

저마찰 피스톤 패드의 압력특성에 관한 연구

김청균* · 권영진**

*홍익대학교 기계공학과, **홍익대학교 대학원 기계공학과

A Study on the Pressure Characteristics in Low-Friction Piston Pad

Chung Kyun Kim and Young Jin Kwon

*Dept. of Mechanical Engineering, Hongik Univ.

**Dept. of Mechanical Eng., Graduate School, Hongik Univ.

Abstract—The pressure distribution between the piston pad and the cylinder wall is analyzed to reduce the friction and to get the dynamic stability in the low friction piston. The calculated results indicate that the rectangular pad may reduce the friction in comparison to the square one. And the low friction piston can be stabilized when the pressure difference between the top and bottom of the piston skirt is very small.

1. 서 론

자동차의 엔진 설계시 마찰손실을 고려하여 설계 하려는 연구개발 노력은 자동차의 연료 및 오일 소비율을 감소시켜 성능 좋은 엔진을 개발하고자 하는데 있다.

자동차에서 에너지를 절약할 수 있는 방법으로는 크게 외부적인 측면에서 보면 공기 역학을 이용한 외형설계(Aerodynamic design)가 있고, 내부적으로는 연소효율을 향상시킬 수 있는 엔진설계, 즉 단열엔진의 개발[1-3], 터보차저(Turbo-charger)의 설치, 마이크로프로세서를 이용한 점화, 연소 유동율, 변속장치 등의 제어를 통한 해결방안이 있다. 또한 커넥팅로드와 크랭크 축의 베어링, 벨브 트레인 시스템, 피스톤-실린더, 펌프, 팬, 벨트, 에어컨 등과 같은 접촉 운동부의 마찰력에 의한 기계적 손실 감소를 통하여 점진적으로 달성하고 있다.

가솔린 엔진의 경우 대체적으로 연료에서 얻을 수 있는 에너지의 약 31%는 배기손실로, 약 29%는 실린더의 냉각손실로, 약 15%는 기계적인 마찰손실과 펌핑손실로, 단지 25% 정도만 유용한 제동마력으로 이용되고 있다[4].

특히 엔진의 전체 마찰손실중 피스톤-실린더계에서 발생하는 마찰손실은 약 30~40% 정도로[5] 엔진에서 피스톤-실린더에 관련된 분야의 트라이볼로지적 연구는 대단히 중요하다. 피스톤-실린더계에서의 마찰손실은 피스톤 링에 의한 손실과 피스톤 몸체, 즉 스커츠에 의한 손실로 나뉘어질 수 있고, 이것은 연소가스의 압력, 관성력, 커넥팅 로드와 길이에 의하여 커다란 영향을 받는다[6]. 피스톤계에 의한 손실의 크기를 정량적으로 측정하기는 어려우나, 최근 정밀센서의 개발에 힘입어 피스톤계에서 발생하는 마찰손실의 크기를 측정하였고[7], 이것을 바탕으로 실험식이 완성되어[8] 피스톤계의 마찰 손실량을 쉽게 해석할 수 있다. 또한 고속용 엔진에서 배기과정시 피스톤이 상사점에 도달할 때의 관성력이 동력행정시 얻는 출력보다 클 경우가 있다. 그래서 많은 연구가 피스톤-링-실린더 사이의 트라이볼로지적 거동을 해석하는데 집중되고 있다. 피스톤-실린더 연구에서 스커츠 부분의 접촉면적을 가능한 대폭적으로 감소시켜 엔진의 효율 향상을 위하여 개발된 패드식 저마찰 피스톤에 대한 실험적 연구결과에[9, 10] 의하면 스커츠면에서의 마찰손실이 크게 감소하면서 4%의 연료소비를 향상과 5%의 동력증대 효과를 기할 수 있는

것으로 알려지고 있다.

본 연구에서는 피스톤-실린더 사이의 마찰손실에 관련된 것 중에서도 피스톤 스커츠 부분의 마찰력을 감소시키고, 동적 안정성을 확보할 수 있도록 하기 위하여 패드식 스커츠에 관한 압력특성을 해석하고자 한다. 궁극적으로는 안정성이 확보된 저마찰 피스톤의 개발로 연료 및 오일의 경제성 향상, 배기가스로 인한 대기오염의 해결, 엔진의 내구성 증가를 통한 시스템의 수명을 연장시켜 저렴하고, 성능 좋은 내연기관을 설계·제작하는데 필요한 기초데이터를 제공하고자 한다.

2. 이론적 해석

본 연구에서 고려되고 있는 저마찰 피스톤 형상은 Fig. 1과 같은 것으로, 피스톤 스커츠에 의한 미끄럼 마찰손실을 감소시키기 위하여 Fig. 2와 같은 형상의 패드를 피스톤 스커츠에 부착한 것이다.

패드는 피스톤 스커츠와 실린더 벽 사이에서 발생하는 마찰손실을 줄이고, 피스톤의 동적 안정성을 확보하기 위하여 피스톤 보스를 중심으로 스커츠 상부에 2개, 하부에 1개의 패드가 대칭으로 배열되어 있으며, 패드를 설치함으로써 인하여 오일의 유동간섭을 없애고 유막을 용이하게 형성시키면서 동적 안정성을 확보할 수 있도록 하기 위하여 패드간의 거리를 가능한 충분하게 유지시켜 준다. 보통 패드는 스커츠면으로부터 약 35~45 μm 정도 튀어 나와 있고, 패드평면으로부터는 약 10 μm 정도의 경사면을 설치하여 유막형성이 용이하도록 도와주고, 또한 동적안

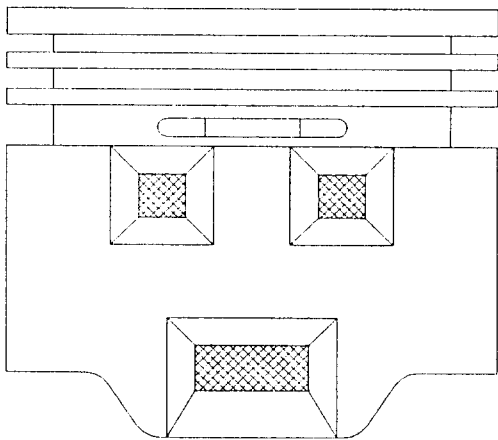


Fig. 1. Low-friction piston

정성이 잘 유지될 수 있도록 설계치수를 허용하고 있다.

패드에서의 윤활유 유동이 Fig. 2와 같이 일어난다고 가정할 때 오일은 입구 경사면(Inlet ramp)을 따라서 유입하여 패드의 측면과 출구를 따라서 유출한다. 측면을 따라서 유출하는 오일의 양이 적고, 대칭인 상태로 유동된다면 패드에서의 유동해석은 대단히 간단해진다.

엔진이 작동하기 시작하여 정상상태 운전을 하게 되면 피스톤은 일정한 간극을 유지하면서 미끄럼 왕복운동을 하게 된다. 이 때 패드면과 실린더 벽 사이의 유체유동은 층류이고, 미소간극 내에서의 온도 분포는 일정하며, 오일의 관성력은 마찰력에 비하여 무시할 수 있다고 가정한다. 이와 같은 경우에 대한 피스톤 패드면에서의 압력분포는 레이놀즈 방정식을 무차원화시켜 전개하면 다음의 식으로 표현할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right] + \left[\frac{L}{B} \right]^2 \frac{\partial}{\partial Y} \left[H^3 \frac{\partial P}{\partial Y} \right] = 6 \frac{\partial H}{\partial X} \quad (1)$$

여기서 L은 패드의 길이, B는 패드의 폭을 나타내고, 무차원 매개변수는 다음의 관계식으로 표현된다.

$$\begin{aligned} X &= x/L \\ Y &= y/B \\ H &= h/h_{min} \\ P &= ph^2_{min}/\mu UL \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 h는 유막의 두께, μ 는 점성계수, U는 피스톤 패드의 이동속도, h_{min} 은 패드와 실린더 사이의 최소 유막두께를 각각 나타낸다.

피스톤 패드에서의 압력분포를 구하기 위한 유막의 두께 h는 패드의 형태와 같이 선형적으로 변화한다고 가정하였고, 주변의 압력에 대한 경계조건은 다음의 두 가지 경우에 대하여 해석하였다.

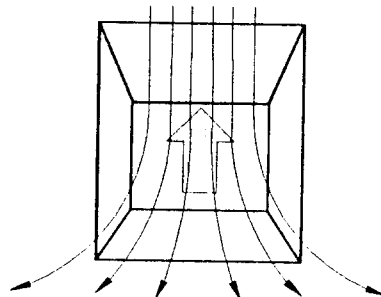


Fig. 2. Typical piston pad and oil flow streamline

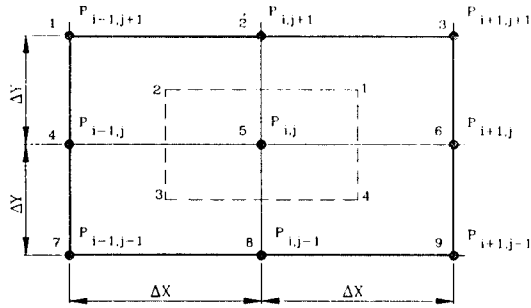


Fig. 3. Mesh for finite difference solution

Table 1. Basic data used in the FDM calculations

Parameters	Values
Pad length, L	16.8 mm
Pad width, B	12.0 mm
Minimum clearance, h_{min}	10 μ m
Ramp length	4 mm
Ramp height	40 μ m
Pad height	10 μ m
Sliding velocity, U	10 m/s

(1) 패드 주위의 압력이 일정한 경우, 즉

$$P[X(0, 1), Y(0, 1)] = 1 \tag{3}$$

(2) 패드의 상부와 하부 사이에 압력차가 있는 경우, 즉

$$P_{up}/P_{down} > 1 \tag{4}$$

3. 수치적 해석

무차원 레이놀즈 방정식 (1)의 해를 구하기 위하여 유한차분법[11]과 SOR(Successive Over Relaxation)법을 이용하였다. 피스톤 패드에서의 압력분포를 구하기 위한 격자점은 Fig.3과 같고, i 는 x 방향의 격자점, j 는 y 방향의 격자점을 각각 나타낸다. 유한차분법을 무차원 레이놀즈 방정식에 대입하여 정리하면 다음과 같은 압력 분포식을 얻을 수 있다.

$$P_{i,j}^{n+1} = \frac{1}{2(1+\Lambda)} \left\{ P_{i+1,j}^n + P_{i-1,j}^n + \Lambda(P_{i,j+1}^n + P_{i,j-1}^n) \right\} + \frac{3}{4 H_{i,j}^3} \left\{ 4(H_{i+1,j} - H_{i,j})\Delta x - H_{i,j}^2(H_{i+1,j} - H_{i-1,j}) (P_{i-1,j}^n + P_{i+1,j}^n) \right\}$$

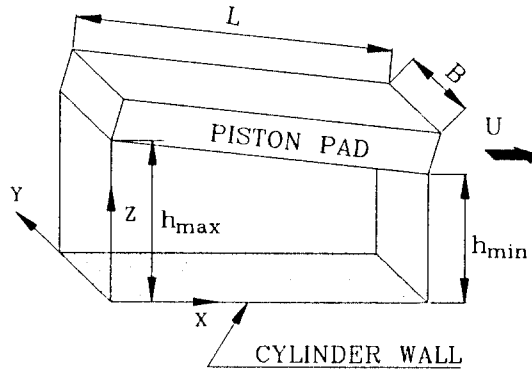


Fig. 4. Typical configuration for single plain pad

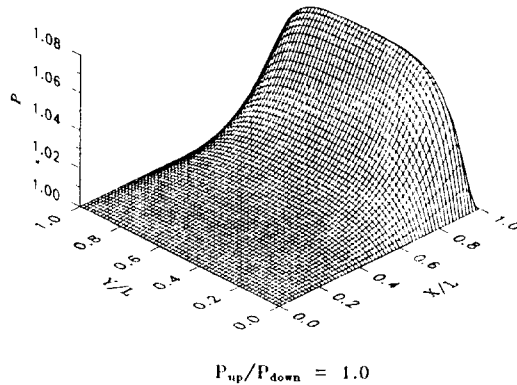


Fig. 5. Pressure distribution for single plain pad ($h_{max}/h_{min} = 6, L/B = 1$)

$$-\Lambda H_{i,j}^2(H_{i,j+1} - H_{i,j-1}) (P_{i,j+1}^n + P_{i,j-1}^n) \tag{5}$$

여기서 패드의 형상비 $\Lambda = L/B$ 를 나타내고, 또한 반복계산을 수행하는 동안 압력 분포의 수렴정도는 10^{-5} 까지 고려하였다.

4. 결과 및 고찰

패드 가 부착된 저마찰 피스톤에 대한 마찰면에서의 압력분포도를 알아보기 위하여 패드의 치수나 작동 조건 등은 AE사의 70 mm 엔진 기초실험 데이터(참조 Table 1)를 사용하여 다음의 몇 가지 경우에 대한 해석을 하였다.

Fig. 4와 같은 단순 평판형상의 패드가 부착된 피스톤 스커츠에서의 압력분포도는 패드 주위의 압력 분포 상태가 서로 같다고 가정한 경우에 대한 계산 결과를 Fig.5에서 보여주고 있다. 이것은 전형적인

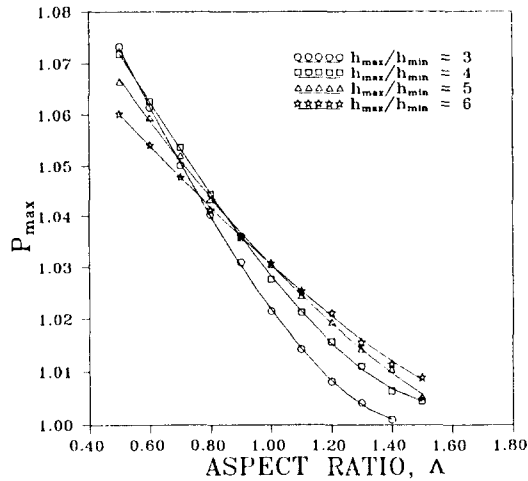


Fig. 6. Maximum pressure distribution in terms of aspect ratio Δ under single plain pad

저어널 베어링의 연구결과 처럼 최소 간극 부근에서 커다란 압력상승이 일어나고 있다.

Fig. 6은 Fig. 4와 같은 각형의 단순패드(plain pad)가 부착된 피스톤에서 패드의 형상비 $\Delta = L/B$ 의 변화에 따른 최대 압력분포도를 나타내고 있다. 패드의 경사도가 서로 다른 경우($h_{max}/h_{min} = 3, 4, 5, 6$)에 대하여 형상비의 증가, 즉 패드 길이의 증가는 최대 압력의 감소로 나타나기 때문에 유체 마찰에 의한 마찰손실은 감소하게 된다. 이것은 피스톤의 왕복운동시 패드의 측면으로 유출되는 윤활유가 크게 줄어들면서 패드와 실린더 사이의 유막이 잘 형성되어 유체 윤활상태가 지속되고 있기 때문인 것으로 생각된다. 이 그림에서 보여주고 있는 것처럼 패드의 형상비 크기가 대략 1 정도는 넘어야 패드의 마찰손실은 안정한 단계로 갈 수가 있다. 즉, 정방형 패드(Square pad)보다는 장방형 패드(Rectangular pad)형태가 마찰 손실을 줄일 수 있다는 것을 의미한다.

Fig. 7과 같은 실제 패드 형상에 대한 마찰면에서의 압력분포도는 Fig. 8과 같이 보여주고 있다. 이 그림은 형상비 $\Delta = 1$ 이고, 패드 주위의 압력이 서로 같은 경우(실제의 패드식 피스톤에서는 피스톤 스커츠의 동적 안정성을 고려하여 스커츠 상단부에 압력 조절용 홈을 만들어 놓음), 즉 $P_{up}/P_{down} = 1$ 에 대한 계산결과로 입구 경사면에서 1차적인 압력상승이 있다가 패드와 실린더 사이의 간극이 최소가 되는 곳에서 재차 압력상승이 일어나 출구 경사면을 지나면서 압력강하가 크게 일어난다. 이것은 직선운동을 회전운동으로 전환하기

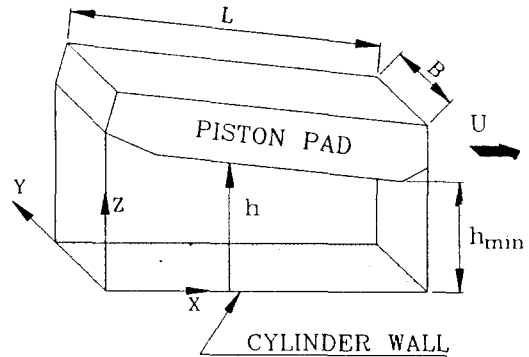


Fig. 7. Typical pad geometry

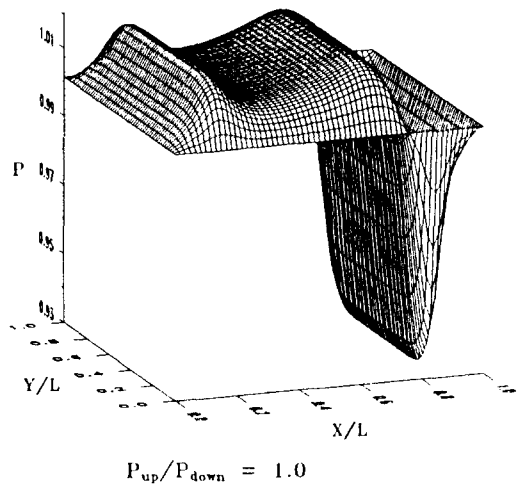


Fig. 8. Pressure distribution for typical pad geometry ($P_{up}/P_{down} = 1, L/B = 1$)

때문에 발생하는 횡방향의 추력과 패드식 저마찰 피스톤에서의 압력변동에 따른 동적인 불안정성이 동시에 해석되어야 구조적인 진동이나 소음문제를 해결할 수 있다. 즉 피스톤 스커츠면에서 실제 접촉면적이 크게 감소함에 따라서 발생할 수 있는 피스톤의 불안정성에 패드의 형상설계가 대단히 중요함을 보여주는 것이다.

Fig. 9(a)~(d)는 피스톤의 패드 상부와 하부사이의 압력차가 약간 있는 경우(5%, 10%, 15%, 20% 차이)에 대한 압력분포도를 보여주고 있다. 그림에서는 패드 입구와 출구 경사면에서의 압력상승은 일어나지만 패드 상부와 하부 사이의 압력차가 패드에서의 압력 분포에 더 큰 영향을 주고 있기 때문에 특히 패드 상부와 하부 사이의 압력차가 클수록 최소 간극이

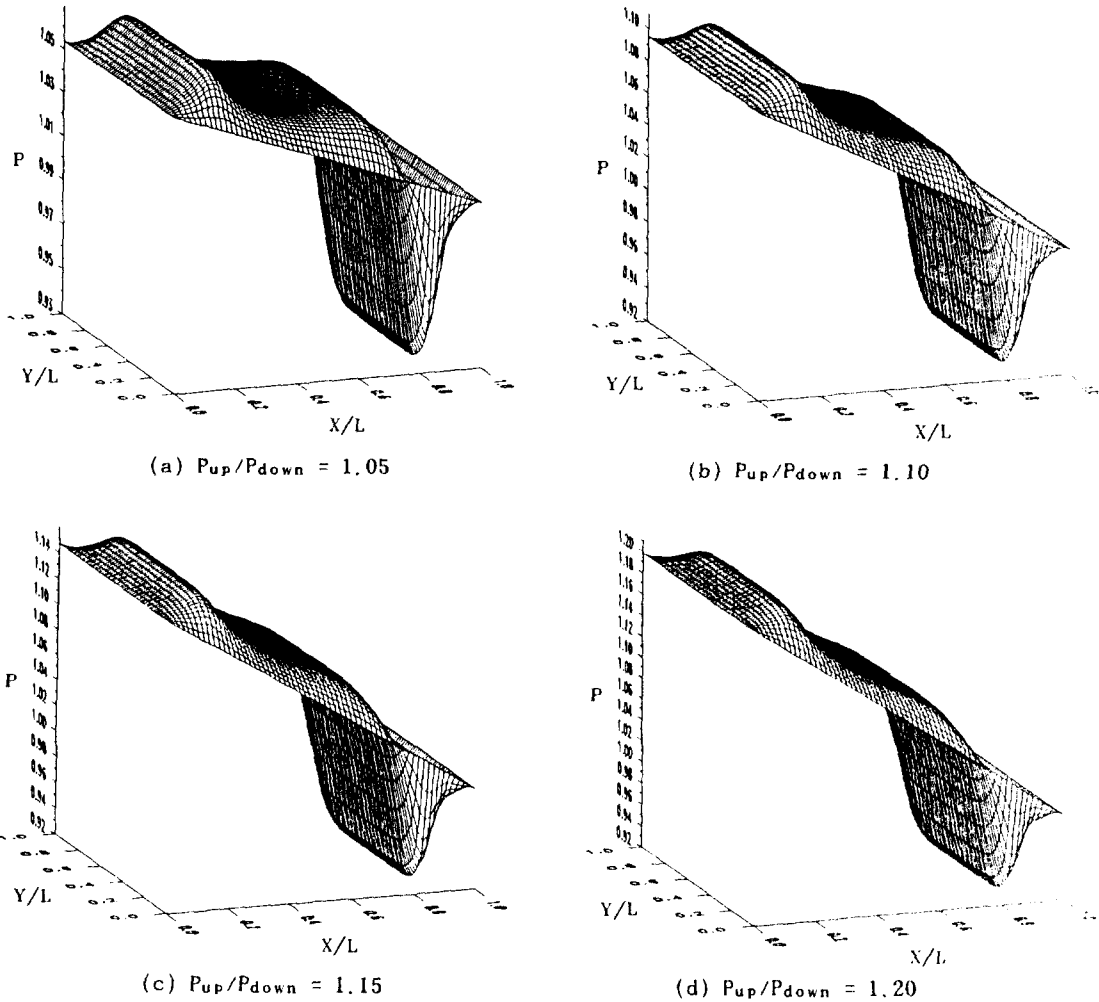


Fig. 9. Pressure distributions for various values of the pressure difference between the top and bottom of the skirt pad

압력에 미치는 영향이 그다지 크지 않음을 알 수 있다. 즉, 피스톤 패드상부와 하부사이의 압력차가 클수록 입구 경사면을 지난 오일은 패드 하단부의 최소 유막부분을 통과하지 않고 양측면으로 유출되는 양이 많아지면서 압력 형성이 안되고 있음을 나타내고 있다. 그 결과 피스톤 스커츠의 패드에 의한 마찰 손실은 줄어들지만 동적 안정성에 관련된 해석은 더욱 어려워진다. Figs. 8과 9의 해석결과를 비교하면 패드의 형상비 $\Lambda=1$ 일 경우, 패드 상부와 하부사이의 압력차가 작을수록 동적 안정성이 증가됨을 알 수 있다. 그래서 여기서 얻은 연구결과는 실제 설계시 피스톤 스커츠 상부에 위치한 압력조절용 홈의 크기와 갯수를

결정하는 기본 데이터로 활용될 수가 있다. 이 결과는 피스톤의 마찰 손실과 횡방향 안정성 해석으로 패드의 입구 형상설계가 대단히 중요함을 나타내는 결과이다.

Fig. 10과 11은 패드 입구 경사면의 기울기 변화에 따른 최대 압력 변화에 미치는 영향을 알아 보았다. 입구 경사면 형상을 Fig. 10과 같이 세 가지(경사면 A, 경사면 B, 경사면 C)로 변화시킬 경우 최대 압력 분포는 경사도가 클수록 압력이 높게 나타나고, 형상비 L/B 가 증가될수록 미끄럼면에서의 유막형성이 비교적 잘되기 때문에 압력이 크게 감소되고 있음을 알 수 있다. 패드 입구 램프(Inlet ramp) 기울기가 Fig. 10과 같이 서로 다른 여러 가지 경우에 대한 최대

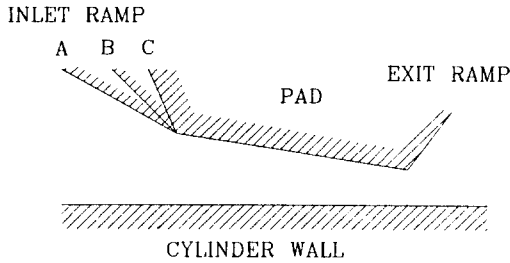


Fig. 10. Various configurations of inlet ramp in the plain piston pad

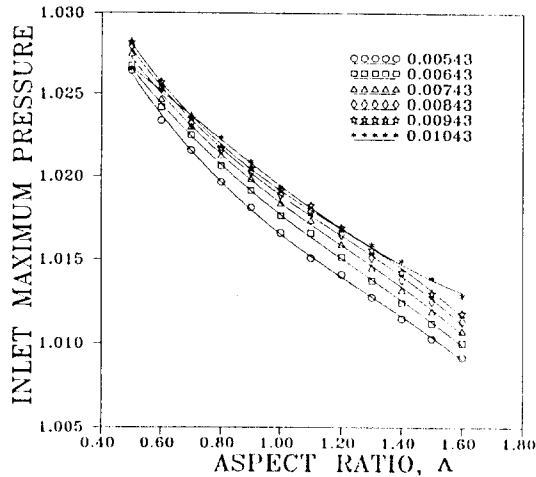


Fig. 11. Maximum pressure distribution as a function of aspect ratio Δ for various values of inlet ramp configuration

압력분포도의 계산결과를 Fig. 11에서 보여주고 있는데, 이 결과에 의하면 입구 램프의 기울기는 임계값을 가지고 있으며 그 이상이 되면 불안정한 압력분포를 예견할 수 있다. 이 경우의 임계값은 $\tan\theta = 0.01043$ Radian을 나타내고 있다. 본 연구에서 선정된 모델이 동적인 안정성을 확보하기 위해서는 임계값을 0.01043 이하에서 그리고 피스톤 패드의 형상비 Δ 은 최소한 1보다 크게 설계하는 것이 바람직함을 알 수 있다.

5. 결 론

피스톤-실린더 사이의 마찰을 감소시키기 위한 방법으로 제시되고 있는 피스톤 패드의 형상 변화 및 패드 주변의 압력변화에 따른 압력특성을 해석하였다.

피스톤 패드에서 형상비 L/B 가 1보다 큰 경우, 즉

정방형 패드보다는 장방형 패드가 마찰손실을 줄일 수 있고, 동적 안정성에 대한 기여도가 크기 때문에 바람직하다. 또한 패드상부와 하부사이의 압력차를 증가시킬수록 패드 측면으로 누설되는 오일 때문에 패드 경사면에서의 압력 변화폭은 줄어들지만 피스톤의 동적 불안정성은 더욱 악화될 수 있다는 사실을 알 수 있다. 그래서 패드 상부와 하부 사이의 압력차를 가능한 줄일 수 있도록 하기 위하여 설치된 패드상부의 압력 조절용 홈의 중요성이 부각된다. 또한 피스톤 패드 입구램프의 기울기는 일정한 임계값 이하로 설계하는 것이 동적 안정성 확보에 유익함을 보여주고 있다.

궁극적으로 패드식 저마찰 피스톤에서 가능한 실린더와의 접촉면적을 줄여서 마찰력을 감소시키고 이에 따른 피스톤의 동적 불안정을 완화시키기 위하여 패드의 수, 위치의 선정, 패드의 형상, 유막의 형성, 압력 조절용 홈의 갯수에 관련된 압력분포와 마찰손실에 대한 해석을 종합적으로 수행되어야 바람직한 연구결과를 얻을 수 있겠다.

참 고 문 헌

1. Kamo, R., Bryzik, W. and Glance, P., "Adiabatic Engine Trends-Worldwide", SAE 870018, 1987.
2. Bupara, S.S., "Analytical Feasibility Study of a Hydrostatically Supported Piston Ring for Application of Adiabatic Diesel Engines", Mechanical Technology Incorporated, Report MTI-79TR3, Oct. 1979.
3. Brombolich, L.J. and McCormick, H.E., "Tribological Aspects of Cylinder Kit Systems in Adiabatic Engines", SAE 880018, 1988.
4. Bartz, W., "Potential Fuel Savings by Use of Low-Friction Engine and Transmission Lubricants", IMechE, C69/85, pp. 75-85, 1985.
5. Dann, R.T., "Auto Engines: Goodbye to Conventional Design", Machine Design, pp. 62-71, Jan. 12, 1984.
6. Hoshi, M. and Baba, Y., "A Study of Piston Friction Force in an Internal Combustion Engine", ASLE Trans., Vol. 30, No. 4, pp. 444-451, 1987.
7. Furuham, S., "Measurement of Piston Frictional Force in Actual Operating Diesel Engine", SAE 790855, 1979.
8. Hoshi, M., "The Study of Piston Friction in Internal Combustion Engine", JSME 61st Spring Annual Meeting, Preprint No. 1002, 1984.
9. Rhodes, M.L.P. and Parker, D.A., "AEconoguide Low-Friction Piston Skirt Design", Ind. Lub. and Tribology, pp. 164-171, Sept./Oct. 1982.
10. Rhodes, M.L.P. and Parker, D.A., "AEconoguide

- Low-The Low Friction Piston", SAE Int. Cong., Detroit, Paper No. 840181, 1984.
11. Gero, L.R., "An Evaluation of Finite Difference and Finite Element Methods for the Solution of Reynolds Equation", ASLE Trans., Vol. 29, pp. 166-172, 1985.