

MCFC/터보제너레이터 하이브리드 발전시스템용 터보차저 연구 사례

박무룡* · 안국영** · 최범석* · 김영철*** · 박준영* · 이영덕**

1. 서론

화석연료의 고갈과 환경문제가 심각해지면서 세계 각국에서는 청정에너지원과 청정발전분야에 대한 연구개발이 활발하게 진행되고 있으며, 연료전지 기술은 가장 유망한 기술 중 하나로 평가되고 있다.

연료전지 시스템 중 수백 kW급 분산발전시스템은 상업화에 가장 근접한 것으로 평가되고 있다. 세계 각국에서는 MCFC(Molten Carbonate Fuel Cell)나 SOFC(Solid Oxide Fuel Cell)와 같은 고온형 연료전지를 적용한 시스템을 활발하게 개발하고 있다⁽¹⁾. 이 중 미국의 FCE(Fuel Cell Energy)사는 250 kW급 MCFC 시스템(모델명 DFC300A)을 실증 보급하며 가장 앞선 기술력을 가진 것으로 평가되고 있다⁽²⁾.

국내에서도 분산발전용 연료전지 시스템의 연구개발이 활발하게 진행되고 있다. 한전전력연구원, 포항산업과학연구원, 두산중공업(주) 등에서 외부개질형 및 내부개질형 MCFC 시스템을 개발하고 있고⁽³⁾, 연료전지 사업을 추진하는 기업에서는 해외제품을 수입하여 보급하며, 일부 BOP(Balance of Plant)를 국산화하는 부분을 진행하고 있다⁽⁴⁾.

연료전지 시스템의 상용화를 위해서는 가격 및 내구성 확보와 효율개선이 필요한데, 효율개선을 위해 스택의 성능개선과 최적화, 개질기 및 블로워 등의 BOP 고효율화, 가스터빈 등과 연계한

하이브리드 시스템 구성 등의 방향으로 연구가 진행되고 있다^(6~9).

연료전지/터보제너레이터 하이브리드 시스템에 대한 연구는 대학과 연구기관에서 설계연구 중심으로 진행되어 왔는데, 최근 들어서는 국내외에서 시스템의 개발과 실증연구가 진행되고 있다.

본 연구에서는 한국기계연구원에서 지식경제부 국가연구개발사업으로 수행 중인 250 kW급 고온 발전용 연료전지 시스템 BOP(Balance of Plant) 개발 연구에서 외부개질-상압형 MCFC 시스템의 효율 향상을 위한 터보차저 개발에 대한 연구사례를 소개하고자 한다.

2. 시스템 사이클 해석

250 kW급 고온 발전용 연료전지 시스템을 대상으로 터보제너레이터(Turbo Generator, TG)와 연계한 하이브리드 시스템을 Fig.1과 같이 구성하고, 사이클 해석을 통해 시스템 설계 자료를 도출하였다⁽¹⁰⁾. TG는 터보차저와 발전기로 구성되고 터보차저는 터빈과 압축기로 구성된다. 해석 결과 Figs.2와 3에서 보여주는 바와 같이 터보차저 압축기의 최적 압력비는 3.0~3.5 정도로 계산되었고, 시스템 효율은 약 3% 정도 상승하였다. 터빈의 입구온도를 올리기 위해 보조연소기를 설치하는 경우에 전체 출력은 증가하나 효율은 감소하였다.

본 연구에서는 MCFC/TG 하이브리드 시스템에 적용할 1단계 시작품 터보차저 개발로서 개발 사양을 압축기는 압력비 2.0, 유량 0.3 kg/s, 효율 75% 이상 그리고 터빈은 입구 온도 1028 K, 팽창비 1.8, 효율 80% 이상으로 하였다.

* 한국기계연구원 에너지기계연구본부

** 한국기계연구원 환경기계연구본부

*** 한국기계연구원 시스템엔지니어링연구본부

E-mail : mrpark@kimm.re.kr

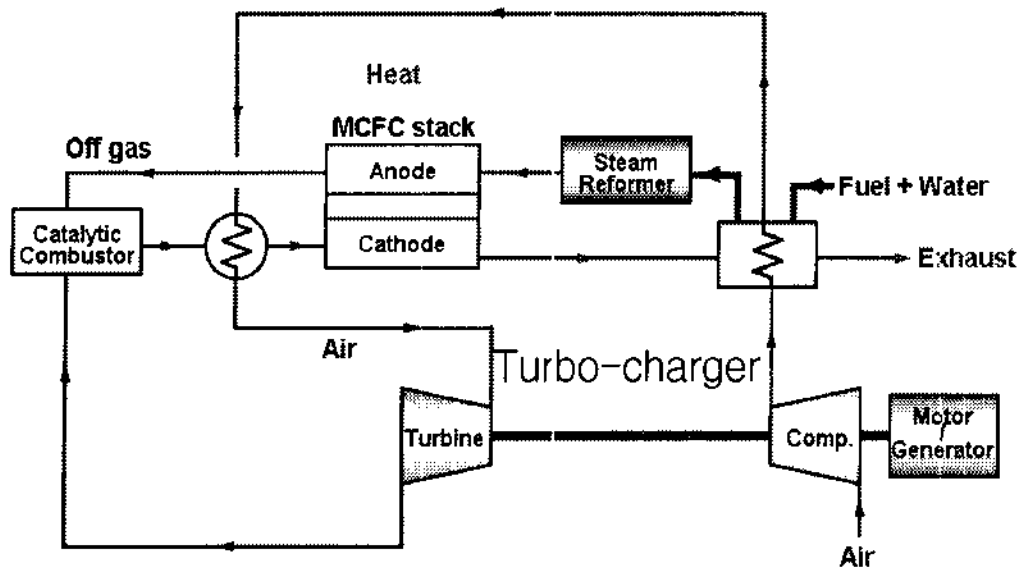


Fig. 1 Configuration of MCFC/TG hybrid system

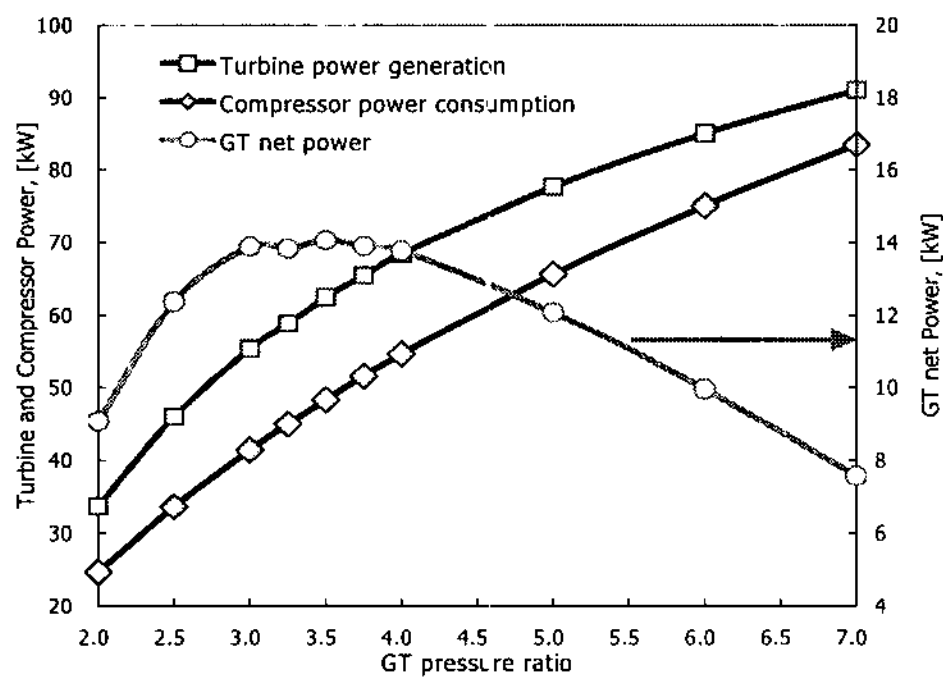


Fig. 2 Electric power generation of the TG

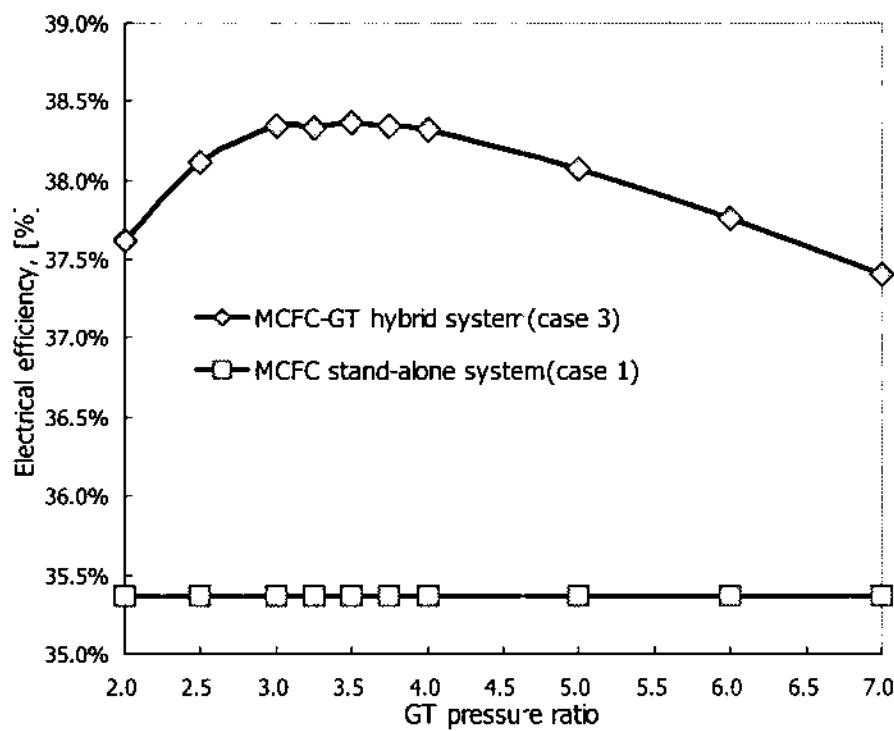


Fig. 3 Variation of system electric efficiency

3. 터보차저 압축기의 설계 및 해석

시스템 사이클해석을 통해 결정된 터보차저 압축기의 설계 사양 및 조건은 Table 1과 같으며, 사양에 근거한 압축기의 형식으로는 원심식이 바람직하다. 주어진 설계 사양을 토대로 1차원 설계와 3차원 형상설계 그리고 성능해석을 반복적으로 수행하였다.

Table 1 Design requirement of compressor

항 목	사 양
\dot{m} (kg/s)	0.3
T_{o1} (K)	298
P_{o1} (Pa)	100000
N (rpm)	50000
Pr	2
η (%)	> 75

Table 2 1-D geometry design results of compressor

Item	Unit	Result
Impeller		
블레이드 갯수	-	15
블레이드 축방향 길이	mm	39
입구 팁 반경	mm	36
입구 허브 반경	mm	18
출구 반경	mm	70
블레이드 허브	deg.	43
입구각	deg.	62
블레이드 출구각	deg.	42
출구 폭	mm	5
Diffuser		
블레이드 갯수	-	11
블레이드 입구각	deg.	70
블레이드 출구각	deg.	60
solidity	-	1.05

Table 1에 제시된 설계조건을 토대로 NREC의 PREDIG⁽¹¹⁾ 프로그램을 이용하여 1차원 공력설계를 수행하였다. 압축기의 효율을 높이기 위해 임펠러 쉬라우드 입구에서 상대마하수가 최소가 되도록 입구에서의 팁 반경을 결정하였으며, 높은 효율과 넓은 운전영역을 확보하기 위해 Low Solidity Diffuser를 채택하였다. Table 2는 1차원 형상 설계의 결과를 보여준다. Fig. 4는 1차원 설계 결과의 자오면 형상을 보여준다. Fig. 5과 6는 설계된 압축기(임펠러, 디퓨저, 볼류트)의 탈 설계점에서의 성능예측곡선으로 설계사양을 충족시키며 충분히 안정적인 운전영역을 확보하고 있음을 보여주고 있다.

이상의 1차원 설계 및 해석을 근거로 3차원 형상설계 및 성능예측을 수행하였다. 본 연구에서는 AEA사의 Bladegen⁽¹²⁾을 이용하여 임펠러와 디퓨저의 형상설계를 수행하고 설계된 임펠러와

디퓨저의 설계 건전성을 평가하기 위해 유동해석 전용 상용 소프트웨어인 CFX⁽¹³⁾를 사용하여 3차원 점성 압축성 유동해석을 수행하였다.

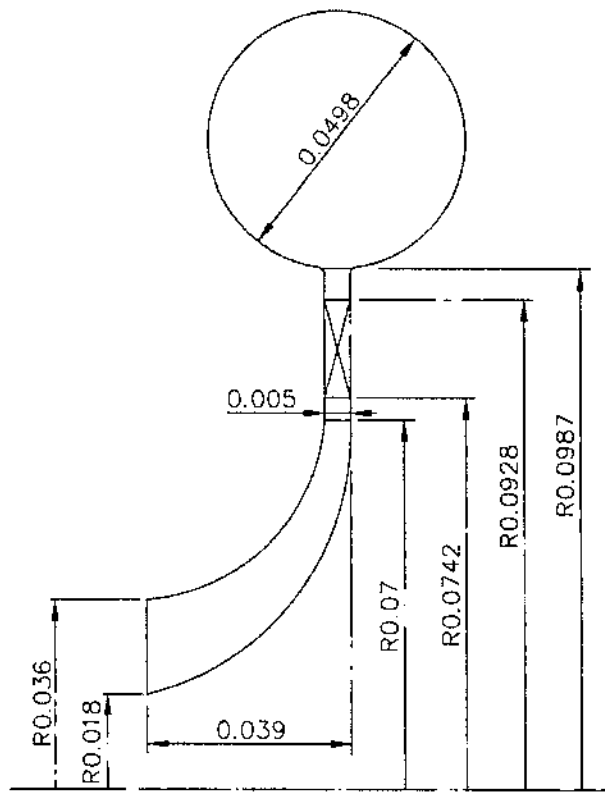


Fig. 4 Geometric configuration of compressor in meridional plane

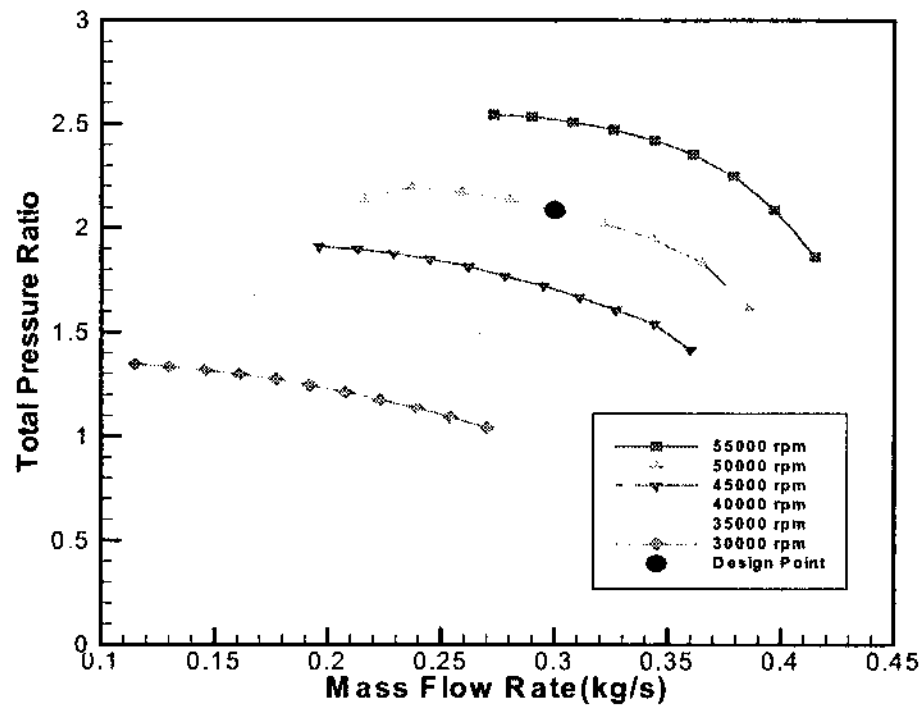


Fig. 5 Total pressure ratio of compressor

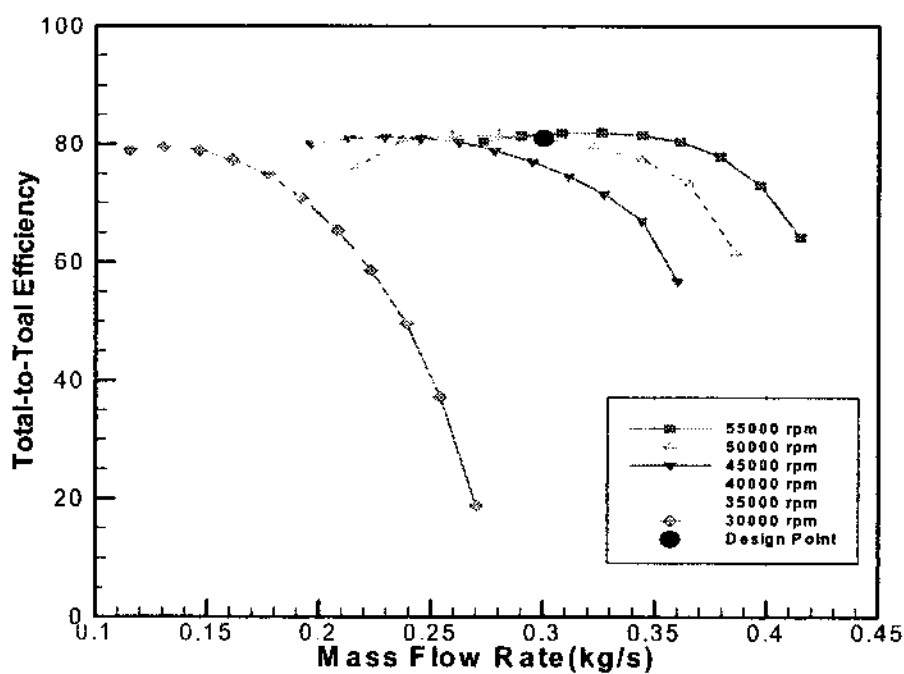


Fig. 6 Total-to-total efficiency of compressor

Fig. 7은 Bladegen을 이용해 설계된 임펠러와 디퓨저의 3차원 형상을 보여준다. 성능해석을 위한 격자계는 Turbo-grid⁽¹⁴⁾를 이용하여 H-형태 정렬 격자계를 만들었다. 사용된 격자수는 임펠러, 디퓨저 각각 317,000 개, 127,000 개이며 난류 유동을 계산하기 위해 k-w sst 모델을 사용하였다. 경계 조건으로 임펠러 입구에서 전압과 전온도를 고정하였으며 출구에서는 질량 유량을 고정하였다. 임펠러와 디퓨저 사이의 경계면은 혼합면 기법을 이용하여 처리하였다.

임펠러와 디퓨저에 대한 3차원 성능해석 결과가 Table 3에 제시 되어있다. 설계점에서 1차원 설계결과와 3차원 해석결과는 거의 일치함을 확인할 수 있다. Figs. 8과 9는 임펠러와 디퓨저 블레이드에 작용하는 부하 분포를 보여준다. 임펠러에서는 전연에 비해 후연쪽에서 부하가 조금 크게 작용하나 전반적으로 균일하게 작용함을 확인할 수 있다. 디퓨저에서는 전연쪽이 후연에 비해 부하가 크게 작용하며 전반적으로 설계 의도가 잘 반영되었음을 확인할 수 있다. Fig. 10은 임펠러 입구에서 디퓨저 출구까지 각 단면에서 질량 평균한 전압분포를 보여준다. 임펠러 통로 내에서 전압의 고른 상승이 나타나며 임펠러 출구부근에서 주유동과 후류의 혼합에 의한 전압 손실이 크게 발생함을 확인할 수 있다. 전반적으로 설계 의도대로 임펠러 통로 내부에서 전압 상승이 원활하게 이루어짐을 확인할 수 있다.

Table 3 Comparison of predicted performance of compressor

구분	\dot{m}	Pr	$\eta(\%)$
1차원 성능해석	0.3	2.16	85
3차원 성능해석	0.3	2.32	84

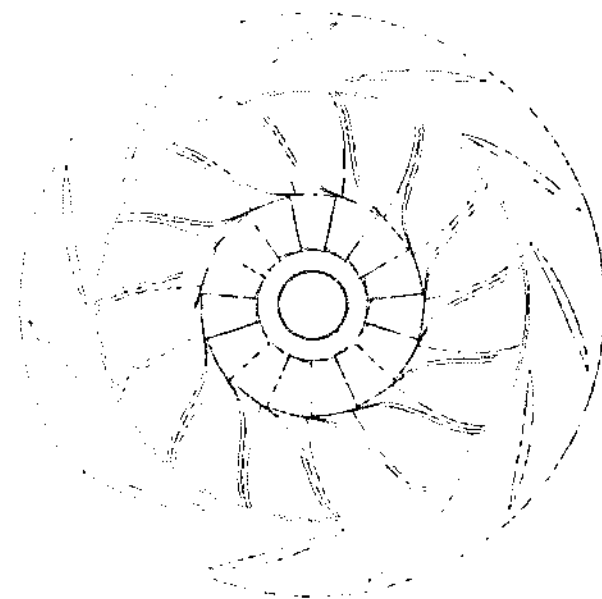


Fig. 7 Compressor impeller and diffuser configuration

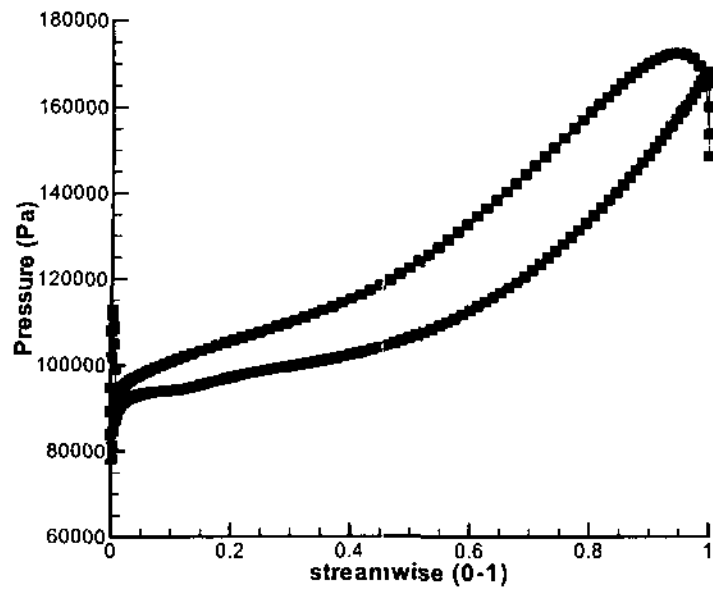


Fig. 8 Loading distribution in compressor impeller

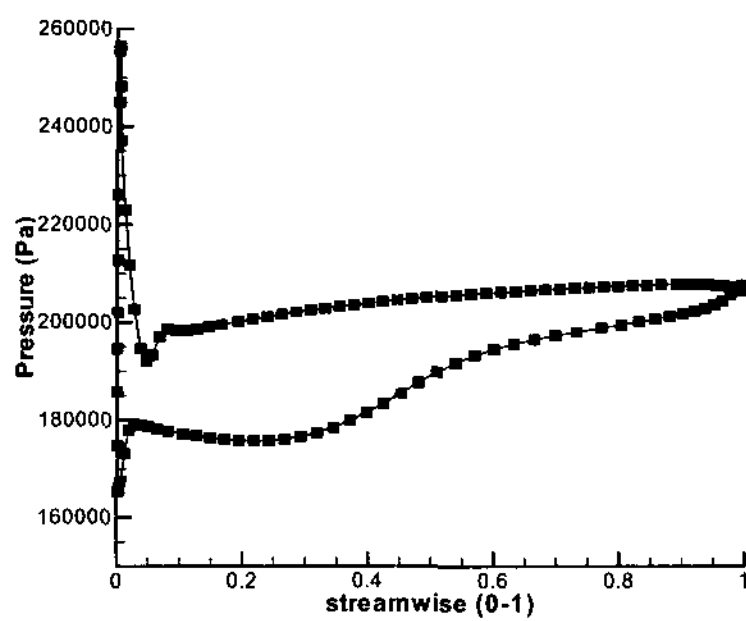


Fig. 9 Loading distribution in compressor diffuser

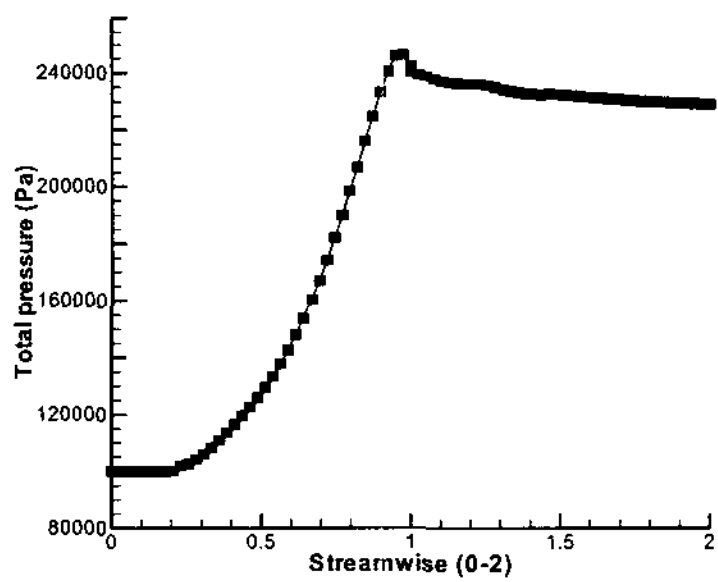


Fig. 10 Meridional mass-averaged total pressure from inlet to outlet of the compressor

4. 터보차저 터빈의 설계 및 해석

구심터빈은 사이클 해석에서 결정된 사양으로 터빈 핵심부품인 노즐, 임펠러, 스크롤에 대한 공력학적 기본설계, 상세설계와 성능해석으로 최적의 형상을 도출한다. 터빈의 단수는 1단으로 선정하여 기본적인 치수는 평균반경에서의 해석뿐만 아니라 반경방향의 변화를 출구 측에서 고려하여 결정하였다. 로터의 형상은 출구에서의 유

동각을 기준으로 결정하였으며, 로터 내부의 유로를 따른 3차원 유동해석에 의하여 결정된 로터의 형상에 대한 평가와 설계 보완을 수행하였다.

구심터빈의 성능에 중요하게 영향을 미치는 볼류트의 설계는 자유와류법을 기준으로 수행하였으며, 로터에 올바른 입사각을 주어 손실을 최소화하도록 노즐을 설계하였다. 구심터빈은 볼류트의 가스가 터빈의 원주 방향으로 들어오므로 터빈의 입구에서 선회가 형성되어지므로 노즐의 경우에 캠버가 아주 적거나 없이 사용하게 된다. 또한 노즐은 낮은 슬리디티와 형상비를 사용한다. 로터 입구에서는 가장 높은 각도멘텀이 작용하는 관계로 반경 방향의 형상을 일반적으로 채택하며 출구에서는 절대 속도가 0에 가깝도록 하여 출구에서 발생하는 손실을 최소화 한다.

구심터빈의 설계사양과 기본형상 설계된 터빈 형상 파라미터들을 Table 4에 나타내었다.

기본공력설계 과정에서 결정된 구심터빈 임펠러의 자오면 기본형상과 입출구 날개각 등의 기본설계 자료를 바탕으로 임펠러의 3차원 블레이드 형상의 상세설계를 수행하게 된다. 본 연구에서는 상용 소프트웨어인 CFX-BladeGen⁽¹²⁾을 사용하여 기하학적 3차원 형상을 결정하였다. Fig. 11은 설계된 터빈의 노즐, 임펠러, 볼류트의 3차원 형상을 보여준다.

Table 4 Design parameters of radial turbine

Contents	Specifications
입구온도	1,023 [K]
출구온도	902 [K]
입구압력	200 [kPa]
출구압력	110 [kPa]
팽창비	1.82 [-]
질량유량	0.3 [kg/sec]
터빈출력	40 [kW]
회전수	50,000 [rpm]
정의출구각	75.0 [deg]
동익입구직경	152.6 [mm]
동익출구허브직경	36.6 [mm]
동익출구팁직경	91.6 [mm]
동익입구폭	11.7 [mm]
출구전압	113.4 [kPa]
출구전온도	902.1 [K]
팽창비	1.77
출구허브블레이드각	30.88
출구팁블레이드각	67.42

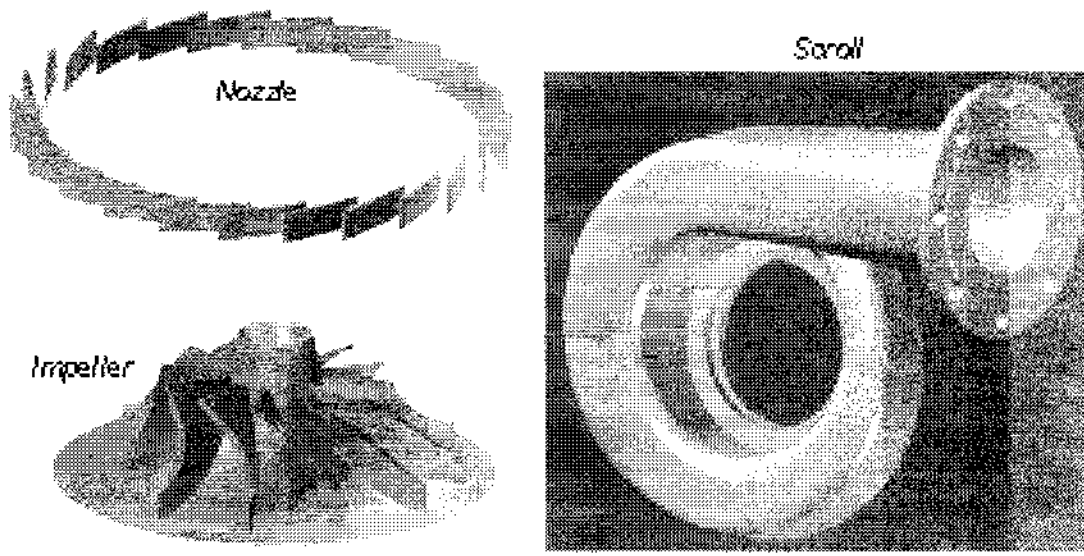


Fig. 11 구심터빈 핵심부품의 3차원 형상

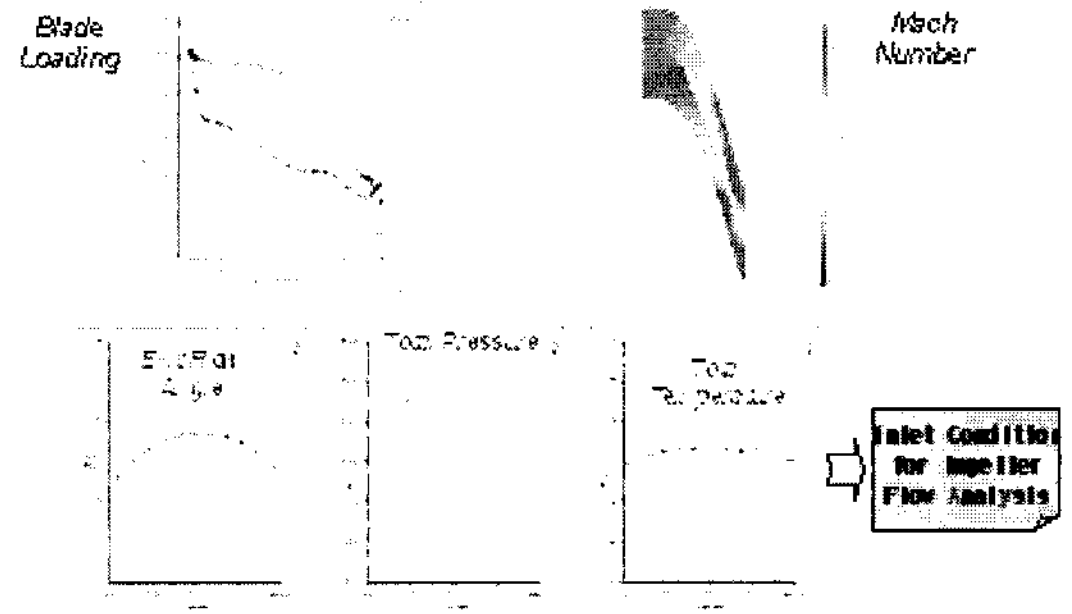


Fig. 12 노즐 유동해석 결과

터빈의 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 가스의 유동 해석이 필수적이다. 이를 위하여 3차원 유동장 해석이 이용 되었고, 반복적인 유동 해석 단계를 거쳐 3차원 터빈 임펠러 형상을 결정하였다.

구심터빈 임펠러의 3차원 블레이드 형상이 결정되면 일련의 CFD (Computational Fluid Dynamics) 작업을 통해 원심펌프 임펠러 내부의 유동현상을 고찰함으로써 기하학적 형상의 타당성을 검토하는 반복 설계 과정을 수행한다. 본 연구에서는 임펠러 내부의 유동해석을 수행하는데 있어서, 임펠러와 노즐, 스크롤 사이의 상호작용에 의한 유동현상은 배제하고, 노즐과 임펠러 부분만을 고려하기로 한다. 노즐과 임펠러 사이의 경계는 원주방향의 평균화된 상호 경계조건을 주는 stage(mixing plane) 경계조건을 사용하였다. 본 연구에서 임펠러 유동의 3차원 해석을 위해서는 CFX-BladeGenPlus⁽¹²⁾를 사용하였다.

Figs. 12와 13은 구심터빈 노즐과 임펠러 내부의 3차원 유동해석의 결과를 보여주고 있다. Fig. 12는 블레이드의 높이가 0.5인 면에서의 노즐 블레이드 표면 정압분포와 Mach수 contour, 출구 유동 조건을 보여주고 있으며, Fig. 13은 50% span인 B-B면(blade-to-blade surface)과 주유동면에서의 전압 분포를 나타낸다. CFD 해석결과, MCFC 발전시스템에 마이크로 터보제너레이터를 적용시킬 경우에 폐열을 이용하여 16 kW 정도의 전력을 추가로 생산할 수 있는 것으로 나타났다.

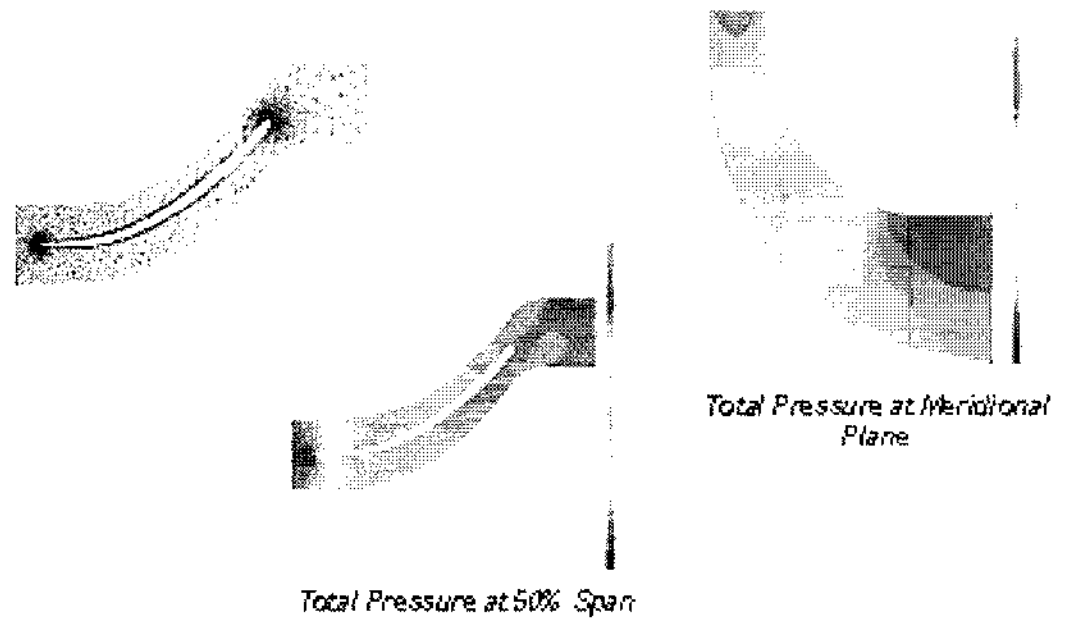


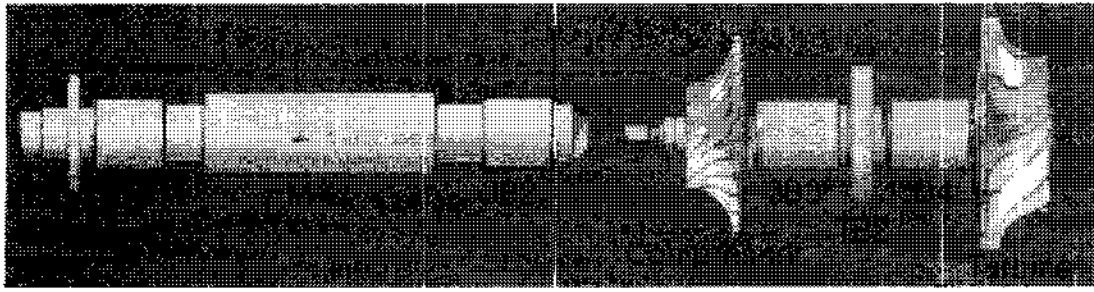
Fig. 13 임펠러 3차원 유동해석 결과

5. 터보차저 회전축계 설계 및 해석

터보제너레이터의 터보차저와 모터-제너레이터의 독립된 구성품으로 구성된다. Fig. 14에서 좌측은 모터-제너레이터 축계를 나타내고 우측은 터보차저의 축계를 나타낸다. 두 축은 스플라인 커플링에 의해 동력전달이 이루어지고 모두 에어포일베어링(Air foil bearing, AFB)에 의해 지지된다. 그림에서 TB1과 TB2는 스러스트 베어링이고, JB1, JB2, JB3, JB4는 레이디얼 베어링이다.

Fig. 15는 에어포일베어링의 개략도를 나타낸다. 본 연구에서 회전체 동역학적 해석은 유한요소법에 의해 수행되었으며, 베어링의 정적 및 동적해석은 유한차분법에 의해 수행되어졌다.

본 지에서는 터보차저 축계의 레이디얼 에어포일베어링과 회전축계에 한하여 수행한 설계 및 해석 내용을 소개하기로 한다.



(a) Motor & generator (b) compressor and turbine
Fig. 14 Layout of the turbo-generator rotor system

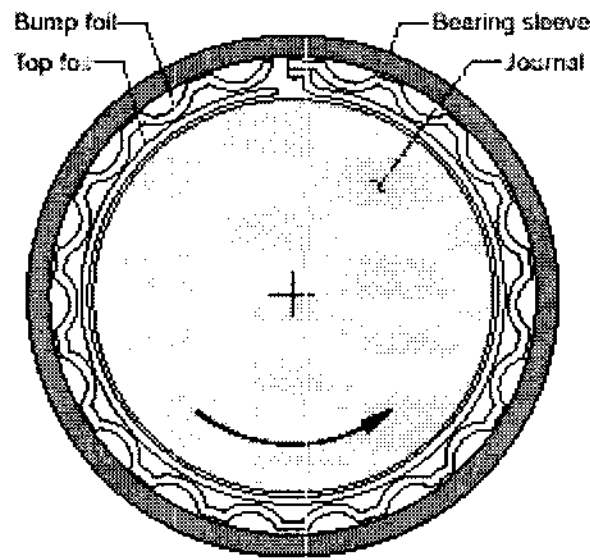


Fig. 15 Layout of bump type air foil bearing

5.1 터보차저 축계의 기본사양 검토

우선 터보차저의 정격회전속도와 압축기 임펠러 외경을 비교 검토함으로써 기본 설계사양을 검토하였다. 압축기의 유량을 0.3 kg/s, 압력비 (pressure ratio)를 2.0으로 하였을 때 비속도 (specific speed)에 따른 정격 회전속도, 압축기 임펠러의 외경 등을 계산하였다. 터빈 휠의 소재는 Inconel, 압축기의 소재는 stainless steel로 하였으며, 터빈 휠의 외경은 압축기 임펠러의 외경과 같은 것으로 가정하였다. Table 5는 비속도에 따른 압축기 및 터빈 휠의 기본설계 결과이다.

Table 5. Comparison of wheel mass

압축기 비속도	Speed [RPM]	Wheel Dia. [mm]	Comp. Mass [kg]	Turb. Mass [kg]	Rotor Mass [kg]	gravity center [%]
0.7	49612.4	154.0	1.83	1.668	6.223	54.5
0.75	53156.2	145.2	1.49	1.406	5.414	53.5
0.8	56699.9	135.7	1.248	1.132	4.904	52.8
0.85	60243.6	131.3	1.133	1,050	4.704	52.7
0.9	63787.4	125.2	0.976	0.896	4.396	52.5

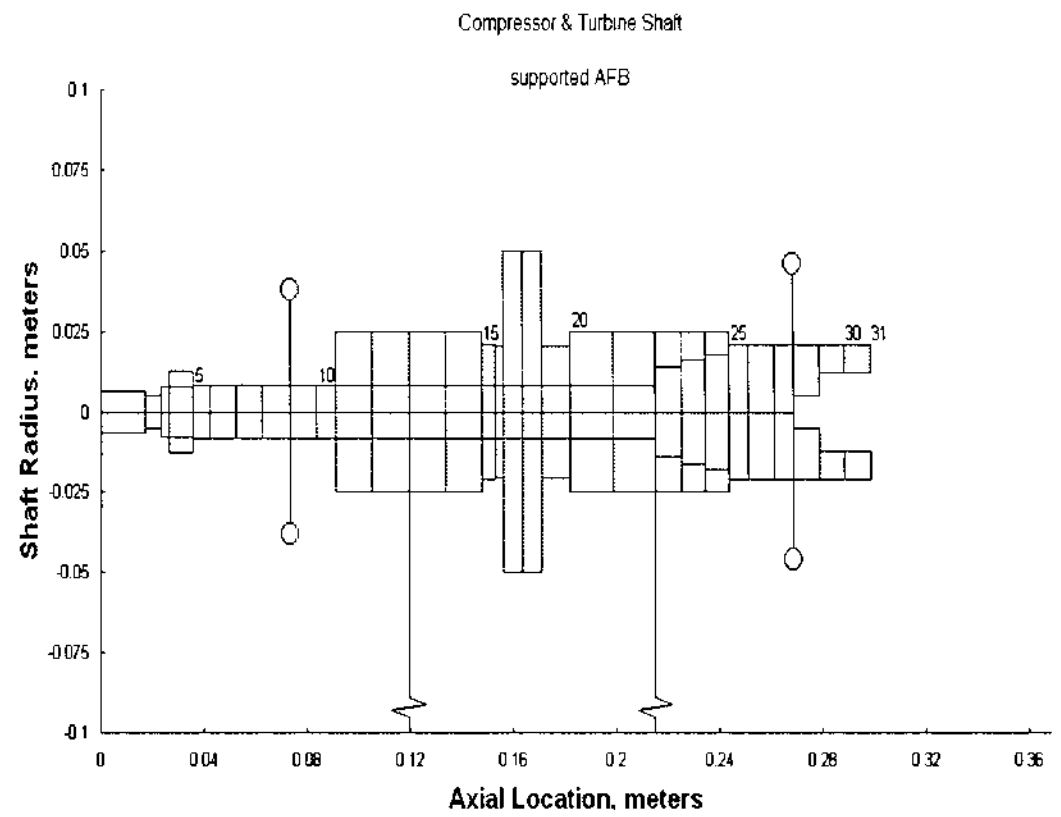


Fig. 16 Rotordynamic modeling of turbocharger rotor

Table 6. Comparison of separation margin

압축기 비속도	1st Critical [RPM]	2nd Critical [RPM]	3rd Critical [RPM]	4th Critical [RPM]	Separation (3rd-Rot.) [RPM]	Separation Margin [%]
0.7	4248.5	7152.4	76905.1	123698.8	27293	55
0.75	4721.3	7718.2	78480.8	126991.5	25324	48
0.8	5110.2	8155.6	79775.2	130251.9	23075	41
0.85	5292.1	8331.1	80309.7	132092.6	20066	33
0.9	5611.6	8653.6	81323.5	135342.8	17536	27

상기 자료를 토대로 터보차저에 대한 위험속도 계산(베어링 강성을 1.75 MN/m으로 가정)을 수행하였다. Fig. 16은 회전체동역학적 모델링을 나타내며, Table 6는 1~4차 위험속도와 이에 대한 분리여유를 나타낸다. 1, 2차 위험속도는 강제모드를 나타내고 3차 위험속도는 1차 굽힘모드를 나타낸다. 비속도가 증가할수록 분리여유가 줄어드는 것을 알 수 있다. 따라서 터보차저 축의 회전수 50,000 rpm으로 결정하였다.

5.2 레이디얼 에어포일베어링의 설계 및 해석

레이디얼 에어포일베어링의 길이와 직경의 비 (L/D)를 1로 고정시키고 Table 7과 같이 베어링 크기를 변화시켜가면서 위험속도와의 분리여유를 비교하여 보았다. 일반적으로 베어링의 직경이 커지면 축경도 커지게 되며, 또한 베어링이 받을 수 있는 부하는 커지게 된다. 하지만 본 연구에

서 검토한 세 가지 크기의 베어링은 모두 충분한 하중을 견딜 수 있는 것으로 판단된다. 또한 베어링 크기에 따른 공진점 향상 효과는 크게 없는 것으로 판단된다. 따라서 공진점 분리여유가 그중 가장 큰 것으로 레이디얼 에어포일베어링의 직경을 50 mm로 선택하였다. 그리고 터보차저의 레이디얼 에어포일베어링의 기본 사양은 Table 8 과 같다.

레이디얼 에어포일베어링의 범프와 하우징간의 마찰계수는 0.2로, 베어링의 소재는 스테인리스 스틸로, 탐포일이 1 개이고 단일 범프 형식으로 하여 해석을 수행하였다.

Fig. 17는 회전수에 따른 저널중심의 위치를 나타내고, Fig. 18는 최소유막두께를 나타낸다. 2000 rpm에서 3.1 μm 의 최소 유막두께를 확보하며 2800 rpm 정도에서 충분히 부상함을 확인할 수 있다. Figs. 19와 20은 회전수에 따른 강성계수와 감쇠계수의 변화를 나타낸 것이다. 20000 rpm 이상의 고속에서는 K_{xx} (중력방향강성)보다 K_{yy} 의 값이 더 커지는 것을 볼 수 있다.

Table 7. Comparison of bearing size

베어링직경 (mm)	40	50	60
축길이 (mm)	275	299	322
회전체무게 (kg)	5.615	6.223	7.034
베어링간거리 (mm)	83.3	95.6	107.9
무차원하중	0.140	0.100	0.078
1차공진점 (rpm)	4314	4249	4164
2차공진점 (rpm)	7507	7152	6765
3차공진점 (rpm)	75997	76905	74927
공진점분리 (rpm)	26385	27293	25315
공진점분리 여유 (%)	53	55	51

Table 8 Design Specification of the AFB

Bearing Parameter		Bump Parameters	
Diameter (mm)	50	Height (mm)	0.5
Axial Length (mm)	50	Half Length (mm)	1
Clearance (mm)	0.05	Thickness (mm)	0.05
Load (N)	20	P itch (mm)	3

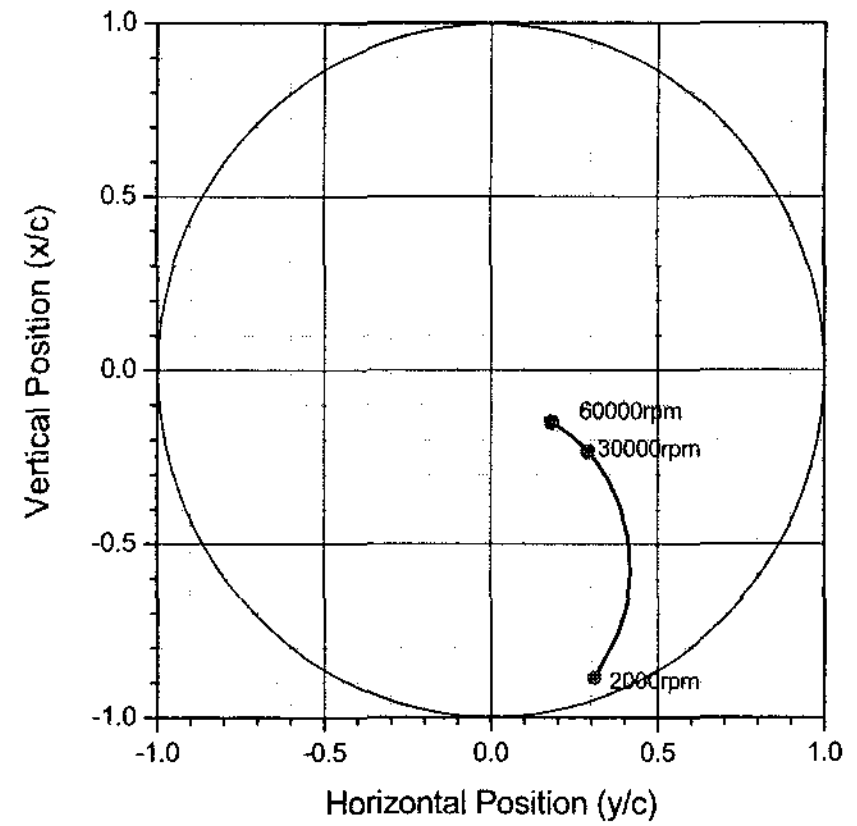


Fig. 17 Journal Locus of radial AFB

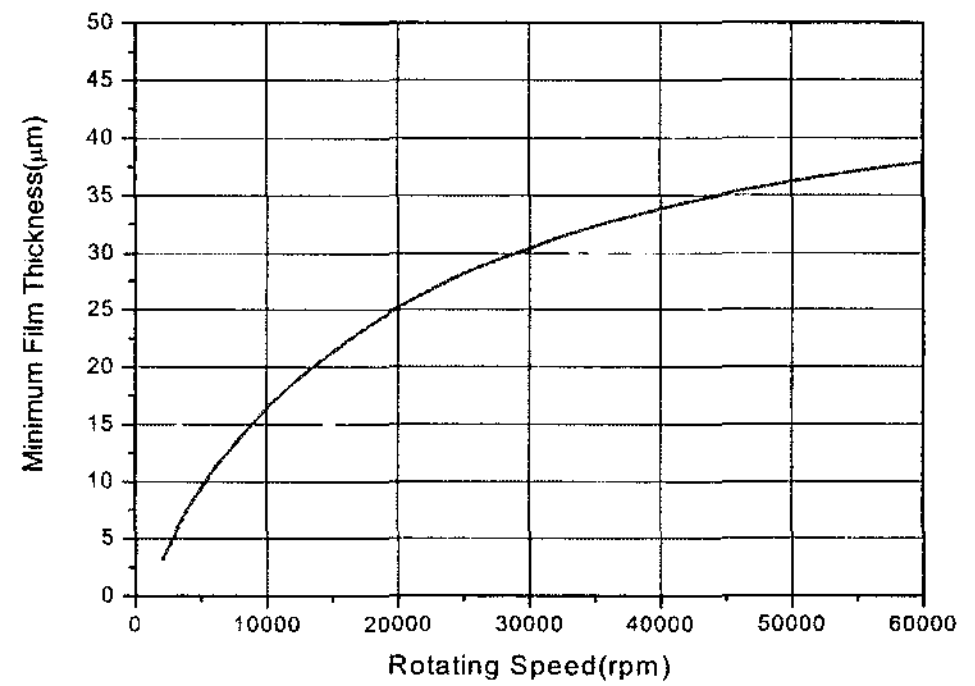


Fig. 18 Minimum Film Thickness of radial AFB

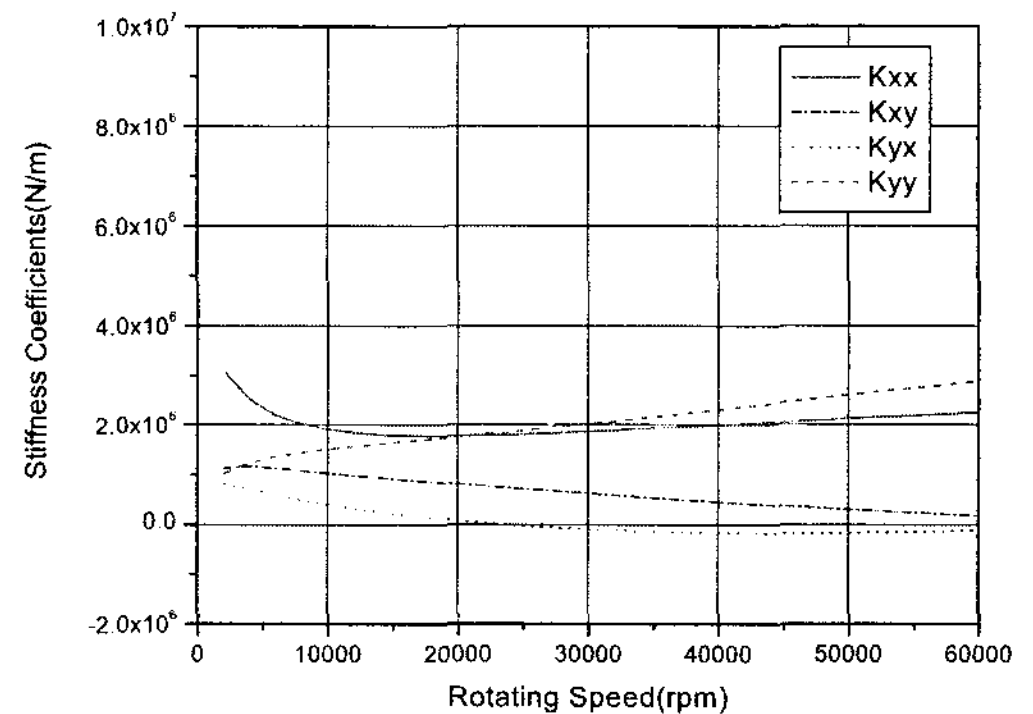


Fig. 19 Stiffness Coefficients of radial AFB

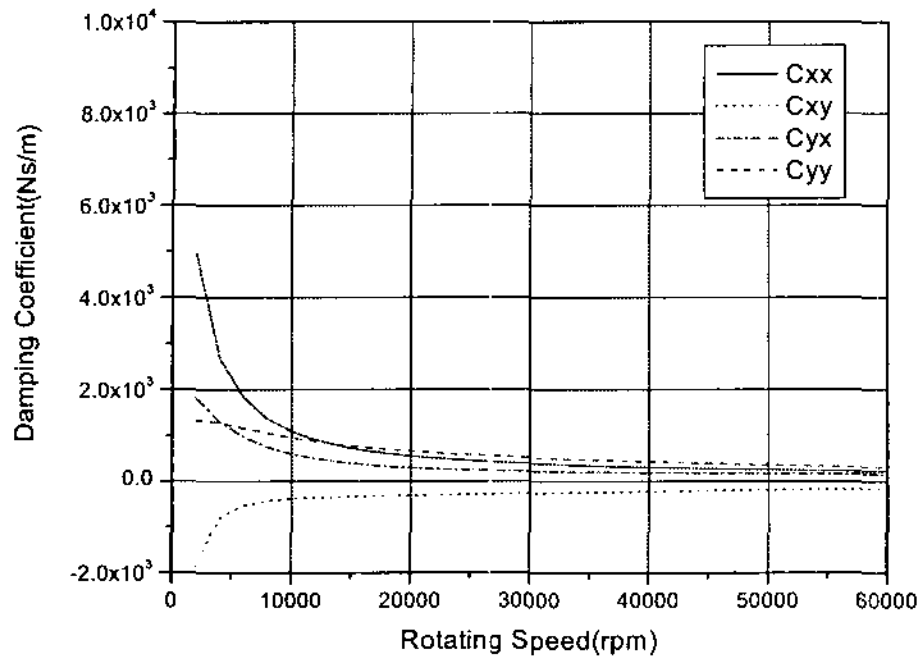


Fig. 20 Damping Coefficients of radial AFB

5.3 터보차저 축계의 회전체동역학 해석 및 설계

터보차저 축계에 대하여 Fig. 16과 같이 유한 요소모델링한 후, 회전체동역학적 해석을 수행하였다. Fig. 21은 비감쇠 위험속도선도를 나타낸 것으로 공기포일베어링의 강성영역에서 고찰하면 10,000 rpm 이하에서 2번의 위험속도를 거치게 됨을 확인할 수 있다. Fig. 22는 Tables 6~8에 나타난 2개의 강제모드와 1차굽힘모드를 나타낸 것이다. Fig. 23는 각 회전수에 따른 감쇠고유진동수를 나타낸 Campbell Diagram이다. 10,000 rpm 이하에서 발생하는 1,2차 고유진동수는 주로 에어포일베어링의 강성과 감쇠에 영향을 받으며, 3차고유진동수는 축계 구조에 영향을 받는다.

Fig. 24는 터보차저의 불평형응답을 예측한 선도이다. API에서는 위험속도에서 진동센서가 위치한 곳의 최대 허용 진동한계치를 다음과 같이 규정하고 있다.

$$L_v = 25.4 \sqrt{\frac{12,000}{N}} \quad (\mu m, pp)$$

즉, 터보차저가 정격속도인 50,000 rpm으로 구동될 때 12.4 μm이하의 진동을 만족해야 한다.

Fig. 24(a)는 G1등급의 잔류 불평형량(0.594 gmm)이 동위상으로 주어진다고 가정을 하였을 때 불평형 응답을 나타낸 그림으로 7,100 rpm 근처에서 병진모드가 가진되어 최고 1 μm이하의 진동을 발생시킴을 확인할 수 있다. Fig. 24(b)는 G1등급의 잔류 불평형량이 역위상으로 주어질 때 4,200 rpm 근처에서 conical모드가 가진되어 최고 1.6 μm이하의 진동을 발생시킴을 확인할 수

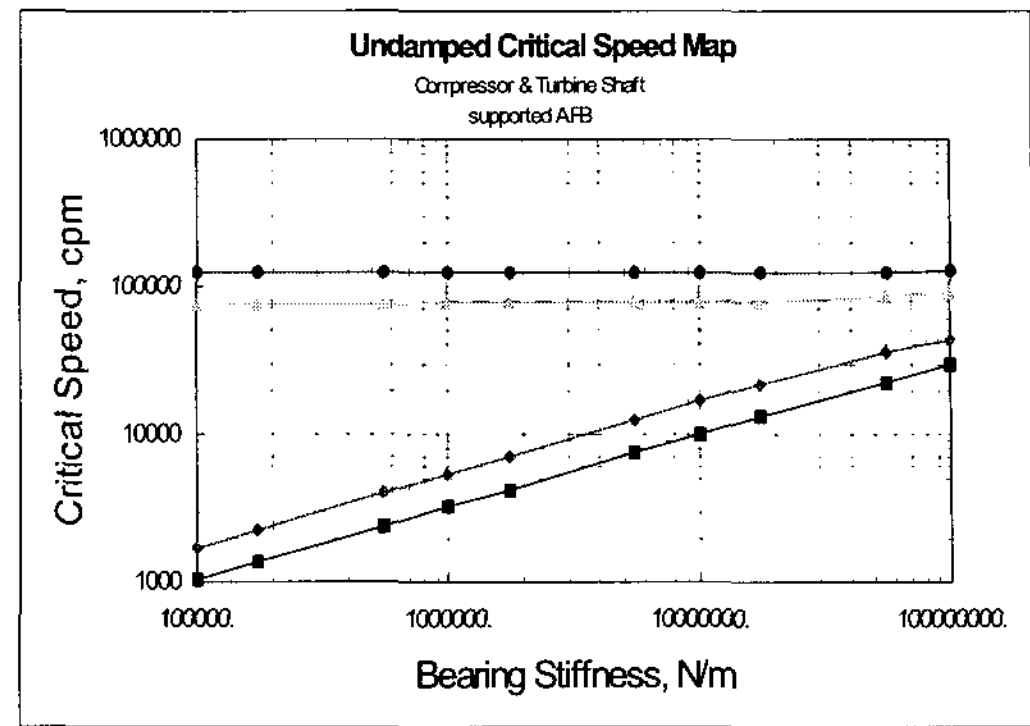
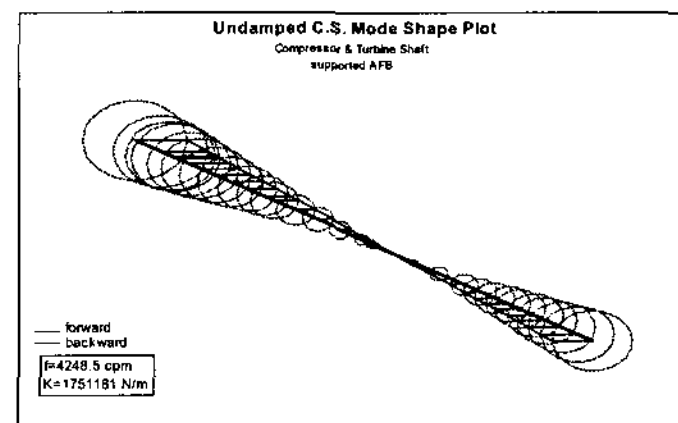
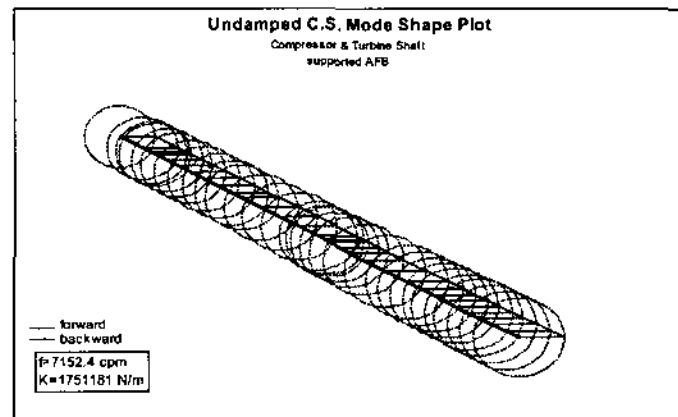


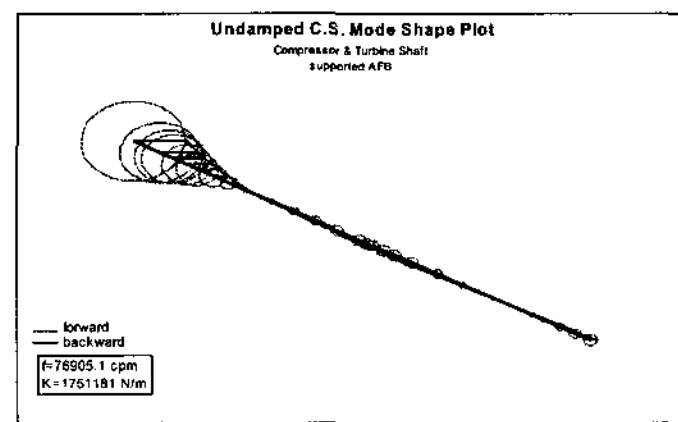
Fig. 21 UCS map of the turbocharger shaft



(a) 1st mode



(b) 2nd mode



(c) 3rd mode

Fig. 22 Mode shape of the turbocharger shaft

있다. 저차공진모드를 통과한 이후 정격속도 50,000 rpm 부근에서는 안정적으로 운전하고 있음을 확인할 수 있다.

6. 결론

250 kW급 MCFC용 연료전지 발전시스템에 적용 가능한 BOP 중에서 터보제너레이터 사이클을 구성하는 핵심 부품의 공력설계 및 회전체 해석에 관한 연구를 수행하였다.

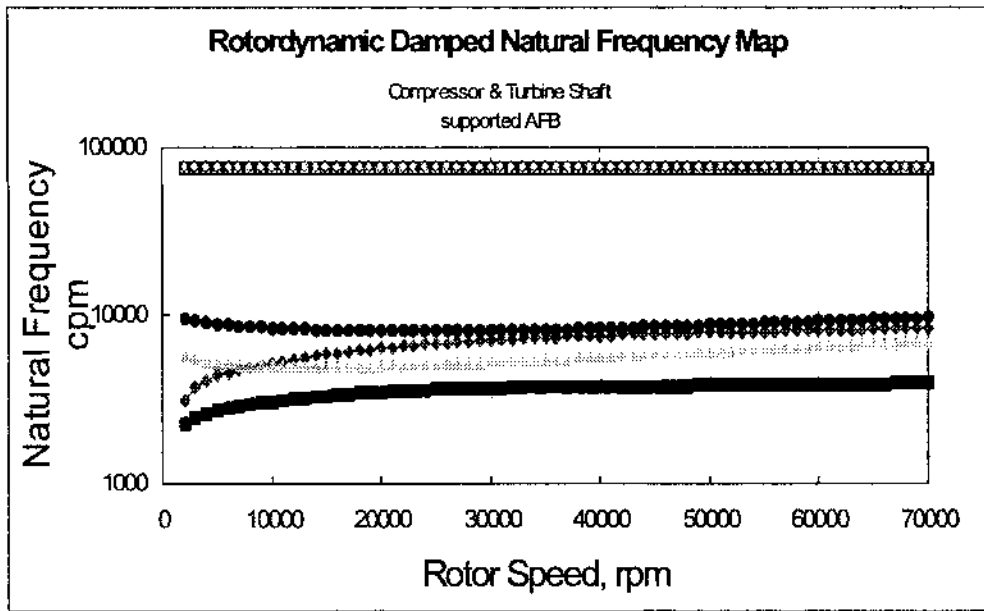
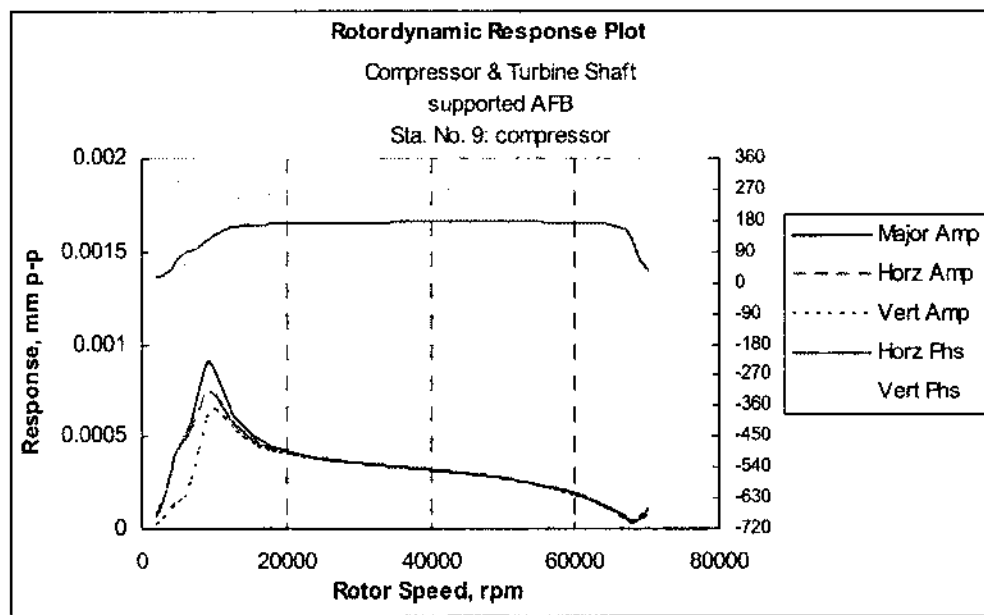
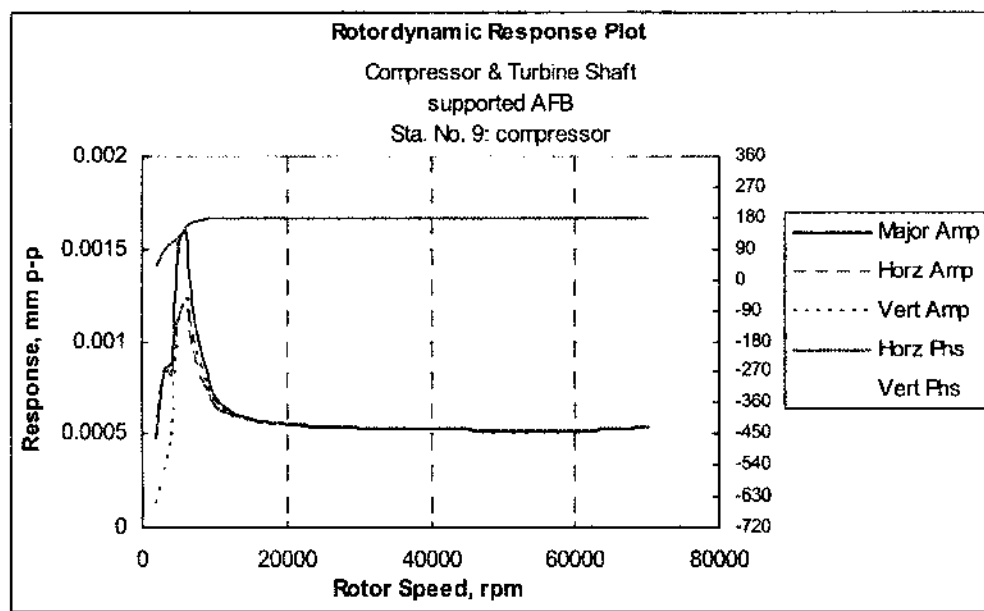


Fig. 23 Campbell Diagram of the turbocharger shaft



(a) in-phase unbalance



(b) out-of-phase unbalance

Fig. 24 Unbalance response of the turbocharger shaft

MCFC 연료전지 발전 시스템용 터보제너레이터 구성품인 원심압축기를 설계하였다. 설계된 압축기의 성능이 설계요구사항을 잘 만족함을 확인하였으며 설계된 임펠러와 디퓨저는 고속모터, 구심터빈과 함께 터보제너레이터를 구성하게 되며 향후 성능시험을 통하여 성능을 확인할 예정이다.

MCFC 연료전지 발전시스템용 터보제너레이터 사이클의 구심터빈 공력설계에 관한 연구를 수행하였다. 기본공력설계 과정에서 결정된 구심터빈 임펠러의 자오면 기본형상과 입출구 날개각 등의 기본설계 자료를 바탕으로 임펠러의 기하학적 3차원 형상을 결정하고, CFD를 통한 구심터빈의 노즐 및 임펠러 내부의 유동현상을 고찰함으로써 기하학적 형상의 타당성을 검토하는 반복 설계 과정을 수행하였다. CFD 해석결과, MCFC 발전 시스템에 마이크로 터보제너레이터를 적용시킬 경우에 폐열을 이용하여 16kW 정도의 전력을 추가로 생산할 수 있는 것으로 나타났다.

터보차저 축계의 레이디얼 에어포일베어링과 회전축계에 대한 회전체 동역학적 해석은 유한요소법에 의해 수행되었으며, 베어링의 정적 및 동적해석은 유한차분법에 의해 수행되었다. 터보차저 축계에 대한 회전체동역학적 해석을 수행한 결과, 10,000 rpm 이하에서 2번의 위험속도를 거치게 됨을 확인할 수 있다. 회전수 10,000 rpm 이하에서 발생하는 1,2차 고유진동수는 강체모드이고 주로 에어포일베어링의 강성과 감쇠에 영향을 받으며, 79,000 rpm 정도에서 나타나는 3차고유진동수는 강체모드이며 축계 구조에 영향을 받는다. 저차공진모드를 통과한 이후 정격속도 50,000 rpm 부근에서는 안정적으로 운전하고 있음을 확인할 수 있다.

참고문헌

- (1) M.C. Williams, J.P. Strakey, S.C. Singhal, 2004 "U.S. distributed generation fuel cell program," J. Power Sources, Vol. 131, pp. 79~85.
- (2) 김승구 등, 2007, "발전용 연료전지의 시장현황 및 상업화 전략," RIST 연구논문, 제 21권, 제 4호, pp. 319~328.
- (3) 산업자원부, 2006, "250kW급 열병합 용융탄산염 연료전지 발전시스템 Proto Type 개발," 1단계 사업 보고서.
- (4) 포항산업과학연구원, 2007, "발전용 연료전지 BOP 연구 동향 및 발전방향."
- (5) 오경석, 김동섭, 2004, "상압형 MCFC/가스터빈 하이브리드 시스템의 구성 방법에 따른 설계 성능

- 분석,” 대한설비공학회 2004 하계학술대회 논문집, pp. 987~992.
- (6) 김재환, 박부민, 양수석, 이대성, 2005, “가스터빈/연료전지 혼합형 고효율 발전시스템 개발,” 한국신·재생 에너지학회 2005년도 춘계학술대회논문집, pp. 243~247,
- (7) Shailesh D. Vora, “Status of Siemens SOFC Development Program,” 2008, Infrastructure Development for the Future of Large-scale SOFC Power-generation System Seminar, FC Expo 2008.
- (8) Gerry Agnew, “Progress on Rolls-Royce’s Hybrid SOFC-GT System,” 2008, Infrastructure Development for the Future of Large-scale SOFC Power-generation System Seminar, FC Expo 2008.
- (9) Tadashi Gengo, “Concept and Status of MHI SOFC Development,” 2008, Infrastructure Development for the Future of Large-scale SOFC Power-generation System Seminar, FC Expo 2008.
- (10) 이영덕 등, 2006, “250kW급 용융탄산염 연료전지 시스템의 성능 해석”, 연료전지 심포지움 2006 논문집.
- (11) NREC, PREDIG, Version 4.1.
- (12) AEA Technology Engineering Software Inc., CFX-Bladegen, Version 4.1.
- (13) AEA Technology Engineering Software Inc., CFX, Version 10.1.
- (14) AEA Technology Engineering Software Inc., Turbo Grid, Version 10.1.