

저널베어링의 마찰성능 실험

이창수* · 김정한** · 유 희** · 염영진** · 이상만***

* 현대전자산업(주) ** 울산대학교 기계공학과 *** 신아정기(주) 기술연구소

<요 약>

대형저속 디젤엔진에 탑재되는 저널베어링의 모델시험장치를 설계 및 제작하여 작용하중과 회전속도를 변화시켜가며 저널베어링의 마찰성능을 파악하였다.

모델베어링 직경은 60~120 mm까지 넓은 범위에서 사용가능하도록 하였고, 측면에는 베어링 온도를 측정하기 위한 열전대를 설치하였으며, 유압잭크에 의해 1 ton의 하중까지 가할 수 있도록 하였다. 360° 회전운동하는 저널부와 최대 1800 rpm의 5 PS 모터 사이에는 토크미터를 설치하여 마찰 토크를 측정할 수 있도록 하였다.

모델베어링의 온도는 계속 상승하여 일정한 온도에 도달하는데, 가해지는 하중이 크고 회전속도가 빠를수록 일정한 온도에 도달하는 시간 간격이 작아짐을 알 수 있었다. 하중이 일정한 경우에 회전속도가 증가하면 마찰토크는 증가하였고, 회전속도가 일정한 경우도 하중이 증가하면 마찰토크는 증가하였다.

Experimental Analysis of Frictional Characteristics of Journal Bearing

LEE, Chang-Soo* · KIM, Jung-Han** · YOU, Hee**
YUM, Young-Jin** · LEE, Sang-Man***

* Hyundai Electronics Industries Co., Ltd.

** Dept. of Mechanical Engineering, Univ. of Ulsan

*** SHIN-A Machinery Co., Ltd, Inst. Technology

<Abstract>

A model testing system was designed and manufactured to understand the frictional characteristics of the journal bearing installed in a large-sized slow speed diesel engine.

Model bearing from 60 mm to 120 mm in diameter can be tested in this system and thermocouples are located at the side of the model bearing to measure the temperature of the bearing. Bearing load up to 1 ton is applied by the oil-pressure jack. A torque meter was installed to measure the friction torque between the 360° rotating journal and 5 PS motor(1800 rpm maximum).

Temperature of the bearing rose continuously and reached a constant value. Time interval to reach a constant temperature was found to be less under a larger bearing load or a higher velocity condition. The friction torque increased as the bearing velocity increased under a constant loading condition and as the bearing load increased under a constant velocity condition.

I. 서 론

최근의 대형저속 디젤엔진용 메탈베어링은 정비 유지의 용이성, 내구성 향상 및 고하중에서의 윤회성능 개선을 목적으로 두께 20 mm이하의 박판형 메탈베어링으로 교체되고 있지만[1] 설계, 제작기술이 미흡하여 국내 시장규모가 10억원/년인 저널베어링의 경우 전량 일본 제품을 수입하고 있다. 세계적인 선박용 엔진제조회사인 B&W 및 Sulzer engine의 추세가 경량화, 연소비개량으로 연구되어 신기종인 경우 베어링도 이금(back metal)이 얇고 정밀한 방향으로 전환되는 과도기인 바[2] 서둘러 국산화 개발을 성공해야하는 절박한 상태이다. 박판형 메탈베어링은 엔진 성능에 지대한 영향을 미치는 매우 중요한 부품으로 부가가치가 매우 높으나 현재까지 전량 외국에서 수입하고 있는 실정이다[3].

베어링의 종류[4],[5]에는 축과 베어링의 접촉방법에 따라 미끄럼 베어링과 구름 베어링으로 대변할 수 있고 축의 하중방향에 따라 레이디얼 베어링과 드리스트 베어링으로 분류된다. 저널베어링은 축과 베어링메탈 사이에 얇은 유막이 있고 상대적으로 미끄럼 운동하는 미끄럼 레이디얼 베어링이다. 마찰 손실이 구름 베어링보다 저널베어링이 크므로 축과 베어링 사이에 적당한 틈새를 주어 윤회유를 공급하여 유막을 형성시키고 될 수 있는대로 유체마찰로 축을 지지하도록 한다. 윤회에 있어서 하중이 높거나 속도가 낮거나 점도가 극히 작으면 경계마찰이 되어 마모, 열불응등의 원인이 되기 쉬우므로 피하여야 한다.

실제 선박엔진에 장착될 저널베어링의 운전상태를 미리 예측하는 것이 매우 중요한 사실이나 베어링자체가 대형이므로 소형모델을 만들어 실제 베어링과 같은 조건하에서 실험을 하는 방법이 흔히 쓰여지고 있다[6]. 따라서 본 연구에서는 대형저속 디젤엔진용 박판형 메탈베어링인 저널베어링 모델시험장치를 설계 및 제작하고 실제 운전상태와 동일한 조건에서 모델에 대한 시험을 수행하여 실제 베어링의 마찰성능을 파악하려고한다. 하중, 회전속도 등을 다양하게 변화시켜 가면서 베어링 내부 및 윤회유 온도, 마찰토크 등을 측정하고 일정 시간 운전 후의 베어링표면의 마모상태를 관찰하면 실제 대형 베어링의 최적 운전 상태를 예측할 수 있으므로 메탈베어링 성능 개선에 도움이 되리라고 판단된다[7].

II. 모델시험장치 설계 제작

모터 및 베어링이 설치되는 시험대는 두께가 35 mm의 S45C를 사용하였고 이 시험대를 지지하는 4개의 다리는 가로 세로가 100 mm, 두께 3.2 mm인 상자형의 S45C의 재료로 하고 이것들을 두께 100 mm의 강철보로 연결하여 강도를 충분히 크게 하였다. 모델시험장치의 저널부는 열처리한 S45C로 직경 60 mm, 길이 500 mm이며 주유공은 직경 3 mm, 90° 간격으로 4개 설치한다.

하중은 유압잭크로 가하며 1 ton 용량으로 설계하였다. 다양한 크기의 모델베어링을 시험할 수 있도록 유압실린더와 축 사이의 공간을 충분히 크게 하였다. 저널부를 지지하는 베어링은 최대하중 1 ton 이상을 견딜 수 있는 UCP212 앵글러 볼 베어링을 선정하였다. 윤활은 0.1~2 기압의 범위에서 강제주유하고 냉각기를 설치하였다. Fig. 1의 시험장치 전면사진의 하부에 보이는 2개의 계기판은 좌측의 것이 유압실린더 압력, 우측의 것이 윤활유 주유압력을 각각 나타낸다. 유압실린더의 내경이 100 mm이므로 단면적에 실린더 압력을 곱하면 모델베어링에 가해지는 하중을 계산할 수 있다. 사용한 윤활유는 Shell사 제품으로 실제 선박용 디젤엔진에 사용되고 있는 Mclina 30으로 비중이 0.886이고 점도는 110.6 cSt이다.

저널베어링은 일정한 각도내를 요동운동하는 크로스헤드 핀 베어링과는 달리 고정되어 있고[8], 저널부는 구동하는 변속모터와 연결되어 360° 완전회전운동한다. 다양한 회전속도를 구현하기 위하여 인버터를 설치하여 최대 1800 rpm까지 자유롭게 변화시킬 수 있도록 하였다. 제어기 우측 상부에 모터회전수를 알아 볼 수 있도록 디지털 계기판을 설치하였다. 구동은 5 PS, 4극 모터를 사용하였으며 듀랄루민 플렉시블 커플링을 이용하여 축과 연결하였다.

운전 중 마찰토크를 측정하기 위하여 4축 스트레인 게이지 로제트를 축에 부착하여 토크미터를 제작하고 signal conditioner와 A/D변환기를 통해 PC로 데이터값을 수집할 수 있도록 하였다. 토크미터의 축 직경은 출력되는 전압값이 충분히 크면서 강도를 유지할 수 있도록 고려하여 28 mm로 결정하였다. 또한 모델시험중 베어링 표면온도를 측정할 열전대를 설치하였다. 베어링 내부온도를 측정하는 것이 가장 좋지만 제작상의 어려움도 있고 베어링자체의 두께가 얇아서 온도차이가 두께에 따라 크게 변하지 않으므로 베어링측면에 45도 간격으로 3군데에 두께의 1/2되는 곳에서부터 베어링중심부까지 구멍을 뚫어 열전대를 설치하여 베어링의 온도상승을 측정하였다. 또한 주입되는 윤활유의 온도는 충분히 냉각되었기 때문에 대기온도를 측정하여 윤활유 입구온도로 하였고 빠져나오는 윤활유의 온도 및 유량을 측정할 수 있도록 하였다. Fig. 1사진의 제어기 좌측에 보이는 5개의 디지털 눈금판 중 위에 있는 3개는 베어링 내부 3곳의 온도, 아래의 2개는 각각 윤활유의 입구 및 출구의 온도를 나타낸다. 베어링 본체는 상하 분리형으로 하여 모델베어링을 설치한 후, 양쪽에서 2개의 볼트로 고정하였고 모델베어링과의 반경 방향 간극은 윤활을 고려하여 4/100 mm로 제작하였다.

제작은 완성된 설계도면을 검토 및 수정하여 주어진 치수공차내에서 정밀가공한다. 모델시험장치의 설계도면은 Fig. 2에 나타내었다.

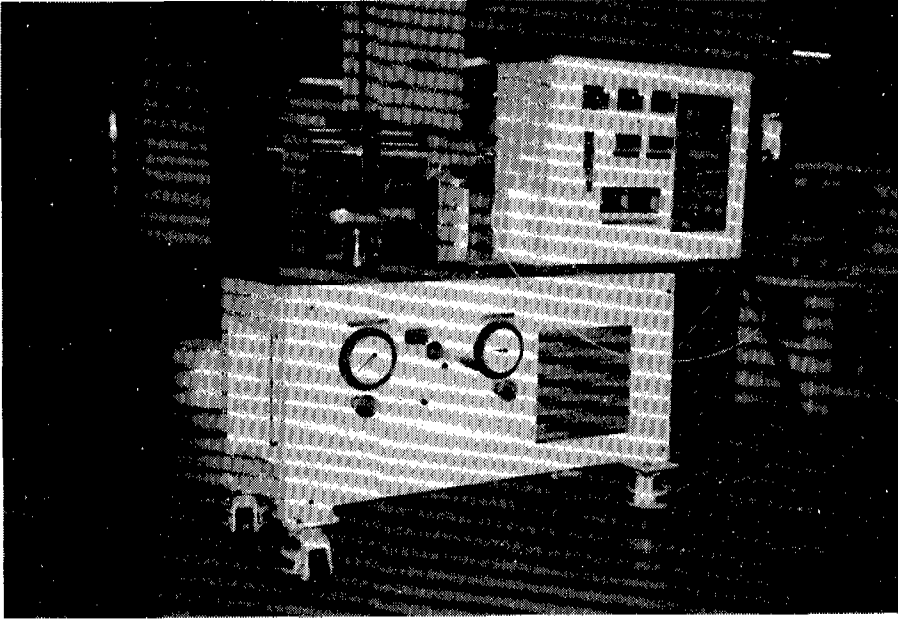


Fig. 1 Photo of the model testing system

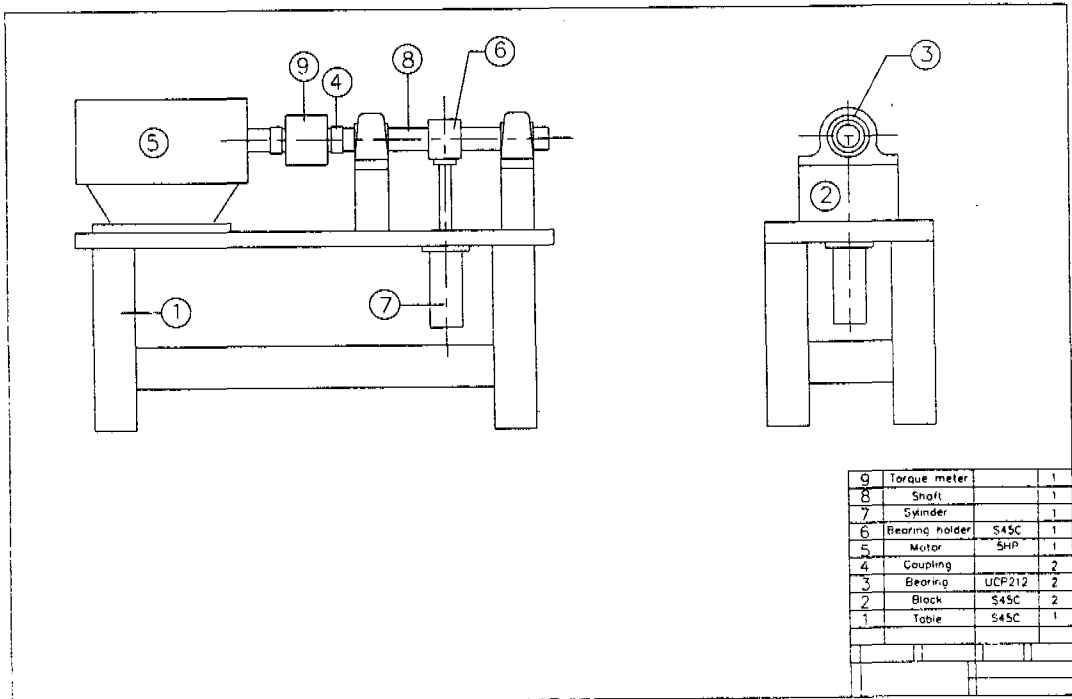


Fig. 2 Configuration of the model testing system

III. 실험 및 실험결과

1. 축의 토크 보정실험

휘이트 스톤 브릿지 회로에서 풀 브릿지 회로를 구성하였다. 스트레인 게이지의 회로도 는 Fig. 3과 같다. 그리고 신호증폭기 (S.C.A. : Signal Conditioning Amplifier)에서 PC출력까지 신호계통도는 Fig. 4와 같다. 즉 S.C.A.에서 2 V의 입력을 토크미터에 준다. 토크미터에서는 저항의 변화에 따른 입력전압의 차이를 다시 S.C.A.에서는 미세한 그 신호를 3000배 증폭하여 A/D변환기를 통해 PC로 보낸다. 그리고 GLOBAL LAB이라는 프로그램을 이용하여 PC화면에 출력전압의 정상상태가 확인되면 디지털 미터로 출력전압을 측정한다. 그리고 Fig. 5와 같이 지그를 제작하였다. 본 실험에서 최대 토크를 300 kgf·cm로 제한했기 때문에 보의 길이는 30 cm, 추의 최대 무게는 10 kgf를 작용할 수 있도록 지그를 제작하였다.

Fig. 6에서와 같이 하중을 가하여 보가 처졌을 경우에 하중의 작용거리가 짧아진다. 이 거리의 보상을 위하여 지그를 끼운 반대편 축에 지지대를 고정하고 보가 처진 만큼 지지대로 축을 돌려서 보를 처음 위치로 복귀시키는 식으로 하중의 작용거리를 보상하였다. 보의 보정실험은 다음과 같은 방법에 의해 이루어진다. 우선 추걸이를 추에 달고 보의 처진 길이를 보상해준다. 그리고 S.C.A. (2210)를 이용하여 출력의 정상상태를 확인한 후 디지털 멀티미터로 전압을 측정한다. 이와 같은 과정을 1 kgf에서 10 kgf까지 시행한다. 이상과 같은 보정작업을 마친 축의 토크는 작용하중과 작용거리와의 곱이 된다. 작용하중은 추의 무게이고 작용거리는 Fig. 5에서 보듯이 30 cm이다. 토크는 다음과 같이 구해진다.

$$\text{Torque(kgf} \cdot \text{cm)} = \text{Weight(kgf)} \times 30 \text{ cm}$$

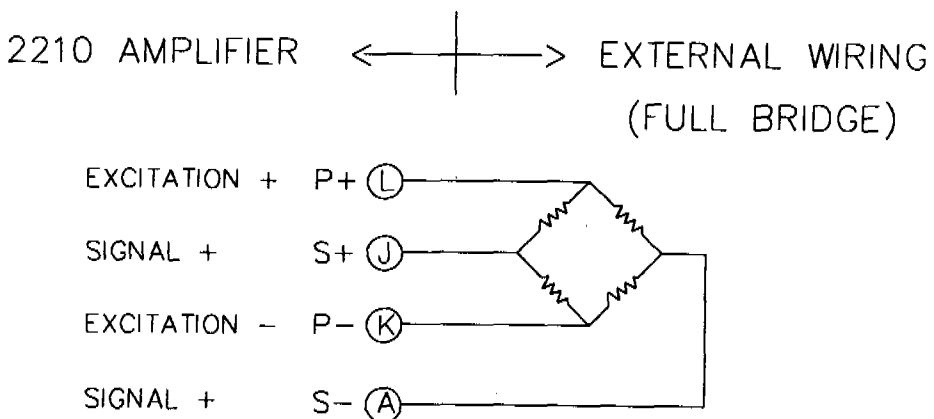


Fig. 3 Circuit of strain gage(full bridge circuit)

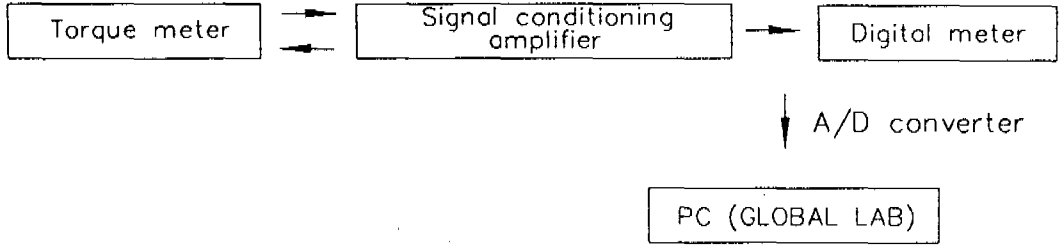


Fig. 4 Block diagram of torque measurement system

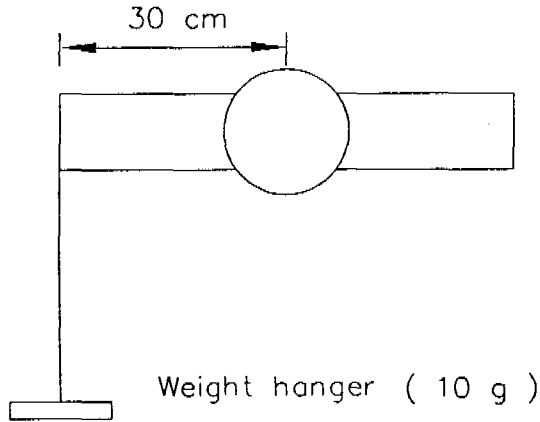


Fig. 5 Shape of jig

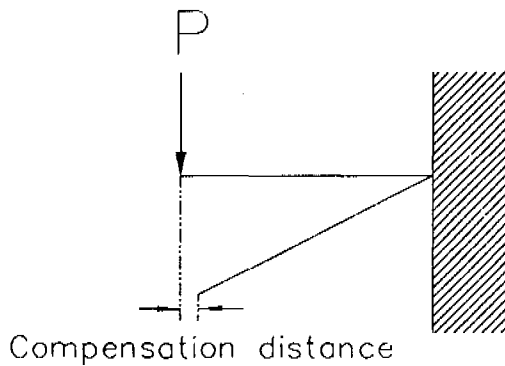


Fig. 6 Compensation of load action distance

축의 토크 보정 실험의 결과는 Fig. 7과 같이 나타났다. 토크와 전압의 관계식은 아래와 같이 나타내어 진다.

$$\text{Torque}(\text{kgf} \cdot \text{cm}) = 17.38 \times \text{Voltage}$$

위와 같이 토크와 볼트의 관계를 선형회합으로써 이 관계식을 이용하여 임의의 출력 전압값을 식에 대입하여 그 때의 토크값을 예측할 수 있다.

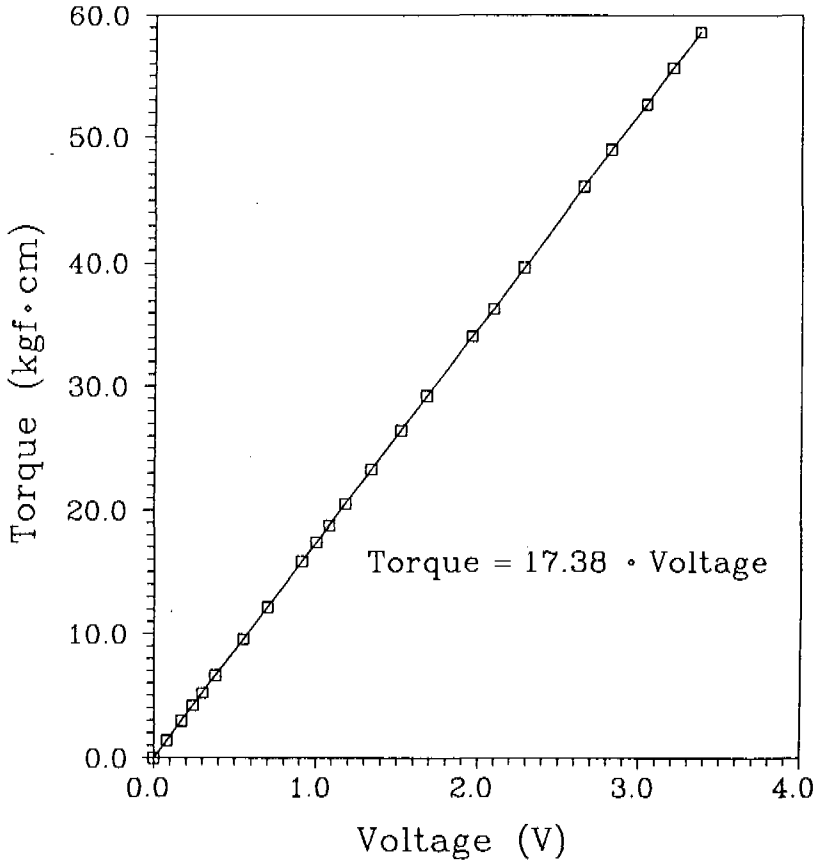


Fig. 7 Torque versus voltage

2. 모델시험

실제 선박에 장착되는 엔진의 크랭크 핀 베어링의 직경은 784 mm, 길이는 552 mm, 하중 54000 kgf의 대형으로 이것의 운전을 예측할 수 있도록 Fig. 8과 같이 소형 모델베어링을 제작하였다. 내경 100 mm, 외경 109 mm, 길이 30.6 mm의 SS41, 내부는 두께 1 mm인 화이트 베탈로 라이닝하였다. 운전을 위한 반경방향 간극은 보통 베어링 반경의 1/1000 내외로 하는데 본 연구에서는 약 0.04 mm이고 오일홈은 원주방향으로 220도의 각도내에 폭 6 mm, 깊이 1 mm 짜리 1개를 설치하였다.

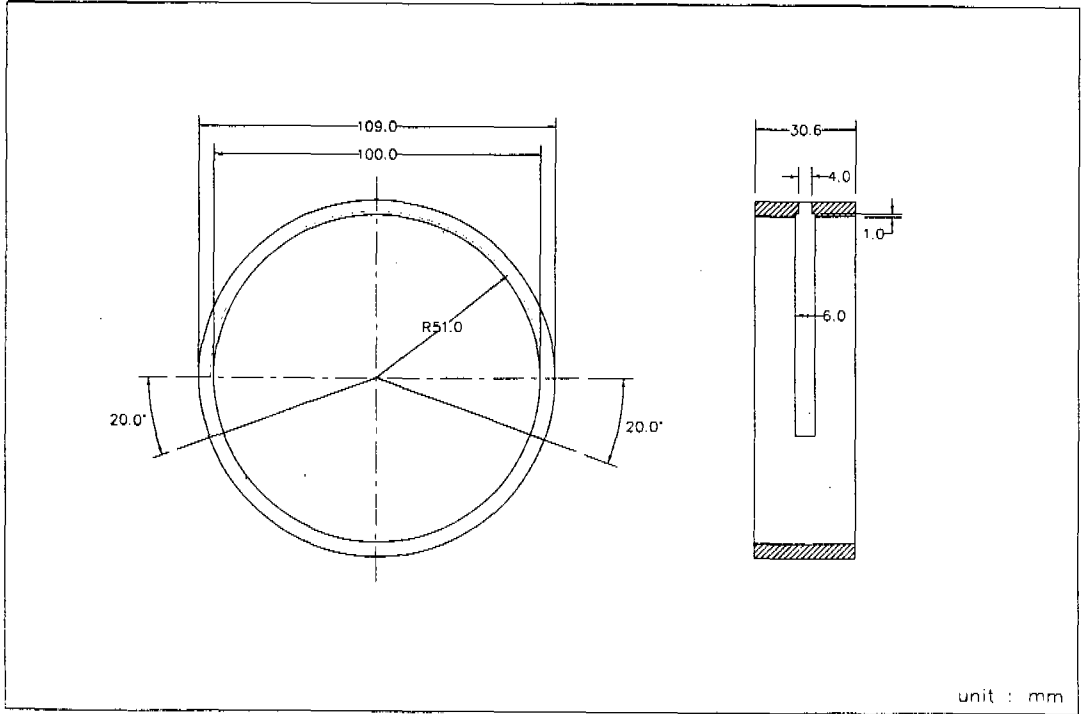


Fig. 8 Configuration of the model bearing

완성된 모델시험장치에서 마찰토크의 변화와 모델베어링의 온도상승을 측정한다. 미II립 베어링의 마찰특성 및 윤활특성은 윤활유의 절대점도, 베어링의 직경 및 길이, 회전속도, 하중, 베어링 반경과 간극의 비 등의 영향을 종합한 Sommerfeld NO. S에 의해 결정된다. 즉 S값이 같으면 동일한 베어링 특성을 갖는다고 할 수 있다. 마찰력에 영향을 주는 인자로는 회전속도, 작용하중, 윤활유의 점성등 여러 가지 요소가 있다. 본 논문에서는 다양한 회전속도와 작용하중에 따라 Sommerfeld NO.를 변화시켜가며 마찰토크의 측정실험을 수행하였다.

토크 측정 실험 방법은 다음과 같다. 일정한 조건에서 각각의 회전속도에서 정상상태가 될 때까지 기계를 가동한 후에, 즉 각각의 회전속도에서 베어링의 온도변화가 없을 때 그때의 전압을 측정하는 식으로 실험을 진행한다. 토크 측정 결과 일정한 작용하중에서 회전속도를 증가시키기는 경우는 Fig. 9에서 보듯이 회전속도를 증가시킬수록 마찰토크는 증가하였다. 각 회전속도 구간에서 토크의 상승율이 회전속도가 증가할수록 줄어들었다. 이 현상은 유체윤활 베어링에서 발열량이 윤활유 점도와 회전속도의 제곱과의 곱과 비례하게 되

므로 회전속도의 증가에 의한 발열의 영향으로 마찰토크는 증가하다가 베어링의 온도증가에 의한 윤활유 점도의 강하로 마찰계수가 저하됨에 따라 토크의 상승률이 감소하는 것이라고 설명할 수 있다. 한편 Fig. 9에서 여러 가지 하중마다 토크 상승률의 감소하는 경향이 유사한 것을 볼 수 있는데, 하중보다는 점도와 회전속도가 발열에 더 큰 영향을 미치므로 하중증가의 발열에 대한 직접적인 영향으로 변화율이 달라진다고보다는 베어링의 온도 증가로 인한 윤활유의 온도특성상 점도 강하와 마찰계수의 감소가 맞물려 유사한 변화율을 발생시킨 것으로 추측된다. 그래프로부터 토크의 상승율이 현저히 감소되기 시작하는 지점에서는 대체로 유사한 온도상승을 보이고 있는 것을 계산해낼 수 있었다. 또한 일정한 회전속도에서 작용하중을 증가시키는 경우는 Fig. 10에서 보듯이 작용하중이 증가할수록 발열의 영향으로 마찰력이 증가하여 마찰토크가 어느 정도 증가하다가, 일정 회전속도에서 하중이 증가하면 Sommerfeld NO.가 감소하게 되므로 마찰계수가 감소하게 되어 마찰토크의 상승율이 감소하는 것이라고 하겠다. 각 회전속도 구간마다의 작용하중 증가에 따른 마찰토크의 변화폭은 1.8~2.2 %로 측정되었다.

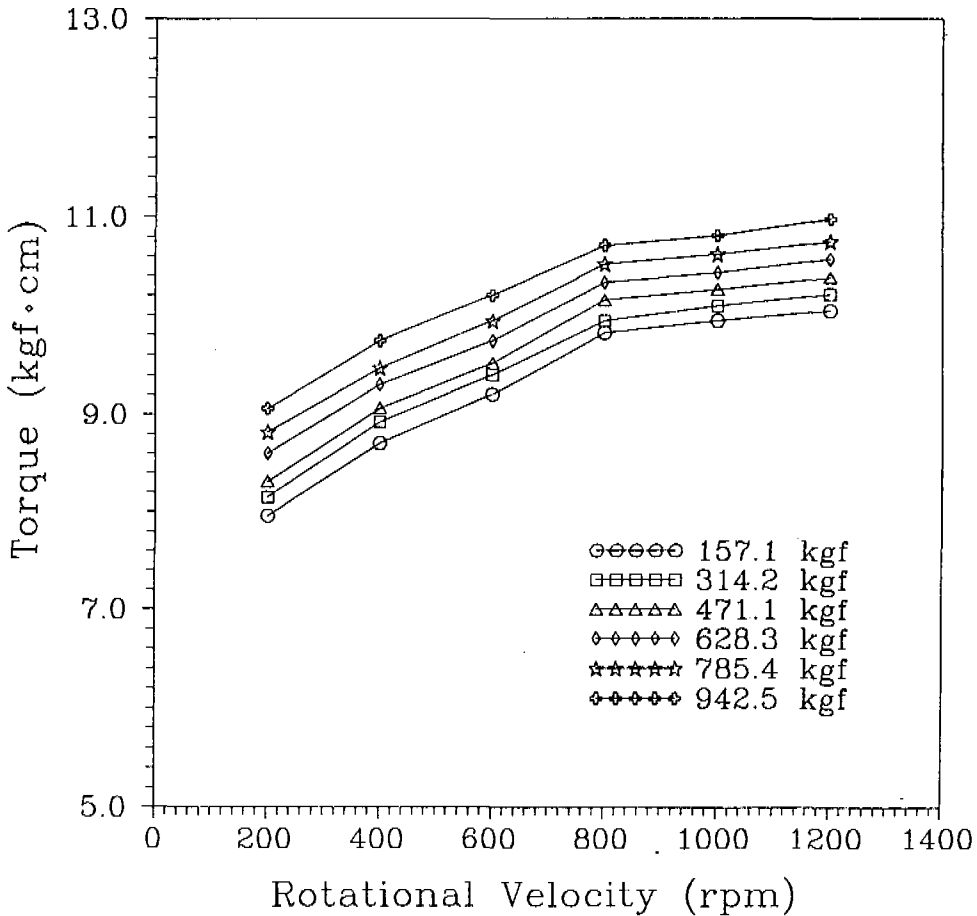


Fig. 9 Torque versus rotational velocity for various load

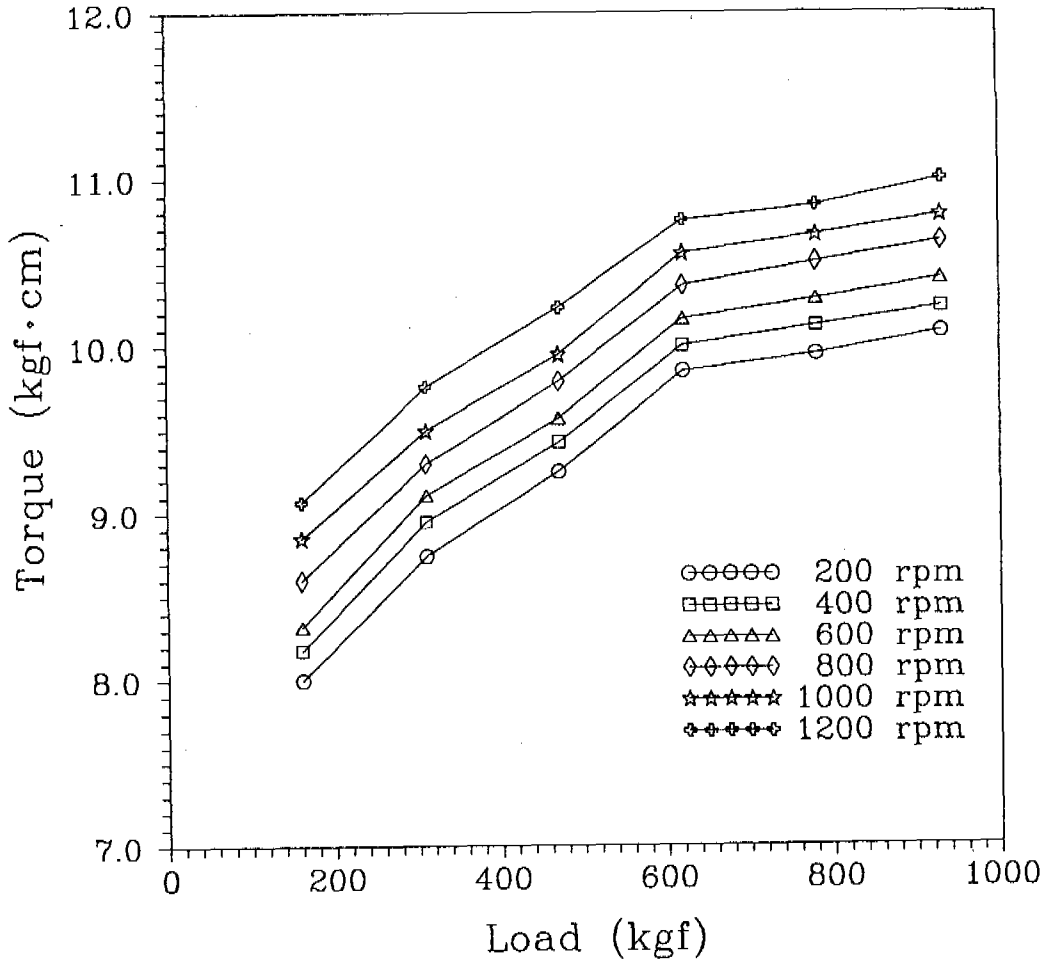


Fig. 10 Torque versus load for various rpm

그리고 일정한 Sommerfeld NO. 조건에서 모델베어링의 온도상승과 마찰성능을 측정하여 이론적인 마찰성능과 비교하였다. S값은 치수 및 운전조건이 다른 많은 베어링의 마찰성능실험치를 정리하는데 사용하는 매우 편리한 양이다. 따라서 실제 베어링과 S값이 같도록 여러 가지 조건을 조합하여 실험하면 실제 대형베어링의 운전상태를 예측할 수 있게 된다. 실제 베어링의 탑재대상엔진인 대형저속 선박용 엔진의 운전조건에 대한 Sommerfeld NO.는 0.292로서 대략 0.3근방이라고 할 수 있다[6]. 본 논문에서는 실험조건에 대한 Sommerfeld NO.를 0.316으로 적용하였고 계산과정은 다음과 같다.

$$S = \frac{\mu L D N}{W} \left(\frac{r}{c} \right)^2$$

$\mu = 9.99 \times 10^{-7} \text{ kgf} \cdot \text{sec}/\text{cm}^2$
 $c = 0.04 \text{ mm}$
 $L = 30.6 \text{ mm}$
 $D = 100 \text{ mm}$
 $S = 0.316$

여기서 남은 변수인 회전속도와 하중을 Table 1과 같이 3가지로 변화시켜 실험을 하였다.

Table 1 모델베어링 운전조건

	W(kgf)	N(rpm)
1	471	187
2	550	218
3	628	249

모델베어링의 온도변화 측정방법은 다음과 같다. 우선 베어링이 무부하상태에서 일정한 온도가 될 때까지 운전한다. 더 이상 온도가 변화하지 않는 것을 확인한 후 하중과 회전속도를 고정한다. 매 시간마다 모델베어링의 온도변화를 기록한다. 이상과 같은 순서로 Table 1의 세가지 경우의 실험을 반복 수행한다. 실험결과 일정 조건에서 시간에 따른 온도 변화를 조사해 본 결과 Fig. 11과 같이 나타났다. 모델베어링은 시간이 흐름에 따라 일정한 온도에 도달하며, 가해지는 하중이 크고 회전속도가 빠를수록 일정한 온도에 도달하는 시간이 짧아짐을 알 수 있다.

그리고 실험조건에 대한 Sommerfeld NO. 0.316으로부터 이론적으로 계산한 마찰성능들을 구해본 결과 마찰계수(μ)는 대략 0.007이었고, 최소유막두께(h_0)는 0.00978mm, 유량(Q)과 온도상승(Δt)는 Table 1의 1, 2, 3번 운전조건 각각 1.13 cm³/sec, 18 °C, 1.32 cm³/sec, 21 °C, 1.51 cm³/sec, 24 °C이었다. 실험결과 그래프로부터 측정된 마찰토크로부터 구한 마찰계수는 대략 0.003이었고 온도상승은 1, 2, 3번 운전조건 순으로 16 °C, 19 °C, 22 °C로 이론치보다 낮게 측정되었고, 측정된 마찰계수로 보아 유체유흠임을 알 수 있었다. 강제급유에 의한 유체유흠 베어링에서는 온도상승이 이론상 대체로 입구 유흠유 점도와 회전속도의 제곱과의 곱과 비례하고 유량에 반비례하는데, 이로부터 이론 온도상승을 계산할 때 입구 유흠유 점도를 40 °C에서의 유흠유 점도를 적용하였으므로 점도변화를 고려하지 않았다고 할 수 있다. 실험에 있어서는 실제로 베어링 온도가 상승함에 따라 유흠유 점도가 떨어지므로 온도상승은 이론치보다 작게 측정되어진 것이라고 할 수 있고 마찰계수 또한 유체유흠에서는 유흠유 점도에 비례하므로 이론치보다 작게 측정되어진 것이다. 한편 일정한 Sommerfeld NO. 조건에서 점도와 회전속도가 일정하다면 유량이 온도상승의 직접적인 변수가 되므로 실험시 유흠유 공급압력을 조절하여 유량을 이론 유량과 서로 같게끔 맞춘다면 온도상승은 서로 같아야 한다는 것을 추측할 수 있다. 그러나 점도변화에 의해 결국 온

도상승차가 생길 수밖에 없으므로 유량과 회전속도와 같은 실험조건들의 변화에 따른 온도상승의 실험값과 이론값을 서로 비교함으로써 점도변화가 마찰계수 또는 다른 마찰성능들에 끼치는 영향을 정량적으로 연구할 수 있다고 판단된다.

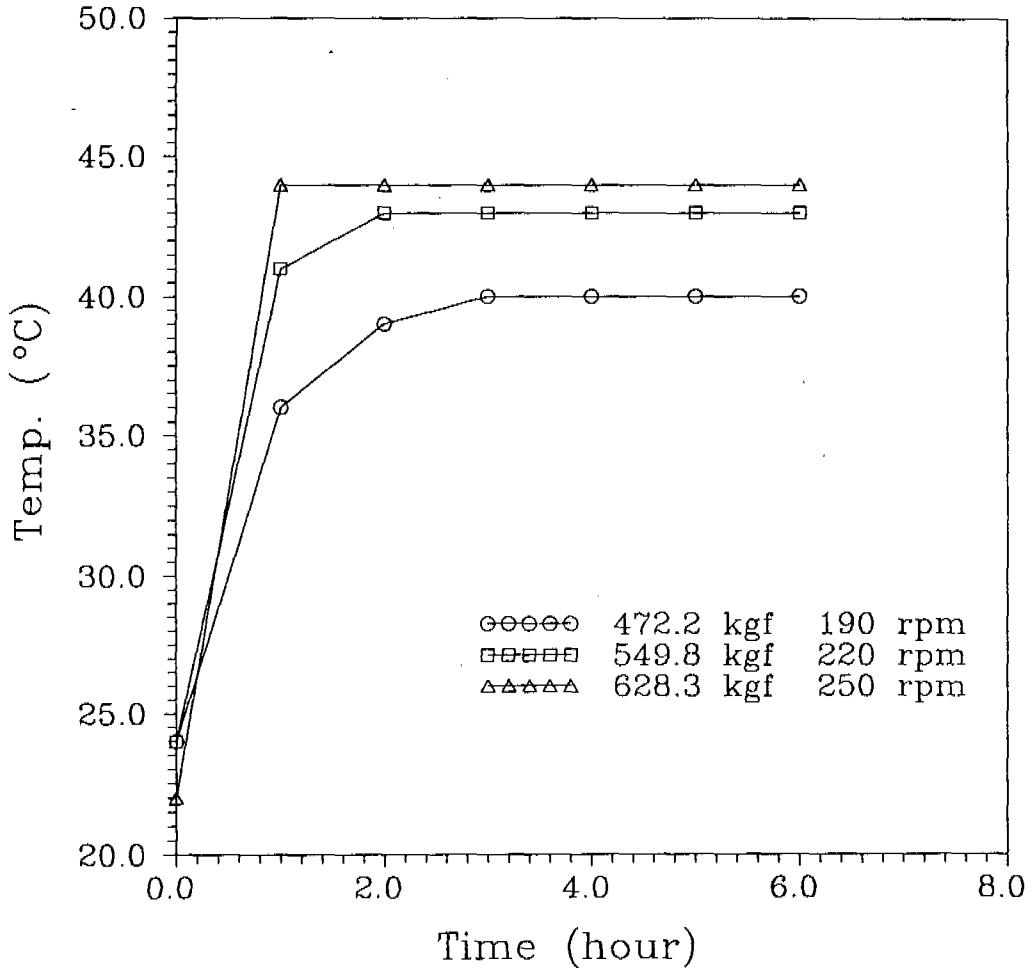


Fig. 11 Temperature change of the model bearing under a uniform Sommerfeld NO. condition

IV. 결 론

본 연구에서는 소형모델베어링을 이용하여 대형저속 선박용 디젤엔진 베어링의 운전특성을 미리 앞서 예측할 수 있도록 모델시험장치를 제작하였다. 작용하중과 회전속도를 조합하여 다양한 조건하에서 실험을 할 수 있도록 제작하였으며, 토크미터와 열전대를 설치하여 마찰토크와 베어링의 온도변화를 측정하였다.

마찰토크와 작용하중과의 관계는 작용하중을 점차 증가시킬 경우 마찰토크는 증가하였고, 마찰토크와 회전속도와의 관계에서도 회전속도를 점차 증가시킬 경우 마찰토크는 증가하였다. 베어링의 온도변화는 작용하중과 회전속도를 같이 증가시킬 경우 일정한 온도에 도달하는 시간 간격이 점차 줄어들었다.

일정한 운전조건에서 베어링의 온도상승과 마찰계수와 같은 마찰성능들은 온도증가에 의한 윤활유 점도의 감소의 영향으로 이론적인 마찰성능들보다 낮게 측정되어진다는 것을 알 수 있었고, 윤활유 점도와 유량에 의한 온도상승이 베어링 운전특성에 중요한 요소가 된다는 것을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

1. R.R. Slaymaker, Theory in a Bearing Shell, SAE SP-148, 1957.
2. MAN B&W Diesel A/S, Babbiting of Bearing, 1973.
3. 김영주, 조문제, "대형저속 디젤엔진용 박판형 메탈 베어링의 국산화 개발에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제19권, 제4호, 1995.
4. 송지복외 3명, 「신기계설계학」, 청운각, 1994.
5. 정선모외 1명, 「표준신기계설계학」, 동명사, 1992.
6. 통상산업부, "박판형 메탈 베어링 개발에 관한 연구(중간보고서)", 한국 기계연구원, 1993.
7. 조명래, "엔진베어링에서의 온도분포와 마찰특성에 관한 실험적 연구", 서울대학교 석사학위논문, 1994.
8. Shin-a Machinery Co., "Technical Report for the Development of Crosshead Pin Bearing", 1993.