

전기 저항을 이용한 실접촉 면적과 윤활 영역의 예측

이 홍 철, 김 대 은*

연세대학교 대학원

*연세대학교 기계전자공학부

Estimation of Real Area of Contact and Lubrication Regimes using Electric Contact Resistance

Hong-Chul Lee, Dae-Eun Kim*

Graduate School, Yonsei University

*School of Electrical & Mechanical Eng., Yonsei University

Abstract- The electric contact resistance between ball and disk was measured to estimate the real area of contact under dry and lubrication conditions. The results from the measured constriction resistance using the hypothesis of a single circular contact was compared with those of Hertzian contact theory and hardness. The resistance correlated well with the asperity contact area and friction when the ball slides on the flat disk spreaded with lubricant film. Therefore, the constriction resistance method was useful to identify the lubrication regimes with respect to various loads and speeds. The results of this work will aid in better prediction of lubrication regimes with respect to the operating conditions.

Key Words : contact resistance, real area of contact, friction

1. 서 론

실제의 표면은 이상적인 매끈한 상태가 아니고 크기와 형상이 다른 요철이 불규칙하게 분포되어 있는 거친 표면(rough surface)이다. 따라서 두 부재가 접촉할 때 형성되는 실 접촉 면적의 크기는 겉보기 접촉 면적과 일치하지 않으며, 가해지는 하중의 크기, 표면 상태, 재료의 기계적 성질에 크게 좌우된다 [1]. 상대 운동을 하는 접촉면에서 발생하는 마찰과 마멸 현상은 겉보기 접촉 면적보다는 요철간의 직접적인 접촉이 이루어지는 실 접촉 면적의 크기와 관련이 있기 때문에 다양한 조건에서 실 접촉 면적의 크기를 측정하거나 예측하기 위한 연구가 진행되어 왔다[2]. 실 접촉 면적의 크기를 측정하는 방법 중에서 전기 저항을 이용한 실험 기법은 접촉면에서의 저항의 크기는 접촉되는 미세 요철의 크기와 수에

의해서 결정된다는 constriction resistance 이론을 적용한 방법으로서, 정지 상태뿐만 아니라 미끄럼 운동이 일어나는 경우에 대해서도 실 접촉 면적의 크기를 예측할 수 있다. 또한 윤활 상태에서 미끄럼 운동이 일어나는 경우에는 접촉면 사이에 형성된 윤활막의 두께와 표면 요철의 높이와의 관계에 의해서 금속간의 실 접촉 면적의 크기와 윤활 영역이 결정되므로 접촉면의 저항을 측정함으로써 다양한 윤활 상태를 예측할 수 있다[3].

본 연구에서는 마찰 실험에서 많이 사용되는 디스크와 볼 시편에 대해서 정지 상태에서의 하중 변화에 따른 접촉 면적의 크기를 재료의 경도를 이용한 방법으로 예측하였으며, 이를 접촉 저항으로 측정된 결과와 비교하였다. 정지 상태에서의 실험 결과를 바탕으로 윤활 상태에서 미끄럼 운동이 일어나는 경우에 대해서도 마찰계수와 접촉면의 저항을 동

시에 측정하면서 실 접촉 면적의 상대적 변화를 측정하였다. 최종적으로는 접촉 저항을 이용하여 하중과 미끄럼 속도의 변화에 따라서 다양하게 나타나는 윤활 상태를 정의하고 이 때의 접촉 저항과 윤활 영역과의 상관 관계를 규명하였다.

2. Contact Modeling

윤활유가 덮혀 있는 평평한 디스크 위에서 볼이 미끄럼 운동을 하는 경우의 접촉면은 윤활 영역과 요철간의 직접적인 접촉 영역으로 구분할 수 있으며, 이를 도식적으로 나타내면 Fig. 1과 같다[4]. 접촉면 사이에 윤활유가 존재하고 있는 상태에서도 미끄럼 운동이 일어나지 않은 경우에는 재료의 경도와 가해지는 하중과의 관계로부터 실 접촉 면적을 구할 수 있다. 그러나 일단 미끄럼 운동이 시작되면 접촉면 사이의 윤활유 압력이 형성되므로 가해지는 하중의 일부는 윤활 영역에서, 그리고 나머지는 요철간의 접촉에 의해서 지지하게 된다. 이를 수식적으로 표현하면 식(1)과 같으며 주어진 하중 조건에서 접촉 면적은 일정하기 때문에 윤활 영역과 접촉 면적 사이에는 반비례 관계가 성립된다[5]. 미끄럼 운동 중의 접촉 저항은 아래의 식 (2)와 같이 금속 요철 사이에서의 저항 R_c 와 윤활유의 저항 R_l 의 합으로 나타낼 수 있다[6]. 특히 윤활유의 전도도가 매우 낮을 때(예를 들면 비전도체)의 저항 변화는 요철간의 직접적인 접촉 면적의 변화만을 반영한 모델이 된다. 따라서 대부분의 윤활유가 비전도체이므로 접촉면에서의 저항 변화를 측정하면 금속 요철간의 직접적인 접촉 면적의 변화를 예측할 수 있다[7].

$$F = F_c + F_l = A_c H + A_l P$$

$$A_c : \text{real area of asperity contact} \quad (1)$$

$$A_l : \text{lubricated area}$$

$$P : \text{lubricant pressure}$$

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_c} + \frac{1}{R_l} = \frac{4rn}{\rho_1 + \rho_2} + \frac{A_l}{\rho_l \delta}$$

$$r : \text{radius of the asperity contact area} \quad (2)$$

$$\delta : \text{film thickness } n : \text{number of areas}$$

$$\rho_1, \rho_2 : \text{specific resistances of the metals 1, 2}$$

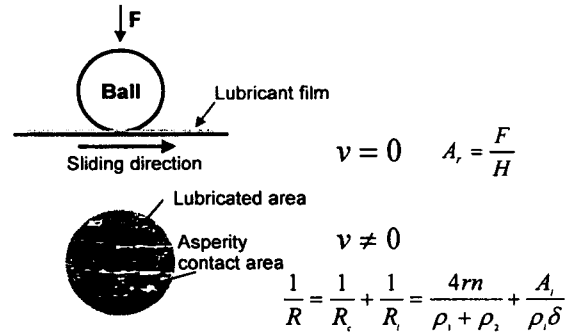


Fig. 1 Schematic view of lubricated area and asperity contact area

3. 실험방법

3.1 실험장치

윤활 상태에서의 마찰, 마멸 실험을 수행하기 위해서 Fig. 2와 같이 윤활유 저장 용기가 설치된 Pin-on-disk 실험 장치를 구성하였다. 마찰시 일정한 회전 속도를 유지하기 위하여 서보 모터를 장착하여 사용하였으며, Dead Weight에 의하여 시편에 수직 하중이 부과된 상태에서 두 금속간의 한 방향 미끄럼 운동이 일어난다. 디스크와 볼의 미끄럼 운동에 의해서 발생되는 마찰력은 유연한 판 스프링과 로드셀에 전달되어 실시간으로 마찰력이 측정되도록 하였다. 접촉 저항을 측정하기 위한 전기 회로는 Fig. 3과 같이 구성하였으며, 회전하는 디스크 시편에 일정한 전기적 신호를 공급하기 위해서 수은 타입의 Slip Ring을 추가로 장착하였다. 디스크와 볼이 접촉된 상태를 하나의 저항으로 고려하여 나머지 두 개의 가변 저항과 연결한 다음에 외부에서 10 V의 인가 전압이 입력되었을 때 디스크와 볼 사이에서 출력되는 전압의 크기로 접촉 저항을 측정하였다. Strain Amplifier를 이용하여 10 V의 일정한 입력 전압을 공급함과 동시에 출력되는 전압을 측정하여 PC에서 실시간으로 data를 처리하였다. 출력되는 전압 (V)과 저항 (R) 사이의 관계는 식(3)과 같이 나타낼 수 있으므로 디스크와 볼이 완벽하게 접촉된 경우에는 0V의 전압이 출력된다. 반면에 디스크와 볼이 분리되었을 경우에는 5V가 출력된다. 이를 그래프로 표시하면 Fig. 4와 같다.

$$R = \frac{(V \times 9000 \times 9000)}{(10 - V) \times 9000 - (V \times 9000)} \quad (3)$$

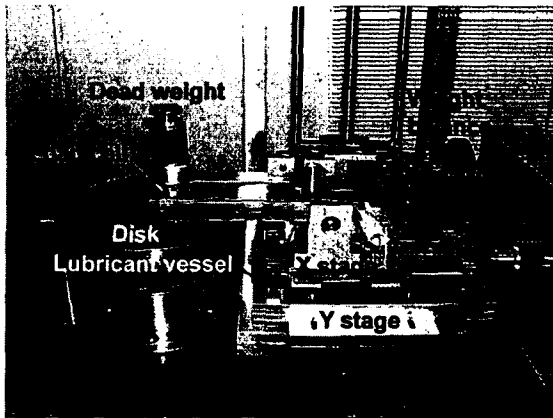


Fig. 2 Photograph of pin-on-disk tribotester

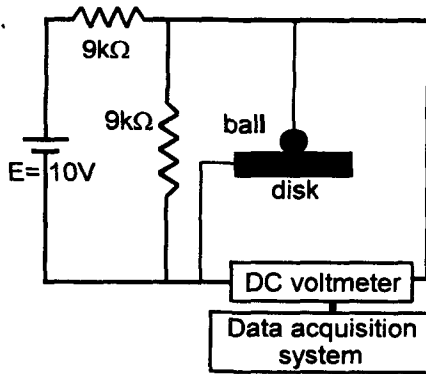


Fig. 3 Schematic view of electric circuit for resistance measurement

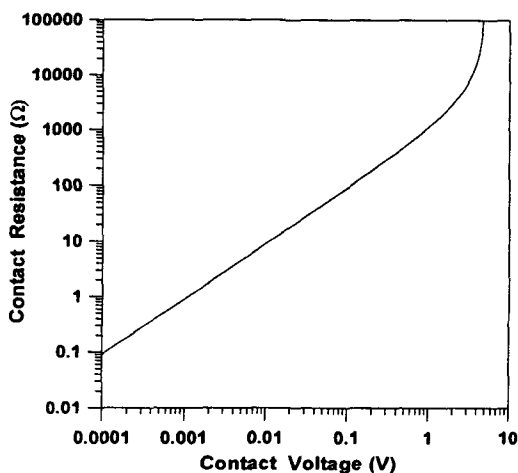


Fig. 4 Relationship between contact voltage and contact resistance

3.2 실험방법 및 조건

디스크 시편 위에 볼을 일정한 압력으로 접촉시킨 상태에서 미끄럼 운동 전후의 접촉 저항을 측정하였다. 디스크 재질은 SCM-4, 상대 재료는 직경이 6.35mm인 베어링 볼(STB2)과 스테인레스(SUS304) 핀을 사용하였다. 실험에 사용된 시편의 기계적 특성과 실험 조건은 Table 1과 같다. 하중, 경도 그리고 접촉 면적 사이의 관계 ($A_c = \frac{F}{H}$)를 이용하여 주어진 하중에서의 접촉 면적을 구한 뒤에 접촉 저항으로부터 예측한 실 접촉 면적의 크기와 비교 분석하였다. 또한 미끄럼 속도를 증가시키면서 마찰력과 접촉 저항의 변화를 동시에 측정하여 윤활유의 압력이 형성되면서 실 접촉 면적이 감소되는 현상을 실험적으로 확인하였다. 그러나 예비 실험 결과 디스크와 볼의 조합은 비순응 표면(nonconformal surface)이기 때문에 미끄럼 속도, 하중 또는 윤활유의 점도를 조절하여도 유체 윤활 상태에 도달하기가 불가능하였다. 따라서 Fig. 5에서 보는 바와 같이 원통형 핀의 단면을 일정한 각도로 경사지게 가공하여 접촉면에서의 윤활유 압력 형성을 용이하게 함으로써 다양한 윤활 상태를 구현하였다. 실험 후에는 광학 현미경과 3차원 표면 조도 측정 장비를 이용하여 디스크 표면에 형성된 마멸 트랙의 크기와 형상을 관찰하여 실 접촉 면적 또는 마멸 특성과 측정된 접촉 저항과의 상관 관계를 분석하였다.

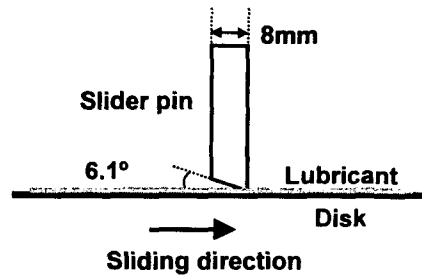


Fig. 5 Geometry of slider pin

Table 1 Experimental conditions for sliding tests

Materials		Normal load (gf)	Sliding speed (rpm)
Disk	Pin		
SCM-4	STB2	300, 500, 1000	20, 200, 400, 700
SCM-4	SUS	500, 1000	0~500

4. 실험결과

4.1 미끄럼 운동 전후의 접촉 저항과 접촉 면적의 관계

정지 상태에서와 안정적인 미끄럼 거동이 시작되는 길들이기(run-in) 과정 이후의 접촉 저항은 아래의 Fig. 6에서 보는 바와 같이 하중의 증가에 반비례하는 경향을 보이고 있다. 그러나 미끄럼 운동 전후의 접촉 저항은 500mΩ 정도의 차이가 발생되었다. 실험 후의 디스크 표면을 3차원으로 측정한 결과는 Fig. 7~9와 같으며, 이 때 형성된 마멸 트랙의 크기와 마멸량이 하중의 크기에 비례하여 증가하는 현상은 측정된 저항 결과와 일치되는 경향이다. 저항으로부터 계산되어진 접촉 면적의 반경과 재료의 경도를 이용하여 구한 접촉 반경을 실험 전후로 구분하여 Fig. 10과 11에 표시하였다. 경도를 이용하여 접촉 반경을 구할 때에는 측정된 마찰계수를 이용하여 미끄럼 운동시의 전단력에 의한 접촉 면적의 증가 효과를 고려하였다. 따라서 경도를 이용하여 구한 접촉 반경은 정지 상태에서보다 미끄럼 운동이 일어나는 경우에 다소 증가하는 것을 알 수 있다. 반면에 저항으로 측정된 접촉 반경은 미끄럼 운동이 시작되면서 오히려 감소하였다. 미끄럼 운동 전후의 접촉 저항의 변화로 인한 실 접촉 면적의 차이는 경도와 접촉 저항을 이용한 측정 결과의 차이에 비해서 매우 작으며, 하중과 미끄럼 속도의 변화에 대해서도 선형적인 비례 관계-경도에 의한 접촉 반경이 저항으로 측정된 접촉 반경의 10^3 배-를 보여주고 있으므로 접촉 저항을 이용하여 미끄럼 운동이 일어나는 경우에 대해서도 실 접촉 면적의 상대적인 변화를 예측할 수 있다.

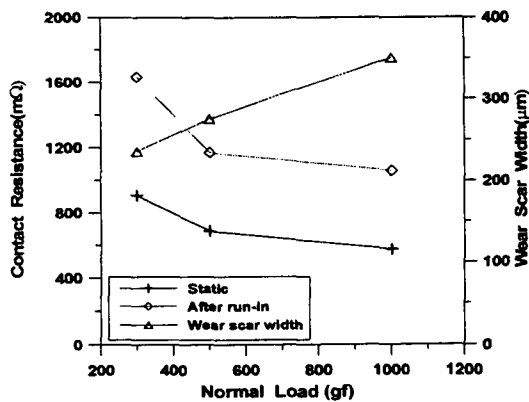


Fig. 6 Contact resistance variation and wear scar width after 3600 sec. sliding

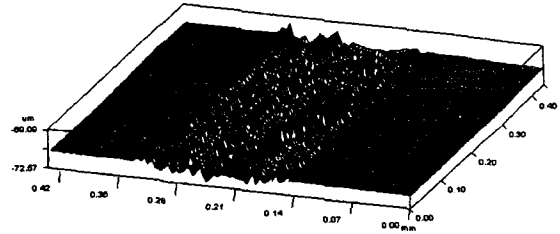


Fig. 7 3-D surface profile of wear track(300gf)

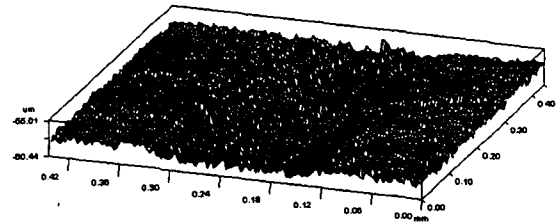


Fig. 8 3-D surface profile of wear track(500gf)

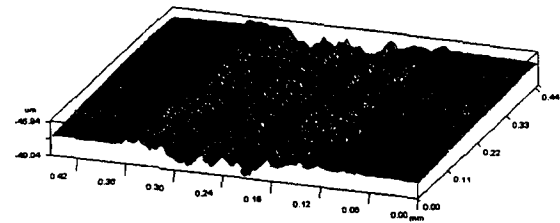


Fig. 9 3-D surface profile of wear track(1000gf)

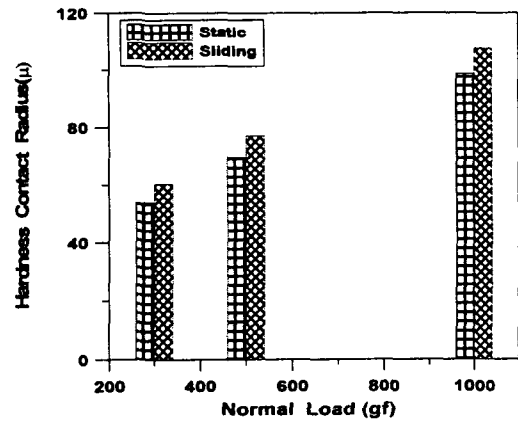


Fig. 10 Hardness contact radius w.r.t load

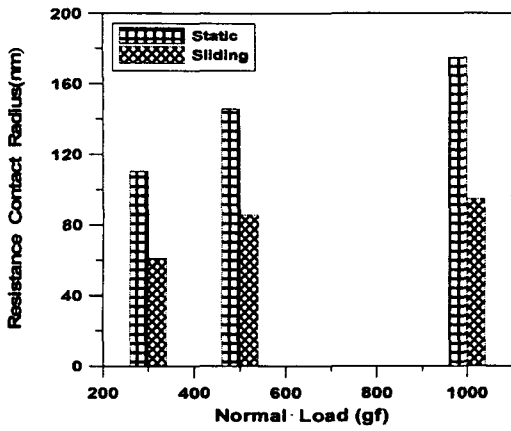


Fig. 11 Resistance contact radius w.r.t load

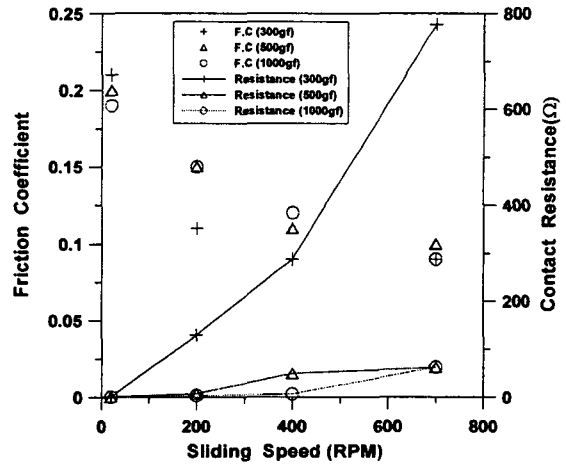


Fig. 12 Friction coefficient w.r.t normal load and sliding speed

4.2 미끄럼 속도의 증가에 따른 접촉 저항과 접촉 면적의 변화

하중과 미끄럼 속도에 대한 마찰계수와 접촉 저항의 변화를 나타내면 Fig. 12와 같으며 이 때의 접촉 저항을 이용하여 실 접촉 면적의 상대적 변화를 예측하였다. 마찰계수는 0.2~0.09의 범위에서 미끄럼 속도의 증가에 따라서 감소하는 경향을 보이고 있으며, 동일한 미끄럼 속도에서는 하중에 반비례하는 현상을 확인할 수 있다. 이 때의 접촉 저항은 마찰계수의 변화에 반비례하는 경향을 나타내고 있다. 각각의 실험에서 측정된 접촉 저항을 이용하여 접촉 반경을 계산하였으며, 이를 경도에 의한 결과와 비교하였다. 주어진 하중 조건에서 미끄럼 속도에 대한 접촉 반경의 변화를 Fig. 13~15에서 보여 주고 있다. 두 가지 측정 방법에 의한 접촉 반경의 차이는 20 rpm 에서는 정지 상태와 동일(10^3 이내)하였지만 미끄럼 속도의 증가에 따라서 더욱 큰 차이를 보이고 있다. 이와 같은 결과는 미끄럼 속도의 증가로 인해서 접촉면 사이의 윤활유 압력이 형성되면서 고체간의 실 접촉 면적이 감소하기 때문이며, 이로 인해 마찰계수도 감소하는 현상임을 유추해 볼 수 있다. 또한 하중의 증가에 따라서는 미끄럼 속도에 대한 접촉 면적과 마찰계수의 감소 효과가 지연되었다. 실험 후에 디스크 표면에 형성된 마멸 트랙을 3차원으로 측정된 Fig. 16~19에서는 각각의 실험 조건에서의 wear scar의 크기 및 접촉 상태를 보여 주고 있다. 디스크 표면에 형성된 wear scar의 크기는 하중에 비례하고 미끄럼 속도에 반비례하는 결과를 보여주고 있으며, 이는 측정된 접촉 저항과도 매우 잘 일치되는 결과이다.

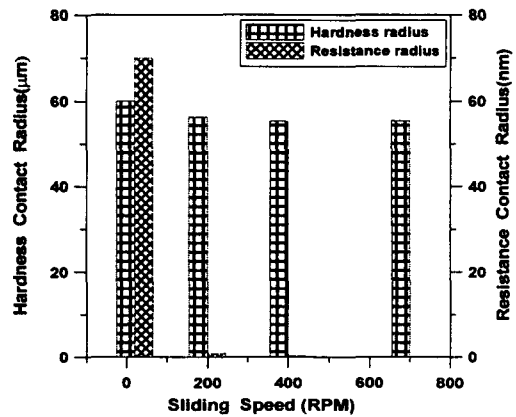


Fig. 13 Contact radius w.r.t sliding speed(300gf)

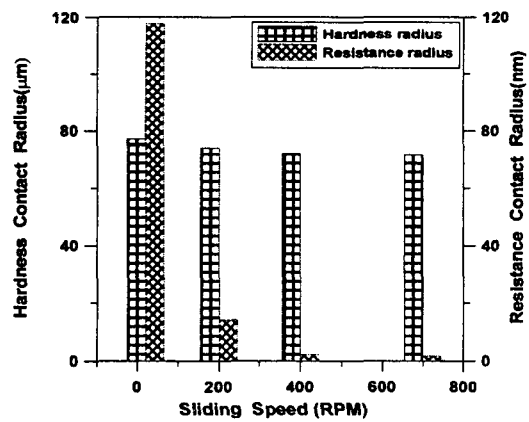


Fig. 14 Contact radius w.r.t sliding speed(500gf)

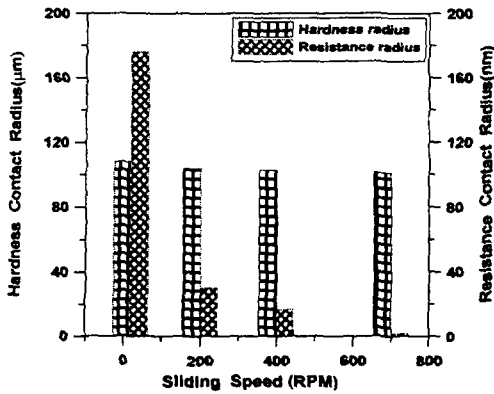


Fig. 15 Contact radius w.r.t sliding speed(1000gf)



Fig. 16 3-D surface profile of disk wear track(300gf, 20 rpm)



Fig. 17 3-D surface profile of disk wear track(300gf, 200 rpm)



Fig. 18 3-D surface profile of disk wear track(300gf, 400 rpm)



Fig. 19 3-D surface profile of disk wear track(300gf, 700 rpm)

4.3 다양한 윤활 영역에서의 접촉 저항의 변화

볼 시편 대신에 경사진 핀을 사용하여 윤활유의 압력 형성을 용이하게 함으로써 다양한 윤활 상태를 구현하였다. 정지 상태에서부터 일정한 간격으로 미끄럼 속도를 증가시키면서 마찰력과 접촉 저항을 동시에 측정하였다. Fig. 20에서 보는 바와 같이 미끄럼 속도의 변화에 따라 마찰력과 접촉 저항은 매우 민감한 변화를 보이고 있다. 저속에서는 경계 윤활 상태를 유지하다가 미끄럼 속도가 증가함에 따라서 마찰력이 급격히 감소하기 시작한 후 500rpm 이상에서는 더 이상의 변화가 없었다. 접촉면에서의 저항도 마찰력의 변화에 반비례하는 일정한 경향을 유지하면서 미끄럼 속도의 증가에 따라서 급격히 증가하다가 500 rpm 이상에서는 9000Ω의 일정한 값을 나타내고 있다. 이 때의 저항 크기는 실제로 핀과 디스크가 완전히 분리되어 있는 경우에 측정되는 값과 일치하고 있다. 다른 하중에서도 동일한 실험 결과를 확인할 수 있었으며, 이 때의 마찰계수와 접촉 저항 사이의 관계를 Fig. 21로 나타내었다. 접촉 저항과 마찰계수를 각각 X축과 Y축으로 설정하여 log scale로 표시하면, A 영역은 마찰계수의 변화에 비해서 저항의 변화가 매우 크게 나타나고 있는 반면에 B 영역에서는 저항의 변화가 없음에도 불구하고 마찰계수는 급격히 감소하는 현상을 확인할 수 있다. 결국 A 영역은 금속 고체간의 접촉이 유발되는 경계 윤활 또는 혼합 윤활 상태이며, B는 윤활막에 의해서 고체면이 분리되는 탄성 유체 윤활과 유체 윤활 영역이라고 할 수 있다. 따라서 미끄럼 속도를 X 축으로 설정하여 마찰계수와 접촉 저항을 log scale로 표시하면 Stribeck 선도를 얻을 수 있으며, 측정된 접촉 저항과 마찰계수의 상관 관계를 이용하여 윤활 영역을 Fig. 22와 같이 도식화하였다.

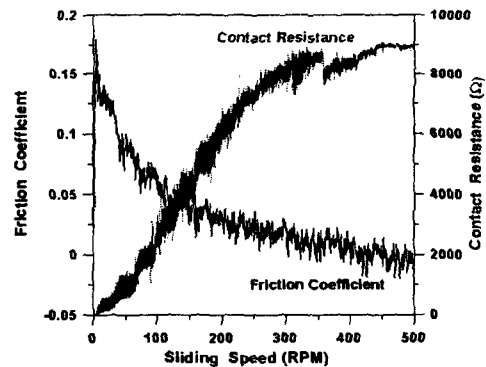


Fig. 20 Friction coefficient and resistance variation w.r.t sliding speed

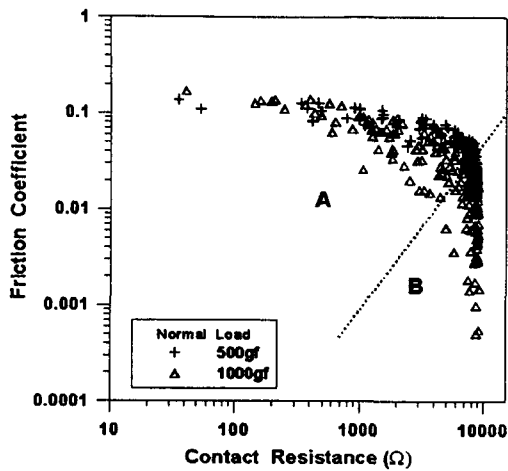


Fig. 21 Relationship between friction coefficient and contact resistance

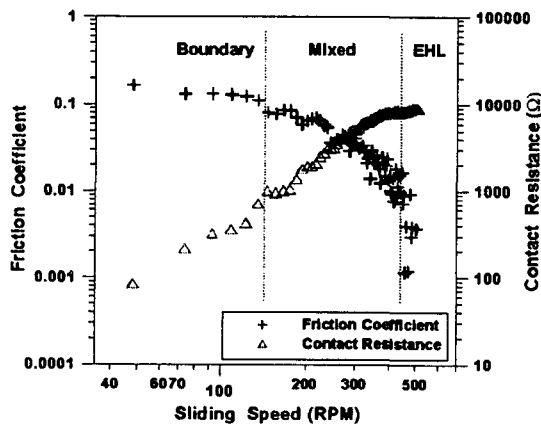


Fig. 22 Characterization of lubrication regimes using contact resistance

5. 결 론

본 연구에서는 접촉 저항을 이용하여 실 접촉 면적을 예측하였으며, 이를 바탕으로 다양한 윤활 상태에서의 접촉 저항과 접촉 면적과의 상관 관계를 규명하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 정지 상태에서 접촉 저항을 이용하여 측정된 실 접촉 면적의 크기는 경도를 이용하여 구한 결과와 선형적인 비례 관계를 보이고 있다.

2. 미끄럼 운동이 일어나는 경우에도 접촉 저항과 실 접촉 면적 사이의 관계는 정지 상태에서와 유사한 경향을 보이고 있으며, 윤활 상태에서 접촉면

사이의 저항은 금속 요철간의 실 접촉 면적의 변화를 반영하고 있다.

3. 접촉 저항을 이용하여 미끄럼 속도의 증가에 따라서 다양하게 나타나는 윤활 상태를 예측할 수 있었다.

후 기

“이 논문은 (1998)년 한국학술진흥재단의 학술연구비에 의하여 지원되었음”

참고 문헌

- [1] J. Halling. *Principles of Tribology*, The Macmillian Press Ltd. pp. 61, 1983.
- [2] W. Hirst and J. V. Stafford, "Transition Temperatures in Boundary Lubrication," Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol 186, pp. 179, 1972.
- [3] W. F. Kuo, Y. C. Chiou, and R. T. Lee, "A Study on Lubrication Mechanism and Wear Scar in Sliding Circular Contacts", Wear, Vol. 201, pp. 217-226, 1996.
- [4] X. Jiang, D. Y. Hua, H. S. Cheng, X. Ai and Si C. Lee, "A Mixed Elastohydrodynamic Lubrication Model with Asperity Contact", ASME J. of Tribology, Vol. 121, pp. 481-491, 1999.
- [5] Y. Z. Lee and K, C. Ludema, "The Shared-load Wear Model in Lubricated Sliding : Scuffing Criteria and Wear Coefficients", Wear, Vol. 138, pp. 13-22, 1990.
- [6] R. Holm, *Electric Contacts : Theory and Application*, Springer-Verlag, 1967.
- [7] J. A. Greenwood, "Constriction Resistance and the Real Area of Contact", Brit. J. Appl. Phys., Vol. 17, pp. 1621-1632, 1966.