

발전설비용 터빈베어링의 설계 기술 개발

하 현 천, 양 승 현, 변 형 현
한국중공업(주) 기술연구원

Development of Design Technology of Turbine Bearings for Power Plants

Hyun Cheon Ha, Seong Heon Yang, and Hyung Hyun Byun
R&D Center, HANJUNG/Korea Heavy Industries & Construction Co.

Abstract- A software for design of turbine bearings has been developed based on both the theoretical analysis and experimental investigation. Static and dynamic performance, i.e. load capacity, frictional loss, temperature distribution, stiffness and damping coefficients, stability etc., can be obtained by using this software taking into account the effects of three dimensional variation of lubricant viscosity, turbulence and inlet pressure. A performance test rig was developed by self-design and technology, which was used to verify static and dynamic characteristics and to investigate the proper boundary conditions for theoretical analysis. Consequently HANJUNG has developed the self-design technology for design of turbine bearings for power plants.

Keywords - Turbine Bearing, Design Software, Theoretical Analysis, Experiment

1. 개 요

발전설비는 국가의 공익 기간산업으로서 산업 전반과 가정에 항상 안정적으로 전력을 공급해야 하는 충분한 신뢰성을 지니고 있어야 한다. 그런데 각 기계요소들의 설치 잘못이나 운전 중 부주의 또는 예기치 못한 손상 등에 의해 발전설비의 주기기인 터빈발전기에서 문제가 발생되어 전력을 원활하게 공급하지 못하는 경우가 빈번히 발생하고 있다.

이러한 문제점들은 발전설비의 운전효율의 향상과 신뢰성 유지를 위해서 반드시 해결되어야 한다. 중요한 것은 터빈발전기에서 발생하는 문제들의 절반 이상이 터빈베어링과 직, 간접적으로 관련되어 있다는 것이다.

Fig. 1에서 보여지듯이 발전설비용 터빈베어링은 고속으로 회전하는 터빈 및 발전기 로터를 안정하게 구속지지함과 동시에 운전 중 마찰을 감소시켜 원활한 운전을 도모해야 하는 중요한 회전기계요소이다. 따라서 저진

동, 고신뢰성을 가진 터빈발전기를 설계하기 위해서는 무엇보다도 동베어링에 대한 정확한 운전특성을 규명할 수 있는 설계기술을 개발, 보유하고 있어야 한다.

선진국에서는 이미 동베어링에 대한 많은 연구를 수행하여 각자의 표준 모델을 개발하여 사용하고 있으며, 최근에는 보다 고속, 고효율을 가진 베어링에 대한 연구를 진행하고 있다. 그러나 국내에서는 이에 대한 인식이 부족하여 기술종속이 심화되었고 그에 따른 원가 상승과 경쟁력 취약이라는 결과를 초래하였다. 따라서 동베어링에 대한 기술종속을 탈피하고 경쟁력 확보를 위해서는 동베어링에 대한 독자적인 기술력 확보가 시급한실정이다.

이를 위해서 당사는 지난 수년간 발전설비용 터빈베어링에 대한 설계자립을 이룩하고, 또한 기계작한 베어링에서 발생하는 각종 문제점들을 조속히 해결하여 발전설비의 안정적인 운전을 도모하기 위하여 다각적인 연구

를 수행하였다.

여기서는 당사의 동베어링에 대한 기술개발 과정과 연구결과를 제시하고 실제 발전설비에 사용될 베어링에 대한 설계 및 현재 운전 중인 베어링과 관련된 문제 해결에 사용된 사례 등을 소개하고자 한다.

2. 개발 방법

당사에서는 발전설비용 터빈베어링의 설계 기술을 개발하기 위하여 Fig. 2에서 보는 바와 같이 동베어링에 대한 이론연구와 실험 연구를 동시에 수행하고 그 결과를 비교, 검증함으로써 동베어링에 대한 설계 S/W를 개발하였다.

이론연구는 동베어링의 정확한 성능을 계산하기 위하여 오일의 점도변화, 난류, 선단 압력 등을 고려한 3차원 난류열유체해석을 수행하여 정특성 및 동특성을 예측하였다. 그리고 이론해석 결과의 타당성을 검증하고 정확한 해석을 위한 경계조건 등을 선정하기 위하여 성능 평가용 실험장치를 자체적으로 설계, 제작하고 실험기법을 개발하였다.

이와 같은 연구 과정으로 개발된 설계 S/W와 실험장치를 이용하여 동베어링에 대한 성능을 평가하고 설계 D/B를 구축하였다. 또한 당사가 제작하여 운전 중인 베어링에 대한 현장 애로 기술에 대한 지원이 가능하게 되었고, 향후 제작하게 될 베어링에 대한 설계 타당성을 검증할 수 있게 되었다.

3. 개발 내용

3.1 설계 S/W

설계 S/W는 Fig. 3과 같이 베어링의 형상, geometric data 그리고 운전 조건 등을 input data로 입력하여 베어링의 정특성과 동특성을 계산하는 프로그램이다.

기본적으로 이 S/W를 사용하기 위해서는 먼저 유사한 운전조건의 reference bearing data를 이용해야 한다. 이 reference data와 design data book 또는 simulation data를 비교 검토하여 실제 운전 조건에 알맞는 베어링의 형상과 크기를 1차적으로 선정한다. 그리고

이 베어링의 data를 설계 S/W에 입력하여 베어링의 설계에 필요한 성능 즉, 최소유막두께, 최대온도 및 발생 위치, 최대압력 및 발생 위치, 손실 동력, 적정공급유량 및 허용온도 상승량, 유막의 강성 및 감쇠계수 그리고 안정성 등을 계산하여 운전조건에 적합한 베어링인지를 평가한다.

이 계산 결과에서 문제점이 발견되거나 설계 허용 범위 내에서 수정하고자 하는 부분이 있으면, 베어링 형상, 치수, 배치구조, 공급유량 등을 재검토하여 운전조건에 가장 적합한 베어링이 설계될 수 있도록 한다.

이러한 과정을 통해 운전조건에 적합한 베어링의 형상과 치수를 찾고, 그에 대한 운전 특성을 설계 자료로 활용될 수 있도록 제시한다.

본 연구에서 개발한 설계 S/W는 유한차분법(FDM)을 이용하여 지배 방정식의 해를 구하였다.

3.2 성능 시험기

Fig. 4는 당사에서 터빈베어링의 운전특성을 규명하기 위하여 자체적으로 설계, 제작한 실험장치의 전체를 보여주는 사진이다. 본 실험장치는 축과 저어널, 하중인가장치, 동력전달장치, 유탄유공급장치, 유압가진장치 그리고 신호처리장치 등으로 구성되어 있다.

Fig. 5는 본 실험에 사용된 베어링 중의 하나인 5-패드 텀팅패드 저어널베어링의 기본 구조를 보여주고 있다. 패드는 케이싱의 상부에 2개, 하부에 3개(상부패드 : No. 1 및 No. 5 ; 하부패드 : No. 2, No. 3 및 No. 4 패드)로 조립되어 있다. 각 패드는 모두 원호각이 64°로 동일한 크기로 제작되어 있으며 축방향 및 원주방향의 중앙에 피벗홈이 만들어져 있다. 이 홈에 로킹핀을 사용하여 패드의 중심이 피벗되도록 하였다.

하중공급장치는 시험베어링의 하부에 설치되어 있는 공기 벨로우즈에 압축공기를 주입하여 공기압의 세기에 의해 하중이 가해지도록 하였다. 시험베어링에 최대도로 가할 수 있는 하중은 30 kN 정도이다.

동력전달장치로는 최대동력 225 kW, 최대 속도 2200 rpm 인 가변속 DC 모터 및 모터 제어기로 구성된다. 모터의 동력은 타이밍 벨트에 의해 축에 전달되며 1:3의 회전비로써 증속된다. 따라서 시험베어링의 축은 최대 6600 rpm 까지 회전될 수 있다.

신호처리장치로는 각종 센서(압력센서, 변위센서, 가속도센서, 로드셀, 열전대 등) 및 앰프, 전압공급장치, 디지털 타코메타, 슬립링, 데이터저장장치, 디지털 오실로스코프, 신호발생기, 주파수 분석기 그리고 PC 등으로 구성되어 있다.

4. 실험 방법

4.1 정특성 실험

Fig. 6은 동베어링의 정특성을 실험적으로 규명하기 위한 개략도를 보여주고 있다. 베어링 중앙면의 원주방향으로의 온도분포를 측정하기 위한 목적으로 상부패드에 각각 8개, 하부패드에 각각 10개의 열전대를 심었다.

또한 하부패드 중 가운데 패드의 전체적인 온도분포를 측정하기 위한 목적으로 패드 중앙면을 기준으로 좌우대칭으로 총 50개의 열전대를 심었다. 그리고 베어링면의 온도를 가능한한 정확하게 측정하기 위하여 열전대를 베어링 내면으로부터 2 mm 이내까지 삽입하였다.

본 연구에서 사용한 열전대는 T-type(copper constantan)이며, 열전대로부터 감지되는 전기적 신호는 데이터저장장치(HP VXI)를 이용하여 실제 온도값으로 변환한 다음 PC와 인터페이스하여 저장하였다.

원주방향으로의 유막압력, 유막두께 및 저어널 표면의 온도를 측정하기 위하여 저어널면의 중앙에 원주방향으로 압력센서, 변위센서 및 열전대를 각각 1개씩 설치하였다.

저어널에 설치된 압력센서, 변위센서 및 열전대로부터 감지되는 전기적 신호는 슬립링을 통하여 외부로 검출되게 하였다. 이들 센서로부터 감지되는 전기적 신호는 디지털 오실로스코프를 이용하여 파형을 분석한 다음 PC와 인터페이스하여 저장하였다.

베어링 케이싱에 와전류형 비접촉식 변위센서 2개를 90°의 각도로 설치하여, 운전중에 저어널과 베어링과의 상대운동을 측정하여 축의 궤적 및 편심율을 측정할 수 있도록 하였다.

4.2 동특성 실험

Fig. 7은 동베어링의 동특성(유막의 강성 및 감쇠계수)을 실험적으로 규명하기 위한 개략도를 보여주고 있다. 동특성 실험을 위한 핵심 장치는 유압가진장치로서 유압가진기, 신호발생기, 유압공급장치, master controller, line control manifold, 로드셀 그리고 유량을 운송하는 케이블 등으로 구성된다.

베어링의 유막계수는 유막반력과 축심의 운동의 함수이다. 따라서 축에 임의의 외력을 가한 후, 그 때 축심의 응답운동과 유막반력을 측정하여 이들의 관계로부터 유막계수를 구한다.

이를 위해서는 베어링을 고정시키고 회전축을 부동시켜야 하지만, 이와 같은 방법은 실험적으로 구현하기에 어려움이 많다. 따라서 본 연구에서는 회전축을 고정시키고 베어링을 부동시키는 방법을 택하였다[6-7].

이를 위해서 서로 다른 주파수(ω_x, ω_y)를 가진, 즉

$$\begin{aligned}\Delta F_x &= A\sin(\omega_x t - \alpha_1) \\ \Delta F_y &= B\sin(\omega_y t - \alpha_2)\end{aligned}$$

를 시험베어링에 인가하는 복합가진법을 이용하였다.

그리고 가진력의 크기(A, B)는 master controller를 이용하여 설정한다. 본 연구에서는 가진력의 크기를 설정하기 위하여 다음과 같은 방법을 이용하였다. 즉, 시험베어링에 부착된 변위센서로부터 검출되는 가진응답을 디지털 오실로스코프를 통해 그 크기를 관찰하여, 가진응답의 최대진폭이 베어링의 반경방향 틈새(450 μ m)의 1/20 이하가 되도록 설정하였다. 그 이유는 베어링의 가진응답을 가능한 한 최소화하여, 실험이 선형거동 하에서 수행될 수 있도록 하기 위함이다.

5. 해석 및 실험 결과 예

Fig. 8 과 9 는 난류 영역에서 운전하는 터빈 베어링에서 난류가 베어링의 온도분포와 강성 및 감쇠 계수에 미치는 영향을 알아보기 위한 그림들이다. 이들 그림에서 보면, 난류 및 윤활유의 온도 상승에 의해 베어링의 정특성 및 동특성이 매우 큰 영향을 받고 있음을 알 수 있다[1-5]. 따라서 난류 영역에서 운전하는 터빈 베어링의 설계 S/W 개발을 위해서 온도와 난류를 3 차원적으로 고려하였다.

Fig. 10 은 N (회전속도)=1800 rpm, Q_s (공급유량)=120 l/min, T_s (공급온도)=40 °C 인 운전조건 하에서 W_L (부하하중)의 변화(0 ~ 15KN)에 따른 베어링 중앙면의 유막압력, 유막두께 그리고 베어링면의 온도분포를 나타낸 그림이다.

이들 그림에서 보면 부하하중의 증가에 따라 특히 No.3 패드에서 선단압력과 유막 압력 그리고 베어링면의 온도가 크게 증가됨을 알 수 있다. 이에 반해 다른 패드에서는 이들의 크기가 거의 무시될 정도로 작다. 따라서 LOP 형 5 패드 킬팅패드 저어널 베어링의 경우, 거의 대부분의 하중이 bottom 패드(No.3 패드)에 의해 지지됨을 알 수 있다. 그리고 No.4 패드에서도 작은 양이지만 선단압력과 유막압력의 크기는 증가한다. 이 같은 이유는 운전 중에 편심각이 작용하기 때문이다.

그리고 하중이 증가함에 따라 No.3 패드와 No.4 패드의 유막두께는 점점 줄어들지만, 다른 패드의 유막두께는 하중의 증가와는 상관없이 베어링의 간극과 비슷한 두께의 썩기 형상을 유지하고 있다. 따라서 유막두께와 유막압력과의 관계를 고려해 볼 때, 유막두께가 줄어들 수록 유막압력의 크기는 증가함을 알 수 있다.

한편, 베어링면의 온도분포를 살펴보면 부하하중이 증가함에 따라 No.3 패드의 온도는 크게 증가하는 반면 다른 패드의 온도는 거의 변하지 않는다.

또한 각 패드에 대하여 온도분포를 살펴보면 회전방향으로 온도가 상승하는 경향을 보인다. 그러나 패드 출구부에 이르면 온도가 약간 떨어지는 경향을 보이는데 이는 베어링 주위로의 열전달 때문이다.

Fig. 11 은 $N=3600$ rpm, $W_L=10$ kN, $Q_s=120$ l/min, $T_s=40$ °C 인 운전조건 하에서 두 가진기 중 한쪽의 가진주파수(0.5x)는 고정시키고 다른 한쪽의 가진주파수(0.6x ~ 0.9x)를 증가시키면서 측정된 유막의 강성계수(K)와 감쇠계수(C)의 분포를 나타낸 그림이다.

이 그림에서 보면 가진주파수의 증가에 따른 K, C 의 값은 전체적으로 거의 변화하지 않음을 알 수 있다. 그리고 베어링 하중방향으로의 주장성(K_{xx})과 주감쇠(C_{xx})가 가장 크게 측정되었는데 다른 운전조건에서도 거의 같은 경향을 보였다.

또한 회전수 및 부하하중의 변화에 대한 유막계수의 값들을 측정하고 평가하였는데 이에 대한 소개는 차후에 발표하기로 한다.

6. 설계 검증 및 현장 기술 지원

위에서 언급하였듯이 당사에서는 터빈베어링의 해석과 실험에 관한 연구를 수행하여 설계 S/W 를 개발하였다. 그리고 동베어링에 대하여 정/동특성 규명을 위한 실험장치를 이용하여 설계 S/W 의 정확성 검증 및 관련 베어링의 운전특성에 대한 D/B 를 구축하였다.

이와 같은 연구과정을 통하여 당사가 제작하게 될 터빈베어링에 대한 설계검증을 수행하였으며, 현재 운전 중인 베어링과 관련된 각종 문제점에 대한 현장기술지원을 자체적으로 수행하였다.

이들에 대하여 대표적인 사례를 소개하고자 한다.

6.1 설계 검증 사례

대상 베어링은 동해화력 No. 1, 2 의 킬팅패드 저어널베어링으로서 유사 모델로부터 선정된 베어링에 대한 성능평가와 타당성을 검증하고, 원가 절감을 위한 최적 공급유량을 결정하는 것이었다. 검증 결과, 기존 베어링에 비해 공급유량을 약 30 % 정도 줄일 수 있었다.

그리고 영광원자력 #5. 6 호기의 No. 3 의 타원형 저어널베어링을 설계하면서, 베어링의 최대 온도, 최소 유막 두께, 안정성 등을 평가

하여, 이에 대한 설계 검증을 수행하였다.

6.2 현장 기술 지원 사례

당사에서는 95년 이후, 영광 #3, 4 호기, 보령 #3, 4, 5, 6 호기, 태안 #1, 2 호기, 무주 양수 #1, 2 호기 등의 발전소에서 운전 중인 베어링 관련 문제에 대한 진단을 수행하였다.

특히, 무주 양수 발전소 #1 호기의 Pump/Turbine (P/T) guide 베어링은 시운전 중에 베어링면의 온도 상승과 진동이 과대하게 발생하였다.

이 베어링에 대한 검토 결과, P/T guide 베어링은 예압(preload)이 가해지지 않은 무부하형으로 설계되어져 있는 것을 확인되었다. 이로 인하여 지지강성이 떨어져 축 진동이 커짐은 물론 베어링 내로 들어가는 외부 오일의 양이 작아 냉각효과가 떨어진 관계로 베어링면의 온도가 높아지게 된 것을 알 수 있었다.

결국 P/T guide 베어링의 예압을 가해줌으로써 진동과 온도를 현저하게 줄일 수 있었다.

이와 같은 기술 지원을 통하여 자체 설계 및 진단 기술력을 검증하였으며, 향후 유사 설비의 재발 방지는 물론이고, 예방 조치가 가능하게 되었다.

7. 맺음말

발전설비용 터빈베어링의 설계 S/W를 자체적으로 연구하여 개발하였다. 그리고 운전 특성 규명을 위한 실험장치 및 실험기법을 개발하고 실험을 수행하였다.

이와 같은 과정을 통하여 당사는 터빈베어링에 대한 독자적 해석과 설계, 그리고 진단을 수행할 수 있는 기반을 마련하였다. 그리고, 회전기계의 핵심요소인 베어링에 대한 기술 종속을 탈피함으로써 터빈 시스템에 대한 자체 기술력 향상은 물론이고, 경제적 손실을 절감할 수 있게 되었다.

참고 문헌

1. Kim, K.W., Tanaka, M. and Hori, Y., "A

Three-Dimensional Analysis of Thermohydrodynamic Performance of Sector-Shaped Tilting-Pad Thrust Bearing". Trans. ASME, J. of Lub. Tech., Vol. 105, pp. 406-413, 1983.

2. Taniguchi, S. Makino, T., Takeshita, K. and Ichimura, T., "A Thermohydrodynamic Analysis of Large Tilting Pad Bearings in Laminar and Turbulent Flow Regimes with Mixing", Trans. ASME, J. of Tribol., Vol. 112, pp.542-550, 1990.
3. Ha, H.C. and Kim, K.W., "Experimental Investigation on Thermohydrodynamic Performance of Large Tilting-Pad Journal Bearing Including the Inlet Pressure Effect", JSME International Journal, Series C, Vol. 38, pp. 160-166, 1995.
4. Ha, H.C. and Kim, K.W., "Inlet Pressure Effects on the Thermohydrodynamic Performance of a Large Tilting Pad Journal Bearing", Trans. ASME, J. of Tribol., Vol. 117, pp. 160-165, 1995.
5. Ha, H.C., Yang, S.H., Kim, H.J. and Byun, H.H., "Experimental Study on a Five-Pad Tilting Pad Journal Bearing Working in Laminar and Turbulent Regions", The 6th Int. Sym. on Transport Pheno. and Dyn. of Rotating Mach., Vol. 1, pp. 688-694, 1996.
6. Junichi Mitsui, "A Study of the Lubricant Film Characteristics of Journal Bearings", JSME, Vol. 25, No. 210, pp. 2018-2029, 1982.
7. 染谷常雄, "저어널베어링 유막의 강성 및 감쇠계수에 관한 연구(제 2 보, 실험)", JSME, Vol. 42, No. 362, pp. 3303-3310, 1984.

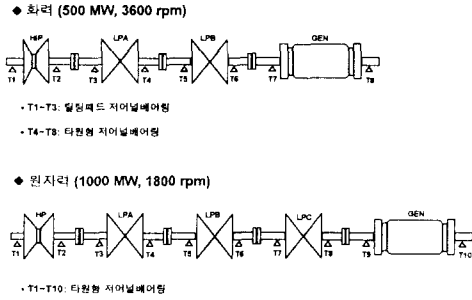


Fig. 1 Rotor-bearing system for turbine and generator

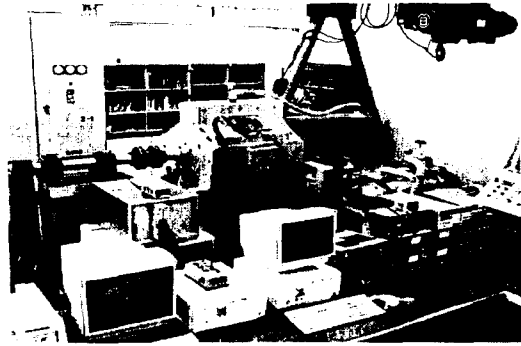


Fig. 4 Photography of the test apparatus

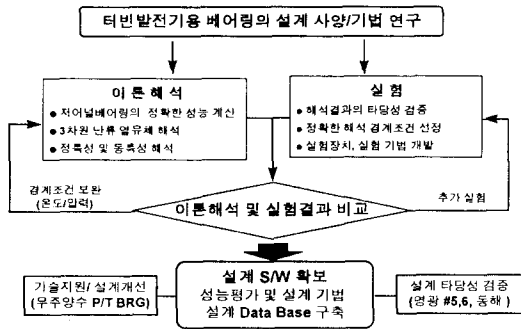


Fig. 2 The procedure of turbine bearing development

- ◆ 5-Pad 달링 패드 저어널베어링
- ◆ 직경: 300, 폭: 150

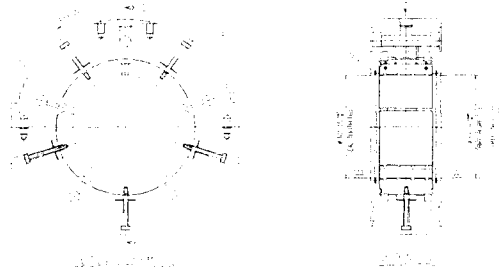


Fig. 5 Test bearing

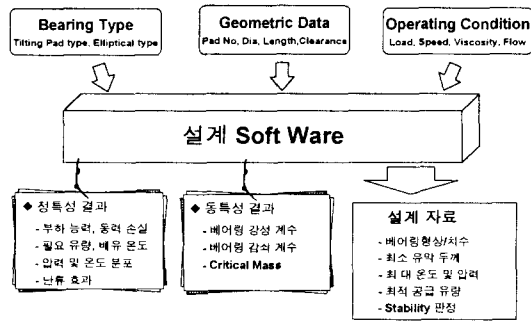


Fig. 3 The configuration of Design S/W for bearing

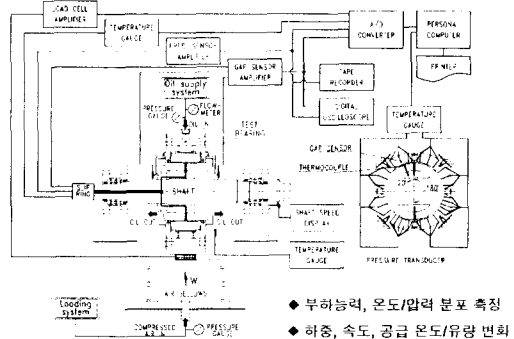


Fig. 6 Schematic diagram of test apparatus for static characteristics

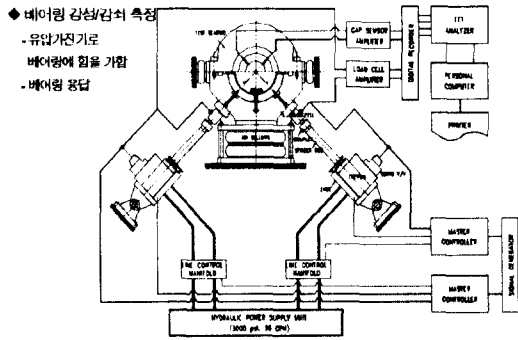


Fig. 7 Schematic diagram of test apparatus for dynamic characteristics

- ◆ 속도 일정 (1800 rpm)
- ◆ 하중 변화 (0 - 15 kN)
- 압력 형상, Pad 거동
- 최대 압력 및 온도 등 관찰

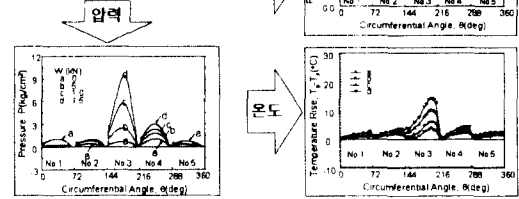
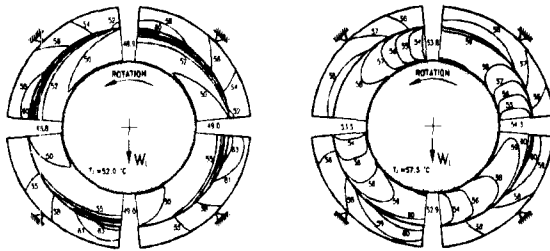
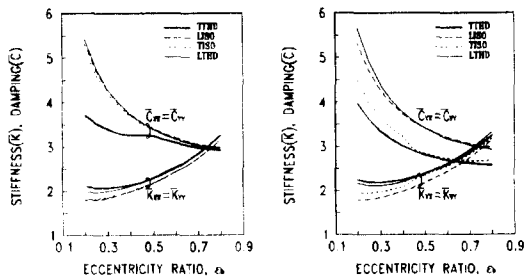


Fig. 10 Results of static characteristics



(a) Laminar THD theory (b) Turbulent THD theory

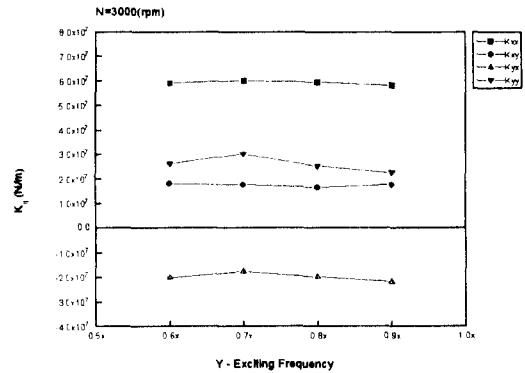
Fig. 8 Comparison of isotherms between laminar and turbulent theory ($Re=2000, \epsilon_b = 0.4$)



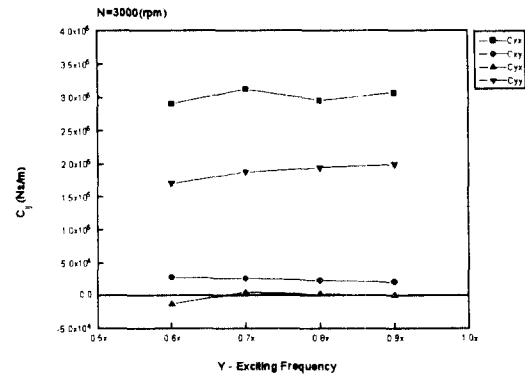
(a) $Re=1,000$

(b) $Re=2,000$

Fig. 9 Nondimensional stiffness and damping coefficients



(a)



(b)

Fig. 11 Variations of K_{ij} and C_{ij} as an increase of exciting frequency ($W_L=10$ kN, $T_s=40$ °C, $Q_s=120$ l/min, X-Exciting Freq.: $0.5x$, Y-Exciting Freq.: $0.6x \sim 1.6x$)