

## 엔진 메인 베어링에서의 최소유막두께에 관한 연구

최재권\* · 이정현\* · 한동철\*\*

\*현대자동차(주) 마북리연구소, \*\*서울대학교 기계설계학과

### A Study on the Minimum Oil Film Thickness of Crankshaft Main Bearings in Engine

Jae-Kwon Choi\*, Jung-Hyun Lee\* and Dong-Chul Han\*\*

\*Hyundai Motor Company Research Institute

\*\*Seoul National University

**Abstract**—The minimum oil film thicknesses (MOFT) in the crankshaft main bearings of a 1.5 liter, L-4, gasoline engine are measured and calculated to study the dynamically loaded engine bearing. The MOFT are measured simultaneously at each of the five main bearings using the total capacitance method(TCM). To improve the reliability of the TCM, a reasonable determination method of bearing clearance is introduced and the effects of bearing cavitation and aeration on the test results are analyzed. Also the crankshaft is grounded by means of a slip ring instead of the friction contact method to improve the test precision. The calculation is based on the model of statically determinate beam, short bearing approximation and Mobility method. From the comparison between the measured and calculated MOFT curves, it is found that a qualitative similarity exists between them, but in all cases, measured MOFT are smaller than that of calculated. The crankshaft vibration and the imbalance of the load distribution between the engine bearings have important influence upon the MOFT curve. So it is found that the calculation result from the model of the statically determinate beam has a limitation in predicting bearing performance.

## 1. 서 론

동하중을 받는 엔진베어링의 최소유막두께(Minimum Oil Film Thickness, MOFT)를 측정하거나 예측하는 것은 엔진 베어링의 성능 및 내구성 향상의 관점에서 지금까지 가장 중요한 연구대상이 되어왔다. 이는 베어링이 작동하는 동안 일정한 유막두께가 유지된다면 소착과 같은 큰 문제는 발생하지 않을 것이기 때문이다. 유막두께 측정을 위해 여러 방법들이 개발되어 왔으나 아직까지 운전중인 엔진에서 수  $\mu\text{m}$  밖에 안되는 베어링의 최소유막두께를 정확히 측정하는 것은 매우 어려운 작업으로 알려져 왔다[1, 2]. 이들 중 기존의 검출기(Transducer)를 이용할 때의 중요 문제점을 극복하기 위해 개발된 전 정전용량법(TOTAL CAPACITANCE METHOD, TCM)[3-5]이 운전중인 엔진 베어링의 최소유막두께를 측정하는

가장 우수한 방법으로 알려져 있다. 하지만 전 정전용량법도 주로 윤활유 특성 변화에 따른 상대적 유막두께 변화 정도를 측정하는데 사용되는 등 측정된 최소유막두께의 절대치에 대한 신뢰도에 문제가 제기되어 왔다. 이것은 전 정전용량법을 이용한 실험의 신뢰도에 가장 영향을 미치는 인자인 베어링 틈새 설정, 캐비테이션 및 윤활유 내 공기혼입(Aeration)에 대한 해석이 부정확했기 때문이다.

본 논문에서는 이러한 인자들에 대한 불확실성을 개선하기 위해 베어링 틈새, 캐비테이션 및 윤활유의 공기혼입 등이 전 정전용량법을 이용한 실험결과에 미치는 영향을 해석 검토하여 새로운 이론을 제시하였으며, 크랭크 샤프트에 접지선을 인출하기 위한 기존의 마찰 접촉 방법을 개선하기 위하여 슬립링을 사용하였고 이들로 부터 실험의 신뢰도를 향상시켰다. 지금까지의 엔진 베어링 유막두께 측정은 주로 엔진

베어링 중 한개의 베어링에만 국한되어 왔기 때문에 전체 베어링계의 상호관계에 대한 연구 및 각각의 베어링에 대한 최소유막두께 측정은 전무한 상태였다. 이에 엔진 베어링계 전체의 거동을 연구하기 위하여 개선된 측정 및 측정치 해석방법을 이용하여 엔진 전체 베어링의 최소유막두께를 여러 엔진 운전조건에 대하여 동시에 측정하였으며, 최소유막두께 측정 결과는 이론 계산 결과와의 비교 검토를 통해 엔진 베어링의 윤활 특성 및 이론 해석 방법의 타당성을 확인하고자 하였다.

엔진 베어링의 윤활 특성 해석 방법으로는 현재 보편적으로 사용되고 있는 모빌리티법(Mobility Method)을 이용하였으며 특히 엔진 베어링의 직경에 대한 폭의 비가 0.4 이내이어서 무한소폭 베어링에 대한 해석 방법을 적용하였다. 또한 베어링에 미치는 하중 계산을 위해 축과 베어링을 정정보로 가정하였다.

엔진 베어링의 윤활 특성 해석의 정확도를 높이기 위해 실린더 압력과 베어링 내 윤활유점도 예측을 위한 크랭크 샤프트 표면온도를 실험엔진에서 직접 측정하여 계산의 입력자료로 이용하였다. 이렇게 계산된 엔진 베어링의 최소유막두께는 크랭크 각  $1^\circ$  별로 측정된 결과치와의 비교 분석을 통하여 엔진 회전수, 부하, 윤활유 온도가 최소유막두께에 미치는 영향에 대해 검토되었다. 이를 통하여 특이한 엔진의 진동 및 베어링계에 미치는 하중의 불 균일성이 확인되었으며 정정보로 가정된 이론의 타당성을 검증할 수 있었다.

## 2. 이론해석

동하중을 받고 있는 엔진 베어링의 유막두께를 계산하기 위하여, 베어링이 받는 하중은 엔진 구동부의 관성력과 연소압력에 의한 힘을 고려하였으며, 베어링 및 축은 충분한 강체라 가정하였다. 윤활유는 점도가 일정하고, 비압축성 유체로 보았다. 해석에 적용된 엔진 베어링의 폭과 직경의 비가 0.4 이내이기 때문에 무한소폭[8]으로 간주하였으며, 유막두께 계산 방법으로는 모빌리티법을 이용하였다. 이론해석의 정도를 높이기 위하여 연소실 압력 및 크랭크샤프트 저널 표면의 온도를 측정하고 계산을 위한 자료로 이용하였다.

Fig. 1은 계산 결과로 얻어진 1번과 5번 메인 베어링의 크랭크각도에 따른 최소유막두께(MOFT) 곡선

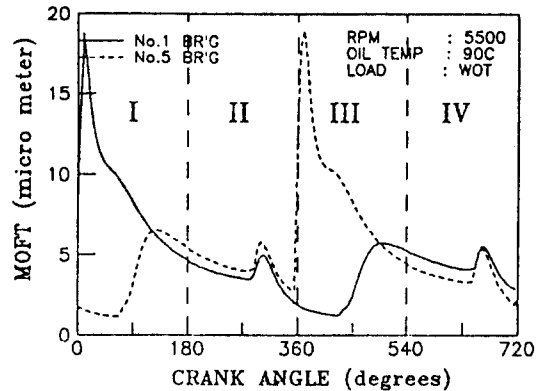


Fig. 1. Theoretical Minimum Oil Film Thickness as a Function of Crankangle (No. 1 and No. 5 Main Bearings)

이다. 특히, 크랭크샤프트를 정정보로 가정하였기 때문에 3번 베어링을 중심으로 양쪽으로 대칭되는 베어링(1번과 5번, 2번과 4번)의 MOFT 곡선은 모양이 동일하며,  $360^\circ$ 의 시간지연이 있을 뿐이다.

## 3. 실험

### 3-1. 실험 엔진

최소유막두께 측정에 사용된 엔진은 1.5리터, 직렬 4기통 가솔린 엔진으로서, 크랭크샤프트에는 5개의 메인 베어링(엔진 Front쪽 : 1번, Fly wheel쪽 : 5번)이 있다. 엔진 및 각 베어링의 제원이 Table 1에 나타나 있다.

### 3-2. 최소유막두께 측정

최소유막두께 측정 방법으로는 베어링의 유막두께에 따른 정전 용량을 측정하는 전 정전용량법을 사용하였다. 베어링을 엔진의 다른부위와 절연시키기 위하여 베어링 메탈과 베어링 캡 사이에 두께 250  $\mu\text{m}$ 인 Fiber-Glass Plastic Laminate[3, 7]를 5개 메인베어링 모두에 삽입하였다. 이를 위하여 엔진 블럭의 메인 베어링 하우징을 라인 보링하였으며, 결과적으로 각 베어링과 샤프트는 유전체가 오일로 채워진 단순 원통형 커패시터가 된다.

이 베어링의 전 정전용량 값은 Fig. 2와 같은 정전용량 측정회로를 이용하여 직류 전압으로 측정되었고, 이 측정값은 시험전에 만들어진 아래와 같은 Capacitance-Voltage 상관식에 의하여 다시 정전 용량 C 값으로 환산되었다.

**Table 1. Specifications of Engine and Bearing**

Engine type	In-line 4 cyl. gasoline
Bore×Stroke (mm)	75.5×83.5
Max. Power (ps/rpm)	105/5500
Main Material	A20/Al 79%, Sn20%, Cu1%
Bearing Width(mm)	17
Dia.(mm)	50
Groove	180° half groove(NO. 1, 2, 4, 5)
Geometry	Plain thrust (NO.3)
Carnk-shaft Material	Nodular cast iron
Roughness	0.8s

$$C = [a_0 + a_1/V + a_2/V^2 + a_3/V^3 + a_4/V^4] - C_1 \quad (1)$$

여기서  $a_0 \dots a_4$ ; regression coefficient

$C_1$ ; Shield wire에 의한 정전용량

크랭크 각도별로 측정된 전 정전용량으로부터, 크랭크 각도에 따른 베어링의 최소유막두께  $h_m$ 은 다음의 식[3]으로부터 계산될 수 있다.

$$h_m = C_R [1 - \{1 - (kAD/C_R C)^2\}^{1/2}] \quad (2)$$

여기서  $C_R$ ; 베어링의 반경방향 틈새

$D$ ; 오일의 유전상수(2.08, SAE10W-30)

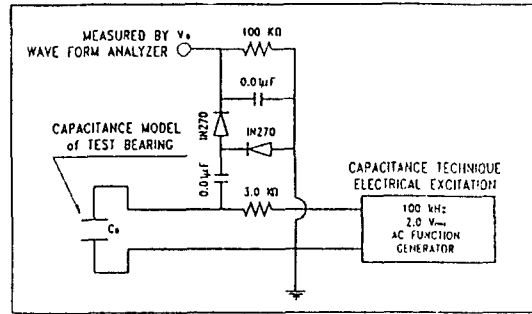
$K$ ; 공기의 유전율( $8.85 \times 10^{-12} [F/m]$ )

$A$ ; 베어링 면적

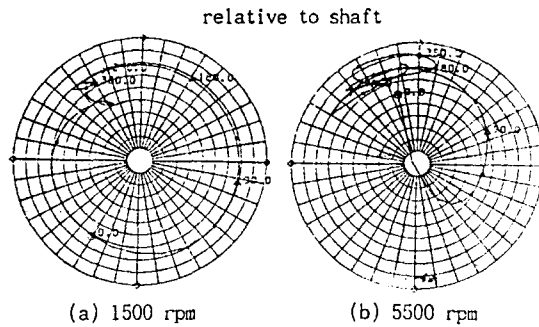
(2)식의 유도에는 다음과 같은 가정이 들어간다. 1. 베어링은 진원이다. 2. 베어링에 캐비테이션이 발생하지 않았다. 3. 윤활유에 공기혼입이 없다. 그러나 실험의 신뢰성을 높이기 위하여는 이러한 가정으로 인한 시험 오차를 검증할 필요가 있으며 본 논문에서는 후술하는 바와 같이 위의 가정으로 인한 오차를 정량적으로 검증하고, 이를 최소화하는 방법을 제시하였다.

베어링에 전선을 연결하기 위하여 베어링 메탈얼쪽에 납땜을 하였으며, 시험준비가 끝난 베어링은 샤프트 없이 캡을 조립하여 실제 베어링 형상을 측정하였다. 이로부터 가공의 정확도를 검증하고, 베어링 틈새설정에 이용하였다.

크랭크샤프트를 접지시키기 위한 전선을 인출할 때, 마찰접촉방법을 사용하면 전선과 크랭크샤프트 접촉부의 발열로 인하여 측정회로의 저항이 변하는 문제가 발생한다. 또한 이를 없애기 위하여 접촉부위를 오일로 윤활시키면 전선과 크랭크샤프트의 윤활부에 생성되는 오일 막으로 인한 정전용량이 발생하므로 실험의 신뢰도에 크게 문제를 주고 재현성이 나빠진



**Fig. 2. Electric Circuit for Measuring Total Capacitance**



**Fig. 3. Calculated Journal Locus relative to shaft (No.1 Main Journal)**

다.

본 연구에서는 이러한 문제를 해결하기 위하여 크랭크샤프트 끝단에 슬립링을 설치하고 접지선을 인출하였으며, 이로부터 위의 문제점들을 해결할 수 있었다.

### 3-3. 크랭크샤프트 온도 측정

해석으로 베어링의 유막두께를 계산할 때 그 계산의 정도를 향상시키기 위하여는 베어링 내의 윤활유 온도 상승을 고려하는 것이 필수적인데, 이론 해석으로 온도 상승값을 예측하는데는 한계가 있다. 따라서 MOFT 계산을 위한 입력자료로 활용하기 위하여 엔진 운전중 크랭크샤프트 핀 및 제어널 표면의 온도를 측정하였다. Fig. 3은 이론으로 계산된 축 중심 궤적을 나타낸다. 엔진의 회전속도가 고속으로 되면서 최소 유막두께 발생 위치가 축의 바깥쪽으로 치우침을 볼 수 있다. 제어널의 온도 측정 위치는 이론 상 온도가 높으리라고 예상되는 dwell 및 MOFT 발생 영역인 축의 바깥쪽과 그 반대편에 각각 1개씩, K-Type 열

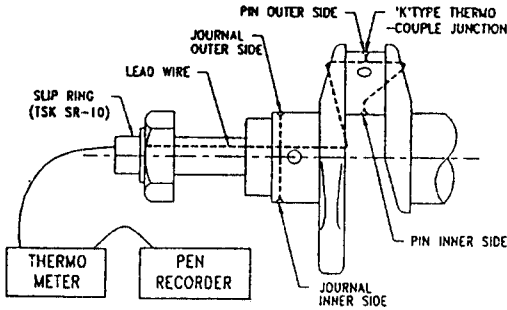


Fig. 4. Measurement Method of the Crankshaft Surface Temperature

Table 2. Mean Value and COV of (MOFT)<sub>min</sub>(No. 1 Bearing, 1500 RPM, WOT)

Averaged Cycle Number	Mean of (MOFT) <sub>min</sub>	$\sigma_s$	COV (%)
10	1.51	0.0882	5.8
20	1.51	0.0789	5.2
50	1.52	0.0821	5.4
100	1.51	0.0898	5.9

전대선을 장착하였다. Fig. 4에는 열전대선의 인출선을 슬립링을 이용하여 엔진 밖의 계기까지 인출하는 모습을 나타낸다. 이때 열전대선의 저어널 크기는  $\phi$  1.2 mm이고, 랩핑을 통하여 저어널과 열전대 접점 표면을 정확히 일치시켰다. 열전대선의 인출선은 적당한 통로를 따라서 크랭크샤프트 끝단으로 인출된 후, 슬립링을 통하여 엔진밖의 계기까지 인출하였으며 Slip ring의 연결부위에 thermister를 장착하여 온도를 보정해주었다.

#### 4. 결과 및 검토

##### 4-1. 측정 사이클수의 영향

연소실 압력 특성 및 관성력, 샤프트의 미세한 진동 특성 등이 최소유막두께 곡선의 사이클에 따른 변동에 영향을 미치므로, 시험의 객관성 및 신뢰성을 확립하기 위하여 사이클을 평균하는 것이 필요하다. 이때 평균에 필요한 최소 사이클 수를 결정하기 위하여 COV(Coefficient of Variation)을 계산하였다. 계산은 한 사이클의 MOFT곡선 중 최소값 -(MOFT)<sub>min</sub>-에 대하여 수행하였으며, 이 결과는 Table 2에 나타나 있는데, 여기서 10 사이클 및 100 사이클의 COV는 각각 5.8%와 5.9%로 거의 같음을 볼 수 있다. 즉 최소

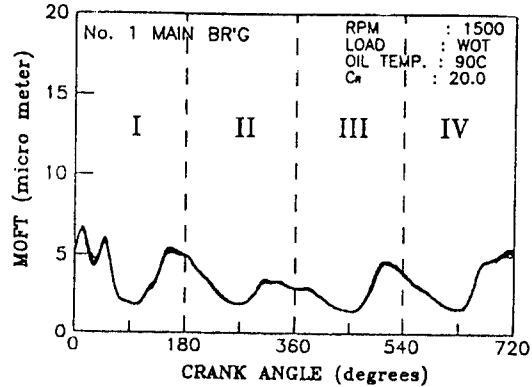


Fig. 5. Repeatability of Fifteen Averaged Minimum Oil Film Thickness Curves

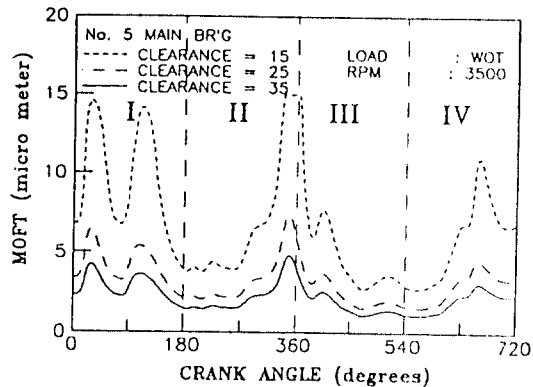


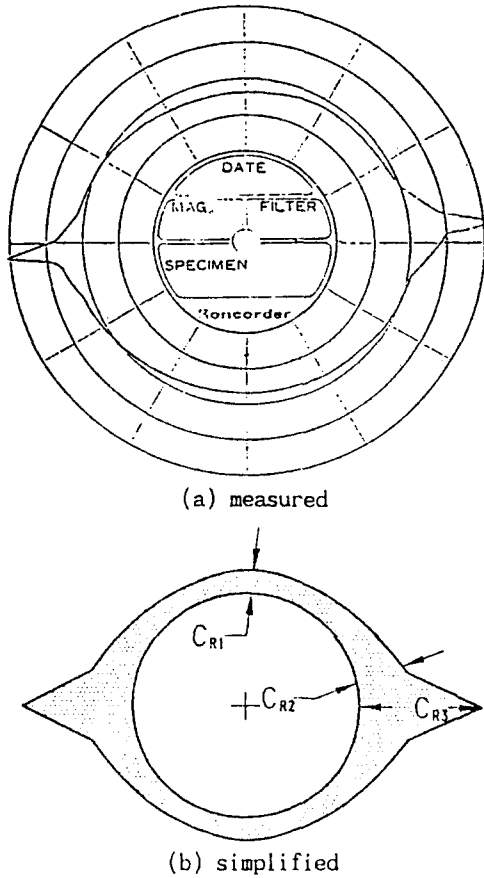
Fig. 6. Effect of the Value Assumed for Clearance on MOFT Curves

10 사이클 평균값을 사용하여 시험 자료를 정리하면, 시험의 신뢰성이 확보된다고 말할 수 있다. Fig. 5는 30분 동안 얻은 15개의 10 사이클 평균값을 겹쳐 그린 것으로, 재현성이 우수함을 볼 수 있다.

##### 4-2. 베어링 틈새 결정법

TCM으로 측정된 최소유막두께와 계산으로 구한 최소유막두께는 모두 베어링 틈새 설정값에 영향을 받지만, 실제 베어링 형상은 진원이 아니므로 틈새 값을 대표적인 하나의 값으로 나타내는 것은 어려운 작업이다.

Fig. 6은 틈새설정값이 측정된 MOFT에 미치는 영향을 보여주는데, 설정된 베어링 틈새가 15  $\mu$ m에서 35  $\mu$ m로 변하면 유막 측정값은 약 250% 정도 변하고 있으며, 틈새가 실험 결과에 가장 큰 영향을 미치는 인자임을 알 수 있다. 이는 측정된 정전 용량은 베어링



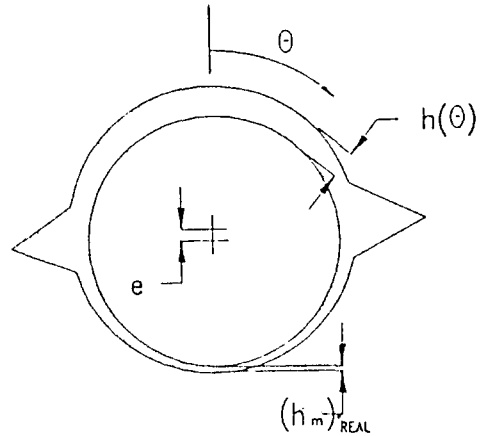
**Fig. 7. Measured and Simplified Bearing Shape of the Test Engine**  
(No. 5 Main Bearing:  $C_{R1} = 15$ ,  $C_{R2} = 25$ ,  $C_{R3} = 50$ )

원주 전체의 실제 유막 형상에 따라 측정되는데 반하여 이를 최소유막두께로 환산하는 식 (2)는 진원므로 가정된 베어링에서 유도되었기 때문이며 시험오차를 최소화하기 위하여는 베어링의 실제 형상을 고려하여 TCM에 알맞도록 틈새를 결정하는 것이 필요하다. Fig. 7(a)는 실험 엔진의 5번 베어링 실제 형상을 나타내는데, 레몬 형상에 가까운 타원임을 알 수 있다. Fig. 7(b)는 이같은 실제 형상을 대표적인 형상으로 단순화한 것으로, 본 연구에서는 이것을 베어링 틈새 설정에 이용하였다.

Fig. 8은 앞의 Fig. 7(a)에서, 축이 편심되어있는 경우를 나타낸다. 여기서 유막 형상의 분포  $h_r(\theta)$ 는 (3)식과 같다.

$$h_r(\theta) = C_{R1}(1 + \varepsilon \cos \theta) + \delta(\theta) \quad (3)$$

$h_r(\theta)$  : the extent of oil film



**Fig. 8. Model of a Journal Bearing to Determine the Bearing Clearance**

- $C_{R1}$  ; minimum radial clearance(Fig. 7(b))
- $\varepsilon$  ; shaft eccentricity ratio
- $\theta$  ; angular position in bearing
- $\delta(\theta)$  ; bearing distortion

여기서  $\delta(\theta)$ 는 진원 베어링에 비하여 실제 형상의 찌그러짐의 정도를 나타내며, Fig. 7(a)와 같이 실제 측정된 베어링 형상으로부터 얻어진다. 실험 엔진의 5번 베어링의 경우( $C_{R1} = 15 \mu\text{m}$ ,  $C_{R2} = 25 \mu\text{m}$ ,  $C_{R3} = 50 \mu\text{m}$ )에는 다음의 (4)식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \delta(\theta) &= (9/75) \cdot \theta & 0^\circ \leq \theta < 75^\circ \\ &= (25/15) \cdot (\theta - 75) + 10 & 75^\circ \leq \theta < 90^\circ \\ &\text{symmetry} & 90^\circ \leq \theta < 360^\circ \end{aligned} \quad (4)$$

실험시 실제 측정되는 정전 용량  $C_{test}$ 는 아래의 (5)식과 같이 베어링의 찌그러짐이 모두 포함되어 있으며, 이 측정값을 (2)식에 대입 함으로서 (6)식과 같은 최소유막두께  $h_m$ 을 얻는다.

$$C_{test} = \int \frac{kD}{h_r(\theta)} d\theta = \frac{kAD}{2\pi C_{R1}} \int \frac{d\theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta) + \delta/C_{R1}} \quad (5)$$

$$h_m = C_R^* [1 - \{1 - (kAD/C_R^* C_{test})^2\}^{1/2}] \quad (6)$$

여기서  $C_R^*$ 는 반경 방향 틈새로 가정된 값을 나타낸다. Fig. 8에서 실제 최소유막두께는 아래의 (7)식과 같다.

$$(h_m)_{real} = C_{R1}(1 - \varepsilon) \quad (7)$$

실험시 진원이라 가정하고 유도된 (6)식에 의하여 얻어지는 최소유막두께  $h_m$ 은 (7)식의 실제 최소 유

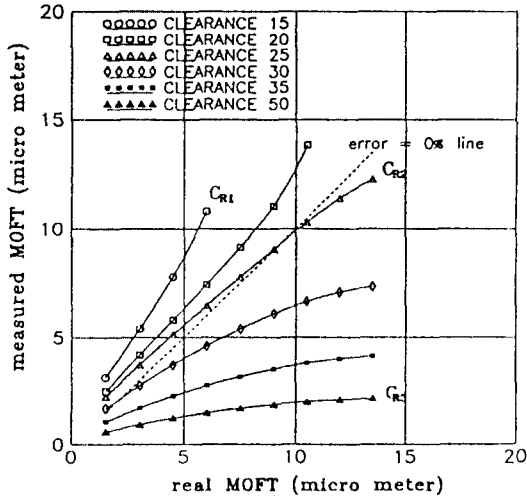


Fig. 9. Difference between  $(h_m)_{real}$  and Measured MOFT with Respect to the Value Assumed for the Bearing Clearance  
(No. 5 Main Bearing:  $C_{R1}=15$ ,  $C_{R2}=25$ ,  $C_{R3}=50$ )

막두께와는 다른 값을 나타내게 된다. Fig. 9는 베어링 틈새 설정값을 15  $\mu\text{m}$ 에서 50  $\mu\text{m}$ 까지 변화시켰을 경우, (7)식의 실제 최소유막두께와 (6)식으로부터 유도된 측정된 최소유막두께간의 차이를 나타내고 있다. 이는 앞의 Fig. 7(b)에 나타난 5번 베어링에 대한 값이며, 여러 편심률 값에 대하여 비교한 결과이다. 베어링 틈새를 25  $\mu\text{m}$ 로 선정하였을 때 -이 값은 Fig. 7(b)에서  $C_{R2}$ 에 해당함- 유막두께가 9  $\mu\text{m}$ 보다 작은 경우에는 실제값보다 큰 값으로, 9  $\mu\text{m}$  이상에서는 작은 값으로 측정되어 지지만 정량적으로 가장 오차가 작음을 알 수 있다.

Fig. 10은 5번 베어링의 틈새를 각각 15  $\mu\text{m}$ , 25  $\mu\text{m}$ , 35  $\mu\text{m}$ 로 설정하였을 때의 측정 및 이론 계산된 최소유막두께 곡선을 나타낸다.  $C_R$ 을 15  $\mu\text{m}$ 로 설정한 경우에는 최소유막두께가 이 값보다 커지는 경우(A부위)가 발생하며, 이는 틈새 설정이 적절치 못함을 보여 주며  $C_R$ 을 25  $\mu\text{m}$ 로 설정하였을 때 실험값과 계산값이 가장 근접해 있다. 즉 TCM으로 베어링의 최소유막두께를 측정할 때에는 Fig. 7의  $C_{R2}$ 값을 베어링 틈새 값으로 설정해 주는 것이 타당함을 알 수 있었다. 하지만 이 값도 엔진 공회전조건을 포함한 여러 운전 조건에서 Fig. 10의 A부위같이 설정된 틈새 이상의 최소유막두께 검출 유무를 실험으로 재 확인하여야 한다.

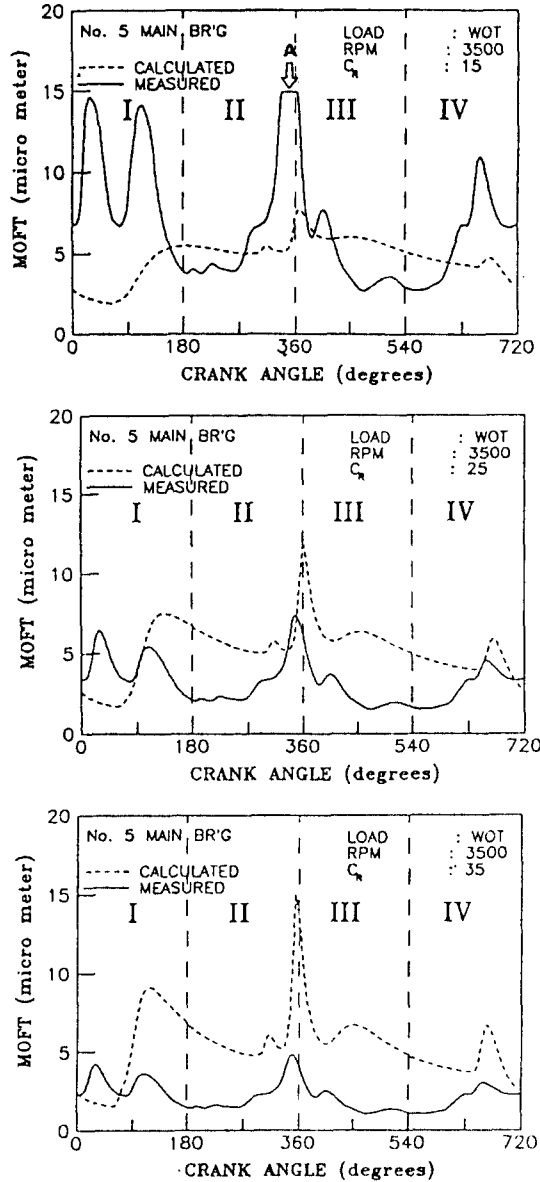


Fig. 10. Difference between Measured and Calculated MOFT Curves with Respect to the Bearing Clearance

(No. 5 Main Bearing 3500 rpm, WOT, Oil 90°C)

#### 4-3. 캐비테이션의 영향

동하중을 받는 엔진베어링에서는 급격한 압력 변동에 의해 캐비테이션이 발생할 수 있다. 이 경우에 유막 내에 공기가 존재하기 때문에 유전상수 D가 캐비테이션 영역에서 변화하여 측정된 정전용량 값은

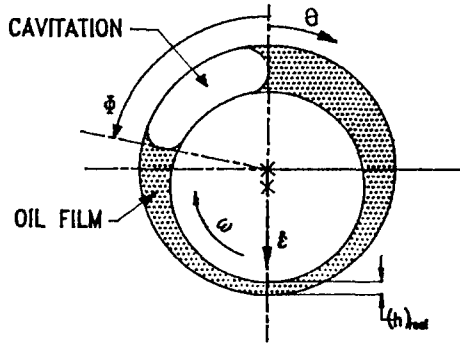


Fig. 11. Model of a Journal Bearing with Cavitation

캐비테이션이 없을 때보다 작게 된다. 이렇게 왜곡된 정전용량 값을 오일로만 가득찬 유막이라 가정하고 최소유막두께로 환산하는 식 (2)에 대입하면 오차가 발생하게 된다. Sommerfeld 경계조건을 적용하였을 때 압력발생이 나타나지 않는  $\theta = 180 \sim 360^\circ$ 와 병진 운동의 경우 최소유막두께 위치의 반대방향( $\theta = 270 \sim 90^\circ$ )에서 캐비테이션이 발생한다고 보았을 때 Fig. 11이 보여주는 영역에서 캐비테이션 발생이 가장 빈번하다고 볼 수 있다. 이상과 같이 가정하고 캐비테이션 발생각  $\Phi$ 를 변화시켜 가면서 참값에 대한 측정된 정전용량으로부터 환산한 최소유막두께의 오차율을 Fig. 12에 나타내었는데 편심률이 클수록 캐비테이션에 의한 오차가 작아짐을 알 수 있다. 이는 일반적으로 유막두께가 큰 쪽에서 캐비테이션이 발생하기 때문에, 두 도체간의 면적에 비례하고 거리에 반비례하는 값을 갖는 정전용량의 특성상, 편심률이 커지면 최소유막두께 위치의 반대방향 유막두께가 더 두꺼워지기 때문에 측정된 정전용량 값에 대한 캐비테이션의 영향은 더욱 작아진다.

기존의 문헌에서 편심률이 0.9, 캐비테이션 발생각도가  $\theta = 270 \sim 360^\circ$ 인 경우에 측정오차가 50% 이상이라고 보고된 바 있으나 이는 계산상의 오류가 발견되었으며 본 연구결과 약 8%로서 그 크기가 무시될 수 있을 정도임을 알 수 있었다. 베어링의 정전용량 계산법을 부록에 나타내었다.

대부분의 엔진베어링이 편심률 0.7 이상에서 작동함을 고려하면 TCM으로 최소유막두께를 측정할 때 캐비테이션 발생으로 인한 오차는 작을 것이라(error를 10% 이내) 판단되어 본 연구에서는 캐비테이션으로 인한 측정결과에의 영향을 고려하지 않았다.

4-4. 윤활유 공기혼입의 영향

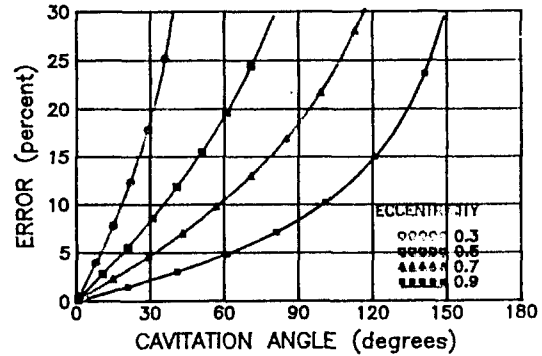


Fig. 12. Effect of the Cavitation Angle on  $(MOFT)_{min}$  Value

Table 3. Measured Oil Aeration Rate of Test Engine

Engine Speed (rpm)	Aeration (%)
1500	1
2500	1
3500	2
4500	3
5500	3

윤활유 공기혼입(Aeration)은 캐비테이션과는 달리 베어링 내에서 발생하는 것이 아니고, 엔진 윤활회로의 구조 등과 같은 여러 설계 특성 및 운전 조건에 따라 윤활유에 작은 공기 방울( $10^{-3} \sim 1$  mm)이 혼입되는 것이며, 보통 체적비로 10% 수준으로 알려져 있다. TCM으로 최소유막두께를 측정할 때 윤활유 공기혼입이 발생하면 윤활유의 유전상수가 아래의 (8)식과 같이 틀려지므로 캐비테이션의 경우와 마찬가지로 (2)식으로 최소유막두께를 환산할 때 오차가 발생한다.

$$D^* = D_{oil} \cdot (1 - A) + D_{air} \cdot A \tag{8}$$

$D_{oil}$  : 오일의 유전 상수

$D_{air}$  : 공기의 유전 상수

$A$  : 공기 혼입율  $(air/oil)_{volumr}$

Fig. 13은 윤활유의 공기혼입 양에 따라 틀려진 유전상수 값을 고려하지 않고  $D_{oil}$ 을 이용하여 (2)식으로부터 측정된 최소유막두께와 (8)식의  $D^*$ 를 이용한 실제의 최소유막두께를 비교하여, 실험결과가 어느정도 왜곡되는가를 보여준다. 편심률이 0.7일 때 윤활유 공기혼입이 10%이면 측정오차는 14%임을 알 수 있

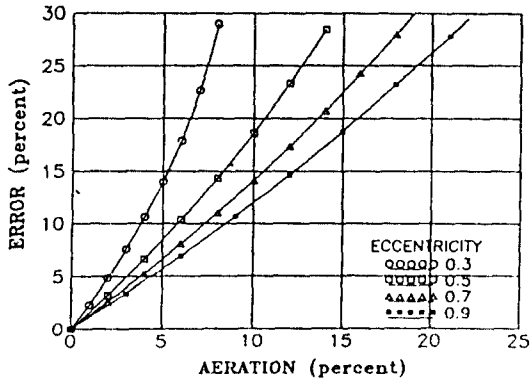


Fig. 13. Effect of the Oil Aeration Rate on the  $(MOFT)_{min}$  Value

다. 이는 오히려 캐비테이션 발생 경우보다 오차가 크며, TCM으로 최소유막두께를 측정할 때 시험 엔진의 윤활유 공기혼입 양을 측정하고, 이것을 고려해 주어야함을 시사한다.

Table 3은 본 연구에 사용된 엔진의 윤활유 공기 혼입 측정 결과를 나타낸다. 시험 엔진의 경우 윤활유 공기혼입량이 최고 3% 이내로 적었기 때문에, 이로 인한 영향은 고려하지 않았다.

4-5. 크랭크샤프트 표면 온도

저널의 표면 온도 상승은 샤프트와 베어링 사이에

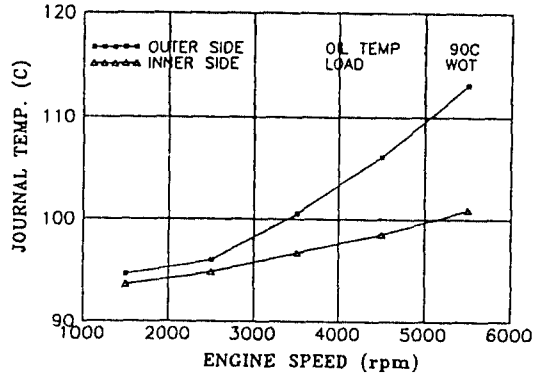


Fig. 14. Measured Main Journal Surface Temperature

있는 윤활유의 전단에 의한 열발생에 기인한다. 열 발생은 전단율과 점도에 비례하므로( $\tau = \mu \cdot dv/dh$ ) 회전 속도가 증가할 수록, 유막두께가 감소할 수록, 점도가 증가할 수록 표면온도가 상승된다.

Fig. 14는 엔진 회전수 증가에 대한 1번 저어널의 온도 증가 양상을 보여준다. 1500 rpm과 같은 저속에서는 저어널의 안쪽, 바깥쪽 온도가 거의 같으나 고속에서는 유막이 작은 저어널의 바깥쪽 부위 온도 상승이 더욱 커짐을 알 수 있다. 이와 같이 측정된 저어널 온도를 유막두께 이론해석을 위한 입력 자료로 사용하였다. 이때 최소유막두께가 주로 저널의 바깥쪽에 발생하므로, 입력 자료로는 저어널 바깥쪽의

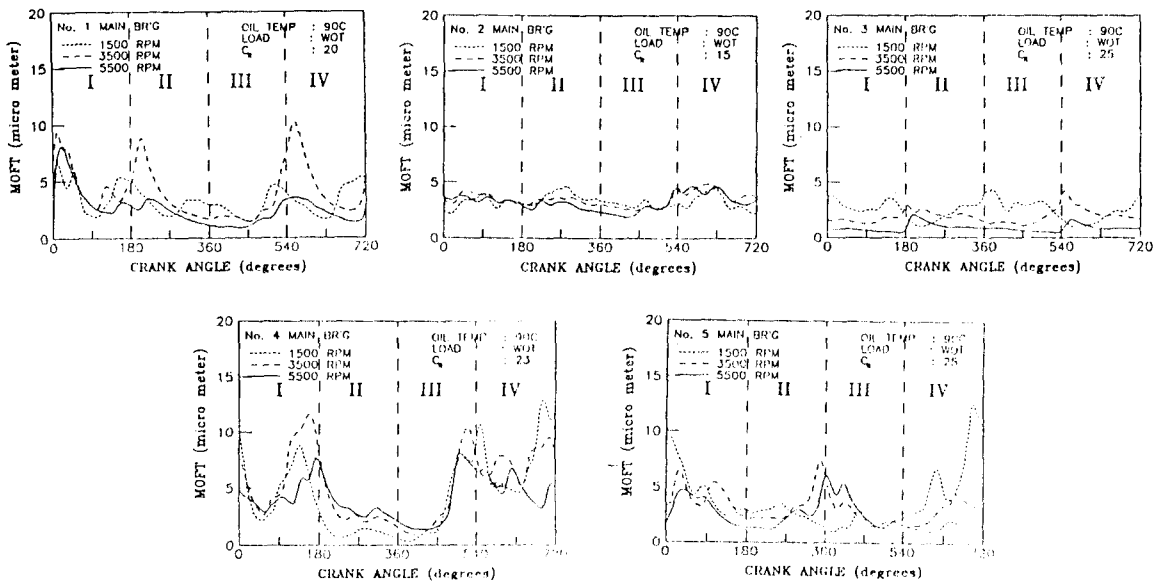
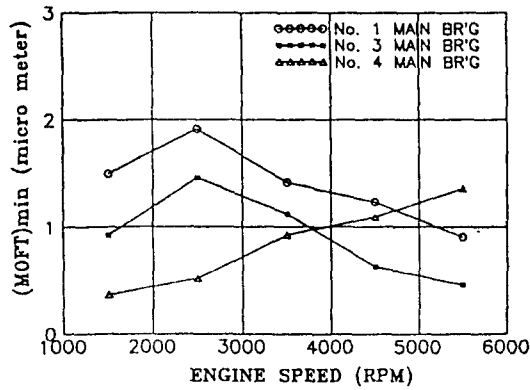


Fig. 15. Effect of the Engine Speed on MOFT (No. 1~No. 5 Bearings, WOT, Oil Temp. 90°C)



**Table 4. The Firing Region of Individual Cylinder**

Region	I	II	III	IV
Firing cylinder	1	3	4	2



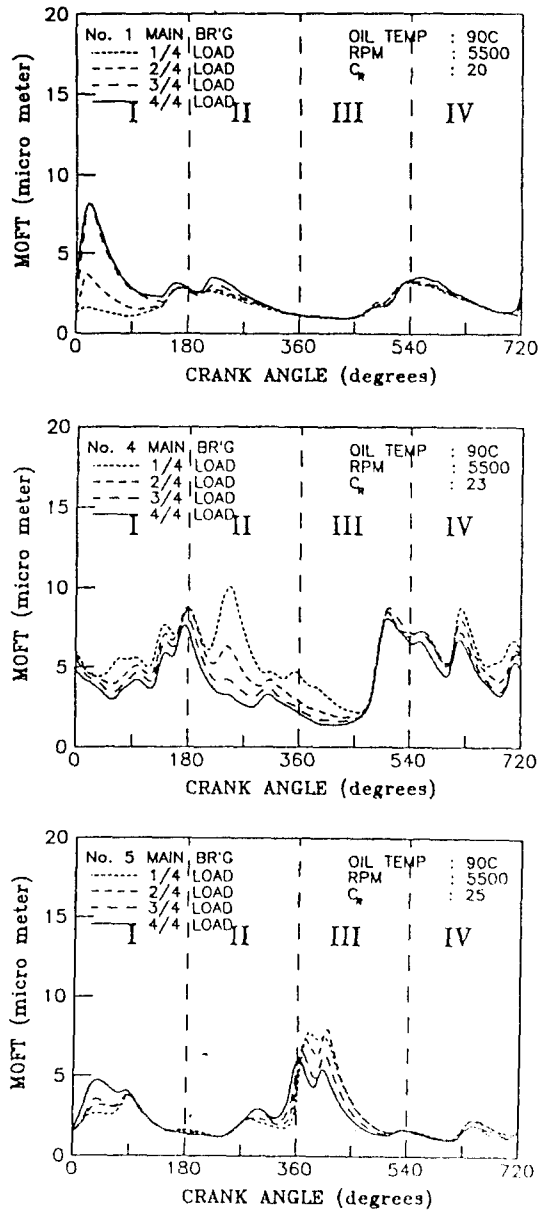
**Fig. 16. Effect of the Engine Speed on (MOFT)<sub>min</sub> Value**  
(No. 1, 3 and 4 Main Bearings, WOT)

온도를 사용하였다.

**4-6. 엔진 회전속도 및 부하의 영향**

Fig. 15는 엔진 회전속도 증가에 대한 5개 각 베어링의 MOFT/크랭크각도 곡선의 변화를 나타낸다. 여기서 크랭크 각도 0°는 1번 연소실의 폭발 상사점을 나타내며, I, II, III, IV로 표시한 각 구간에서의 폭발 연소실은 Table 4에 나타나있다. 엔진 메인 젤러리의 오일 온도 및 냉각수 온도는 90±1°C로 유지하였다. 전체적인 경향은 1500 rpm과 같은 저속을 제외하고, 엔진 회전속도가 증가하면 MOFT의 최소값, (MOFT)<sub>min</sub>,이 감소하였지만 4번 베어링의 경우는 반대로 증가하였다. 이러한 결과는 Fig. 16에 나타나있다.

Fig. 17은 5500 rpm에서 엔진 부하의 변화가 MOFT 곡선에 미치는 영향을 나타낸다. 1번 베어링의 MOFT 곡선은 1번 연소실의 연소압력 외에 다른 연소실의 영향은 거의 받고 있지 않음을 볼 수 있지만, 5번 베어링의 경우에는 인접해 있는 4번 연소실 외에 1번 연소실의 영향도 크게 받고 있다. Fig. 18은 5500 rpm에서 1번과 5번 각 베어링의 측정된 MOFT와 계산된 MOFT를 비교하고 있다. 1번 베어링의 경우에는 정성적으로 잘 일치하고 있지만, 5번 베어링의 경우 I 영역에서 큰 차이가 나고 있다. 이러한 현상



**Fig. 17. Effect of the Engine Load on MOFT**  
(No. 1, 4, 5 Bearings, 5500 rpm, Oil Temp. 90°C)

으로부터 1번 연소실의 폭발력이 크랭크샤프트 진동을 통하여 5번 베어링에 영향을 미치고 있는 것을 알 수 있다.

Fig. 19는 계산 결과중 엔진 부하의 변화가 4번 베어링 MOFT 곡선에 미치는 영향을 나타낸다. 계산은 정정보로 가정하였기 때문에, 4번 베어링에 인접해있

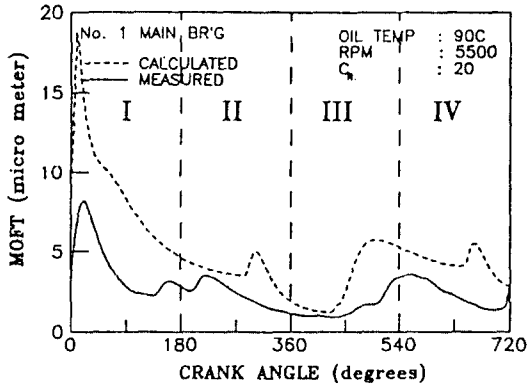


Fig. 18. Comparison between the Measured MOFT and the Calculated MOFT  
(No. 1, No. 5 Bearings, 5500 rpm, WOT)

는 연소실인 3번과 4번 연소실의 영향을 동일하게 받고 있다. 그러나 Fig. 17에서 보았듯이 측정 결과는 3번 연소실의 영향을 훨씬 크게 받고 있다. 이같은 결과는 각 베어링에 연소 압력이 전해질 때, 그 하중의 분산이 각 베어링간에 균형적으로 이루어지고 있지 않기 때문으로 판단된다.

이상으로부터 엔진의 폭발력 및 관성력 외에도 엔진의 진동, 각 베어링간의 하중 지지 능력의 불균형으로 인한 영향이 실제 MOFT 곡선에 크게 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 이와 같은 복잡성 때문에 정정보로 가정한 계산으로 베어링의 성능을 예측하는 데에는 한계가 있다.

#### 4-7. 특정 회전속도에서의 진동

1번 베어링의 경우 엔진 회전속도에 따른 MOFT의 측정 결과 및 이론 해석은 모든 회전속도 영역에서 잘 일치하였지만, 2500~3500 rpm의 특정 엔진 회전

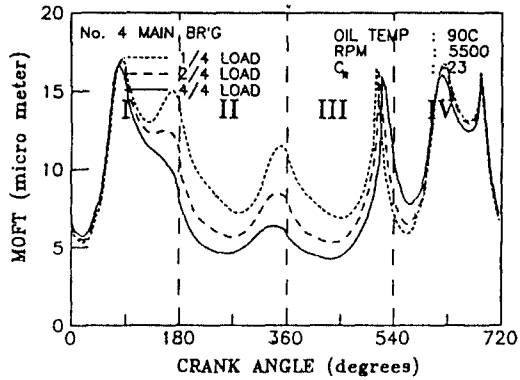


Fig. 19. Effect of the Engine Load on Calculated MOFT

(No. 4 Bearing, 5500 rpm, Oil Temp. 90C)

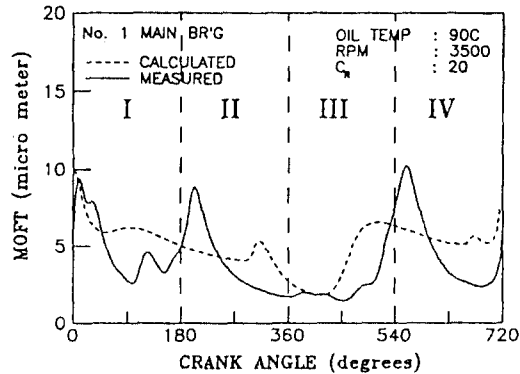


Fig. 20. Comparison between the Measured MOFT and the Calculated MOFT

(No. 1, Bearing, 3500 rpm, WOT)

속도에서는 Fig. 20과 같이 3번 및 2번 연소실 폭발 영역인 180° 및 540°에서 큰 차이를 보이고 있다. Fig. 21은 각 연소실의 폭발 행정에서 축 중심의 위치 및 이동방향을 나타내고 있다. 180° 및 540°에서 1번 저널의 중심은 베어링 하부에 위치하고 있으며, 폭발력만이 전달된다면 유막이 작아지는 방향으로 축 중심이 이동할 것이고, Fig. 20과 같은 유막 급증 현상은 발생하지 않을 것이다. 이로부터, 180° 및 540°에서의 유막 급증 현상은 크랭크샤프트 진동의 영향이 베어링에 전달되어진 것으로 추측할 수 있다.

Fig. 22는 3500 rpm에서 엔진 부하의 변화가 MOFT 곡선에 미치는 영향을 나타낸다. 180° 및 540°에서의 유막 급증 현상은 공 회전 조건에서도 전부하와 동일하게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 결론적으로, 이와같은 현상은 엔진 부하에는 무관하게 특정 회전속

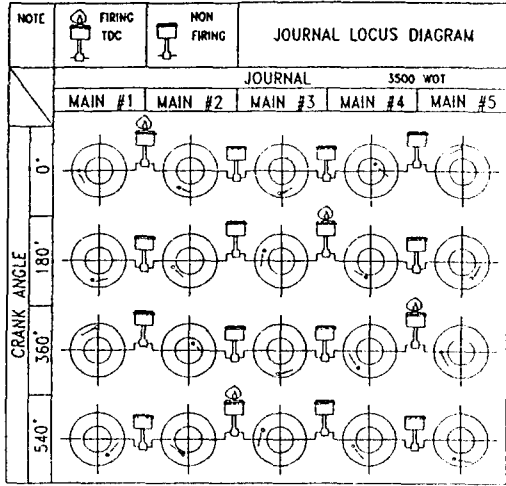


Fig. 21. Main Journal Locus Diagram at each TDC

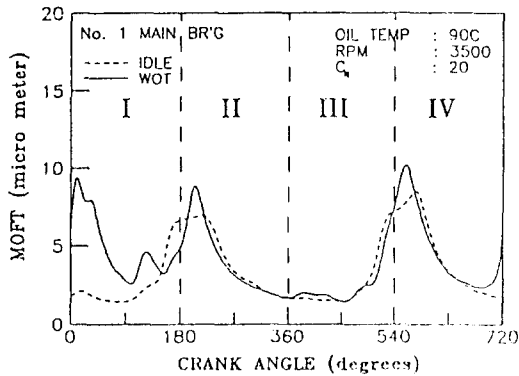


Fig. 22. Effect of the Engine Load on Measured MOFT (No. 1, Bearing, 3500 rpm)

도에서 나타나고 있으며 이는 연소 압력에 의한 크랭크샤프트의 휨 진동과는 무관함을 나타내며, 위의 결과와는 일치하지 않고 그 현상에 대한 원인은 불확실하다.

4-8. 오일 그루브의 영향

1번 베어링의 경우 엔진 회전속도 및 부하에 관계 없이  $(MOFT)_{min}$ 은 관성력이 지배적인 1번 연소실 흡입 행정에서 발생하였다. 해석 결과에서도 동일한 크랭크 각도에서  $(MOFT)_{min}$ 이 발생하였으며, 그때의 베어링에 대한 축 궤적이 Fig. 23에 나타나 있다.  $(MOFT)_{min}$ 이 발생하는 크랭크 각도에서 축의 중심은 오일 그루브가 있는 베어링 상부에 위치하고 있음을

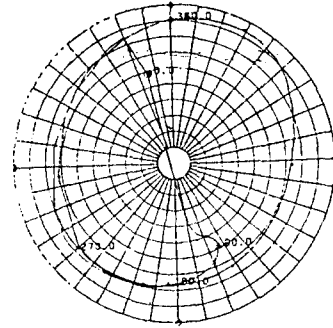


Fig. 23. Journal Locus Relative to the Bearing (No. 1, Bearing, 5500 rpm)

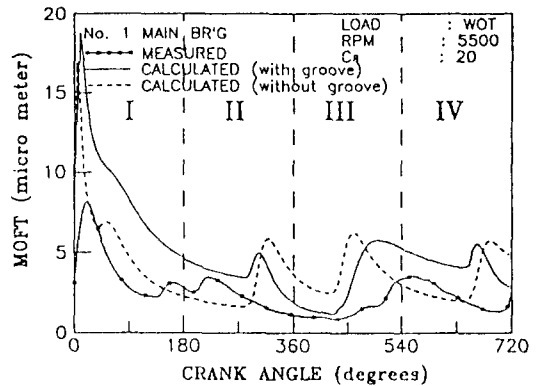


Fig. 24. Effect of the Bearing Oil Groove on MOFT (No. 1, Bearing, 5500 rpm)

볼 수 있다.

Fig. 24는 오일 그루브가 없다고 가정하고 계산한 경우의 MOFT 곡선과 실험 값, 오일 그루브를 고려한 MOFT 곡선을 나타낸다. 오일 그루브가 없다고 가정하여 계산한 경우에는  $(MOFT)_{min}$ 이 1번 연소실 배기행정인 270° 부근으로 이동됨을 볼 수 있다.

이상의 결과로부터, 시험 엔진의 경우 오일 그루브로 인한 하중 지지면적의 감소로 1번 베어링의  $(MOFT)_{min}$ 이 흡입행정에서 발생하는 것으로 보인다.

4-9. 윤활유 점도의 영향

Fig. 25는 윤활유의 온도변화가 MOFT 곡선에 미치는 영향을 보여준다. 윤활유의 점도가 증가하면 곡선의 최대 및 최소유막두께 발생위치는 그대로 있고 전체적으로 위로 이동됨을 볼 수 있다. 이와 같이 점도의 변화는 베어링의 유막두께에 큰 영향을 미치는 외부인자임을 알 수 있으며, 이같은 효과를 정량적으로 나타내기 위하여 점도 변화에 대응하는

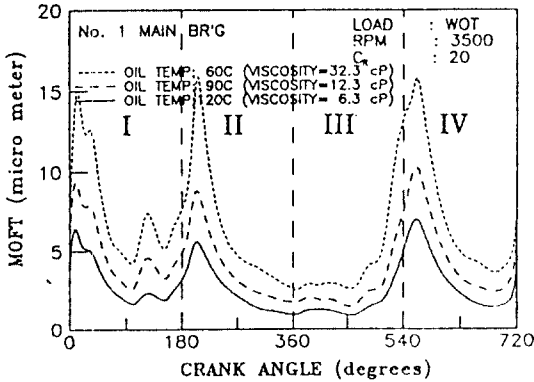


Fig. 25. Effect of the Oil Viscosity on MOFT (No. 1, Bearing, 3500 rpm)

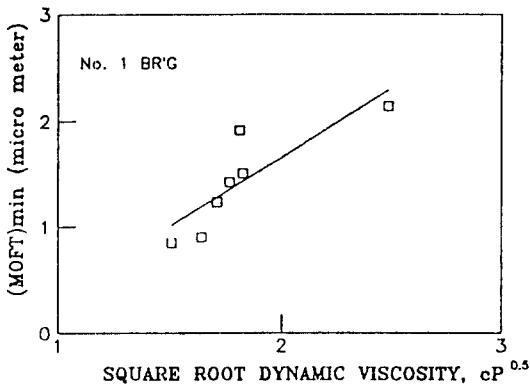


Fig. 26. Effect of the Square Root of Viscosity on (MOFT)<sub>min</sub> Value

(MOFT)<sub>min</sub>의 변화를 Fig. 26에 나타내었다. 시험에 사용된 오일은 10W30 다급 점도계로서, 동 점성계수와 (MOFT)<sub>min</sub> 간의 선형관계가 적은 것으로 판단된다. 이는 중합체가 첨가되어 있는 다급 점도계 오일에서 점도는 전단율에 의하여도 영향을 받기 때문에 알려져 있으며, 엔진 운전중 베어링의 전단율을 정확히 측정하는 것은 베어링 성능에 영향을 미치는 엔진 오일의 특성을 분류하는데 있어 매우 중요한 관심사이다. 메인 베어링의 최대 전단율  $\gamma_M$ 은 다음과 같이 베어링 최소유막두께로부터 구해진다.

$$\gamma_M = V_m/h_m, \quad V_m = 2\pi RN/60 \quad (9)$$

- $\gamma_M$ : 최대 전단율( $s^{-1}$ )
- R: 저어널 반지름
- N: 엔진 회전속도 (rpm)

유막두께 측정값을 윗식에 대입함으로써 최대전단

Table 5. Measured (MOFT)<sub>min</sub> and ( $\gamma_M$ )<sub>max</sub> at No. 3 Main Bearing

Engine speed (RPM)	Oil temp. (°C)	(MOFT) <sub>min</sub> (μm)	$\theta_{min}$ (°)	( $\gamma_M$ ) <sub>max</sub> ( $\times 10^6 s^{-1}$ )
1500	90	0.92	571	3.84
2500	90	1.46	437	4.04
3500	90	1.12	453	7.36
4500	90	0.62	479	17.10
5500	90	0.45	167	28.80
3500	60	1.42	453	5.81
3500	120	0.77	449	10.71
5500	120	0.31	169	41.80

율  $\gamma_M$ 을 얻을 수 있다. Table 5에는 3번 메인 베어링의 각 운전조건에 대한 (MOFT)<sub>min</sub> 및 발생 각도  $\theta_m$ , 최대 전단율의 최대값 ( $\gamma_M$ )<sub>max</sub> 를 나타내었다. 통상적인 운전 조건에서도 최대 전단율은  $10^6 S^{-1}$ 이며, 4500 rpm, 오일 온도 120°C 이상의 운전 조건에서는 최대 전단율이  $10^7 S^{-1}$  수준임을 알 수 있다.

### 5. 결 론

엔진 베어링의 동적 특성을 연구하기 위하여 크랭크샤프트의 5개 메인 베어링 모두의 MOFT를 TCM으로 측정하였다. 시험의 신뢰성을 향상시키기 위하여 베어링 틈새, 윤활유 공기흡입, 캐비테이션의 영향을 검증하였고, 베어링 틈새 선정이 시험의 신뢰도에 가장 큰 영향을 미치는 인자임을 확인하였고 TCM에 적합한 틈새 결정 방법을 제시하였다. 크랭크샤프트의 구조물을 정보로 가정한 계산은 타당하지 않으며, 진동 및 불균일한 베어링계의 하중분포가 고려되어야 함을 알 수 있었다. 이상의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 1.5리터, 직렬 4기통 가솔린 엔진의 크랭크샤프트 5개 메인 베어링의 최소유막두께를 TCM(Total Capacitance Method)으로 측정하였다.
2. TCM에서 베어링 틈새 설정이 시험의 신뢰도에 가장 큰 영향을 미치며, 실제 베어링 형상을 고려하여 틈새값을 설정하여야 한다.  $C_{R2}$  값으로 틈새값을 설정한 경우에 시험 오차를 최소화 할 수 있었다.
3. TCM을 이용한 엔진 베어링 유막두께 측정 시험에서 대부분의 유막두께가 평균 편심율 0.7 이하인 것을 고려하면 캐비테이션 발생은 시험의 신뢰도에 미치는 영향이 작으며, 오히려 엔진 특성에 따라 윤

활유로의 공기 혼입량을 고려하여야 한다.

4. 엔진 회전속도, 부하, 윤활유 온도변화에 따른 모든 베어링의  $(MOFT)_{min}$ 의 변화는 엔진 회전속도 1500 rpm을 제외하곤 계산 결과와 대체로 같은 경향을 보였다. 그러나 측정된 모든  $(MOFT)_{min}$ 은 계산 결과보다 작았다.

5. 1, 3, 5번 메인 베어링의  $(MOFT)_{min}$ 은 엔진 회전속도 1500 rpm을 제외하곤 관성력이 지배하는 행정에서 발생하였고 그 크기는 엔진 회전속도가 증가할수록 감소하였다. 그러나 4번 베어링의 경우에는 폭발 행정에서 발생하였고 그 크기는 회전속도가 증가할수록 오히려 증가하였다.

6. 모든 베어링에서 엔진 부하에 따른  $(MOFT)_{min}$ 의 변화는 저속에서는 비교적 크게 나타났으나 고속에서는 관성력의 영향에 의해 거의 나타나지 않았다.

7. 메인 베어링의 MOFT 특성은 크랭크샤프트 진동 및 각 베어링간의 하중 분포의 불균형으로 매우 복잡한 양상을 띠고 있으므로, 정정보로 가정된 계산으로 베어링 성능을 예측하는 데는 한계가 있다.

8. 5개 메인 베어링 중 3번 베어링이 가장 가혹한 조건에서 운전되고 있음이 확인되었으며, 3번 베어링의 경우 5500 rpm, 오일 온도 120°C 일 때  $(MOFT)_{min}$ 은 0.3  $\mu\text{m}$ 이었고, 이에 대응하는 최대전단율은  $4.18 \times 10^7 \text{ S}^{-1}$ 로 측정되었다.

## 참 고 문 헌

1. J.M. Stone and A.F. Underwood, "Load Carrying Capacity of Journal Bearings", SAE Quarterly Transactions, 1, 1947, p. 56
2. M. Ishihama, Y. Hayashi and T. Kubozuka, "An Analysis of the Movement of the Crankshaft Journals during Engine Firing". SAE paper No. 810771
3. R.C. Craig, W.H. King and J.K. Appeldoorn, "Oil Film Thickness in Engine Bearings - The Bearing as a Capacitor", SAE paper No. 821250
4. A.M. Schilowitz and J.L. Waters, "Oil Film Thickness in a Bearing of a Fired Engine - Part IV; Measurements in a Vehicle on the Road", SAE paper No. 861561
5. T.W. Bates and Stephen Benwell, "Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance Part 3 - Newtonian Oils in the Connecting-Rod Bearing of an Operating Engine", SAE paper No. 880679
6. James A. Spearot and Chester K. Murphy, "A Comparison of the Total Capacitance and Total Resistance Techniques for Measuring the Thickness of Journal Bearing Oil Films in an Operating Engine", SAE paper No. 880680
7. M.S. Filowiz, W.H. King, J.K. Appeldoorn, "Oil Film Thickness in a Bearing of a Fired Engine", SAE paper No. 820511
8. F.W. Ocvirk "Short-Bearing Approximation for Full Journal Bearings" NACA Technical Note 2808, Oct, 1952
9. T.W. Bates, B. Fantino, L. Launay and J. Fren, "Oil Film Thickness in an Elastic Connecting-Rod Bearing Comparison between Theory and Experiment", STLE Tribology Transactions, Vol. 33, 1990
10. T.W. Bates, B. Williamson, J.A. Spearot and C.K. Murphy, "A Correlation Between Engine Oil Rheology and Oil Film Thickness in Engine Journal Bearings", SAE paper No. 860376
11. S.A. Cryvoff, J.A. Spearot and T.W. Bates, "Engine Bearing Oil Film Thickness Measurement and Oil Rheology - an ASTM Task Force Report", SAE paper No. 902064
12. T.W. Bates, S. Benwell, P.G. Evans, "Effect of Rheology on Journal Bearing Performance: Part 2 - Oil Film Thickness in the Big-End Bearing of an Operating Engine", SAE paper No. 871272
13. 최재권, 이정현 "엔진 Con-Rod 베어링 내 Scuffing 性 向上에 관한 研究", 한국자동차학회지, Vol. 14, No. 2, APR 1992
14. "Oil Aeration in Modern Combustion Engines", A Special Technical Bulletin from FEV of America, August, 1991
15. P.K. Goenka and Fohit S. Paranjpe, "A Review of Engine Bearing Analysis Method at General Motors", SAE paper No. 920489

## 부 록 : 캐비테이션 발생시의 정전용량

최소유막 발생위치의 반대편에 캐비테이션이 존재할 때 측정되는 정전용량은 다음과 같이 구할 수 있다. 저널과 베어링 사이의 전 정전용량은 아래의 (A1) 식과 같다.

$$C = \int \frac{kD}{h} dA \quad (A1)$$

여기서 K : 공기의 유전율  
D : 오일의 유전상수  
h : 베어링의 유막두께

Fig. 11에 나타난 바와 같이 캐비테이션이 각도  $\Phi$ 에 걸쳐 존재하면, 식 (A1)은 식 (A2)와 같이 적분 구간을 나누어 나타내어진다.

$$C = \int_{A_{air}} \frac{kD_{air}}{h} dA_{air} + \int_{A_{oil}} \frac{kD_{oil}}{h} dA_{oil} \quad (A2)$$

여기서  $D_{air}$  : 공기의 유전상수

$D_{oil}$  : 오일의 유전상수

위의 관계식들을 (A2)식에 대입하면 베어링의 전 정전용량을 나타내는 아래의 (A5)식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} C &= \int_0^{2\pi-\Phi} \frac{kAE_{oil}}{2\pi C_R(1+\epsilon\cos\theta)} d\theta \\ &+ \int_{2\pi-\Phi}^{2\pi} \frac{kAE_{air}}{2\pi C_R(1+\epsilon\cos\theta)} d\theta \\ &= \frac{kAE_{oil}}{2\pi C_R} \int_0^{2\pi-\Phi} \frac{d\theta}{1+\epsilon\cos\theta} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &+ \frac{kAE_{air}}{2\pi C_R} \int_{2\pi-\Phi}^{2\pi} \frac{d\theta}{1+\epsilon\cos\theta} d\theta \\ &= \frac{kAE_{oil}}{\pi C_R(1-\epsilon^2)^{1/2}} \left[ \tan^{-1} \frac{(1-\epsilon)\tan(\Phi/2)}{(1-\epsilon^2)^{1/2}} \right] \\ &+ \frac{kAE_{air}}{\pi C_R(1-\epsilon^2)^{1/2}} \left[ \pi - \tan^{-1} \frac{(1-\epsilon)\tan(\Phi/2)}{(1-\epsilon^2)^{1/2}} \right] \quad (5) \end{aligned}$$

(A5)식에서 미지수는 편심율 및 캐비테이션 발생 각도이다. 따라서 임의의 캐비테이션 각도 및 편심율이 주어지면 그때의 정전용량 값을 계산할 수 있다.