

오일이송을 고려한 피스톤 링의 윤활 해석 - 예제

이 재선, 한 동철*

서울대학교 기계설계학과 대학원

*서울대학교 기계설계학과

Analysis for Lubrication of the Piston Ring Considering Oil Transport - Examples

Jae-Seon Lee, Dong-Chul Han*

Dept. of Mechanical Design & Production Engineering, Graduate School, Seoul National Univ.

*Dept. of Mechanical Design & Production Engineering, Seoul National Univ.

Abstract : Lubricational characteristics at the interface between the piston ring and the cylinder liner are considered in this paper. To verify that surface shape and operating conditions of the engine can affect the state of lubrication, the changes of the minimum film thickness and friction force are calculated with various conditions. Oil starvation and open-end boundary condition are used to determine computational boundaries as reported on previous paper for lubrication analysis for the piston ring. From this analysis, it can be found that lubricational characteristics are seriously affected by degree of oil starvation, surface shape and operating conditions.

Key word : piston ring lubrication, open-end assumption, oil transport, oil starvation.

1. 서론

피스톤 링과 실린더 라이너 사이에 발생하는 윤활 현상을 정확히 예측하려는 시도는 1936년 Castleman, R.A.[1]에 의해 레이놀즈 방정식을 이용한 윤활 해석이 수행된 이래로 현재까지 내연 기관의 성능 향상을 위한 매우 중요한 연구 과제 중 하나가 되고 있다. 이는 피스톤 링에 발생하는 마찰력이 내연 기관의 기계적 에너지 손실의 상당 부분을 차지하고 있으며, 특히 현대의 내연 기관은 소형화, 고출력화를 동시에 추구하는 생산자와 소비자의 요구에 부합하기 위해 고도의 윤활성과 밀봉성이 동시에 보장되어야 하기 때문이다. 현재까지 피스톤 링의 윤활 해석이 오랜 기간의 연구에도 불구하고 실제적인 물리적 현상에 완전히 접근하지 못하고 있는 것

은 피스톤 링에 발생하는 오일 부족 현상과, 피스톤 링의 후반부에 발생하는 압력 강하 현상에 대한 이해가 부족했기 때문이며, 따라서 피스톤 링의 윤활 해석에 상당 부분이 이에 관한 연구에 관한 것이었다. 피스톤 링이 운전될 때 피스톤 링의 뒷부분은 점차 벌어지는 틈새 형상을 갖게 되고, 이러한 조건 하에서의 압력 상태를 윤활 해석에 고려하는 문제는 피스톤 링 윤활 해석의 중요한 부분으로, 1904년 Sommerfeld[2]에 의해 제안된 완전 소머펠트 경계 조건(full Sommerfeld boundary condition)과, 이를 개선하여 Gümbel[3]에 의해 제안된 반 소머펠트 경계 조건(half sommerfeld boundary condition)등이 초기 해석에 이용되었다. 그 후 피스톤 링의 후반부 압력 상태로 가장 널리 사용되었던 레이놀즈 공동 경계 조건(Reynolds cavitation

boundary condition)[4,5,6]이 제안되었으며, 또다른 시도로 분리 경계 조건(separation boundary condition)[7,8], 개방 공동 조건(open-cavitation boundary condition)[9]등이 피스톤 링 후반부의 경계 조건으로 이용되었다. 그러나 지금까지 제안되었던 대부분의 경계 조건으로는 레이놀즈 방정식을 적용함에 있어 기본적으로 충족되어야 하는 유량 연속 조건을 만족시키기가 어려워 오일의 밀도를 변화시키거나, 임의로 압력 구배를 변경 설정해야 하는 문제가 남아 있었다. 이러한 문제들을 효과적으로 해결하고, 현실적으로 발생 가능한 압력 형상을 피스톤 링 윤활 해석에 적용하고자 본 논문의 선행 연구[10,11]에서 개방단 경계 조건(open-end boundary condition)이 제안되었으며, 오일 이송 기구가 함께 고려된 윤활 해석 방안이 제시되었다. 선행 연구를 통하여 피스톤 링과 실린더 라이너 틈새에 발생하는 유막 내 압력 분포 및 최소 유막 두께, 마찰력 등이 계산되었으며, 틈새 내에서 유량이 항상 보존되고 있음을 확인하였다. 본 논문에서는 선행 연구에서 고려하지 않았던 가혹한 오일 부족 조건과, 운전 속도의 변화에 따른 윤활 특성 변화를 고찰하여, 피스톤 링의 윤활 특성을 상세히 살펴보고자 한다.

2. 이론적 해석

선행된 연구에서 고려한 레이놀즈 방정식과 하중 평형 조건, 유량 연속 조건을 간단히 살펴보면 다음과 같다.

피스톤 링 윤활 해석의 지배 방정식으로 1차원의 레이놀즈 방정식을 무차원화하여 적용하였다.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{H^3}{\mu^*} \frac{\partial P}{\partial X} \right) = \Lambda \frac{\partial H}{\partial X} + \Lambda' \frac{\partial H}{\partial T} \quad (1)$$

이때 각 상수는 다음과 같다.

$$\Lambda = - \frac{6 \mu_o UR}{C^2 p_1} \quad (2)$$

$$\Lambda' = \frac{12 \mu_o R^2}{C^2 p_1 t_1} \quad (3)$$

$$\frac{dH}{dT} = \frac{H^{n+1} - H^n}{\Delta T} \quad (4)$$

여기서

C	피스톤 링 - 실린더 라이너 틈새
H	무차원 틈새 ($= \frac{h}{C}$)
P	무차원 압력 ($= \frac{p}{p_1}$)
p_1	연소실 압력
R	피스톤 링 반지름
U	피스톤 속도 (m/sec)
X	축방향 무차원 좌표계 ($= \frac{x}{R}$)
η_0	점도

피스톤 링의 최소 유막 두께를 결정하기 위하여 다음과 같은 준정적 평형 상태를 고려한다.

$$\int p_h dA + w_1 p_1 + w_2 p_2 = (p_s + p_b) A \quad (5)$$

여기서

p_h	동수압
w_1, w_2	링 하부 및 상부에 유막이 형성되지 않는 폭
p_1, p_2	링 하부 및 상부의 압력
p_s	스프링 복원력에 의해 작용되는 평균 면압

p_b 는 피스톤 링 배면에 작용하는 가스 압력으로 이 값은 피스톤 링 동역학 해석 및 블로우바이 해석 결과에 따라 크랭크 각 별로 입력된 값을 사용한다. 블로우바이 해석은 피스톤 링 챔을 통한 가스의 유동을 1차원의 오리피스 유동으로 근사하여 계산한다.

피스톤 링과 실린더 라이너 틈새로 공급되어, 유입되고 배출되는 오일의 양적 연속조건을 찾기

위해, Fig. 1과 같이 공급되는 오일의 유동, 틈새 내에서의 층류 유동, 배출 후의 유동으로 구분하여 공급되는 유량과 유입되는 오일의 양적 관계를 고찰한다. Fig.1의 a)위치에서는 틈새로 유입되기 전의 오일 유동을 강제 운동으로 가정할 수 있으며, Fig. 1의 b)위치에서부터 틈새 내로 유입된 오일이 층류로 발달되었다가, 다시 Fig. 1의 c)의 위치에서는 강제 운동으로 되돌아가는 오일의 유동을 생각할 수 있다. 이 때 피스톤 링과 실린더 라이너 틈새로 유입되는 오일의 양은 전단 유동과 압력 유동의 합으로 결정되는데, 이 양은 유입부 틈새의 높이와 압력 구배로 결정된다. 공급되는 오일과 유입되는 오일의 양적 평형을 고려하면, 피스톤 링 입구부의 유효 폭이 결정된다.

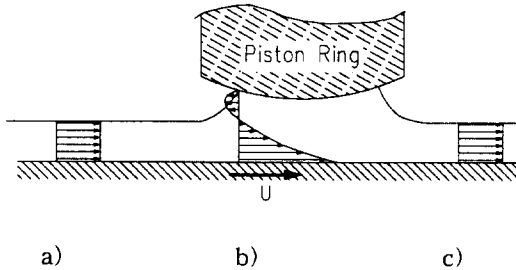


Fig. 1. Oil Flow State in and out of the piston ring clearance.

오일의 배출부에 유효 폭을 결정하기 위하여 선행 연구에서 제시한 개방단 경계 조건(open-end boundary condition)을 고려한다. 유막 내의 압력은 항상 공동 압력 이상으로 가정되며, 넓어지는 틈새에서는 압력의 강하를 고려한다. 피스톤 링 유효 폭의 양 끝점에서의 압력은 경계에 있는 가스의 압력과 동일하게 된다. (Fig.2 참조) 이때 P_{sat} 는 공동 압력을 나타내며, 피스톤 링의 선속도가 커지면 피스톤 링 후반부의 압력 상태가 그림과 같이 형성된다.

피스톤 링에 발생하는 마찰력은 오일의 점성으로 발생하는 점성 마찰과, 상대 운동하는 두 표면의 거칠기 접촉으로 인한 마찰력을 함께 고려하였다.

3. 해석결과 및 고찰

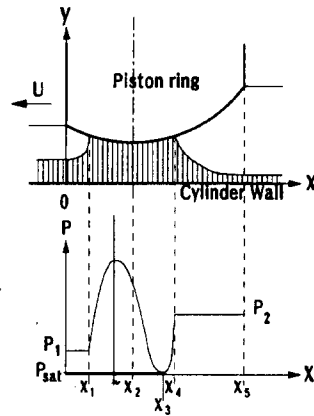


Fig.2. Open-end boundary condition.

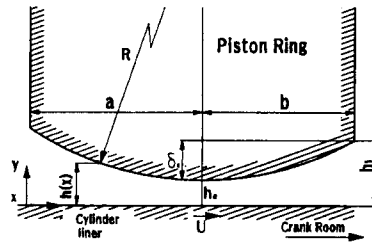


Fig. 3 Surface shape of the piston ring.

피스톤 링의 표면 형상은 원호로 설정하며, 하부축의 최대 높이차는 $10\mu\text{m}$ 인 경우에 대해 고려한다. Fig.3에서 a는 2.7mm, b는 1mm이며, 피스톤의 지름은 200mm이다. 링간 압력 데이터는 엔진의 연소 데이터로부터 블로우바이 해석을 통해 계산하였다.

먼저 공급되는 오일의 양에 따른 피스톤 링의 최소 유막 두께와 마찰력의 변화를 살펴보면 Fig. 4~7과 같다.

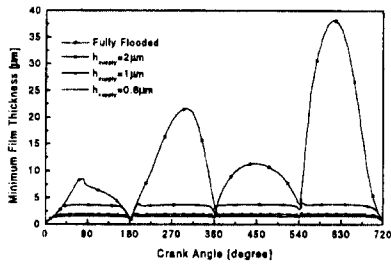


Fig. 4. Minimum Film Thickness (3,000rpm)

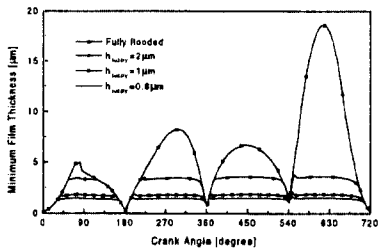


Fig. 5. Minimum Film Thickness (1,000rpm)

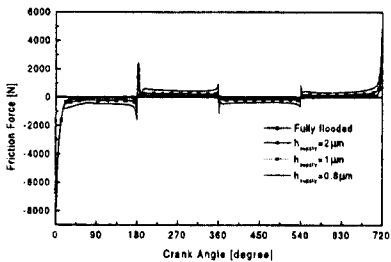


Fig. 6. Friction force (3,000 rpm)

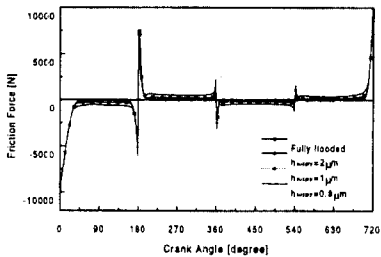


Fig. 7. Friction force (1,000 rpm)

0.8 μm 의 균일한 오일이 공급될 때를 고려하여 계산한 결과이다. 피스톤 링과 실린더 라이너 사이에 발생하는 최소 유막 두께는 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 엔진의 회전 속도가 증가함에 따라 동일한 크랭크 각에서 저속 회전할 때보다 증가되는데, 이는 상대 속도가 클수록 유막 내에서 동수압 형성이 유리하기 때문이다. 또한 최소 유막 두께는 일반적으로 예측되는 것과는 달리 피스톤 링으로 유입되는 오일의 양이 어느 정도 감소되더라도 중간 행정 기간을 제외하고는 크게 감소되지 않음을 알 수 있다. 이것은 유입되는 오일의 양이 다소 감소하더라도 상·하사점 부근에서는 거의 동일한 짜내기 효과가 발생하기 때문인 것으로 판단되며, 이 구간에서 피스톤 링의 유효 폭이 공급 유량에 관계없이 거의 동일하다는 결과로부터 유추할 수 있다. 중간 행정 기간에는 유입되는 오일 양이 적어지면 충분 윤활 조건에 비해 낮은 틈새를 유지하여 큰 동수압이 발생되도록 한다. 마찰력의 결과도 최소 유막 두께 결과의 경향과 거의 동일한 양상을 보인다. 하지만 공급되는 오일의 양이 더욱 감소하면 최소 유막 두께는 급격히 감소하고, 마찰력을 증가하게 되는데 이를 Table 1과 2에 정리하였다.

h_{supply} (μm)	h_0 (μm)	F_f (N)		F_f (N)	F_b (N)	$\frac{F_f}{F_b}$
		F_{vis}	F_{asp}			
Fully flooded	0.4190	89.7	6356.0	6445.8	31090.0	0.207
2	0.4188	89.75	6357.9	6447.6		0.207
1	0.4027	93.2	6578.3	6671.5		0.215
0.8	0.3831	97.9	6855.9	6953.7		0.224
0.5	0.3279	113.9	7688.8	7802.7		0.251
0.2	0.2036	161.2	9891.8	10053.0		0.324

Table 1. Minimum film thickness and the friction coefficient at 3,000rpm (crank angle : 1°)

각 그림은 피스톤 링과 실린더 라이너 틈새로 유입되는 유량을 충분 윤활 조건과, 2 μm , 1 μm ,

h_{supply} (μm)	h_0 (μm)	F_f (N)		F_f (N)	F_b (N)	$\frac{F_f}{F_b}$
		F_{vis}	F_{asp}			
Fully flooded	0.1079	114.5	11937.2	12051.6	31090.0	0.388
2	0.1079	114.5	11937.2	12051.6		0.388
1	0.1079	114.5	11937.3	12051.7		0.388
0.8	0.1079	114.5	11937.9	12052.4		0.388
0.5	0.1067	115.8	11965.3	12081.1		0.389
0.2	0.0926	133.3	12296.4	12429.7		0.400

Table 2, Minimum film thickness and the friction coefficient at 1,000rpm (crank angle : 1°)

피스톤 링에 발생하는 마찰력은, 연소 행정의 시작되는 상사점 부근에서 최대 연소 압력이 발생함에 따라 배면 하중이 최대가 되고, 피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 상대 속도가 매우 작아 동수압이 형성되기 어렵기 때문에 이 구간에서 최대값을 나타내게 되며, 따라서 본 논문에서는 크랭크 각 1° 에서의 최소 유막 두께와 마찰력을 공급 오일양에 따라 비교하였다. 회전 속도가 3,000rpm일 때에는 공급 오일의 두께가 $0.8\mu\text{m}$ 이하가 되면 최소 유막 두께는 급격히 감소하기 시작하고, 마찰 계수는 증가하기 시작한다. 1,000rpm 회전의 경우에는 충분 윤활 조건에서도 경계 마찰 상태로 전이되어 있고, 공급 오일의 두께가 $0.5\mu\text{m}$ 이하부터 최소 유막 두께와 마찰력이 변하고 있다. 이러한 결과로부터 피스톤 링으로 공급되어야 하는 최소 유량을 유추할 수 있다.

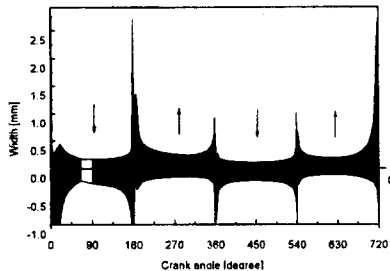


Fig. 8. Effective width with $1\mu\text{m}$ supply oil.

(3,000 rpm)

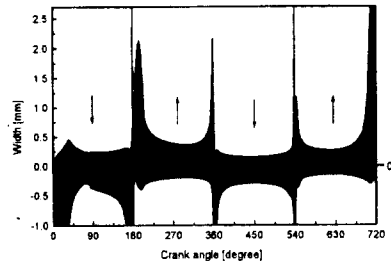


Fig. 9. Effective width with $1\mu\text{m}$ supply oil (1,000 rpm).

Fig. 8과 9에는 피스톤 링의 속도에 따른 유효 폭의 변화를 살펴보았다. 피스톤 링의 유효 폭은 앞서 언급한 바와 같이 오일 부족 상태와 개방단 경계 조건을 고려하여 계산되는데 속도가 증가함에 따라 유효 폭이 감소됨을 알 수 있으며, 특히 짜내기 효과(squeeze effect)에 의해 대부분의 하중을 지지하여야 하는 상·하사점 부근의 유효 폭이 감소하는 결과로부터 운전 조건에 따라 피스톤 링 폭을 줄여 설계할 수 있음을 확인할 수 있다.

h_1 (μm)	h_0 (μm)	F_f (N)		F_f	F_b	$\frac{F_f}{F_b}$
		F_{visc}	F_{asp}			
15	0.0516	238.9	10860.9	11099.8	31090	0.357
10	0.1079	114.5	11937.3	12051.8		0.388
5	0.3038	41.7	11424.4	11466.1		0.369

Table 3, Minimum film thickness and the friction coefficient at 1,000rpm (crank angle : 1°)

Table 3에는 하단부 최대 높이차를 $5\mu\text{m}$, $10\mu\text{m}$, $15\mu\text{m}$ 으로 변경하여, 각 경우에 크랭크 각 1° 에서의 최소 유막 두께와 마찰력을 비교하였다. 하단부의 최대 높이차가 커질수록 유막 형성이 불량하여져서 최소 유막 두께가 감소하는 것을 알 수 있으며, $15\mu\text{m}$ 의 높이차를 갖는 경우는 유막

두께가 $0.0516\mu\text{m}$ 까지 감소하여 이 구간에서는 완전한 금속 접촉이 발생할 것으로 예측할 수 있다. 하지만 이 경우에 마찰력이 작게 계산되는 것은 본 연구에 이용한 Greenwood와 Tripp[12]의 경계 마찰 모델이 완전 금속 접촉일 때의 마찰력 예측에 다소 무리가 있는 것으로 생각된다. 이와 같이 피스톤 링과 실린더 라이너 사이에서 발생하는 윤활 특성은 피스톤 링의 표면 형상에 큰 영향을 받는 것으로 예측되며, 또한 운전 조건에 따라 변화하게 되므로, 피스톤 링의 형상 설계에 있어 두가지 요소를 모두 고려하여야 함을 알 수 있다.

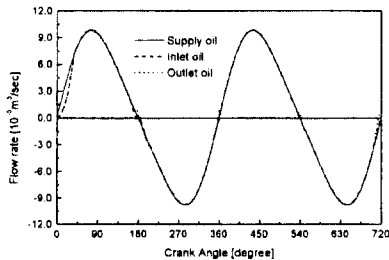


Fig. 10. Comparison of flow rate at the inlet, outlet and with supply flow rate ($h_{\text{supply}}=2\mu\text{m}$, $n=3,000$ rpm).

Fig.10은 $2\mu\text{m}$ 의 균일한 오일이 피스톤 링과 실린더 라이너의 틈새로 공급될 때, 공급되는 유량과 유입되는 유량 그리고 배출되는 유량을 비교한 결과이다. 모든 운전 구간에서 유입되는 유량과 배출되는 유량은 양적 평형을 이루고 있음을 알 수 있어 윤활 해석 구간 내에서 유량 연속 조건이 만족됨을 확인하였다. 크랭크 각 0° 에서 40° 까지 공급되는 유량과 유입되는 유량이 차이가 나는 것은, 공급되는 오일이 틈새 입구부의 공간용 채우고도 남게 되어 피스톤 링의 앞부분에 쌓이게 된 결과이다. 이 여분의 오일은 오일 부족 상태가 되면 틈새로 유입될 것이다.

4. 결론

피스톤 링의 윤활 특성을 예측하기 위해 선행 연구에서 제시한 오일 부족 조건과 개방단 경계 조건을 이용하여, 피스톤 링의 형상과 운전 조건에 따른 유막 두께 및 마찰력, 유효 윤활폭을 계산하였으며, 이 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 피스톤 링에 작용하는 하중을 지지하는 역할은 중간 행정 기간에는 썩기 효과에 의한 윤활이 주요 구조를 이루며, 상대 속도가 작은 상·하사점 부근에서는 짜내기 효과에 의한 윤활이 주요하게 되므로, 이를 고려한 피스톤 링의 형상 설계가 필요하다.
2. 피스톤 링의 윤활 특성은 오일 부족 상태가 심화됨에 따라 열악하게 되지만, 다소 오일이 충분 윤활 조건에 비해 부족하더라도 상·하사점 부근에서의 최소 유막 두께와 마찰력은 크게 변화하지 않는다. 하지만 오일 부족의 정도가 심해지게 되면 최소 유막 두께가 급격히 감소하게 되고, 이로 인해 마찰력도 크게 증가될 것이다. 중간 행정 기간에는 공급되는 오일의 감소에 따라 최소 유막 두께는 급격히 감소하지만, 중간 행정 기간에서의 마찰력은 상·하사점에서의 마찰력에 비해 상당히 작기 때문에 그 영향은 크지 않을 것으로 생각된다.
3. 피스톤 링의 윤활 특성은 피스톤 링의 표면 형상과 매우 밀접한 관계가 있으며, 운전 조건에 따라 마찰력과 동력 손실을 최소화할 수 있는 최적 설계가 필요하다.
4. 내연기관의 회전 속도가 증가하면 피스톤 링과 실린더 라이너 사이에 동수압이 형성되기 유리하게 되고, 특히 상·하사점 부근에서도 유효 폭이 감소될 것으로 예측됨에 따라 내연기관의 운전 조건에 따라 피스톤 링의 폭의 설계를 고려하여야 할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 현대중공업(주) 및 서울대학교 정밀기계설계공동연구소의 지원에 의하여 진행되었으

며, 이에 관계자 여러분들에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Castleman, R.A., "A Hydrodynamic Theory of Piston Ring Lubrication.", Physics, 7, 1936
- (2) Sommerfeld A., "Zur hydrodynamischen theorie der schmiermittelreibung," Z. Math. Phys., Vol 50, pp97-155, 1904
- (3) Gümbel L.K.R., "Vergleich der Ergebnisse der rechnerischen Behandlung des Lagerschmieran-gsproblem mit neueren Versuchsergebnissen," Monatsbl. Berliner Bez. Ver. Dtsch. Ing., pp125-128, 1921
- (4) Dowson, D., Economou, P.N., Ruddy, B.L., Strachan, P.J. and Baker, A.J.S., " Piston Ring Lubrication - Part II Theoretical Analysis of a Single Ring and Complete Ring Pack," Energy Conservation Through Fluid Film Lubrication Technology: Frontiers in Research and Design, Winter Annual Meeting of ASME, pp23-52, 1979
- (5) Swift H. W., "The stability of lubricating films in journal bearings", J. of Inst. Civ. Eng., 1931
- (6) Steiber W., Das Schwimmlager., Berlin, 1933
- (7) Coyne J. C. and Elrod H. G., "Conditions for the rupture of a lubricating film. Part I: Theoretical model", J. of Lubrication Technology, Trans. of ASME, 1970
- (8) Coyne J. C. and Elrod H. G., "Conditions for the rupture of a lubricating film. Part II: New boundary conditions for Reynolds equation", J. of Lubrication Technology, Trans. of ASME, 1971
- (9) Ma, M-T., "Implementation of an Algorithm to Model the Starved Lubrication of a Piston Ring Lubrication in Distorted Bores : Prediction of Oil Flow and Onset of Gas Blow-By.", Proc. Instn. Mech. Engrs, 1996
- (10) Han, Dong-Chul and Lee, Jae-Seon, "Analysis of the piston ring lubrication with a new boundary condition," To be published in Tribology International Journal
- (11) 이재선, 한동철, "오일이송을 고려한 피스링의 윤활해석," 한국윤활학회지, Vol. 14, No. 3, 1998
- (12) Greenwood J.A. and Tripp J.H., "The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces.", Proc. Instn. Mech. Engrs, pp625-633, 1970-71