomachines," Longman Scientific & Technical, England.
- (6) Japikse, D., 1996, "Centrifugal Pump Design and Performance," Concept ETI.
- (7) AEA Technology, 2002, "CFX-TASCflow Computational Fluid Dynamics Software, Prime Documentation," Ver. 2.12.
- (8) ASME PTC 10, 1997, "Performance Test Code on Compressors and Exhausters," ASME.
- (9) 한국산업규격, 1982, "송풍기의 시험 및 검사 방법," KS B 6311.
- (10) 한국산업규격, 1978, "터보형 블로어 압축기의 시험 및 검사 방법," KS B 6350.
- (11) 강신형 역, 1989, "유체기계", 희중당.