

# 선접촉 베어링면에 형성되는 윤활유막 특성 해석

이 영 제

홍익대학교 기계설계학과

## An Analysis on the Lubricating Films Formed on the Surfaces of the Line-Contact Bearings

Young-Ze Lee

Department of Mechanical Design and Production Engineering, Hong Ik University

**Abstract**—In load sharing model, the load is supported by the contacting asperities and the lubricants. The asperity contact area of two sliding surfaces are relatively very small as compared with the apparent contact area. The asperity contact pressure is relatively higher than the lubricant pressure. With the combined effect of asperity and lubricant pressure, the surface roughness and temperature rise must be considered to calculate the lubricant film thickness of the line-contact bearing.

### 1. 서 론

많은 기계요소들은 윤활면을 포함하고 있으며, 때로 이면들은 불안정해서 표면이 파괴되는 결과를 초래한다. 결국 기계의 수명을 단축시킨다. 이를 방지하기 위해 윤활유막의 정확한 해석이 필요하며, 특히 실제적인 현상을 예측하기 위해서 단순한 이론 보다는 보다 많은 요소들을 포함하여 유막을 예측하여야 한다. 하중과 속도에 의한 온도의 상승은 유체의 점도에 큰 영향을 주기 때문에 반드시 고려 되어야 하며, 표면을 고온면으로 가정하기 보다는 어느 정도의 거칠기를 갖는 표면으로 보아야한다. 본 논문에서는 윤활면에 가해지는 하중을 돌기들과 유체가 나누어 지지한다는 분하중모델(load sharing model)을 이용하여 온도 변화와 표면 거칠기를 고려하여 유막의 형성과 돌기 접촉의 역학을 해석 한다.

### 2. 윤활면의 해석

#### 2-1. 온도의 변화

윤활면의 온도는 사용 도중에 기계요소의 성능에 심각한 영향을 미칠만큼 중요한데 특히 마찰과 마멸 특성을 크게 변화시킨다. 따라서 설계자는 온도를

미리 추정할 필요가 있다.

표면온도에 관한 대부분의 연구는 Blok[1]의 결과에 근거를 두고 있다. 그들은 두 가지 가정을 사용하였다. 경계윤활 조건에서 표면 파괴는 돌기부의 최대 온도가 위험 수준에 도달했을 때 발생한다는 것이고, 다른 하나는 주어진 조건(윤활유와 마찰면의 재료)에서 이 위험온도는 작동조건에 관계없이 일정하다는 것이다. 돌기부의 최대 온도 외에 흔히 고려되는 것이 전체접촉온도, 혹은 겉보기 온도이다. 이것은 재료에서 쉽게 측정할 수 있는 온도와 표면 사이에서 발생하는 순간적인 온도증가를 합친 것이다. 이 온도는 Archard[2]의 계산식에서 계산되어진다. 그러나 이와같은 과정에서의 문제점은 위험온도를 가정한다는 것이 이론적인 해석이 현실적으로 어렵다는 것과 실제 실험에서 파괴 온도는 표면과 윤활유, 그리고 작동조건에 따라 다르다는 것이다[3].

Blok[1]의 연구에서 semi-infinite solid 상의 한점에서 발생하는 온도의 분포가 완성된 식으로 나타난다. 여기서 표면의 접촉부 내의 heat flux의 분포에 관한 해를 구하였다. 이러한 연구는 Archard[2]에 의해 간단한 식으로 표현된다. 접촉부의 평균온도는 무차원 속도변수로 표현 된다.

$$T_m = 0.5\alpha ML \quad (1)$$

여기서

- $L = Vb/2k$ ,  $M = \pi q/\rho cV$   
 $T_m$  : 평균온도  
 $L$  :  $0.1 < L < 5$ : 중간속도  
 $V$  : 미끄럼속도  
 $b$  : Hertzian contact area의 half width  
 $k$  : thermal diffusivity of solid  
 $\rho$  : 재료의 밀도  
 $q$  : the rate of heat supply per unit area  
 $c$  : 비열  
 $\alpha$  :  $L$ 의 함수

$\alpha$ 는  $L$ 의 함수로 Holm[4]의 계산에서 얻을 수 있다.

최대 온도( $T_{max}$ )는 가능한 하중이 작은 부분에 집중되었을 때 발생한다. Archard[2]는

$$T_{max} = 0.25 \beta NL' \quad (2)$$

$$N = fg\pi p_m / J\rho c \quad (3)$$

- $f$  : 마찰계수  
 $g$  : 중력  
 $J$  : 열의 일상당량

$$L' = P^{1/2} V/2K(\pi P_m)^{1/2} \quad (4)$$

- $k$  : 열전도율  
 $P$  : 하중  
 $P_m$  : 최대허용 하중(steel : 2 GPa)

$$\beta : 0.95 \text{ at } L' = 0.1$$

$$0.5 \text{ at } L' = 5.0$$

(1)식과 (2)식으로부터 윤활면의 평균온도와 접촉 볼기부의 순간 최대온도를 구할 수 있다. 이온도는 윤활막의 두께를 계산하는데 사용된다.

## 2-2. 윤활막 두께의 해석

최근에 Pan과 Hamrock[5]은 일정온도 조건에서 선접촉을 하는 Wire-race type 베어링, 기어나 스프라인, 슬라이딩 베어링의 윤활막 두께를 계산하였다.

$$H_c = h_c/r = 2.922 W^{0.166} U^{0.692} G^{0.470} \quad (5)$$

- $U = \eta_0 V/E'r$   
 $W = w'/E'r$   
 $G = \alpha'E'$

여기서

- $\eta_0$  : 대기압에서의 점도  
 $V$  : 미끄럼 속도  
 $E'$  : 복합 탄성계수  
 $r$  : 복합 반경  
 $w'$  : 단위 길이당 하중  
 $\alpha'$  : 압력-점도 계수

위식에서는 측면 유출은 없으며, 등온조건에서 윤활유의 공급은 충분하며, 표면은 완벽하게 고우며, 윤활유는 뉴튼유체임을 가정하였다. 따라서 실제 미끄럼 접촉에서 관찰되는 현상과는 매우 거리가 있으나 간단하게 윤활막 두께의 변화를 알수 있다는 점에서는 참고할만한 결과이다. 여기서 주목할 점은 점도와 압력의 관계를 처음 사용했는데 이는 처음으로 압력에 따른 점도 변화를 고려했다는 점에서 주목할 만하다.

$$\eta = \eta(p)/\eta_0 = \exp(\alpha \cdot p) \quad (6)$$

$\eta(p)$  : 압력  $p$ 에서 점도

이차원 탄성유체윤활식과 고체의 변형식[6]을 동시에 풀면

$$p_i/p = (h_0/h)^{\alpha_0} \quad (7)$$

여기서  $\alpha_0$ 는 Pan & Hamrock[5]의 식에서 얻을 수 있다. 이식은 같은 조건에서 고온 표면 조건을 가정하고 구한 유막두께에 근거하여 유체의 압력( $p_i$ )과 표면의 평균거리( $h$ )를 구할수 있다. 대부분의 탄성유체윤활이 등온조건에서 윤활유의 두께에 치우쳐 있었기에 실제 현상인 온도 증가에 따른 점도 변화를 고려할 수 없었다. 이로인해 속도가 증가할 경우 탄성유체윤활의 결과는 계속적인 유막의 증가를 가져오는데 반해, 실제로는 속도로 인한 온도 증가로 점도가 감소하여 유막이 감소하는 것을 간단한 접촉저항 실험에서 볼 수 있다. 따라서 온도 증가를 고려하는 것이 실제 현상을 설명하는데 적합하다. Booser와 Andrade [7]는 다음과 같은 온도와 점도의 관계를 구하였다.

$$\eta = (H N/V') \exp(\Delta E/RT) \quad (8)$$

- $H$  : Planck's constant  
 $N$  : Avogadro's number  
 $V'$  : Molecular volume  
 $E$  : Energy of activation for viscous flow per mole

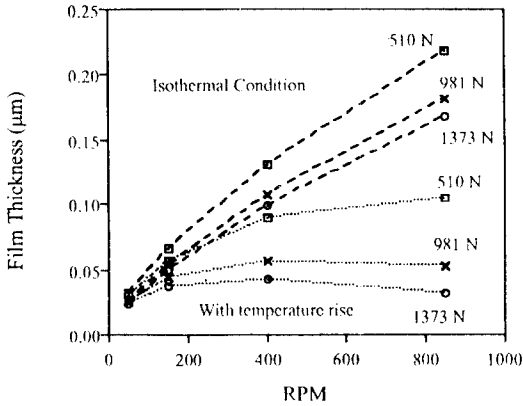


Fig. 1. The variation of lubricant film thickness under various loads and speeds (with temperature rises and with isothermal conditions).

R : Gas constant  
T : Temperature, K

좀더 간단한 관계는 Booser와 Andrade[7]에 의해 다음과 같이 나타내어진다.

$$\mu = A_0 \exp(b_0/T) \tag{9}$$

따라서 압력-점도 계수는 온도 상승의 영향을 고려하여 나타낼 수 있다. 실제로 압력-점도 계수는 (9)식에서 구할 수 있다[8]. Tribology handbook[9]의 자료를 이용하여 파라핀계 광유의 경우 압력-점도 지수를 다음과 같이 온도의 함수로 바꾸었다.

$$\alpha(T) = \alpha_0 (T_0/T)^{0.366} \tag{10}$$

$$\eta(T) = \eta_0 \exp\{-0.03244(T - T_0)\} \tag{11}$$

식 (10)과 식 (11)을 이용하여 온도증가로 인한 유막의 변화를 식(5)와 식(7)을 동시에 풀어 계산할 수 있다. 마찰계수를 0.1로 가정하고, 거칠기와 마찰면에서 온도증가를 고려하여 Fig. 1과 같이 유막의 두께를 나타내었고, 거칠기를 고려하지 않고 등온조건에서 구한 유막두께와 비교하였다. 속도가 증가함에 따라 유체 윤활의 영향으로 인한 유막의 증가 보다, 온도상승으로 인한 유막의 감소가 더 컸음을 알 수 있다.

### 2-3. 윤활면의 미세 접촉 해석

Greenwood & Williamson[10]은 실제 표면의 접촉에 관한 모델을 처음으로 개발하였는데 여기서는 특히 표면 상호간의 형상을 random or stochastic한

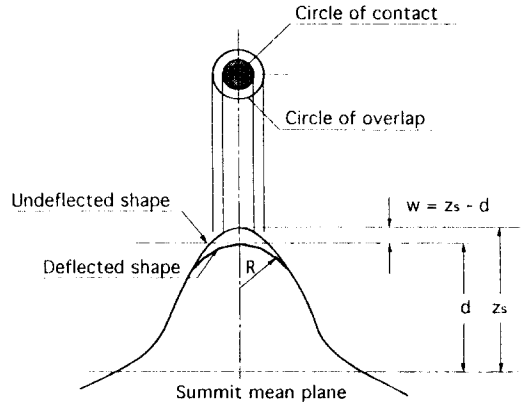


Fig. 2. The geometry of asperity in contact.

면에서 고려하였다. 그들은 거친 표면을 구의 형상을 갖는 국부적인 돌기들로 나타내었다. 모든 돌기들의 정상부는 같은 반경  $R_s$ 를 갖지만 높이는 각기 다르다고 가정하였다. 또한 정상들은 이미 알려진 밀도  $D_{sum}$ 으로 거친 표면위에 일정하게 분포되어 있다고 가정하였다. 정상부의 높이  $Z_s$ 는 표준편차  $\sigma_s$ 를 갖는 가우시안분포를 갖는다고 가정하였다.

두평면이 서로 접촉을 할 때 mean plane은 서로 평행하다. 따라서 거친표면과 고운 평면이 거친면 정상부의 mean plane과 고운면의 mean plane이 거리  $d$ 만큼 서로 접촉을 하면 무작위 선택된 정상부가 미세접촉을 할 확률은 다음과 같다.

$$P(\text{summit is in a contact}) = P(Z_s > d) = F_0(d/\sigma_s) = \int_{d/\sigma_s}^{\infty} f(x) dx \tag{12}$$

$F_0(t)$ : 표준 정상 곡선  $f(x)$  하의  $t$ 의 오른쪽 면적 단위 면적당 돌기의 수가  $D_{sum}$ 이기 때문에 어떤 단위 면적에서 예상되는 평균 접촉 돌기의 수는

$$n = D_{sum} F_0(d/\sigma_s) \tag{13}$$

높이  $Z$ 가  $d$ 를 넘어서는 돌기들은 접촉을 하기때문에 그돌기들은 Fig. 2에서와 같이 정상부가  $w = Z - d$  만큼 변형을 한다. 따라서 전체 걸보기 접촉면적의 일부인 전체 실 접촉 면적은 정상부의 밀도에다 임의로 선정된 하나의 정상부가 차지하는 평균접촉면적을 곱한 값이 된다[11]. 실접촉면적과 걸보기접촉면적의 비는 다음과 같다.

$$A_s/A_0 = \pi R_s \sigma_s D_{sum} F_1(d/\sigma_s) \tag{14}$$

$$F_1(t) = \int t(x-t) f(x) dx$$

같은 원리로 돌기에 의해 지탱되는 단위 면적당의 하중은 다음과 같다.

$$P/A_0 = 4/3 E' R_s^{1/2} \sigma_s^{3/2} D_{sum} F_{3/2}(d/\sigma_s) \quad (15)$$

$$F_{3/2}(t) = \int t(x-t)^{3/2} f(x) dx$$

서로 접촉하는 돌기들은 최대 전단 응력이 단순 인장시의 항복응력의 반을 넘게되는 경우 어느 정도의 소성 변형을 한다. 구와 평면의 접촉시 최대 전단 응력은 최대 Hertzian 응력  $p_0$ 에 비례한다.

$$\tau_{max} = 0.31 p_0 \quad (16)$$

따라서 다음과 같은 경우 소성변형이 발생한다.

$$\tau_{max} = 0.31 p_0 > Y/2 \quad (17)$$

$$0.31 \times 2 \times E'(z-d)^{1/2} / \pi R^{1/2} > Y/2 \quad (18)$$

$$z-d > 6.4 (Y/E')^2 = w_p \quad (19)$$

따라서 높이가  $d + w_p$ 를 초과하는 돌기들은 어느 정도의 소성변형을 하게 된다. 단위 면적당 소성변형이 예상되는 돌기들의 수는

$$n_p = D_{sum} F_0(d/\delta_s + w_p^*) \quad (20)$$

$$w_p^* = w_p / \sigma_s$$

Johnson[6]은 여기서  $n_p$ 를 접촉정도를 나타내는 지수로 사용하였고, GW는 소성변형 면적을 사용하였다. (14)식과 같은 방법으로  $A_p/A_0$ 를 다음과 같이 계산할

수 있다.

$$A_p/A_0 = \pi R_s \sigma_s D_{sum} F_1(d/\sigma_s + w_p^*) \quad (21)$$

소성접촉면적  $A_p/A_c$ 는

$$A_p/A_c = F_1(d/\sigma_s + w_p^*) / F_1(d/\sigma_s) \quad (22)$$

식 (5)의 유막 두께를 이용하여 여러 형태의 하중과 접촉 형상에 대해 실제 접촉 면적을 소성 변형을 고려하여 구할 수 있다.

### 3. 실험

실험은 직경 45 mm의 평면시편과 실린더를 사용하였고, 실린더는 길이 6 mm 직경 6 mm로 홀더에 고정하여 사용하였다. 실린더는 베어링에서 추출하여 사용하였고 평면시편은 S20C를 가공하였다. 시편은 Table 1과 같이 세가지의 경도를 구분하여 각기 다른

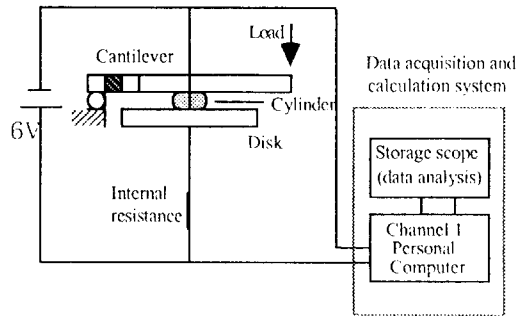


Fig. 3. A system to measure the electrical contact resistances between two surfaces.

Table 1. Hardness and surface roughness of disks and cylinder (Average values on five each specimens)

Specimen	Hardness $R_c$	Surface roughness $R_q$ in mm	Slope $R_{dq}$
1020			
8S	8▼	.051	.014
8I	8	.120	.031
8R	8	.343	.058
30S	30▲	.051	.014
62S	62▲▼	.045	.014
62R	62	.355	.051
Cylinder	57	0.25	0.19

▼ Annealed

▲ Water quenched & tempered

▲▼ Water quenched

S: Smooth, I: Intermediate & R: Rough

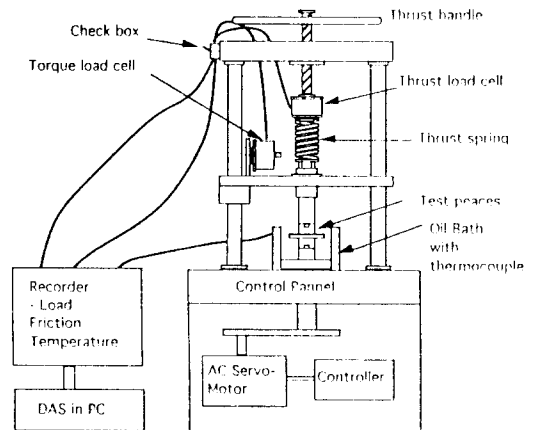


Fig. 4. Wear tester.

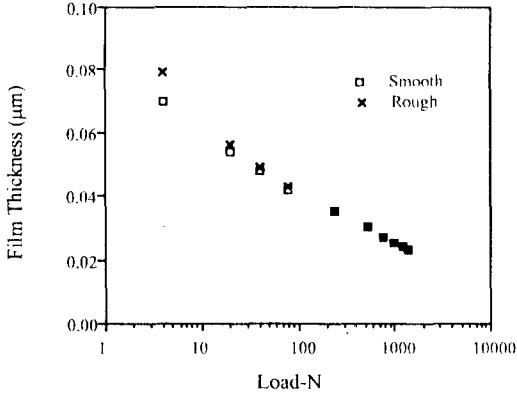


Fig. 5. The lubricant film thickness vs. load (rough surfaces and perfectly smooth).

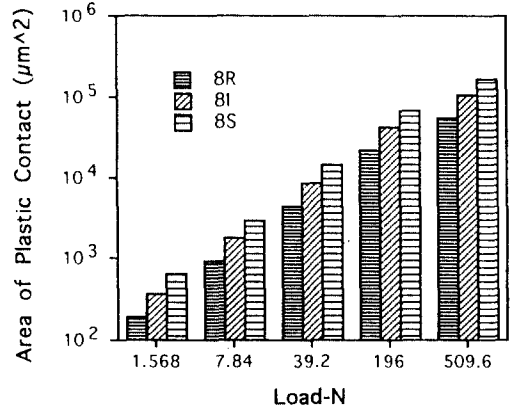


Fig. 7. The effect of surface roughness on plastic contact area.

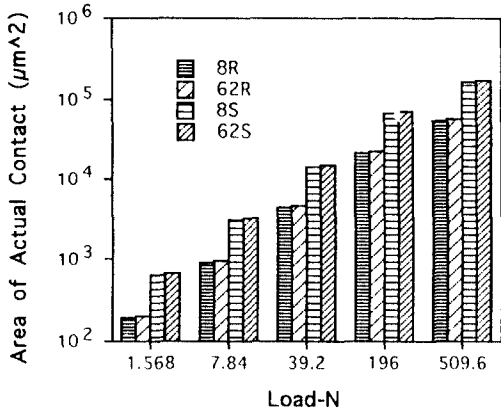


Fig. 6. The area of actual contact.

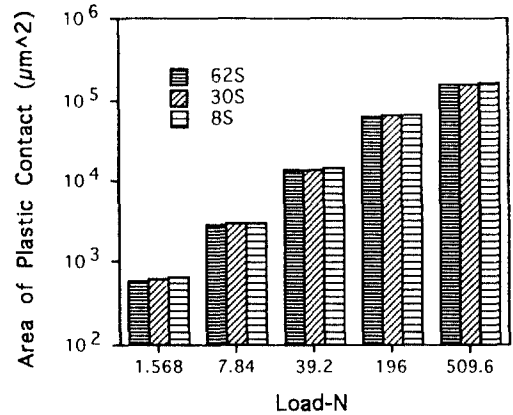


Fig. 8. The effect of hardness on plastic contact area.

표면조도와 표면기울기를 갖도록 연마 후에 폴리싱을 하였다. 실린더는 실제 베어링의 특성을 파악하기 위해 실물을 사용하였고 평면시편은 경도, 조도 그리고 표면기울기를 변화시키기 위해 가공이 용이한 재질을 선택하였다. 윤활막의 두께는 선접촉의 경우로 한정하여 온도 변화를 고려하여 계산하였고, 두께의 변화를 보기 위해 마찰 시험 중에 접촉저항을 측정하였다. 접촉저항은 Fig. 3과 같은 장치를 사용하였다. 또한 접촉저항은 정지시 하중에 의한 실접촉면적의 변화를 보기위해 사용되었는데, 이때는 하중을 0.16~52 kg까지 변화를 시켰고, 그 이상의 하중에서는 변화를 보기 힘들었다. Fig. 4와 같은 마찰시험 시에는 회전수를 고정시키고 하중을 40~120 kg 정도 사용하였는데 이범위는 실제 선접촉 베어링의 하중 조건과 일치하는 영역이며 그이상의 하중에서는 스커핑이

발생하였다. 윤활시에 광유를 사용하였고 실험은 각기 3분간 행해졌고 데이터는 3분간의 평균값을 사용하였다. 실험 중에는 접촉저항과 마찰력, 그리고 조도와 기울기가 각각 측정되었다.

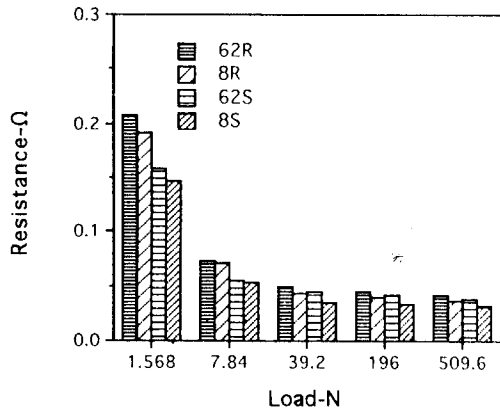
#### 4. 결과 및 토의

위의 해석을 근거로 표면조도를 갖는 두 윤활면의 윤활막 두께를 Fig. 5에 나타내었다. 여기서 윤활막은 하중에 따라 감소하였고 거칠기를 고려한 경우에 좀더 두꺼운 윤활막이 형성되었다. 하중이 증가하면서 윤활막 두께의 차이는 감소하였다.

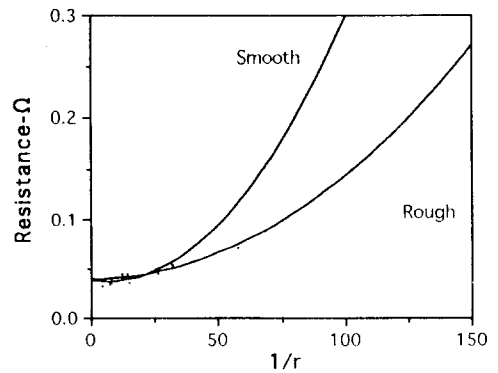
Fig. 6, Fig. 7 그리고 Fig. 8에서는 하중 변화에 따른 실접촉 면적과 소성접촉 면적의 변화를 조도와 경도에

**Table 2. The results of friction tests**

하중 (kg)	접촉저항 (mΩ)	유막두께 (μm)	표면조도 (μm)	마찰계수	접촉온도 (°C)	접촉응력 (GPa)
40	320	.080	.12	.12	60	0.35
60	165	.072	.11	.12	65	0.61
80	91	.067	.14	.16	120	0.84
100	60	.064	.27	.23	180	1.70
120	32	.062	.49	.40	270	3.20



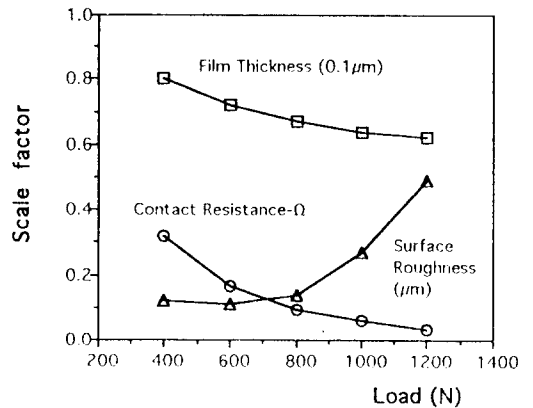
**Fig. 9. The change of contact resistances with load.**



**Fig. 10. The relation between the contact resistance and the radius (μm) of contact area.**

따라서 보여주고 있다. 실접촉면적의 대부분이 소성 접촉면적임을 볼 수 있는데, 이는 GW model에서 보듯이 소성인덱스가 크기 때문에 비록 경도가 다르더라도 조도와 기울기가 동일하면 그 차이가 매우 작다. Fig. 7과 Fig. 8에서 보듯이 하중이 접촉면적에 미치는 영향은 이론적으로도 쉽게 예측이 가능하고, 경도의 영향은 매우 작으며 조도는 접촉면적에 매우 민감히 변하여 거친 표면의 접촉면적이 매우 작음을 알 수 있다.

정지시 접촉면에서 측정된 전기 신호는 측정전에 표준 저항을 이용하여 작성된 환산표에 의하여 접촉 저항으로 환산된다. Fig. 9에서 보듯이 하중 증가에 따라 접촉저항이 감소하는데 이는 실접촉면적이 증가하기 때문이다. 이 경우에도 거친표면의 저항값이 큼을 볼 수 있다. 이론적으로 예측했듯이 표면조도의 영향이 매우 큼을 알 수 있다. 하중이 작은 경우에 경도가 큰 시편에서 저항값이 크게 나오는데 이는 이론적으로 예측했던 소성변형의 영향이 더 큰 것을 알 수 있다. 저항값을 접촉면적의 반경으로 환산한 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 이 곡선을 실험적으로 나타내면 다음과 같다.



**Fig. 11. The change of contact resistance, lubricant film thickness and surface roughness.**

$$R = C_1/r + C_2/r^2 + C_3 \tag{23}$$

이 식은 접촉저항과 접촉면적의 관계를 잘 나타내어 주는 식이다. 첫항은 수축저항에 관계되며 둘째항은 필름저항에 관계되는 항이며, 셋째항은 보정항이라 할 수 있다.

Table 2는 마찰실험의 결과인데 접촉저항, 마찰계수

그리고 표면 조도는 측정된 결과 이고, 접촉면의 온도와 응력은 마찰계수와 조도의 결과를 이용하여 계산되었다. 이 모든 결과는 유막 두께를 계산하는데 사용되었다. Fig. 11에서는 마찰시험 중에 하중 증가와 마찰력에 따라 온도가 증가하고 이는 유막의 두께를 감소시킨다. 접촉저항의 감소는 이를 잘 설명하고 있다. 유막의 감소는 접촉응력과 온도를 급격히 증가시키고 결국에는 표면을 매우 거칠게 만든다. 이는 바로 표면파괴로 연결된다.

### 5. 결 론

본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 속도 증가에 따라 접촉 면적이 다시 증가하는데 이는 온도 증가로 점도가 감소하여 윤활막의 두께가 감소하기 때문인데 이영향이 탄성유체윤활의 영향보다 크기때문이다.
2. 등온조건을 가정한 유막 계산은 실제 현상을 설명하기 어렵다. 따라서 압력과 온도에 따른 점도 변화를 고려하여 유막을 계산하여야 한다.
3. 표면의 돌기들은 일정 압력 이상에서는 소성 변형을 하므로 접촉 면적이 바뀌게 되며 이것도 유막 계산시 반드시 고려되어야 한다.
4. 접촉저항을 측정함으로써 접촉면적의 변화를 알 수 있다. 이론적으로는 소성인덱스가 커서 경도의 접촉면적에 미치는 영향은 매우 작고, 조도의 영향은 매우 큼을 알 수 있는데 실험 결과 상에서는 조도의 영향은 쉽게 알 수 있으나 하중이 작은 경우에 경도의 영향도 있음을 알 수 있다.

### 후 기

이 논문은 1993년도 한국학술진흥재단의 공모과제 연구비에 의하여 연구되었음.

### 참 고 문 헌

1. Blok, H., General discussion on Lubrication, Inst. Mech. Eng., Vol. 2, pp. 222-235, 1937.
2. Archard, J. F., "The Temperature of Rubbing Surfaces", Wear, Vol. 2, pp.438-454, 1959.
3. Dyson, A., "Scuffing Review", Tribol. Int., pp.77-87, April 1975.
4. Holm, R., Die Technische Physik der Elektrischen Kontakte, Springer, pp.25-34, 1958
5. Pan, P. and Hamrock, B. J., "Simple Formulas for Performance Parameters used in Elastohydrodynamic Lubricated Line Contacts", ASME Trans., Vol. 111, pp. 245-251, 1989.
6. Johnson, K. L. and Greenwood, J. A., "A Simple Theory of Asperity Contact in Elastohydrodynamic Lubrication", Wear, Vol. 19, pp. 91-108, 1972.
7. Booser, E.R. and Andrade, Handbook of Lubrication, p.232, ASLE CRC Press.
8. Dowson, D. and Higginson, G., Elastohydrodynamic Lubrication, pp.23-32, Pergamon Press, 1977.
9. Neale, M. J., Tribology Handbook, B2, pp. 27-31, Wiley.
10. Greenwood, J. A. and Williamson, J. B. P., "Contact of Nominally Flat Surfaces", Proc. Roy. Soc., A295, pp.300-319, 1966.
11. McCool, J. I., "Comparison of Models for the Contact of Rough Surfaces", Wear, Vol. 107, pp.37-60, 1986.