

오일 이송을 고려한 다중 피스톤 링계의 피스톤 링 윤활 해석

이재선 · 한동철*

서울대학교 정밀기계설계공동연구소
*서울대학교 기계항공공학부

Analysis of Ring Pack Lubrication Considering Oil Transport

Jae-Seon Lee and Dong-Chul Han*

Institute of Advanced Machinery and Design, Seoul National University
**School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National Univ.*

Abstract – Generally quantity of supply oil for piston ring lubrication in an internal combustion engine may be insufficient to fill the entire volume formed in the clearance between piston ring and cylinder liner. Thus oil starvation condition should be considered for the analysis of piston ring lubrication. In order to reasonably estimate amount of oil left on the cylinder liner, adequate boundary condition should be adapted for the analysis of ring pack lubrication. In this analysis of ring pack lubrication of an internal combustion engine, oil starvation and open-end boundary conditions are considered at inlet and outlet of piston rings. It is revealed that piston rings are operated under oil starvation in most operating cycle and the result with these conditions are quite different from that with fully-flooded assumption

Key words – ring pack lubrication, piston ring, friction force, oil transport.

1. 서 론

일반적인 경우 피스톤 링은 과도한 오일의 증발을 방지하기 위하여 피스톤 링과 실린더 라이너의 틈새로 소량의 오일만을 공급하도록 하기 때문에 대부분의 운전 구간에서 오일 부족 현상이 발생되고 있다 [1]. 그러나 피스톤 링에 발생하는 마찰력은 피스톤-실린더 라이너 계에서 발생하는 기계적 마찰력의 매우 큰 부분을 차지하게 되므로, 이를 효과적으로 감소시키기 위한 연구가 내연 기관의 개발이래 꾸준히 진행되어 오고 있다. 오일 부족 상태로 운전되는 링 팩의 윤활 특성을 정확히 예측하기 위해서는 실제로 실린더 라이너에 순간적으로 잔류하여 피스톤 링-실린더 라이너 틈새로 유입되는 오일의 양을 알아야 하는데, 이 값을 얻기 위해서는 피스톤 링 윤활 해석에 적용하는 경계 조건의 선정이 중요하다. 본 연구에서는 유입, 배출되는 유량의 양적 평형을 만족시킬 수

있는 경계 조건으로 개방단 경계조건[2]을 이용하여 오일의 이송을 고려한 링 팩의 윤활 특성을 고찰하도록 한다.

2. 단일 피스톤 링의 해석

피스톤 링 윤활 해석에 있어 지배 방정식으로는 1차원의 레이놀즈 방정식을 적용한다. 1차원의 레이놀즈 방정식을 적용하는 이유는 다음과 같다.

1) 피스톤에 작용하는 스러스트 하중은 대부분 피스톤 스커트 부분에서 지지되며, 일부 스러스트 하중이 피스톤 링이 장착된 크라운 부분에 작용하더라도 피스톤 그루브의 형상으로 인해 스러스트 하중은 피스톤 링에 작용하지 않는다. 따라서 피스톤 링은 실린더 라이너 중심에 대해 항상 동심을 이룬다.

2) 피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 간극은 피스톤의 원주 길이에 비해 매우 작기 때문에 원주 방향

의 오일 유동은 링 갭 부분을 제외하고는 무시할 수 있다.

3) 오일 이송 해석을 포함한 피스톤 링 윤활해석에는 많은 계산 시간이 요구된다.

따라서 식 (1)과 같은 1차원 레이놀즈 방정식을 적용한다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3 \partial p}{\mu \partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3 \partial p}{\mu \partial z} \right) = -6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

피스톤 링과 실린더 라이너 틈새로 유입되는 오일의 양이 오일 유입부의 공간을 충분히 채울 만큼 충분하지 않다면 피스톤 링은 오일 부족 상태로 운전된다. 피스톤 링의 윤활 해석을 수행함에 있어 해석의 편의를 위해 정지되어 있는 피스톤 링에 대해, 실제 피스톤 링과 같은 속력을 갖고 반대 방향으로 움직이는 실린더 라이너의 운동을 고려하게 되므로 틈새 내, 외부의 오일 상태는 Fig. 1과 같이 도시할 수 있다. Fig. 1a는 실린더 라이너에 접촉되어 틈새로 공급되는 오일의 강제 운동 모델이며, Fig. 1b는 틈새 내로 유입된 오일이 동수압이 형성되면서 층류를 형성한 모델을 보인다. 틈새를 빠져나간 오일은 Fig. 1c와 같이 다시 강제 운동을 하게 된다. 이와 같은 오일의 유동을 고려하여 공급되는 유량(Fig. 1a)과 윤활 해석 구간의 층류에서의 유량(Fig. 1b)의 평형 조건을 고려할 수 있으며, 틈새로 유입되는 유량은 공급되는 유량과 같거나 작은 양이 되어야 한다. 오일 유입부의 공간을 채우고 남은 오일은 피스톤 링의 앞부분에 쌓이게 된다. 배출되는 오일(Fig. 1c)은 틈새를 빠져 나간 후 다시 강제 운동으로 전환되면서 일정한 두께의 오일막을 형성하게 되므로 식 (2)에서 실린더 라이너에 남겨지는 오일의 두께(h_{ex})를 얻을 수 있다.

$$U h_{ex} = \frac{h_{out}^3 \partial p}{12 \mu \partial x} + \frac{h_{out} U}{2} \quad (2)$$

h_{ex} 의 두께로 실린더 라이너에 잔류하는 오일은 다음 번 링으로 공급되거나, 1번 압축링의 경우 상승시에 자신의 윤활에 이용될 것이다.

오일의 양적 평형을 고려하기 위하여 오일의 유동뿐 아니라 유막 두께의 변화로 인해 발생하는 틈새 변화를 함께 고려하도록 한다[3].

이와 같은 오일의 전달 과정이 다중 피스톤 링의 해석에 적용되기 위해서는 유입, 배출되는 유량의 양

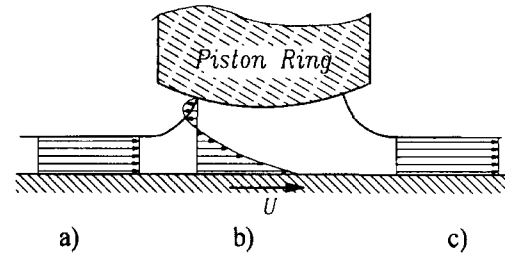


Fig. 1. Oil flow model.

적 평형을 만족시킬 수 있는 경계 조건이 필요하다. 피스톤 링의 윤활 해석에 이용되어 온 경계 조건으로는 Sommerfeld[4]에 의해 제안된 완전 조머펠트 경계조건(full Sommerfeld boundary condition)과 이 경계조건의 단점을 개선하여 Gmbel[5]에 의해 제안된 반조머펠트 경계조건(half Sommerfeld boundary condition) 등이 이용되었다. 이후에 Swift[6], Steiber[7] 및 Dowson[8] 등 많은 피스톤 링 윤활 해석에서 피스톤 링의 윤활 해석에 적용된 레이놀즈 공동 경계조건(Reynolds cavitation boundary condition), Coyne와 Elrod[9] 등에 의해 제안된 분리 경계조건(separation condition) 및 Ma[10]에 의해 제안된 개방 공동 경계조건(open cavitation condition) 등이 있다. 그러나 각 경계 조건은 유량의 양적 평형을 만족시키기에는 다소 무리가 있어 이전의 연구에서 제시한 개방단 경계 조건(open-end boundary condition)을 본 해석에 이용하고자 한다[2].

개방단 경계 조건의 동수압 압력 분포는 Fig. 2와 같다.

Fig. 2는 피스톤 링의 전체 폭이 $0 \sim x_5$ 일 때, 실제 유막은 $x_1 \sim x_4$ 사이에만 존재하는 경우에 대해 피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 틈새에 형성된 유막 내의 압력 상태를 보이고 있다. 공급 유량이 틈새 유입부 공간을 충분히 채울 수 있을 만큼 충분하지 않다면 $0 \sim x_1$ 사이에는 오일이 존재하지 않을 것이며, 유입된 오일이 배출될 때 $x_2 \sim x_3$ 까지의 공간을 채울 만큼 충분하지 않다면 $x_4 \sim x_5$ 의 공간에는 오일이 존재하지 않고 가스만이 충전되어 있게 될 것이다.

유막 내에서는 좁아지는 틈새($x_1 \sim x_2$)에서 썩기효과에 의해 동수압이 발생하지만, 유막 후반부에서는 넓어지는 틈새($x_2 \sim x_4$)의 영향으로 압력 강하가 발생하게 되는데, 이때의 최저 값은 유막이 찢어지지 않고 연속되도록 하기 위해서 공동 압력으로 설정된다. 강하된 압력은 틈새 후반부 경계에 있는 가스의 압력

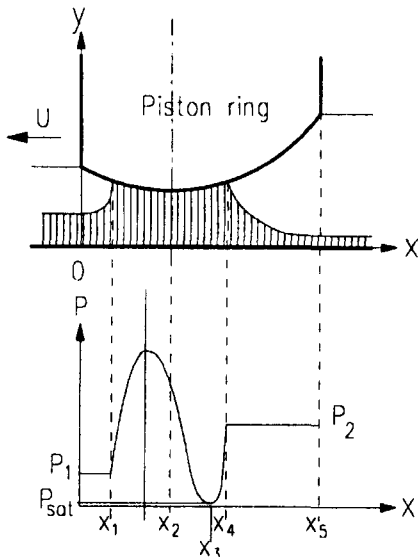


Fig. 2. Open-end boundary condition.

까지 상승하게 되며, 결국 틈새 내로 유입된 오일의 시작 부분과 끝 부분의 압력은 경계에 있는 가스의 압력과 동일하게 될 것이다.

개방단 경계 조건의 압력 경계조건은 다음과 같다.

$$\text{at } x = x_1, \quad p = p_1 \tag{3}$$

$$\text{at } x = x_4, \quad p = p_2 \tag{4}$$

오일의 최저 압력(공동 압력, p_{sat})을 본 논문에서는 대기압으로 설정하였다.

이와 같은 경계 조건이 적용되는 경우는 동수압을 계산한 결과가 공동 압력 이하의 값을 갖는 경우에 한하는데, 중간행정기간에서 피스톤 링과 실린더 라이너와의 상대 속도가 커서 쉐기 효과에 의한 동수압이 주로 발생하는 경우이다.

본 경계 조건을 이용한 해석 결과가 유량 평형을 만족하는지 확인하기 위하여 실린더 라이너로부터 일정한 두께의 오일이 공급되는 경우에 있어 유량을 비교한 결과는 Fig. 3과 같으며, 이때의 유효 윤활 폭은 Fig. 4와 같다. 본 결과의 해석 대상은 선박용 중형 엔진이며, 2 μm 의 균일한 오일막이 실린더 라이너에 잔류하여 피스톤 링에 공급되는 경우의 해석 결과이다.

Fig. 3에서 일부 크랭크 각 구간에서 공급 오일과 유입되는 오일의 양이 차이가 나는 것은, 공급되는 오일의 양이 피스톤 링의 유입부 공간을 채우고도

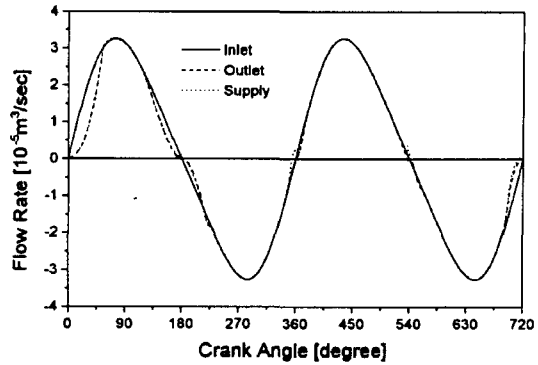


Fig. 3. Flow quantity at the inlet and outlet.

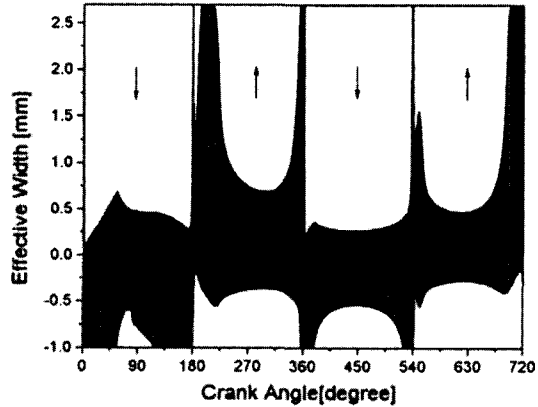


Fig. 4. Effective width of piston ring.

남게되어 유입되지 못한 오일이 피스톤 링의 앞부분에 쌓이기 때문이다.

Fig. 4에 보이는 바와 같이 피스톤 링의 전체 폭 중에 실제 윤활에 관여하는 유효 윤활 폭은 약 20~30% 정도이며, 이 값은 짜내기 효과가 주요하게 발생하는 상, 하사점 부근에서는 약 100%에 근접하게 된다.

3. 다중 피스톤 링 해석의 적용

다중 피스톤 링에 대해 윤활 해석을 적용하기 위해서는 먼저 피스톤 링의 상, 하부에 작용하는 가스 압력을 얻기 위하여 블로우바이 및 동역학 해석을 수행한다.

피스톤 링의 링 갭을 통과하는 압축 가스의 유동을 1차원의 4각형 오리피스를 통과하는 이상 기체의 유동으로 단순화하여 블로우바이 해석을 수행하며,

블로우바이 압력과 피스톤 링에 발생하는 관성력을 고려하여 링 그루브 내에서의 위치를 계산하도록 한다. 해석 대상으로 3개의 압축 링과 1개의 오일 링을 갖는 중형의 디젤 엔진을 선정하였으며, 연소 압력 및 링간 압력의 해석 결과는 Fig. 5와 같다.

본 해석에 고려한 피스톤 링의 표면 형상은 1번 링에 대해 Fig. 6a와 같이 원호의 형상을, 2번 및 3번 링에 대해 Fig. 6b와 같이 경사-평탄-경사면으로 이루어지는 형상을 고려하였으며, 운전 조건 및 엔진 사양, 피스톤 링 치수는 Table 1과 같다.

다중 피스톤 링이 장착되어 있는 내연기관에 있어 피스톤 링 사이에서 별도로 공급되는 오일이 없다면 피스톤 링의 틈새로 공급되는 오일의 양은 앞서 지나간 피스톤 링이 남긴 오일이 실린더 라이너에 묻어 순간적으로 강제 운동을 하는(Fig. 1a) 양과, 표면

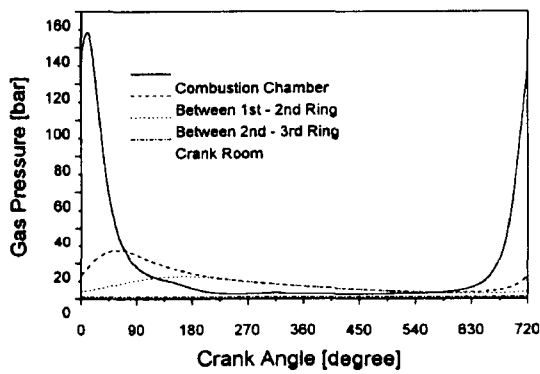


Fig. 5. Inter-ring gas pressure.

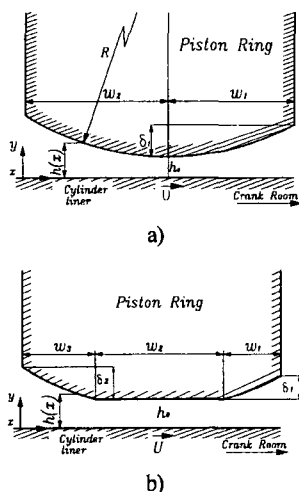


Fig. 6. Surface shape of the compression ring.

Table 1. Engine specification

Rotational Speed (rpm)	1,000		
Piston Bore(mm)×Stroke(mm)	200×300		
Fuel	Diesel		
Connecting Rod Length (mm)	520		
Crank Radius (mm)	150		
RIng	Top Ring (Circular Shape)	W ₁ 1 mm	δ ₁ 0.01
		W ₂ 2.7 mm	
	2nd Ring (Taper-Flat-Taper)	W ₁ 0.7 mm	δ ₁ 0.005
		W ₂ 0.867 mm	
		W ₃ 2.033 mm	δ ₂ 0.1
	3rd Ring (Taper-Flat-Taper)	W ₁ 0.7 mm	δ ₁ 0.005
W ₂ 0.867 mm			
W ₃ 2.033 mm		δ ₂ 0.1	

장력에 의해 표면에 접촉되어 있는 균일한 두께의 오일로 구분할 수 있으며 이의 합이 피스톤 링의 틈새로 유입된다고 할 수 있다. 이를 간단히 도시하면 Fig. 7과 같다.

오일 링은 동일한 형태의 1쌍의 링을 갖는 형태를 고려하며, 이때 오일 링에는 링 사이의 구멍을 통하여 충분한 오일이 공급될 수 있기 때문에 항상 충분 유회 조건을 고려한다. 피스톤 링 사이의 오일 공급을 고려하여 다중 피스톤 링의 유회 해석 순서는 Fig. 8과 같이 고려한다. 2단계의 3번링 유회 해석에서 압축링의 상승 시에 오일 링의 잔류 오일을 고려하는 것은 상승 시에 압축 링으로 공급되는 오일의 양이 오일 링의 상승 시에 남겨지는 오일의 양보다는 같거나 적다고 가정하기 때문이다.

Fig. 8과 같은 해석 순서를 고려하여 1번 링의 해

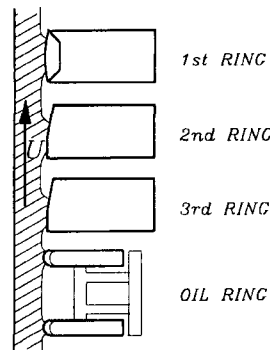


Fig. 7. Oil flows in the ring pack.

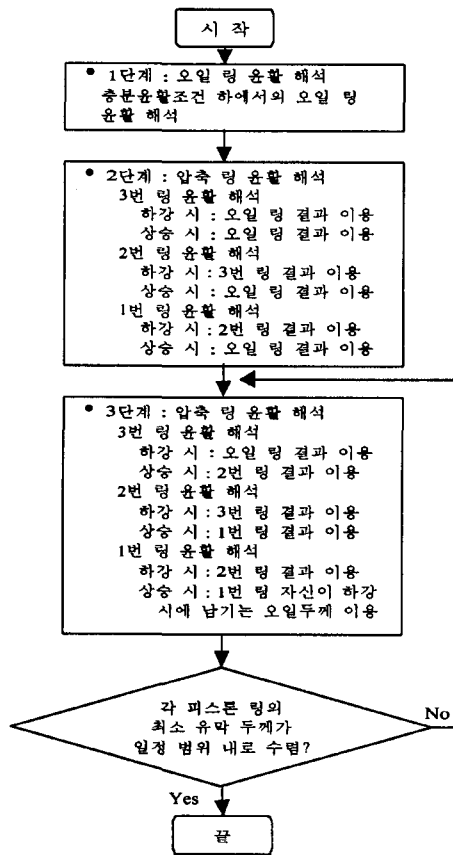


Fig. 8. Flow chart for ringpack analysis.

석 순차별 최소 유막두께 계산 결과를 비교하면 Fig. 9와 같다. 이때 실린더 라이너에 점착되어 잔류하는 오일은 없는 것으로 가정하였으며, 앞서 움직이는 피

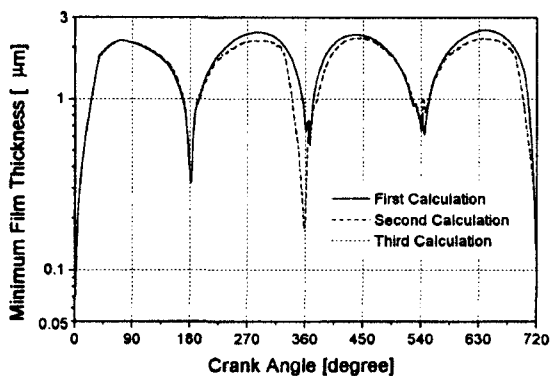


Fig. 9. Minimum film thickness between the top ring and cylinder liner according to analysis sequence.

스톤 링이 실린더 라이너에 잔류시키는 오일 만을 고려하였다.

다중 피스톤 링의 윤활 해석은 먼저 오일 링에 충분한 오일이 공급되는 상태를 가정하여 윤활 해석을 실시한 후, 오일 링이 하강 시에 실린더 라이너에 남겨 놓는 오일의 두께를 고려하여 3번 압축 링의 하강 시 윤활 해석을 실시한다. 압축 링의 상승 시에는 공급되는 오일의 양이 오일 링이 하강 시에 실린더 라이너에 남겨 놓는 오일의 양보다는 적은 양이 남겨져 있을 것이므로 초기 해석 단계에서는 이 양을 가정하여 계산한다. 그러나 다음 번 계산 단계에서는 2번 링이 상승 시에 남겨 놓는 오일의 양을 이용하여 윤활 해석을 실시한다. 이와 같은 과정을 1번 링과 2번 링에 대해서도 동일한 순서로 적용하며, 흐름도에서와 같이 2번 정도의 반복 해석을 수행하면 거의 수렴된 결과를 얻을 수 있다.

Fig. 8의 2단계 및 3단계를 3번에 걸쳐 반복 수행한 결과, 피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 최소 유막 두께 및 마찰력은 반복된 수행 결과 거의 일정한 값으로 수렴되고 있음을 확인할 수 있으며, 이 결과로부터 외부에서 별도의 오일 공급이 없다면 안정 상태에 도달한 피스톤 링의 운전 특성은 3번의 반복 과정의 결과로부터 얻을 수 있음을 확인할 수 있다.

피스톤 링에 발생하는 마찰력은 오일의 점성에 의한 마찰력과 표면 거칠기 돌기의 접촉으로 인한 금속 접촉에 따른 마찰력의 합력으로 얻을 수 있으며 [11], 최소 유막두께와 마찬가지로 반복 계산 결과 Fig. 10과 같이 거의 일정한 값에 수렴되고 있음을 알 수 있다.

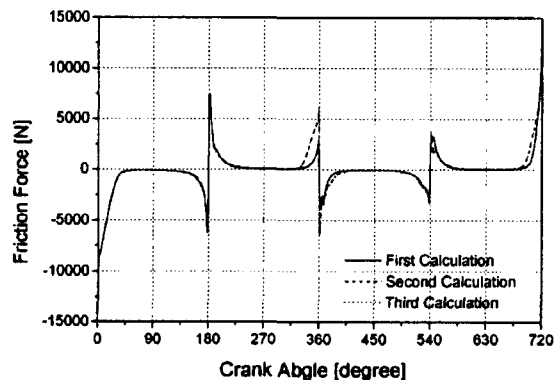


Fig. 10. Friction force on the top ring according to analysis sequence.

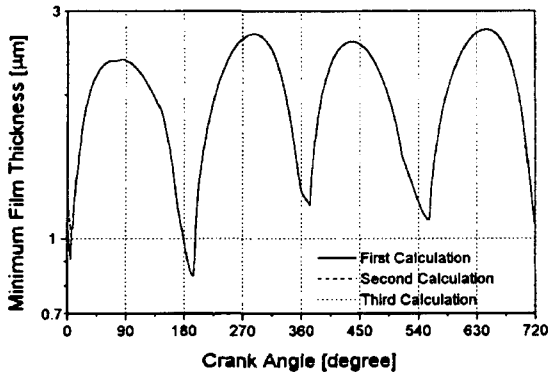


Fig. 11. Minimum film thickness between the second ring and cylinder liner according to analysis sequence.

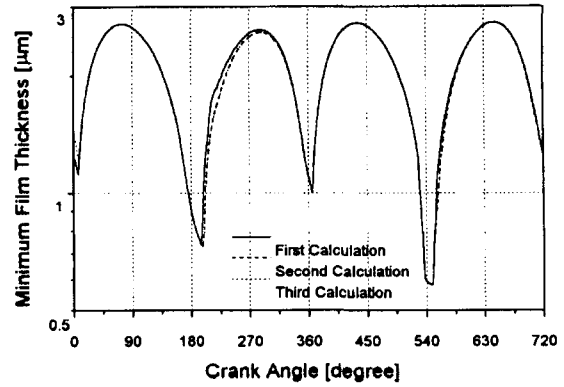


Fig. 13. Minimum film thickness between the third ring and cylinder liner according to analysis sequence.

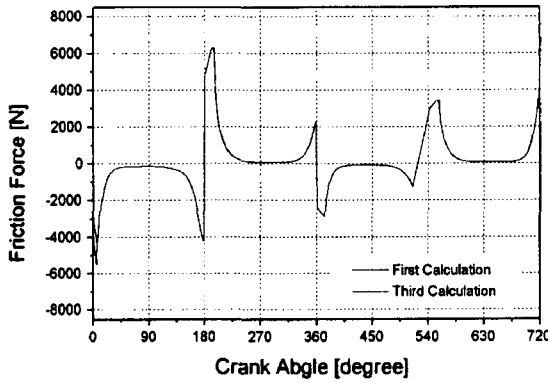


Fig. 12. Friction force on the second ring according to analysis sequence.

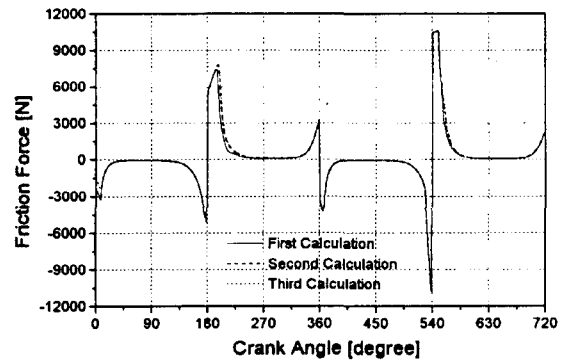


Fig. 14. Friction force on the third ring according to analysis sequence.

2번 압축링과 3번 압축링에 대해서도 첫번째와 3번째 해석에 따른 최소 유막두께의 변화를 살펴보면 Fig. 11과 Fig. 13과 같다.

각 압축링의 해석 결과로부터 다중 피스톤 링에서 오일 링을 통하여 공급되는 오일의 양을 고려하여 윤활 해석을 실시하면 3번이나 4번의 반복 계산으로 거의 일정 오차 범위로 수렴되는 최소유막두께 결과를 얻을 수 있다. 따라서 오일 이송을 고려한 다중 피스톤 링의 윤활 해석이 가능함을 알 수 있다.

단일 피스톤 링의 윤활 해석과 마찬가지로 피스톤 링의 윤활 및 마찰 특성은 중간 행정기간에는 유체 윤활이 주로 발생하게 되어 최소 유막두께가 증가하고 마찰력이 감소하지만, 상, 하사점 부근에서는 두 상대면의 상대 속도가 감소하여 경계윤활 또는 혼합윤활 상태가 되어 금속 마찰이 크게 발생하는 양상을 보이고 있다. 이는 일반적으로 예측되는 피스톤

링의 윤활 상태와 동일하다.

4. 결 론

1. 다중 피스톤 링 계에서 오일 링으로부터 공급되는 오일의 양을 고려하고, 각 링 간의 오일 이송을 고려하여 압축링 및 오일링의 최소유막두께 및 마찰력을 계산하였으며, 안정 상태의 윤활 특성을 구하기 위해 오일 이송을 고려한 반복 계산법을 적용하였다.

2. 다중 피스톤 링 계의 압축링은 오일링을 통한 소량의 오일만으로 운전되기 때문에 대부분의 운전 구간에서 오일 부족상태로 운전되며, 따라서 유체윤활상태보다 혼합윤활상태로 운전되는 구간이 광범위하다.

이러한 사실은 유막 두께가 본 연구에서 가정하

합성 표면 거칠기(1 μm)의 약 3배 이상의 구간에서는 점성 마찰력이 주요하게 되어 마찰력 계산 결과에서 보이는 바와 같이 특히 중간 행정 기간에서 마찰력이 급격히 감소함을 보이고 있지만, 유막이 불량하게 형성되는 상, 하사점 부근으로 갈수록 표면 거칠기 접촉(혼합 마찰)이 주요하게 되어 마찰력의 증가가 예측되는 것으로부터 확인할 수 있다. 공급 오일의 양이 부족한 경우에는 중간 행정에서도 혼합 마찰 특성을 확인할 수 있다.

3. 오일 부족현상과 피스톤 링 후반부의 압력 강하현상으로 피스톤 링의 윤활에 직접 관여하는 피스톤 링의 폭은 중간 행정기간에는 전체 폭 중에서 약 20~30% 정도까지 감소하게 되지만, 상,하사점 부근에서는 짜내기 효과가 주효하게 되어 유효폭이 증가하는 양상을 보이게 된다.

후 기

본 연구는 현대중공업주식회사 및 선도기술개발사업(엔진유동해석)의 지원으로 서울대학교 정밀기계설계공동연구소를 통하여 이루어졌습니다.

참고문헌

1. Economou, P. N., Dowson, D., Baker, A. J. S., "Piston ring lubrication-Part I The historical development of piston ring technology," J. of Lubrication Technology, Trans. of ASME, Vol.104, pp. 118-126, 1982.
2. Han, D. C. and Lee, J. S., "Analysis of the piston ring lubrication with a new boundary condition," Tribology International, Vol.31, pp.753-760, 1999.
3. Gulwadi, S. D., "A Mixed Lubrication and Oil

Transport Model for Piston Rings Using a Mass Conserving Algorithm," American Society of Mechanical Engineers, Internal Combustion Engine Division (Publication) ICE Simulations, Controls and Lubrications Proceedings of the 1995, 17th Annual Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division. Part 2 Sep 24-27 1995, Vol. 25, No. 2, pp.129-139, 1995.

4. Sommerfeld, A., "Zur hydrodynamischen theorie der schmiermittehreubung," Z. Math. Phys., Vol 50, pp.97-155, 1904
5. Gmbel, L. K. R., "Vergleich der Ergebnisse der rechnerischen Behandlung des Lagerschmieran-gsproblem mit neueren Versuchsresultaten," Monatsbl. Berliner Bez. Ver. Dtsch. Ing., pp125-128, 1921
6. Swift, H. W., "The stability of lubricating films in journal bearings," J. of Inst. Civ. Eng., 1931.
7. Steiber, W., "Das Schwimmlager," Berlin, 1933.
8. 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, pp.23-52, 1979.
9. 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.
10. 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, pp.29-44, 1996.
11. Greenwood, J. A. and Tripp, J. H., The contact of two nominally flat rough surfaces, Proc. Instn Mech Engrs, 1970, 185, pp.625-633.