

경사조건을 고려한 대용량 추진 전동기용 베어링 개발에 대한 연구[§]

오승태* · 최진우* · 강병희* · 김진* · 최성필** · 빈재구***†

* (주)효성중공업 PG, ** (주)터보링크, ***† 국방과학연구소

Development of Large Propulsion Motor Bearings Considering Slope Conditions

Seung Tae Oh*, Jin Woo Choi*, Byeng Hi Kang*, Jin Kim*, Seong Pil Choi** and Jae Goo Bin***†

* Power & Industrial System R&D Center, Hyosung Corporation,

** Dept. of R&D Center, Turbolink Co., Ltd,

*** Dept. of the 6th R&D Institute-3 Agency for Defense Development (ADD)

(Received December 22, 2011 ; Revised October 11, 2012 ; Accepted October 18, 2012)

Key Words: Propulsion Motor(추진전동기), Journal Bearing(저널베어링), Thrust Bearing(스러스트베어링), Film Thickness(유막두께), Power Loss(손실동력), Bearing Load(베어링부하), Oil-Lift System(정압 베어링장치)

초록: 본 논문에서는 상용 회전체 동역학 해석 툴을 이용하여 경사 운전조건을 고려한 대용량 추진 전동기용 베어링 개발에 상사적 설계 방법과 실험적 방법을 적용하였다. 개발된 베어링은 전기적으로 절연이 되어있으며 각 연결부는 2~4mm 의 에폭시 절연판을 연결하여 낮은 열전도 특성을 가지도록 하였다. 본 연구에서는 기존의 저속운전에서 야기되는 베어링 손상 문제를 해결하기 위해 원활한 유막이 생성될 수 있도록 고안한 정압 윤활장치를 적용하여 우수한 윤활특성을 확보하였다. 또한 대형 중량물에 대한 유지보수를 고려하여 반분할 방식의 조립구조를 적용하였다. 본 논문은 고부하, 저속 운전의 추진 전동기 분야에 사용되는 미끄럼 베어링의 주요 핵심설계요소를 언급하였다. 게다가, 시험벤치상에서 다양한 경사조건을 통해 실링부의 오일누유 현상을 확인하였다.

Abstract: In this study, bearings were developed for a high-power propulsion motor operating in inclined operation conditions through a simulation and similitude-experimental methods using commercial rotating machinery dynamics analysis software. The developed journal bearing is electrically insulated and has low thermal conductivity because each part is connected with 2-4 -mm-thick epoxy plates. To realize an appropriate oil thickness, an oil lift system is adopted, and a half separated structure is applied to ensure the feasibility of maintaining very heavy components. This study discusses some of the key design aspects of sleeve bearing design for high-torque and low-speed propulsion motor applications. Furthermore, the conditions of variable slope tests are examined to prevent oil leakage from the bearing lip seal on the test rig.

- 기호설명 -

C : 베어링간극 (mm)
 C_p : 저널과 베어링 사이 간극 (mm)
 C_{i,j} : 베어링의 감쇄계수
 \bar{C} : 무차원 베어링 감쇄 ($C_{i,j} = \frac{\bar{C}_{i,j} C^3}{12 \mu L^4}$)
 K_{i,j} : 베어링의 강성

$\bar{K}_{i,j}$: 무차원 베어링 강성 ($K_{i,j} = \frac{\bar{K}_{i,j} C^3}{6 \mu \omega R_s L^3}$)
 K_s : 축의 강성계수
 D_{DE} : 부하측 베어링 직경 (mm)
 D_{NDE} : 반부하측 부하 직경 (mm)
 L : 베어링 길이(mm)
 L_{DE} : 부하측 베어링 길이 (mm)
 L_{NDE} : 반부하측 부하 베어링 길이 (mm)
 x, y, z : 유막의 직교 좌표계
 M_C : 임계질량 (N-sec²/mm)
 S_{shaft} : 축의 회전속도 (rpm)
 E : 편심률

§ 이 논문은 대한기계학회 2011년도 추계학술대회(2011.

11. 2.-4., EXCO) 발표논문임

† Corresponding Author, jgbin@add.re.kr

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

- G : 무차원 난류계수(충류:12 를 적용)
- DE : 부하측 베어링
- NDE : 반부하측 베어링
- T : 유막두께 (mm)
- P_b : 베어링 유막에 작용하는 압력
- \bar{P}_b : 베어링유막에 작용하는 무차원압력
- P_{ref} : 기준압력 혹은 대기압력
- P : 손실동력 (Watt)
- \bar{P} : 무차원 손실동력
- Q : 유량(LPM)
- R : 축의 반경 (mm)
- U : 수평방향의 속도
- V : 수직방향의 속도
- W : 베어링 부하 (kN)
- \bar{W} : 무차원 베어링 부하($\bar{W} = \frac{WC^2}{6\mu\omega R_b L^3}$)
- X : 원주방향
- Y : 축방향
- ϵ : 편심률 (e/C)
- μ : 윤활유의 점도
- Φ : 위치각 (deg)
- ω : 축의 각속도($2\pi N/60$, rad/sec)

1. 서론

추진형 모터와 같이 중대형 회전기계에 사용되는 하중지지용 저널 베어링의 경우에는 대부분 미끄럼 저널 베어링(sliding journal bearing) (1-3)을 적용한다. 대용량 추진 모터용 베어링 개발에 대한 연구는 기존의 수입 또는 수입에 의존하던 베어링의 원천 설계 기술을 확보하고 제작기술을 국산화함으로써 특수목적의 베어링개발(4)에 대하여 독자기술을 확보하고자 하는데 본 연구의 목적을 두었다. 개발된 유체윤활 미끄럼 저널 베어링의 요구 조건은 우수한 동적 안정성과 회전기계 시스템의 안정적인 경사적인 운전조건을 보장해야 하며, 저속운전의 회전체 시스템 거동에서 고부하를 만족할 수 있어야 한다. 하지만, 저속타입의 저널 베어링 적용에 대한 개발과 연구는 국내에서 진행된 사례를 지극히 찾아보기 힘든 실정이다. 특히 저속 구간에서의 고부하를 받는 베어링 특성에 대한 거동은 회전체 시스템의 동적거동(5)에 중요한 영향을 미치는 요소이며, 움직이는 표면을 분리하는 유막과 감쇠특성은 회전체 시스템의 임계속도(6)와 응답을 변화시키는데 커다란 영향을 미치는 요인이다. 따라서, 본 연구에서는 추진전동기용 미끄럼 저널 베어링 개발의 중요 특성을 상용해석 S/W 를 이용하여 추진전동기의 회전축계 베어링 시스템의 동

적 해석(2,7,8)을 수행하였으며, 그 결과를 바탕으로 베어링강성, 위험속도분석, 베어링의 동특성(3)을 연구하였다. 또한, 저널 베어링의 상사법칙 모델(9)을 실제 제작하여 다양한 경사시험 조건에서 저널 베어링의 온도특성과 오일 누유 결과를 실험을 통해 검증하였다.

2. 이론

2.1 저널 베어링 지배방정식

저널베어링의 동특성 해석을 위해서는 베어링 유막의 압력 분포를 해석해야 한다. 이를 위해 레이놀즈 방정식(1,3,10)을 요소별로 유한 요소법으로 재구성하여 강성과 감쇠계수를 구하여야 한다. 유한 요소법으로 구한 베어링내 유막의 압력분포는 유막두께, 경계조건, 윤활유 특성 등에 의하여 결정되며 난류 및 온도의 영향을 많이 받는다. 저널 베어링의 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.

$$\nabla \cdot \left(\frac{\rho h^3}{G\mu} \nabla \bar{P}_b \right) = \nabla \cdot (\rho h U + \frac{\rho^2 h^2}{G\mu} \bar{W}) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \rho V \quad (1)$$

유막에 작용하는 힘의 성분 F_x, F_y 는 저널의 중심 x, y 와 각 방향의 속도 성분의 함수로 유막력은 각각의 변수에 있어 선형이 아니지만 저널의 진동이 정적 평형위치 근처에서 일어나며, 진폭과 속도가 무시할 수 있을 정도로 작다면, 오일 유막에 발생하는 힘의 벡터는 다음과 같다.

$$F = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} \quad (N) \quad (2)$$

정적인 평형 중심에 대한 저널의 진동이 매우 작다면 저널 중심에 작용하는 비선형 동적유막의 반력은 그 속도의 선형함수로 표현 가능하며, 변위성분의 계수를 강성으로 속도성분의 계수로 감쇠계수로 정의하면, 다음과 같은 2차 행렬을 얻을 수 있다.(9)

$$[K]_b = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix}_b = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial x} & \frac{\partial F_x}{\partial y} \\ \frac{\partial F_y}{\partial x} & \frac{\partial F_y}{\partial y} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$[C]_b = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix}_b = \begin{bmatrix} \frac{\partial \dot{F}_x}{\partial \dot{x}} & \frac{\partial \dot{F}_x}{\partial \dot{y}} \\ \frac{\partial \dot{F}_y}{\partial \dot{x}} & \frac{\partial \dot{F}_y}{\partial \dot{y}} \end{bmatrix} \quad (4)$$

2.2 상사법칙

베어링의 온도특성과 오일 누유현상을 위해 본 연구에서는 베어링의 실험모델 제작을 위해서 Sommerfeld Number^(3,9,10)를 적용하여 상사모델에 대한 치수와 부하조건을 선정하였다.

$$\text{Sommerfeld Number} = \frac{\mu \text{NLD}}{W} \left(\frac{R}{C_p} \right)^2 \quad (5)$$

2.3 베어링 해석 변수 정의

본 연구에서는 상용적으로 많이 사용되고 있는 회전체 동역학 해석 프로그램을 이용하여 계산을 수행하였다. 상용프로그램에 사용된 무차원 설계변수⁽¹¹⁾에 대한 확인은 해당 해석프로그램의 매뉴얼과 관련 논문을 참조하였으며, 베어링의 성능을 파악하기 위한 주요 인자는 베어링 부하와 마찰로 인해 발생하는 손실, 유막을 보존하는 공급유량, 강성계수, 댐핑계수 등의 무차원 변수로 다음과 같이 정리하였다.

① 무차원 베어링 하중

$$\bar{W} = \frac{WC^2}{6\mu\omega RL^3} = \frac{W}{\text{Pref}L^2} \quad (\omega = 0) \quad (6)$$

② 무차원 모멘트

$$\bar{M}_x = \frac{M_x C^2}{6\mu\omega RL^4} = \frac{M_x}{\text{Pref}L^3} \quad (\omega = 0) \quad (7)$$

여기서, M_x, M_y 는 x, y 방향에 대한 모멘트

③ 무차원 동력손실

$$\bar{P} = \frac{6600C}{6\mu(\omega RL)^2} P = 0 \quad (\omega = 0) \quad (8)$$

④ 필요한 무차원 공급유량

$$\bar{Q} = \frac{2Q}{\omega RLC(0.26)} = \frac{385 \cdot 12 \cdot \mu Q}{\text{Pref}C^3} \quad (\omega = 0) \quad (9)$$

⑤ 무차원 임계질량

$$\bar{M}_C = \frac{M_C \omega RC^2}{24\mu L^5} \quad (10)$$

⑥ 무차원 강성계수

$$\bar{K}_{ij} = \frac{K_{ij} C^3}{6\mu\omega RL^3} = \frac{CK_{ij}}{\text{Pref}L^2} \quad (\omega = 0) \quad (11)$$

⑦ 무차원 댐핑계수

$$\bar{C}_{ij} = \frac{C_{ij} C^3}{12\mu L^4} \quad (12)$$

3. 해석

3.1 추진전동기 회전축계 해석

베어링의 강성을 결정하기 위해 추진전동기의 축계 동특성을 평가하였다. 평가된 추진전동기의 회전체 모델은 Fig. 1 과 같다.

저속 운전조건에서의 고유진동수 결과와 위험속도에 대한 분석을 수행하였다. 축계 해석에 대한 연구결과는 당사에서 진행한 연구결과를 참고하였다.⁽⁸⁾

회전체 모델에 대한 고유진동수 해석결과는 Fig. 2 와 같이 1 차 61.1Hz, 2 차 183.75Hz 로 나타내었으며, 회전속도 범위가 200rpm 이하의 저속영역이기 때문에 1~4 차까지의 고유진동수 결과와 고유모드만 정리하였다.

Fig. 3 은 해석한 회전축계 모델에 대한 위험속도를 분석함으로써 베어링설계를 위한 신뢰성을 확보하였으며, 위험속도 분석을 통해 요구되는 베어링의 강성 값을 도출하였다.

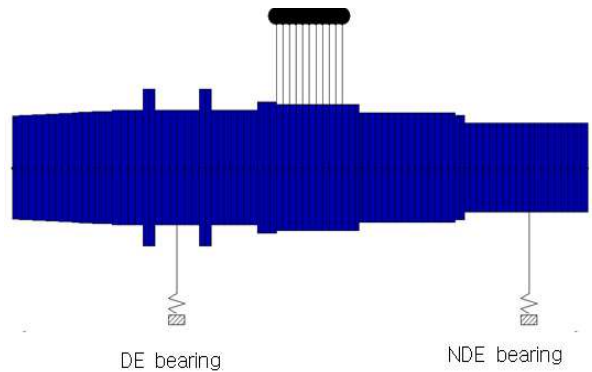


Fig. 1 Analysis Model for the rotor system of the Propulsion motor

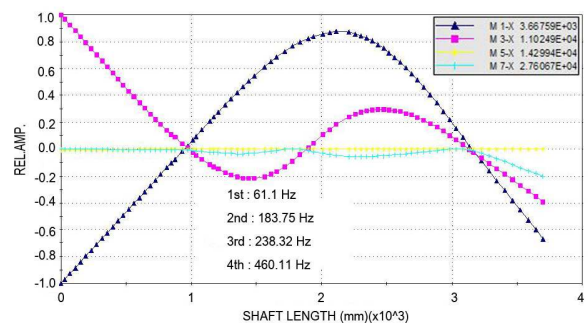


Fig. 2 Results of the natural frequency for the Rotor system

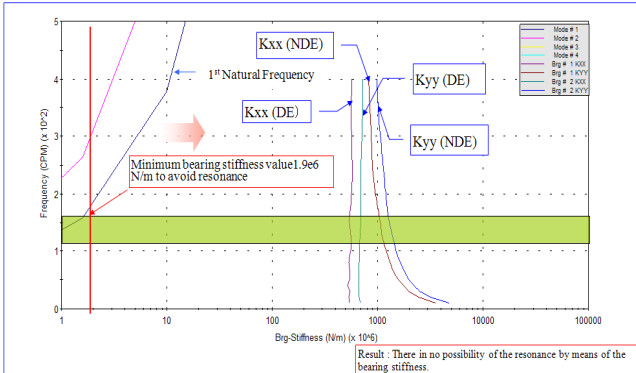


Fig. 3 Results of Critical speed map

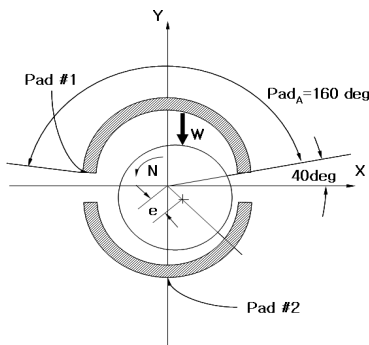


Fig. 4 Geometry of the journal bearing analysis

3.2 베어링 해석

베어링 해석모델을 Fig. 4 와 같이 정의하고, 해석에 필요한 입력 변수를 Table 1 에 정리하였다. 또한, 개발된 실제 베어링에 대한 3D 형상을 정의하고 Fig. 5 에 나타내었다.

3.3 해석 결과

베어링 해석은 실제 베어링과 상사적 모델로 구분하여 수행하였으며, 본 연구에서의 관심이 되는 특정 저속구간에서의 경사조건만을 고려하였다. 개발된 실제모델의 해석은 다양한 경사조건에서 수행되었으며, 추진전동기용 베어링 요구사항에 대한 판단기준으로 온도기준과 다양한 경사조건 시 오일 누유에 대한 기준으로 개발결과를 판정하였다. 추진전동기의 정상작동과 관련하여 베어링에서는 유막두께를 기준으로 판정하였다. 요구조건에 대한 기준은 Table 2 에 정리하였다.

상용 해석 S/W 을 이용하여 베어링설계를 수행하였다. Fig. 6 은 시험베어링에서 황경사 60°에서의 회전속도 60rpm(실제베어링은 10rpm 조건)으로 운전 했을 때의 베어링 해석 결과를 나타낸다. 오일

Table 1 Parameter values used in Bearing Analysis

Input value	DE	NDE
Diameter (mm)	450	350
Length(mm)	250	250
Clearance(mm)	0.2125	0.165
Pad angle(deg)	160	160
Orientation Angle(deg)	40	40
Oil Type	ISO VG100	ISO VG100
Speed(rpm)	60	60
Bearing Load (kN)	75.2	37.6

Table 2 Required inclined operated conditions of the developed bearings (Ambient Temp. : 0 ~ 45 °C)

Item	Specific needs	Development objective
Operation	1.Heel condition	1. Journal bearing h≥0.015mm
	2.Trim condition	2. Thrust bearing h≥0.010mm
Emergency operation	1.Heel condition	1. Journal bearing h≥0.015mm
	2.Trim condition	2. Thrust bearing h≥0.010mm

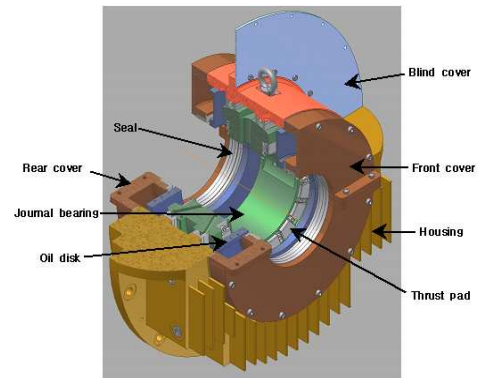


Fig. 5 (a) 3D- DE side bearing

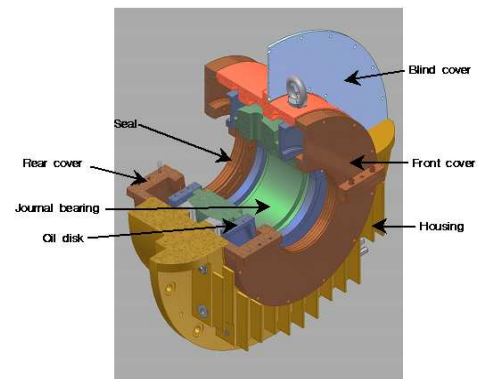
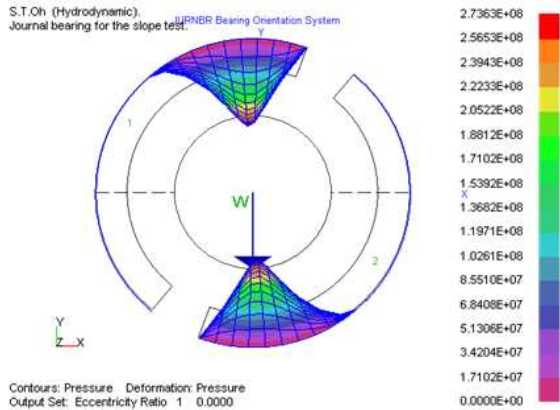
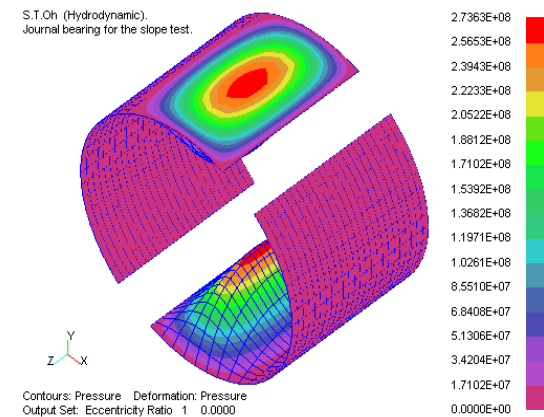


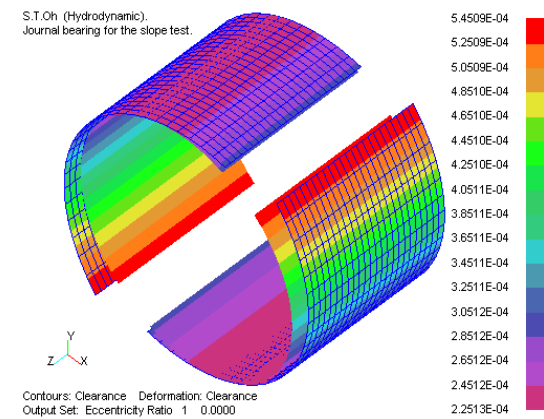
Fig. 5 (b) 3D- NDE side bearing



(a) Max Pressure results (at 60rpm, Heeling 60 deg.)



(b) Pressure Result (at 60rpm, Heeling 60°)



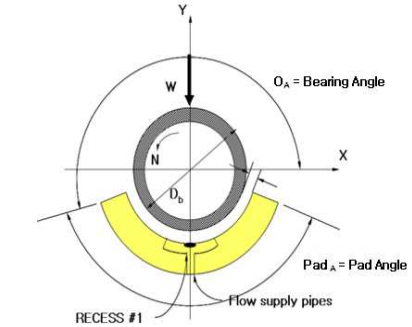
(c) Film thickness Result

Fig. 6 Analysis results of pressure and film thickness on journal bearings (at 60rpm, Heel 60°)

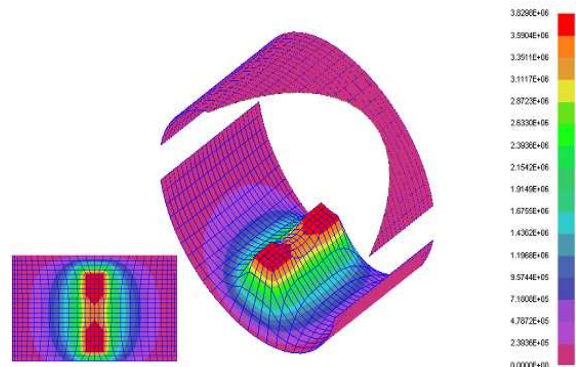
누유가 가장 심할 것으로 판단되는 조건이며 베어링 유막에 발생하는 압력과 유막두께 결과를 확인하였다.

3.4 정압 베어링 장치에 대한 해석 결과

본 연구에 사용되는 베어링의 경우에는 10rpm 이하의 저속구간에서는 별도의 Oil-lift system(정압 베어링 장치)을 사용하여 베어링의 초기마모와



(a) Geometry of the oil-lift system analysis



(b) Pressure result of oil-lift system

Fig. 7 Geometry and pressure result with operating oil-lift system on journal bearings

안정적인 윤활막이 형성 될 수 있도록 설계하였으며 정압 베어링 장치 동작 시의 정압 베어링에 대한 결과 값을 Fig. 7 에 나타내었다. 유막두께 및 압력결과를 보여준다.

* 해석결과

- 회전수 : 0 rpm
- 최소유막 두께 : 0.053 mm
- Max. Pocket pressure : 36 bars

3.5 Oil-lift system 설계

추진 전동기의 베어링의 동작조건이 저속구간인 10rpm 이하의 경우에는 부하측 베어링과 반부하측 베어링부에 원활한 유막 형성을 위하여 Oil-lift system 을 적용하였으며, 베어링 단의 유막이 축을 충분히 지지할 수 있도록 설계하였다.

Fig. 8 은 실제 전동기의 축 지지를 위한 정압 베어링 시스템을 보여준다.

Oil-lift system (정압베어링 장치)의 축 변동을 확인하기 위해 Fig. 9 와 같이 마그네틱 다이얼 게이지를 축의 수평방향과 수직방향으로 설치하여 초기 변동 전과 변동 후의 변위결과를 측정하였다. 측정값의 차이가 나는 것은 측정 시 마다 축의 위치가 일정하지 않고, 일단 운전 후에는 축과 베어

Table 3 The measured displacement on bearings with oil-lift system

Classification	Pressure [bar]		Displacement value (mm)	
	Peak	Normal	1 차	2 차
DE side	90	30	0.18	0.15
NDE side	100	40	0.22	0.21

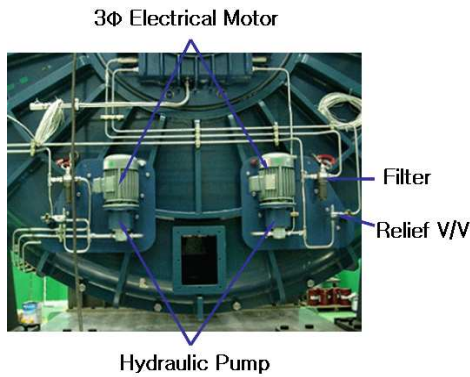


Fig. 8 The manufactured Oil-lift system

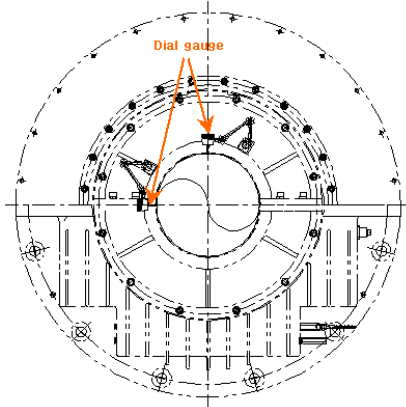


Fig. 9 Schematic of displacement measurement for Bearings with oil-lift system

링 사이에 유막이 존재하여 정확하게 일치하는 값을 측정하지 못했다. 측정결과는 정압 베어링 시스템에서 충분한 압력이 작용하여 축을 지지하고 있는지 확인하였다. Table 3 은 시운전을 이용한 취득한 데이터 결과이다. 축이 lifting 되는 양은 0.15~0.2mm 로 측정되었다.

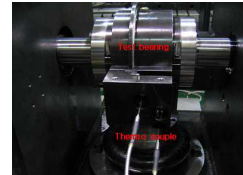
4. 시험적 고찰

4.1 시험용 베어링 제작

시험 베어링을 제작하여 실제 베어링과의 상사



(a) Test bearing (b) Bearing Housing



(c) Test bearing and Measurement of Temperature



(d) Test jig for Bearing Test

Fig. 10 Test bearing and inclined test rig

법칙을 이용하여 베어링 특성시험을 수행하여 베어링 특성을 분석하였다. Fig. 10 은 본 연구의 시험용 베어링에 대한 사진과 실험장치의 개략도를 보여준다.

* 시험 베어링 설계 데이터

- Journal bearing diameter : $\phi 70$ mm
- Journal bearing length : 45 mm

본 실험은 회전속도와 하중조건 변화 시 베어링의 최대온도와 경사운전 시 발생하는 누유여부를 파악하였다. 실험장치의 회전속도와 하중조건은 실제 베어링에 대한 실험 베어링의 상사조건을 반영하여 회전속도와 하중을 적용하였다. 선속도와 단위하중은 동일하다고 가정하였다.

4.2 시험용 베어링 실험결과

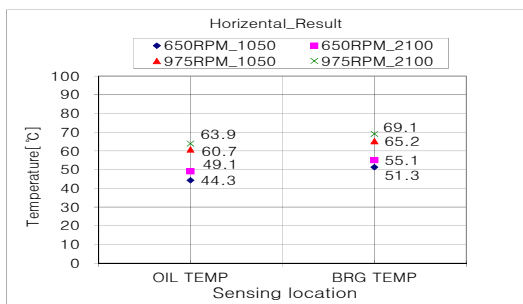
상사모델 베어링의 운전조건에 따라 온도특성을 확인하였다. 베어링 면에 온도센서를 장착하여 베어링의 온도특성을 확인하였다. 최대 허용 가능한 베어링 온도 $T(^{\circ}C)$ 는 베어링 재질과 윤활유에 의해 좌우된다. 온도가 증가함에 따라 베어링 재료의 강도와 힘은 감소하는 사실을 이론적 해석결과를 통해 알 수 있었으며, 이러한 사실은 온도가 증가할수록 윤활유의 점도가 떨어지고, 미끄럼 저널 베어링의 운전 부하도 감소함을 알 수 있었다. 그

Table 4 Test condition for similitude bearing

Item	Description	Test condition
Speed Control	Measurement of Temp according to each speed	650rpm 975rpm
	Oil leakage according to each load.	1,050N 2,100N



Fig. 11 Apparatus of the horizontal test rig condition



Speed	N=650rpm		N=975rpm	
Unit Load	1,050N	2,100N	1,050N	2,100N
Max.Temp.	51.3	55.1	65.1	69.1

Fig. 12 Changes of the Temp. according to between bearing and oil. (Horizontal)

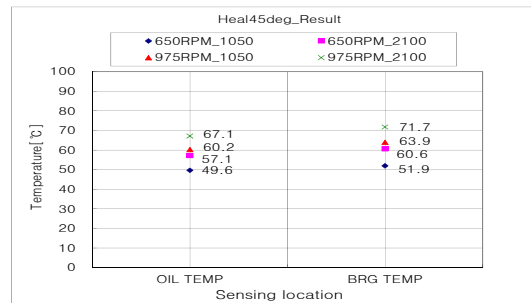


Fig. 13 Apparatus of the Heel 45° test rig condition

결과 어떤 상황하에서는 피로와 함께 경계마찰을 일으키게 되며, 광물성을 가진 윤활유의 경우에 온도가 80°C 이상이 되면 윤활유의 노화가 촉진된다. Table 4 는 온도특성 확인을 위한 시험조건과 시험방법을 나타낸다.

4.3 수평 운전 실험 결과

Fig. 11 은 수평 운전 조건에서의 실험장치를 나타낸다. Test rig 는 어느 방향으로 기울어 지지 않

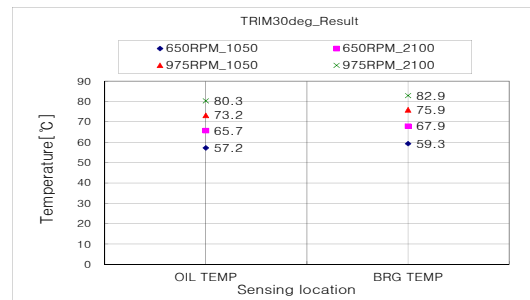


Speed	N=650rpm		N=975rpm	
Unit Load	1,050N	2,100N	1,050N	2,100N
Max.Temp.	51.9	60.6	63.9	71.7

Fig. 14 Changes of the Temp. according to between bearing and oil. (Heel 45°)



Fig. 15 Apparatus of Trim 30° test rig condition



Speed	N=650rpm		N=975rpm	
Unit Load	1,050N	2,100N	1,050N	2,100N
Max.Temp.	59.3	67.9	75.9	82.9

Fig. 16 Changes of the Temp. according to between bearing and Oil. (Trim 30°)

도록 경사 Bed 에 고정하였다. 수평조건에서 오일의 누유는 발생하지 않았다. Fig. 12 는 수평운전 조건과 베어링온도 결과를 정리하였다. 온도측정 결과 69.1°C로 90°C 기준을 초과하지 않았다.

4.4 Heel(횡경사)운전 실험 결과

Fig. 13 은 Heel (횡경사) 45°운전 조건에서의 실험모습을 나타내며, 누유는 발생하지 않았다.

Fig. 14 는 횡경사 45° 운전 시 운전 조건과 베어링 온도결과를 나타낸다.

4.5 Trim(중경사) 운전 실험 결과

Fig. 15 는 Trim (중경사) 30°운전 조건에서의 실험 모습을 나타낸다. 연속운전 시험결과 누유는 발생하지 않았다. Fig. 16 은 중경사 30°운전 시 운전 조건과 베어링 온도 결과를 나타낸다.

마지막으로, 최대경사 조건인 Heel(횡경사)60°, Trim(중경사)60°에서 요구되는 제한 시간 동안 운전 시에도 오일의 누유는 발생하지 않았으며, 최대온도는 90℃이하로 개발목표 수준을 만족하였다.

5. 결 론

(1) 본 연구는 상용적으로 널리 이용되는 회전체 동역학 해석 S/W 를 이용하여 추진 전동기의 베어링의 정특성과 동특성을 해석한 데이터를 개념설계와 상세설계에 반영하여 개발하였다.

(2) 실제 베어링 제작 시 발생할 수 있는 운전 조건에 따라 베어링의 온도특성을 확인하기 위해 상사법칙을 활용하여 부하조건과 운전조건을 설정하여 시험용 베어링을 제작하고 시험하였다. (최대 온도 요구조건인 $\leq 90^{\circ}\text{C}$ 조건 만족)

(3) 추진 전동기의 경사운전 시 베어링을 통해 발생하는 오일 누유 여부를 확인할 수 있었으며, 오일 누유를 확인하기 위한 시험방법을 제시하였다.

후 기

본 연구는 정부과제 지원으로 (주)효성중공업에서 수행된 연구결과임.

참고문헌

- (1) Szeri, A. Z., 1980, Tribology : Friction, Lubrication and Wear, Hemisphere Pub. Co., New York.
- (2) Pinkus, O., Stemlicht, S. A., 1961, *Theory of Hydro Dynamic Lubrication*, McGraw-Hill, New York.
- (3) Michael M, Khonsari. and Richard Booser. E., 2001, *Applied Tribology, Bearing Design and Lubrication*, JOHN WILEY & SONS, A Wiley-Interscience Pub-lication, pp. 223~233.
- (4) Yang, S. H., Park, C. H., Kim, C. S. and Ha, H. C., 2004, " Study on the prevention of pad fluttering with the variation of preload in a tilting pad journal bearing," *KSNVE*, V14.No.4, pp.344~351.
- (5) Nelson, H. D., 1976, "The Dynamics of Rotor Bearing System Using Finite Element," *Journal of Engineering Industry*, pp. 593~600.
- (6) Childs, D.W. and Graviss, K., 1982, "A Note on Critical -Speed Solution for Finite-Element-Based Rotor Models," *Transaction of ASME*, Vol.104, pp. 412~416.
- (7) Castelli, V. and Shapiro, W., 1967, "Improved Method of Numerical Solution of the General Incompressible Fluid-Film Lubrication Problem," *Transactions ASME, Journal of Lubrication Technology*, pp. 211~218.
- (8) Park, C. J., Lee, S. W. and Kweon, K. Y., 2010, "Dynamics Analysis of the Rotor System with Consideration of Variable Speed," *KSNVE.SPRING*, pp. 439~440.
- (9) Tsuneo, S., 1988, *Journal-Bearing Databook*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, pp.9~13.
- (10) Hamrock, B. J., 1994, *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, 2ND Edition, McGraw-Hill, Inc.
- (11) *ARMD JURNBR Manual*, 2004, Appendix A, pp. 1~6.