

압축링-유막간의 접촉압력 거동에 관한 유한요소해석

Finite Element Analysis of Contact Pressure Behavior in Compression Ring-Oil Film

김한구^{*} · 김청균^{*} · 한동철^{**}

^{*} 홍익대학교 트라이블로지 연구센터

^{**} 서울대학교 기계설계학과

1. 서 론

피스톤은 연소실내 연소가스의 팽창 압력에 의하여 왕복운동을 하고, 연소실과 크랭크샤프트 사이에 기밀을 유지하여 엔진의 효율을 높여주는 역할을 한다. 피스톤은 연소열과 마찰열에 의하여 발생하는 자체의 열변형 문제, 윤활 유막을 형성시켜서 피스톤-실린더간의 마찰·마멸을 감소시키고 동시에 블로바이 현상을 차단하기 위한 압축링의 거동문제, 또한 피스톤 스커츠에서의 마찰력 감소와 횡방향의 동적거동 등에 관련된 트라이블로지적 문제가 복잡하게 결부되어 있다[1-4].

내연기관에서 발생하는 마찰손실 중에서 피스톤 어셈블리의 미끄럼 마찰손실이 차지하는 비중은 약 44%로 대단히 높다[5]. 그 중에서도 특히 압축링에서의 마찰·마멸에 관련된 접촉압력 거동문제가 피스톤-실린더 설계시 주요한 관심사항이다. 피스톤 어셈블리 설계에서 고려하는 주요 파라미터는 압축링의 폭과 링 접촉면의 형상(Ring face profiles), 링의 인장력과 간극, 실린더의 온도분포, 스커츠의 기하학적 형상, 스커츠-보어 사이의 간극 등이다.

특히 피스톤 링과 실린더 사이의 윤활 문제는 엔진에서 발생하는 마찰·마멸 문제의 대부분을 차지하고 있으며, 이들에 대한 연구도 가장 많이 이루어졌다[6]. 그 동안 윤활유막에 관한 연구는 유체 유동이 층류상태에서 발생하는 윤활유막에서의 압력분포에 관한 해석이 주종을 이루었고, 이것의 대부분은 유한차분법을 이용한 레이놀즈 방정식 해석에 의존하였다.

본 연구에서는 윤활유막의 접촉압력 거동 문제를 다른 각도에서 유한요소기법으로 해석하고자 한다. 즉, 혼합기가 폭발하게 되면 피스톤과 실린더 사이의 윤활유막이 순간적으로 초고압을 받아서 윤활유막은 밀폐된 공간에서 마치 폴리머처럼 거동할 것이라고 가정할 수 있다. 이와 같은 현상은 극히 짧은 시간에 국부적으로 일어날 것으로 예상되며, 이러한 작동조건에서 피스톤 링의 접촉면 형상에 따른 피스톤 압축링-윤활유막 사이의 접촉압력 거동문제를 미시적인 측면에서 유한요소기법으로 피스톤의 동적문제를 해석하고자 한다.

2. 압축링 해석 모델

피스톤의 1차 압축링(Primary compression ring)은 연소실내의 연소가스 압력을 잘 유지시키고, 윤활유막에 의한 블로바이 가스의 차단이라는 목적을 달성하기 위하여 실린더 라이너와의 접촉단면 형상을 둥근형태로 제작하는 것이 일반적이다. 또한 압축링의 접촉운동면에 몰리브덴이나 크롬을 코팅함으로써 내마멸성을 향상시키고 피스톤의 왕복운동이 원활하게 이루어지도록 한다.

본 연구에서는 피스톤의 성능에 영향을 미칠 수 있는 여러가지 설계요소를 모두 고려하여 해석할 수는 없고, 링 접촉면의 형상이 폭발압력에 의하여 윤활유막이 순간적으로 폴리머 상태로 변화되었을 경우 유막내의 접촉압력의 거동에 어떤 영향을 줄 수 있는가를 유한요소기법으로 해석하고자 한다.

피스톤의 기밀유지를 위하여 사용하는 압축링의 접촉면 형상은 여러가지 고려할 수 있겠지만, 본 연구에서는 Fig. 1과 같은 4가지의 링 형상을 해석모델로 선정하였다. 이들의 모델에서 링 접촉면의 곡률 형상을 우선 해석인자로 고려하였다. 직사각형이나 테이퍼 또는 사다리꼴 단면을 갖는 링 접촉면의 형상은 유한요소 해석상의 어려움 때문에 배제하였다. 즉, 압축링의 폭은 윤활유막의 두께에 비하여 무한대로 표시되므로 링의 접촉면에 곡률이 없는 모델에서의 해석은 유막이 손상을 받게 되어 물리적 의미가 없어지게 되므로 본 연구에서는 Fig. 1에서 제시하는 링 형상만을 피스톤 링의 해석모델로 채택하기로 한다.

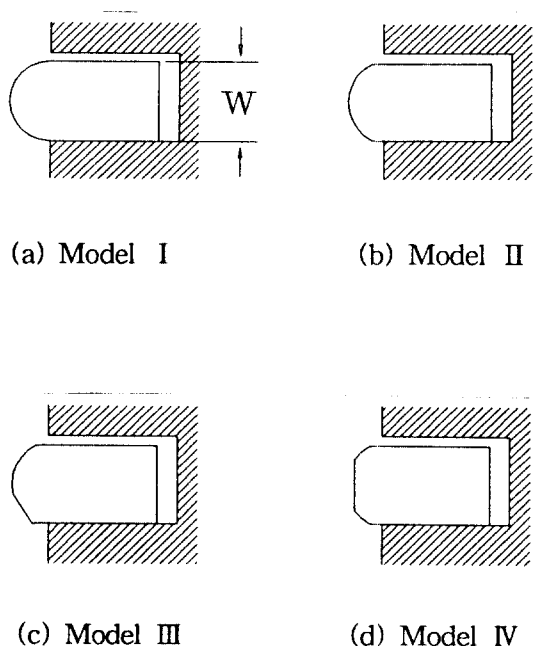


Fig. 1 Models of piston ring profile.

3. 수치적 해석

피스톤의 접촉거동 해석에 사용된 압축링 모델은 Fig. 1과 같고, 유한요소해석에서 사용된 컴퓨터 시뮬레이션 파라미터는 Table 1에서 제시하고 있다.

Fig. 2에서 제시한 윤활유막 모델에 대한 전체 유한요소망은 693개의 유한요소로 구성되어 있고, 4개의 요소절점으로 구성된 4각형 1자유도 축대칭 요소들 사용하였다. 여기서 Fig. 2와 같은 윤활유막에 대하여 사용한 경계 조건을 요약하면 Boundary 1은 피스톤의 압축링과 접촉운동을 하는 유막이고, Boundary 2는 실린더 벽을 나타내며, Boundary 3과 4는 연소실과 크랭크실의

압력을 각각 나타낸다.

피스톤-실린더 어셈블리를 나타내는 Fig. 3에서 피스톤이 상사점에 있는 경우에 크랭크 축의 회전각도는 $\theta=0^\circ$ 로, 하사점에 도달하였을 경우의 회전각도를 $\theta=180^\circ$ 로 각각 표시하였다.

윤활유막의 초기두께를 $10\mu\text{m}$ 로 하고, 최소 유막두께를 $1\mu\text{m}$ 로 가정하였다. 또한 피스톤 압축링의 접촉거동 문제를 해석하기 위하여 사용한 유한요소해석용 프로그램은 MARC[7]이다.

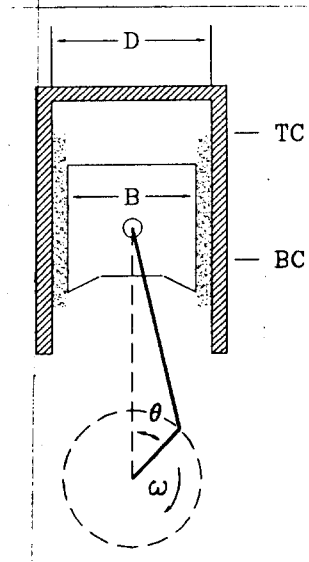


Fig. 3 Geometry of cylinder, piston, connecting rod and crankshaft.

Table 1. Ring parameters used in FEM calculations.

• Cylinder inner diameter D, mm	75.5
• Piston diameter B, mm	75.47
• Compression ring width w, mm	2
• Initial film thickness h_0 , μm	10
• Minimum film thickness h_{\min} , μm	1

4. 해석결과 및 토의

Figs. 4~7은 크랭크의 회전각도가 1000, 2000, 2500, 3000rpm인 경우에 대한 결과로 Fig. 1에서 제시한 4가지의 압축링 모델을 기초로 윤활유막에서 발생하는 무차원 최대 접촉압력을 각각 보여주고 있다. 이들의 계산결과에 의하면 피스톤의 크랭크 각도가 90° 인 경우 가장 큰 접촉압력을 나타내고, 270° 인 경우는 가장 작은 압력값을 보여주고 있다. 이것은 피스톤이 상사점에서 하사점으로, 다시 하사점에서 상사점으로 1회전 왕복운동을 하면서 피스톤-실린더 사이의 간극이 구조적으로 가장 작게(크랭크 회전각도 90°) 또는 가장 크게(크랭크 회전각도 270°) 발생하기 때문이다[8].

모델 I의 경우는 압축링의 접촉면 원호가

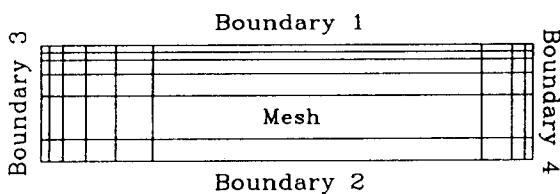


Fig. 2 Macro-mesh of unlapped oil film profiles.

반경이므로 초기에는 국부적인 점접촉으로부터 시작하여 크랭크의 회전각도가 변화함에 따라서 접촉길이가 늘어나기는 하나 윤활유막에서는 국부적으로 점접촉압력이 집중되는 현상을 보여준다. 모델 II는 점접촉호의 형상을 베벨형으로 제작하였기 때문에 모델 I에 비해서는 접촉길이가 늘어나므로 최대 점접촉압력이 줄어드는 현상을 보여주고 있다. 그러나 회전속도가 증가함에 따라서 최대압력이 급격하게 증가하는 현상을 Fig. 8의 결과를 보면 명확하게 보여주고 있다.

또한 Fig. 1(a)의 표면형상을 갖는 모델 III는 곡률반경이 모델 II와 같으나 피스톤 링과 윤활유막 사이의 접촉길이가 상대적으로 줄어든 모델로써 크랭크 각도가 90°인 경우의 최대 점접촉압력 값은 낮게, 270°인 경우에는 높게 나타났다. 이것은 점접촉면의 형상이 같은 원호에서 접촉길이를 줄여 준 설계조건 때문에 피스톤의 운동이 비교적 원활하게 이루어지고 있음을 예상할 수 있다.

반면에 모델 IV의 경우는 다른 압축링 모델에 비하여 최고 압력은 높게, 최저압력은 낮게 계산되었다. 이것은 비록 피스톤 링 곡률반경의 크기는 같으나 직선부와 연결부가 예리하기 때문이고, 특히 윤활유막-압축링 사이의 실제 접촉길이가 증가하기 때문에 나타나는 현상이다. 이와 같은 결과는 압축링의 형상이 윤활유막의 압축압력 거동에 지대한 영향을 줄 수 있다는 것을 의미한다.

모델 I과 IV에서 제시하는 것처럼 피스톤의 왕복운동 속도가 증가할수록 압축링의

곡률이 작은 형상 때문에 국부적으로 점접촉이 우려되는 경우나 커다란 점접촉길이가 예상될 때는 압축링-윤활유막 사이의 점접촉압력이 극대화 되어 윤활유막은 쉽게 손상을 입게 된다.

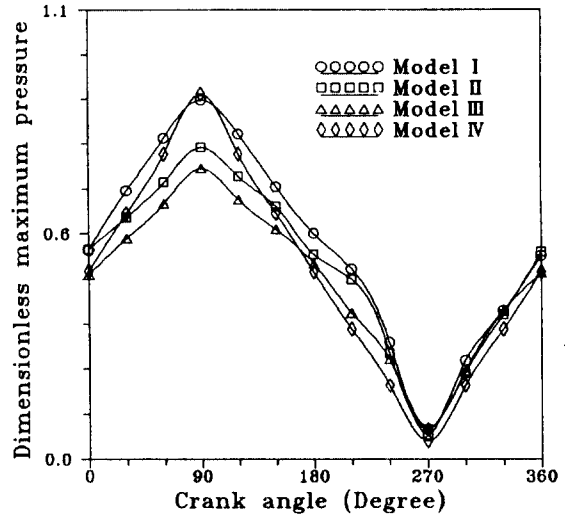


Fig. 4 Dimensionless maximum pressure as a function of crank angle for 1,000rpm.

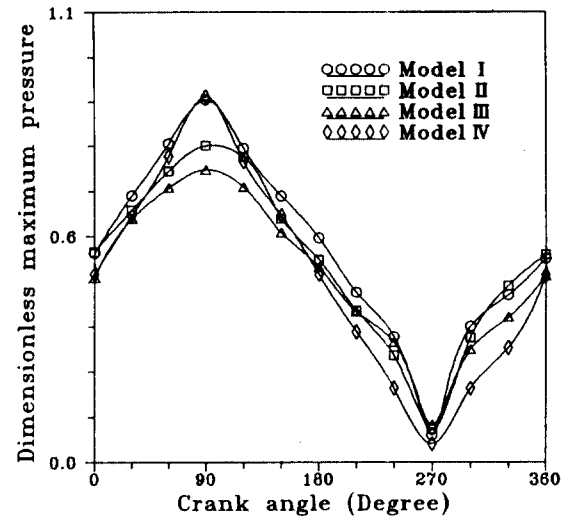


Fig. 5 Dimensionless maximum pressure as a function of crank angle for 2,000rpm.

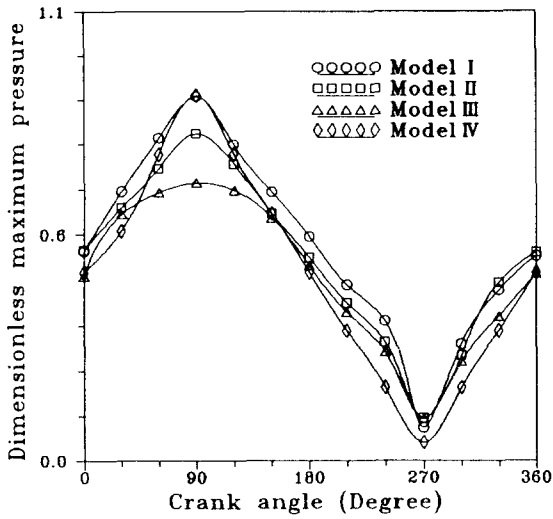


Fig. 6 Dimensionless maximum pressure as a function of crank angle for 2,500rpm.

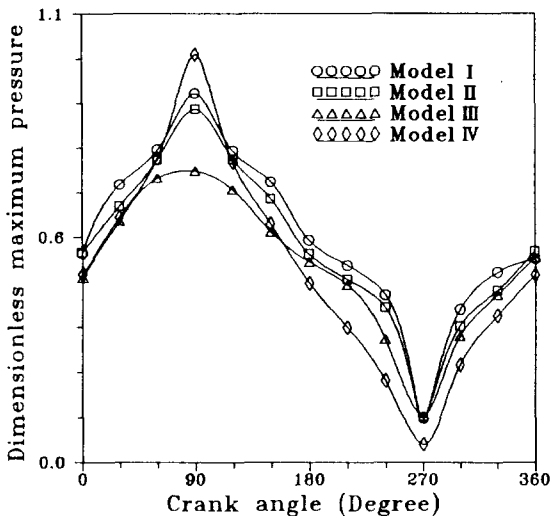


Fig. 7 Dimensionless maximum pressure as a function of crank angle for 3,000rpm.

Fig. 8은 여러가지의 압축링 형상에 대하여 피스톤 속도가 윤활유막의 접촉압력 거

동에 어떠한 영향을 주는가를 조사한 유한 요소해석 결과이다. 이 결과에 의하면 압축링의 접촉면 형상이 베벨형인 모델 III의 경우가 양호한 접촉압력 거동상태를 보여주고 있으며, 특히 피스톤의 속도가 증가함에 따라서 이와 같은 특성은 더욱 명확해지고 있다. 즉, 링 접촉면의 형상이 베벨형이면서 접촉길이가 짧은 경우는 피스톤의 속도에 무관할 정도로 최대 접촉압력은 극미한 변화를 보여주는 반면에 접촉면의 형상이 예리한 곡률반경을 갖으면서 접촉길이가 긴 경우(모델 IV)는 피스톤의 속도가 증가할수록 최대 접촉압력이 증가하는 불안한 거동상태를 보여주고 있다. 이것은 피스톤의 압축링 설계에서 링의 형상이 베벨형이면서 접촉길이를 가능한 짧게 설계(모델 III)하는 것이 유리하다는 해석결과를 제시한 데이터이다.

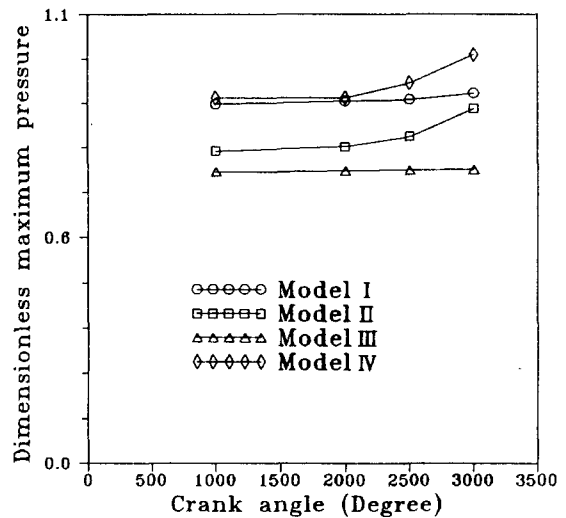


Fig. 8 Dimensionless maximum pressure as a function of crank speed for various ring profiles.

5. 결 론

폭발행정시 윤활유막이 순간적으로 초고 압을 받아서 폴리머와 같은 성질을 유지한다고 가정할 경우 피스톤의 압축링 형상이 유막의 접촉거동에 미치는 문제를 유한요소 기법으로 해석하였다.

해석결과에 의하면 윤활유막은 압축링의 접촉면 형상이 베벨형인 경우 가장 양호한 접촉압력 거동상태를 보여주고 있으며, 특히 피스톤 속도가 증가함에 따라서 이와 같은 특성은 더욱 명확해지고 있다. 즉, 링의 접촉면 형상이 베벨형이면서 접촉길이가 짧은 경우는 피스톤의 속도에 무관할 정도로 최대 접촉압력의 변화가 작게 나타나는 양상을 보여주는 반면에 접촉길이가 길면 피스톤 속도가 증가할수록 최대 접촉압력이 증가하는 불안한 거동을 보여주고 있다. 이것은 압축링의 형상이 베벨형이면서 동시에 접촉길이를 가능한 짧게 설계하는 것이 유리하다는 의미이다.

참 고 문 헌

1. Ruddy, B. L., Parsons, B., Dowson, D. and Economou, P. N., "The Influence of Thermal Distortion and Wear of Piston Ring Grooves Upon the Lubrication Rings in Diesel Engines," Proceedings of the 6th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, pp.84-94, Sept. 1979.

2. Furuhashi, S., Takiguchi, M., and Tomizawa, K., "Effect of Piston and

Piston Ring Designs on the Piston Friction Forces in Diesel Engines," SAE 810977.

3. Chung Kyun Kim and Heui Boong Kim, "Analysis of the Characteristics of the Low Friction Pad Type Piston," J. of KSLE, Vol. 9, No. 2, pp.70-78, 1993.

4. Chung Kyun Kim and Young Jin Kwon, "A Study on the Pressure Characteristics in Low-Friction Piston Pad," J. of KSLE, Vol. 8, No. 2, pp.73-79, 1992.

5. Li, C. H., "Piston Thermal Deformation and Friction Considerations," SAE 820086, 1982.

6. Ruddy, B. L. and Hildyard, M. L., "A Review of Tribological Aspects of Piston Assembly Design," Proceedings of the 17th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, pp.93-102, Sept. 1990.

7. MARC User's manual, Ver. K.5, MARC Analysis Research Co., 1993.

8. Miltsios, G. K., Patterson, D. J. and Papanastasiou, T. C., "Solution of the Lubrication Problem and Calculation of the Friction Force on the Piston Rings," J. of Tribology, Vol. 111, No. 4, pp. 635-641, 1989.