Journal of the KSTLE Vol. 21, No. 2, April 2005, pp. 83~92
The Korean Society of Tribologists & Lubrication Engineers

피스톤-링 팩에 관한 기초 연구

전 상 명†
호서대학교 자동차공학과

A Basic Study on Piston-Ring Pack

Sang Myung Chun†
Dept. of Automotive Engineering, Hoseo University

Abstract – A piston assembly is very important because it directly receives the energy generated during combustion process. Surely, the friction and lubrication of piston-ring pack do an important role in the performance and fuel economy of an engine. In fact, the friction loss in piston-ring pack is the biggest portion to the whole engine friction. Therefore, the improvement of lubrication quality and friction loss in piston-ring pack will be directly related with the improvement in the performance and fuel economy of an engine. Meanwhile, the oil consumption and blow-by gas through piston-cylinder-ring crevices have to be controlled as less as possible. In these two aspects, the study on the optimized design of piston-ring pack has to be carried out. In this study, for the efficient design of piston-ring pack, it is focused to develop a basic computer program that predicts the inter-ring pressure, the motion of ring and the blow-by gas through a crevice volume model between adjacent rings, and the oil film thickness and the friction computed by lubrication theories.

Key words – piston ring, blow-by gas.

1. 서 론

피스톤링 결합체의 윤활상태[1-7]는 링의 다면 형상, 피스톤의 운동 및 피스톤 링 사이의 압력 변동 등에 따라 유체윤활 상태와 경계윤활 상태가 번갈아 나타난다. 그러나 마찰력 감소 및 피스톤링 마모 등의 측면에서는 유체윤활 상태를 유지하는 것이 바람직하다. 한편 경제적인 측면과 효율측면에서 오일소모 및 브로우바이 가스량의 증가를 가져와서는 안 된다. 이 두가지 측면을 어떻게 조화를 이루는 가가 피스톤 윤활의 중요한 문제이다.

따라서 본 연구의 목적은 유체윤활 및 경계윤활을 모두 고려한 혼합윤활 상태에서의 피스톤링 결합체의 최적의 윤활상태를 예측하기 위한 프로그램을 개발하는 것이다. 이를 위해서 우선 피스톤 링과 실린더 벽사이의 윤활상태를 유체윤활 상태로 가정하여 레이놀즈 식을 유한차분법[6]을 이용하여 풀고 유막두께 및 마찰력을 구한다. 또한 이 계산결과가 경계윤활 상태를 나타내게 되면 이를 고려해 준다.

한편 실제 운전 상태에서의 링 결합체에 대해 계산하려면 각 크랭크 각에 대한 실린더 내의 압력 및 링과 링 사이의 압력분포에 대한 정보가 필요하다. 실린더 내의 압력은 압력센서를 이용하여 실험적으로 구했으며, 링과 링 사이의 압력은 틈새(crevice) 흐름 모델[3]을 이용하여 구했다. 이와 같이 계산했을 경우 얻어지는 결과는 링과 링 사이의 압력분포, 블로우바이 가스량, 링 홈 내에서의 링의 운동, 오일 유막 두께 그리고 마찰력이다. 이러한 수치계산은 실제 상태를 모두 고려하기가 어렵고, 복잡한 물리적 현상을 특정 모델을 사용하여 해석하기 때문에 정확도는 다소 떨어질 수 있지만 매개변수 연구를 통해 설계 변경에 대한 효과를 미리 알아낼 수 있고 경비의 증가 없이 빠른 시간 내에 반복계산이 가능하므로 변경 설계에 상당히 유용한 도구가 될 것이다.

†주저자 · 책임저자 : smchun@office.hoseo.ac.kr

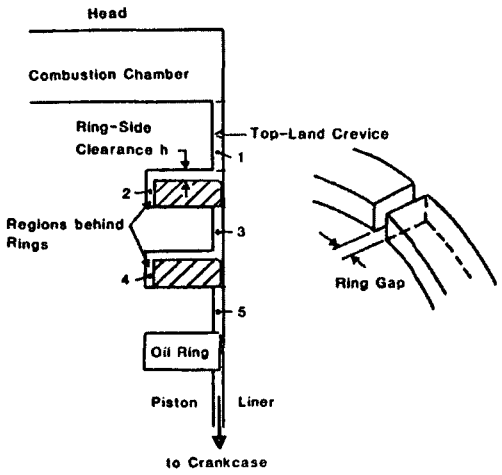

Fig. 1. Schematic of piston-cylinder-ring crevices showing gas flow path.

2. 이 론

2-1. 틈새 흐름(crevice flow) 모델

본 모델은 링과 링 사이에 존재하는 모든 제어체적 내에서의 압력을 구하기 위한 모델로서 내용은 다음과 같다[1].

Fig. 1은 두 개의 압축링과 한 개의 오일링을 갖는 피스톤-링 결합체의 구조이다. 여기에서 구간 1-5는 제어체적을 갖는 각각의 구역을 나타내며, 오일링 바로 위쪽인 구간 5의 압력은 크랭크 케이스 압력과 같다고 가정한다. 서로 이웃하는 두 구간은 항상 링 간극에 의해 연결되며, 피스톤 링 홈에서의 링의 위치에 따라 링 측면 간극을 통해 연결될 수도 있다. 예를 들면 첫 번째 압축링이 링 홈 밑면에 위치할 경우 구간 1과 2 사이의 가스의 유동은 링 측면 간극을 통해 이루어지며, 구간 2와 3사이의 유동은 링 간극을 통해서만 이루어진다. 또한 링에 작용하는 힘의 방향이 바뀌어 링이 바닥 면에서 뜨게 되면, 링이 링 홈 윗면으로 이동할 때까지 구간 1-2 및 구간 2-3은 링의 측면 간극을 통해 연결된다. 따라서 각 구간에서의 압력분포를 알기 위해서는 각 구간을 통한 유동방정식 외에 피스톤 링의 움직임까지 고려해 주어야 한다.

2-1-1. 피스톤링 운동모델

왕복엔진의 운전상태에서 피스톤링은 링 홈 내에서 축 방향으로 위아래로 움직이기도 하고 기울기도 한다. 실제로 일상적인 운전상태에서 기울어짐의 정도는 0.5° 정도라고 한다. 그러나 기울어짐의 정도가 링 측면간극을 완전히 막는 데는 1° 정도의 기울어짐이 있어야 한다고 한다. 따라서 본 계산에서는 링은 기울어지지 않고 축 방향으로만 운동하며 서로 마주 닫는 면은 충분히 편평하다고 가정했다.

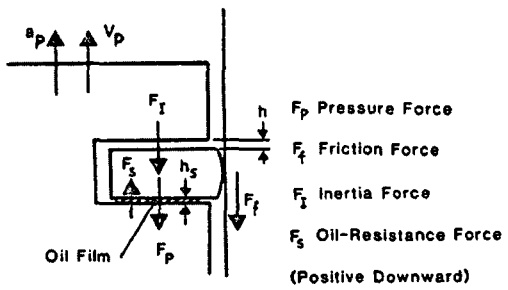

Fig. 2. Schematic of forces acting on a ring at the early stage of compression.

링에 작용하는 힘은 Fig. 2와 같다. 이에는 압력에 의한 힘 F_p, 마찰에 의한 힘 F_f, 관성에 의한 힘 F_i, 오일의 압축에 의한 힘 F_s가 있다. 각 힘은 아랫방향을 양의 값으로 정했다. 그러면 링의 운동방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$M_r\left(\frac{d^2h}{dt^2}\right)=F_p+F_f+F_i+F_s \tag{1}$$

여기서, M_r은 링의 질량이며, h는 링 윗면과 링 홈 사이의 간격이다.

위에서 각각의 힘들은 다음과 같다.

(1) 압력에 의한 힘

$$F_p=A_r(P_1+P_2)/2-A_r(P_2+P_3)/2=A_r(P_1-P_3)/2 \tag{2}$$

여기서 A_r은 축 방향에 수직한 링 면적이며, P는 i구간에서의 압력이다.

(2) 마찰에 의한 힘

$$F_f=-f(\pi d_r T_r)P \tag{3}$$

여기서 f는 마찰계수이며 다음과 같다[2].

$$f=4.8(\mu_{oil}V_p/(PT_r))^{1/2}$$

그리고 P는 링 홈 안쪽면의 압력이며, d_r은 링의 외경, T_r은 링의 폭, V_p는 피스톤 속도이다.

(3) 관성에 의한 힘

$$F_i=-M_r\alpha_p \tag{4}$$

여기서 M_r은 링의 질량이며 α_p는 피스톤 가속도이다.

(4) 오일의 압축에 의한 저항력

그림 2에서 링과 링 홈면 사이의 오일은 압축력을 받고 있다. 이 과정에서 오일의 체적유량은 다음과 같다.

$$Q = -(1/(12\mu_{oil}))(dP/dx)h_s^3 L_r$$

연속방정식에 기초한 유량은 링 폭의 반쪽에 대해 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$Q = -(L_r W_r/2)\dot{h}_s$$

여기서 L_r은 링의 원주이며 W_r은 반경반향의 링 두께이며 h_s는 링 측면 유막두께이다.

위의 두 유량은 같으므로 이 관계에서 다음의 압력 분포를 얻을 수 있다.

$$P(x) = 6\mu_{oil} W_r \dot{h}_s x/h_s^3$$

이 압력 분포에 의한 힘은

$$F_s = 2\int_0^{W_r/2} P(x)L_r dx = -\frac{3}{2}\mu_{oil} L_r \frac{dh}{dt}\left(\frac{W_r}{h_s}\right)^3 \quad (5)$$

그러나 링 표면 전부에 오일이 존재하지 않으므로 계수를 3/2 대신에 0.1[3]을 쓴다. 또한 이 힘은 링이 링 홈 면에 접근할 때만 존재하며, 방향은 항상 나머지 세 힘의 합력의 반대방향이다. 이 힘은 Fruhama 등[4]이 링이 반대 면으로 옮겨갈 때 움직임이 지연된다는 실험결과를 설명하기 위해 도입했다.

위의 운동방정식을 풀므로 링 홈 내에서 링의 위치를 크랭크각의 함수로 구할 수 있다.

2-1-2. 가스유동 방정식

가스의 유동상태를 층류로 가정하면 구간 1에서의 압력은 연소실 압력과 0.1-0.2% 정도의 차이 밖에 보이지 않으므로 연소실 압력과 같다고 가정했으며, 각 구간에서의 압력은 구간 내에서 일정하다고 보았다. 또한 가스의 화학적 구성은 모든 구간에서 같다고 가정했다. 각 구간을 통한 유동을 등온과정으로 보면 구간 2, 3, 4에서의 연속방정식은 각각 다음과 같이 된다.

$$\frac{m_{02}}{P_{02}}\frac{dP_2}{dt} = \dot{m}_{12} - \dot{m}_{23} \quad (6a)$$

$$\frac{m_{03}}{P_{03}}\frac{dP_3}{dt} = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{23} - \dot{m}_{34} - \dot{m}_{35} \quad (6b)$$

$$\frac{m_{04}}{P_{04}}\frac{dP_4}{dt} = \dot{m}_{34} - \dot{m}_{45} \quad (6c)$$

여기서 P_i, i=2, 3, 4는 i 구간에서의 압력을 나타내며, P_{oi}, i=2, 3, 4는 i 구간에서의 초기 압력(흡입과정 끝에서의 압력)이며, m_{oi}, i=2, 3, 4는 i 구간에서의 초기 질량(초기압력과 벽 온도에 의해 구함)을 의미한다. 또한 $\dot{m}_{ij}$는 링 간극이나 링 측면 간극을 통한 유량이다.

블로우바이 가스량은 다음과 같다.

$$\dot{m} = \dot{m}_{35} + \dot{m}_{45} \quad (7)$$

링 간극을 통한 유량은 다음과 같은 오리피스 유량식으로부터 구한다.

$$\dot{m} = C_d \rho A_g c \eta \quad (8)$$

여기서 C_d는 유량계수로 0.86[5]이며, A_g는 링 간극 면적, p는 가스 밀도, c는 음속 그리고 η는 압축성을 나타내는 인자(compressibility factor)로 다음과 같다.

$\frac{P_{i+1}}{P_i} > 0.52$ 일때,

$$\eta = \frac{2}{\gamma - 1}\left[\left(\frac{P_{i+1}}{P_i}\right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_{i+1}}{P_i}\right)^{(\gamma+1)/\gamma}\right]^{1/2}$$

$\frac{P_{i+1}}{P_i} \le 0.52$ 일때, $\eta = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)}$

링 간극 면적은 링 간극과 실린더 벽 그리고 피스톤으로 둘러싸인 면적이다. 이 면적을 구하기 위해서는 링 면과 링 홈면 사이의 끝면 다듬질(chamfer)도 고려해야 한다.

링 측면 간극을 통한 유량은 유동을 등온 압축 수로 유동(길이 W_r, 높이 h)을 가정해서 구한다. 상류 및 하류에서의 유동을 각각 P_u, P_d라 하면 유량식은 다음과 같이 된다.

$$\left[\frac{\dot{m}}{A}\right]^2 = \frac{P_u^2 - P_d^2}{RT\left(\frac{4fW_r}{D} + 21n\left(\frac{P_u}{P_d}\right)\right)}$$

여기서 $D = 2h$로 수력직경이며, A는 유동방향에 수직한 면적, f는 마찰계수, T는 링의 온도 그리고 R은 가스 상수이다.

링 측면 간극을 통한 유동을 층류유동이라 가정하면 마찰계수 $f = 24/Re$가 된다. 일반적으로 $2\ln(P_u/P_d) \ll 4fW_r/D$이므로 위의 식은 다음과 같이 된다.

$$\left[\frac{\dot{m}}{A}\right]^2 = \frac{h^2}{24W_r}\frac{1}{\mu_{gas}RT}(P_u^2 - P_d^2) \quad (9)$$

하지만 원래 모델에서는 위의 식은 링이 링 홈면의

위 또는 아랫면에 위치하고 상류 및 하류 압력이 절대 압력으로 1.5 bar 이하일 경우에만 적용한다고 한다[1]. 따라서 링이 링 홈면에서 뜨게 되면 오리피스 유량식을 쓴다.

2-1-3. 계산방법

위에서 두 개의 압축링에 대한 운동방정식과 링 사이의 압력분포에 관한 세 개의 식을 얻었다. 위의 5개의 식은 질량유량식과 링에 작용하는 힘에 대한 관계식과 어우러져 오일러 적분방법으로 풀 수 있다. 위의 계산을 위한 입력 값으로는 크랭크 각에 따른 연소실 내의 압력분포, 상세한 엔진치수 그리고 운전조건 등이다.

또한 본 계산에서는 가스와 오일의 점성계수를 다음과 같이 계산했다.

$$\mu_{gas} = 3.3x10^{7}xT^{0.7}\,(Pa\cdot s) \tag{10a}$$

$$\mu_{oil} = \exp(1036/(T-178)-9.84)\,(Pa\cdot s) \tag{10b}$$

위의 두 식에서 온도 T의 단위는 캘빈(Kelvin)이다.

2-2. 유막두께 및 마찰력 계산

본 계산에서는 기본적으로 유체윤활 및 경계윤활을 모두 고려한 혼합윤활 상태에 대해서 계산했다. 링은 축 방향으로만 운동하며 반경방향으로의 치우침은 없고 링의 모든 외경을 통하여 유막두께는 일정하다고 가정했다.

2-2-1. 지배방정식

피스톤 링의 유체윤활을 지배하는 레이놀즈 식은 점성계수가 일정하다고 가정하면 직교좌표계에서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3\frac{\partial P}{\partial x}\right) = -6\mu U\frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu\frac{\partial h}{\partial t} \tag{11}$$

여기서 x 좌표는 피스톤의 축방향이다. t는 시간이며 h는 피스톤 링과 실린더 벽 사이의 유막두께이고, P는 압력, U는 피스톤 속도로 다음과 같다.

$$U = \frac{\pi R_c N}{30}\left(\sin\beta + \frac{R_2\sin 2\beta}{2L}\right)$$

여기서 R_c는 크랭크 반경, N(rpm)은 엔진 회전수, β는 크랭크 각, L은 커넥팅로드 길이이다.

2-2-2. 수치해석 과정

위 레이놀즈 식을 유한차분법을 써서 풀었다[6].

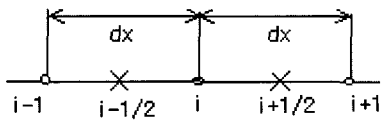

Fig. 3. Grid system.

Fig. 3의 격자계에 대해서 각각의 미분항에 대한 차분화는 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3\frac{\partial P}{\partial x}\right) = \frac{h^3_{i+1/2}}{\Delta x^2}(P_{i+1}-P_i) - \frac{h^3_{i-1/2}}{\Delta x^2}(P_i-P_{i-1})$$

$$6\mu U\frac{\partial h}{\partial x} = 6\mu U\frac{h_{i+1/2}-h_{i-1/2}}{\Delta x}$$

$$12\mu\frac{\partial h}{\partial t} = 12\mu\frac{h^t-h^{t-1}}{\Delta t}$$

위의 각항을 종합하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\alpha_i P_i = b_i P_{i+1/2} + c_i P_{i-1} + d_i \tag{12}$$

여기서

$$\alpha_i = \frac{h^3_{i+1/2}}{\Delta x^2} + \frac{h^3_{i-1/2}}{\Delta x^2} \tag{13a}$$

$$b_i = \frac{h^3_{i+1/2}}{\Delta x^2} \tag{13b}$$

$$c_i = \frac{h^3_{i-1/2}}{\Delta x^2} \tag{13c}$$

$$d_i = -6\mu U\frac{h_{i+1/2}-h_{i-1/2}}{\Delta x} - 12\mu\frac{h^t-h^{t-1}}{\Delta t} \tag{13d}$$

위의 식은 삼각대각선 매트릭스(Tri-Diagonal Matrix) 식이 되며 이를 효과적으로 풀기 위해 TDMA방법을 이용했다. 위의 식을 후 치환(Back-Substitution) 형태로 쓰면 다음과 같다.

$$P_i = A_i P_{i+1} + B_i \tag{14}$$

여기서 $A_i = \dfrac{b_i}{\alpha_i - c_i A_{i-1}}$

$$B_i = \frac{d_i + c_i B_{i-1}}{\alpha_i - c_i A_{i-1}}$$

즉 A_i, B_i를 먼저 오름차순으로 구해 놓으면 압력의 경계조건을 이용하여 내림차순으로 모든 점에서 압력을 한번에 구할 수 있다.

각각의 크랭크 각에서의 수렴의 지표로 다음을 이용하였다.

$$\left|\frac{P_e - P_g}{P_g}\right| < 10^{-5}$$

여기서, $P_e = \frac{\int P dx}{\int dx}$ (등가압력), $P_g = P_{cyl} + P_{tension}$.

여기서 P_{cyl}은 실린더 내압이고 $P_{tension}$은 링의 장력에 의한 압력이다.

링 면에서의 압력은 유막두께가 작아질수록 커지므로 위의 수렴조건이 만족되지 않으면 수렴할 때까지 최소유막두께를 변화시키면서 계산이 이루어진다. 이 과정에서 수렴성을 향상시키기 위해 이등분(Bisection) 방법을 사용했다.

임의의 크랭크 각에 대한 유막두께 및 압력의 계산이 끝나면 다음의 식으로부터 마찰력을 구할 수 있다.

$$F_f = \int \left[\frac{h}{2}\frac{\partial P}{\partial x} + \mu\frac{U}{h}\right](\pi D_b)dx \qquad (15)$$

여기서 D_b는 실린더 내경이다.

위의 계산은 미리 계산된 압력 값을 이용해서 링 결합체의 모든 링에 대해서 수행되어야 한다.

2-2-3. 경계조건 및 초기조건

TDMA에 의한 압력의 계산에서 경계조건으로 링의 양쪽 끝단에서의 압력 값을 필요로 한다. 이는 틈새흐름 모델에서 구한 링과 링 사이에서의 압력을 쓸 수 있는데 오일이 링으로 흘러들어가는 입구 쪽에서는 문제가 없지만 출구 쪽에서는 공동현상(Cavitation) 때문에 링의 끝단을 경계 값으로 대체할 수 없게 된다. 따라서 본 계산에서는 출구 쪽의 경계 위치를 Fig. 4와 같이 기하학적인 형상을 고려하여 주었다. 또한 본 계산은 비정상 문제이므로 계산 초기 단계에서 이전의 유막 두께를 알아야 한다. 그러나 이 값은 알 수가 없다. 따라서 초기 계산은 압착(squeeze)항인 $12\mu(\partial h/\partial t)$을 0으로 가정하였다. 그 다음 시간 단계부터는 이전에 구한 유막두께를 이용하여 계산을 수행해 나간다.

2-2-4. 경계윤활 계산

Miltsios 등[7]의 논문을 보면 피스톤 링의 윤활에서 실린더 라이너 및 링의 표면 거칠기 정도에 따라 차이는 있겠지만 오일 두께가 1.25 μm 이상이면 유체윤활로 볼 수 있지만 그 이하이면 혼합 윤활 상태로 된다고 한다. 유체윤활 상태에서의 마찰력은 유막 내에서 오일의 전단력과 압력 구배에 의해서 생성되지만 혼합윤활 상태가 되면 접촉부에서의 전단력이 추가된다. 따라서 이러한 혼합윤활 상태에서의 마찰력은 단순히 레이놀즈 식을 풀어서 해결할 수가 없다. 이 경우에 마찰력은 식 $F = fW$로부터 구한다.

여기서 W는 링에 작용하는 수직 힘이며 f는 마찰계수로 유막두께와 접촉하는 두면의 표면 거칠기의 함수이나 본 계산에서는 $f = 0.11$[7]로 일정하다고 보았다.

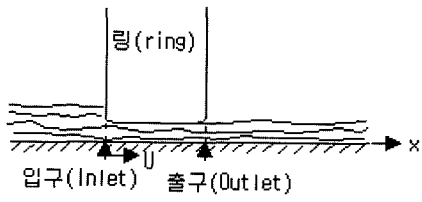

Fig. 4. Boundary area of a ring.

2-3. 프로그램 구성

피스톤 링 결합체에서의 마찰력을 구하기 위해서는 링과 실린더 라이너 사이의 유체유동을 지배하는 레이놀즈 식을 풀어야 하며 이를 위해서는 각각의 링에 대한 압력의 경계조건이 필요해진다. 링과 링 사이의 압력을 계산에 의해 구할 수 있는 방법은 몇 가지가 있지만 본 계산에서는 MIT[3]의 틈새 흐름 모델을 이용했다. 틈새 흐름 모델을 써서 압력분포를 구할 경우 얻어지는 부수적인 결과로는 브로우바이 가스량과 홈 내에서의 링의 운동 상태이다. 또한 레이놀즈 식을 풀면 링의 윤활상태 및 유막두께, 마찰력의 계산이 가능해진다. 전체적인 계산절차는 Fig. 5을 참조하기 바란다.

3. 결과 및 고찰

위와 같이 프로그램을 구성하고 이를 1.5 L 엔진에 대하여 적용해 보았다. 우선 본 계산 프로그램의 신뢰

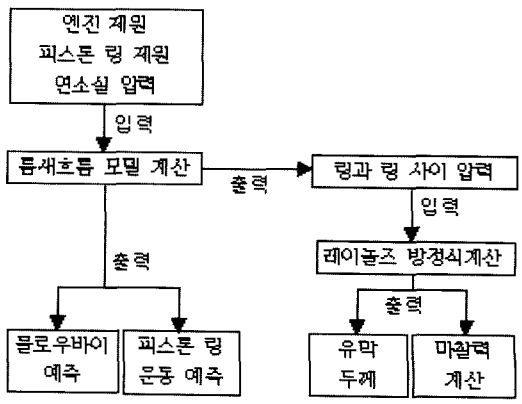

Fig. 5. Piston ring friction analysis procedure.

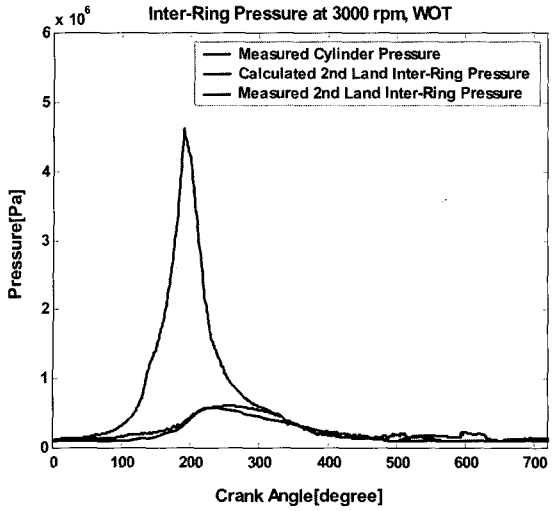

Fig. 6. Comparison between measured 2nd land pressure and calculated 2nd land pressure.

Table 1. Engine Specification

명칭	제원
연료	가솔린
엔진 형식	L-4
행정체적(L)	1.5
보아 직경(mm)	76.5
행정(mm)	81.5
커넥팅로드 길이(mm)	130
압축비	9.0

성을 검토하기 위하여 엔진 용량은 같으나 연료시스템이 본 논문에서 고려한 엔진과는 다른 [8]의 엔진에 대한 톱링과 두번째링 사이에서의 측정압력에 대한 본 프로그램으로 계산한 결과를 비교하였다.

한 예로 3000 rpm에서 비교 결과, Fig. 6과 같이측정치와 계산치는 대체로 잘 일치하였다.

Table 1에는 본 계산에 사용된 엔진의 규격을 나타낸다. 여기에 주어진 모든 치수들은 열팽창을 고려하지 않은 조립상태에서의 치수들이다. 실제 운전상태에서 이들 치수는 약간의 변동이 있으므로 이를 고려하지 않을 시 어느 정도의 오차는 불가피하다. 그러나 계산에 의해 얻어진 브로우바이 가스량을 실험결과와 비교해 봄으로써 본 계산의 신뢰성을 평가해 보았다.

3-1. 링과 링 사이의 압력

링과 링 사이의 압력 분포는 링 홈 내에서 링의 운동 상태와 밀접한 관계를 유지하며 엔진 회전수에 따

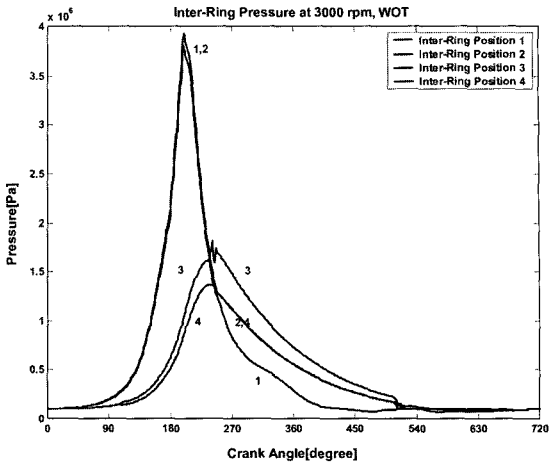

Fig. 7. Inter-ring pressure, 3000 rpm WOT.

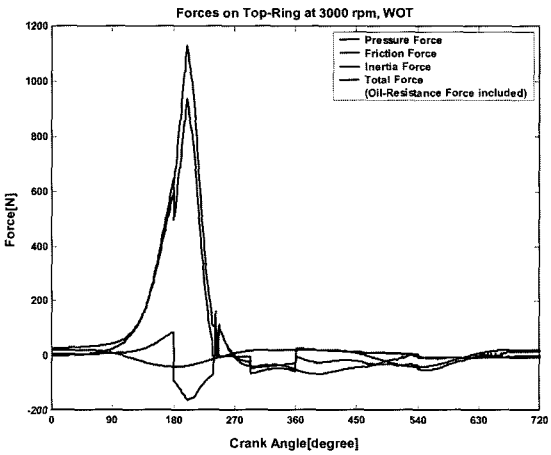

Fig. 8. Forces acting on top ring, 3000 rpm WOT.

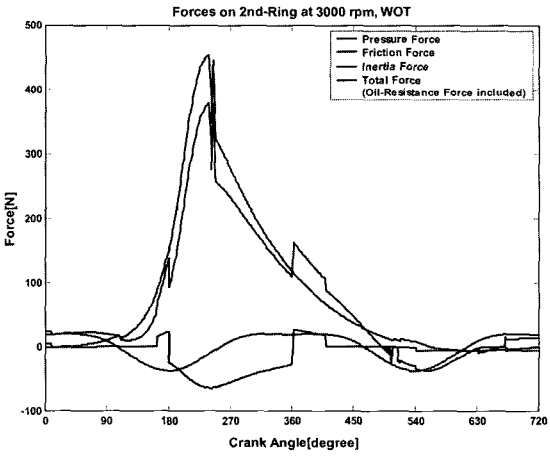

Fig. 9. Forces acting on second ring, 3000 rpm WOT.

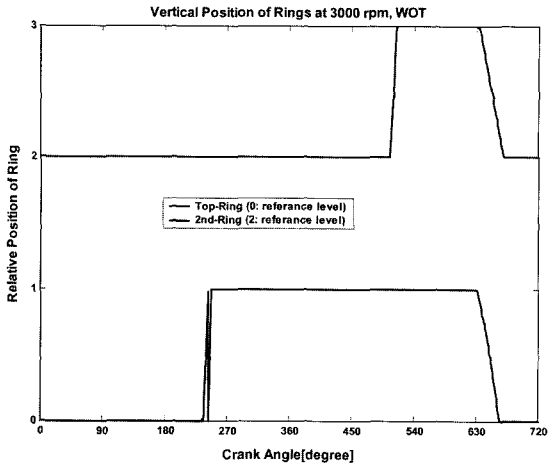

Fig. 10. Relative position of the ring, 3000 rpm WOT. (First) Top ring, (Second) 2nd ring.

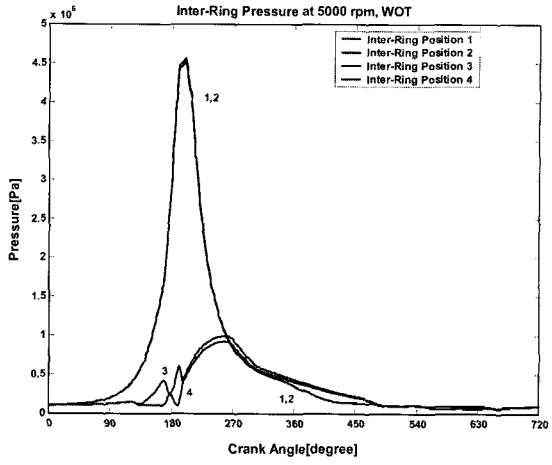

Fig. 11. Inter-ring pressure, 5000 rpm WOT.

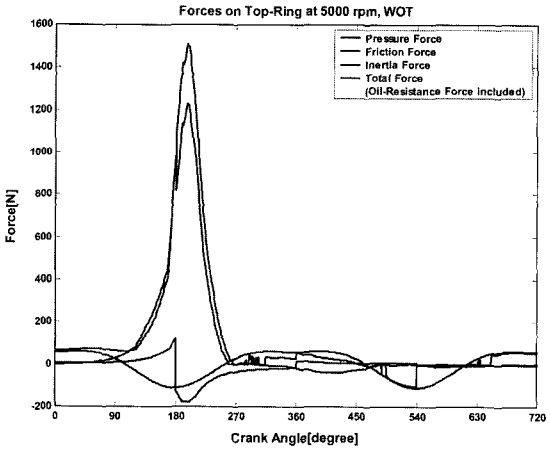

Fig. 12. Forces acting on top ring, 5000 rpm WOT.

라 다른 양상을 보인다. 3000 rpm에서 각 구간에서의 크랭크 각에 따른 압력분포는 Fig. 7과 같다. 결과를 보면 실린더 내압인 구간 1의 압력과 구간 2의 압력은 거의 같고 3과 4가 또한 같은 경향을 유지하고 있다. Fig. 8과 Fig. 9는 링에 작용하는 각각의 힘들을 나타내었는데 압축 및 팽창 행정 전반에 걸쳐 압력에 의한 힘이 가장 크며 전 사이클에 걸쳐 마찰에 의한 힘이 가장 작게 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 그리고 배기 및 흡기 행정에서는 관성력의 영향이 크게 나타나고 있다. Fig. 10은 링 홈 내에서의 각 링의 상대 위치를 나타낸다. 여기서 0과 2는 링이 링 홈 면의 바닥 면에 위치하고 있음을 의미하며 1과 3은 링 홈의 윗면에 위치함을 의미한다. 첫 번째 압축 링은 압축과정에서는 링 홈 아랫면에 위치하고 있으며 팽창 과정 중반에서 위로 이동하고 있음을 알 수 있다. 두 번째 압축링은 배기과정 끝에서 위로 이동하며 두 압축 링 모두 흡입과정 중간 부분에서 다시 밑으로 이동하고 있다. 이러한 움직임은 링에 작용하는 힘과 밀접한 관계를 맺고 있다. 즉 링에 작용하는 힘의 방향이 바뀌면 링의 위치가 변하며 변화하는 초기단계에서 링의 움직임이 지연되는 것은 오일의 압축에 의한 저항력 때문이다. Fig. 11은 5000 rpm시 각 구간의 크랭크 각에 따른 압력분포를 나타낸다. 역시 구간 1과 구간 2는 같은 압력을 유지하고 있다. 그러나 두 압축링 사이의 압력인 구간 3의 압력은 폭발 초기 단계에서 요동하는 것을 알 수 있다. 이는 Fig. 14를 보면 알 수 있듯이 폭발 단계에서 첫 번째와 두 번째 압축링의 떨림에 의한 영향 때문이다. 이러한 링의 떨림은 블로우바이 가스 측면에서 상당히 바람직하지 못한 현상이다. Fig. 12는 첫 번째 압축링에 작용하는 각각의 힘을 나타내는 데 폭발행정에서는 실린더 내압의 증가로 압축에 의한 힘이 가장 큰 영향을 미치며 그 외의 행정에서는 엔진 회전수 증가로 인한 링의 관성력이 가장 큰 값을 가짐을 알 수 있다. Fig. 13은 두 번째 압축링에 작용하는 힘을 나타내는데 3000 rpm에 비하여 압력에 의한 힘이 적어 졌는데 이는 링의 떨림으로 링과 링 사이의 압력이 낮아졌기 때문이다. Fig. 14는 링 홈 내에서의 링의 상대 위치를 나타내는데 3000 rpm의 경우와는 상당히 다른 양상을 보인다. Fig. 7과 Fig. 11을 비교해 보면 5000 rpm의 경우 최대 실린더 내압

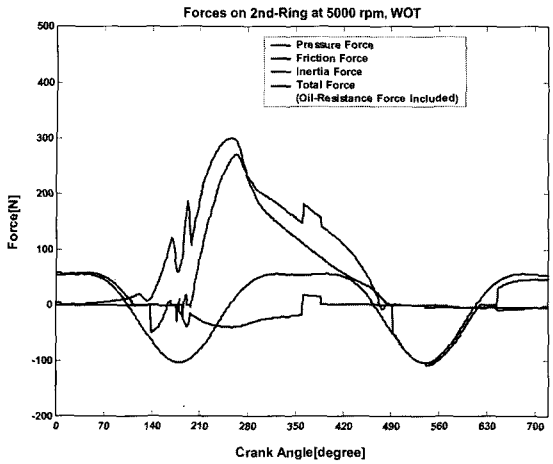

Fig. 13. Forces acting on second ring, 5000 rpm WOT.

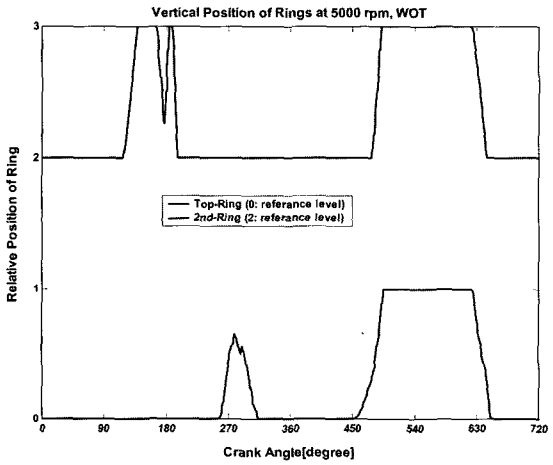

Fig. 14. Relative position of the ring, 5000 rpm WOT. (First) Top ring, (Second) 2nd ring.

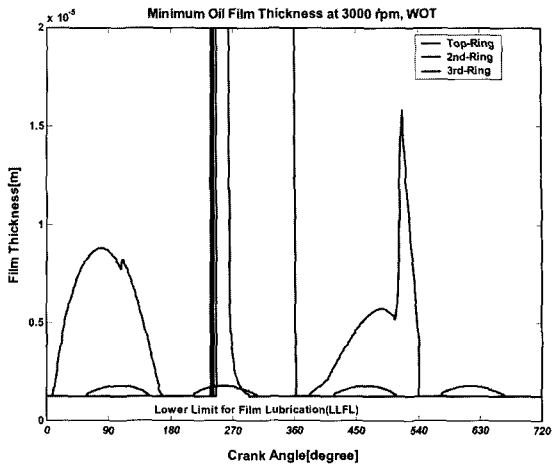

Fig. 15. Minimum oil film thickness, 3000 rpm WOT.

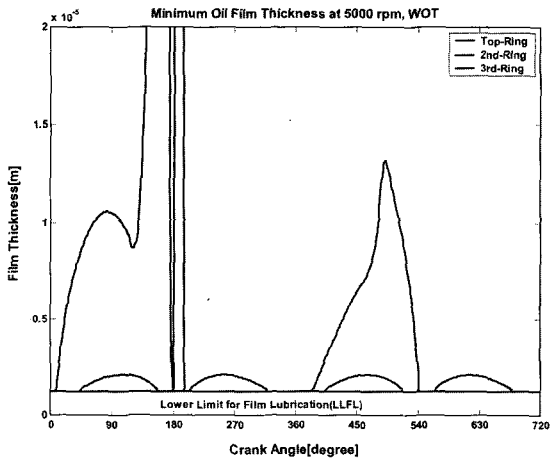

Fig. 16. Minimum oil film thickness, 5000 rpm WOT.

의 증가에도 불구하고 일과 링 사이의 압력이 오히려 낮아짐을 알 수 있다. 이는 두 번째 압축링의 떨림에 의한 크랭크 케이스로의 블로우바이 가스량 증가에 기인한다.

3-2. 유막두께 및 마찰력

Fig. 15와 Fig. 16은 각각 3000 rpm 및 5000 rpm에서의 크랭크 각에 따른 최소유막두께를 나타낸다. 결과를 보면 큰 측면압력을 받는 톱링을 제외하고는, 전 영역에 걸쳐서 유체윤활 상태가 지배적이며 BDC (Bottom Dead Center) 및 TDC(Top Dead Center) 근처에서는 경계윤활 상태에 있음을 알 수 있다. 이는 이 지점에서 피스톤 속도가 0이 되어 레이놀즈 식의 오른쪽 첫 번째 항이 소멸되기 때문이다. 3000 rpm에 대한 유막두께인 Fig. 15를 보면 첫 번째 압축링은 압축 및 팽창 행정 초기에서 거의 전 영역에 걸쳐 경계윤활 상태에 있으며 팽창행정 중반에 갑자기 유막두께가 증가하는 것은 Fig. 7을 보면 알 수 있듯이 링 뒷면(구간 2)의 압력보다 링 사이(구간 3)의 압력이 더 커져 링 단면에서 유막에 의한 지지력이 증가하는 데 기인한다. 그러나 유막 두께의 증가는 링의 결합상태 때문에 한계가 있다. 두 번째 압축링은 링이 상승할 때는 유막이 큰 지지력을 발휘하지만 하강할 때는 지지력이 상당히 약해질 것으로 예측되는데 이러한 경향이 그대로 나타나고 있다. 오일링은 링 폭이 작은 관

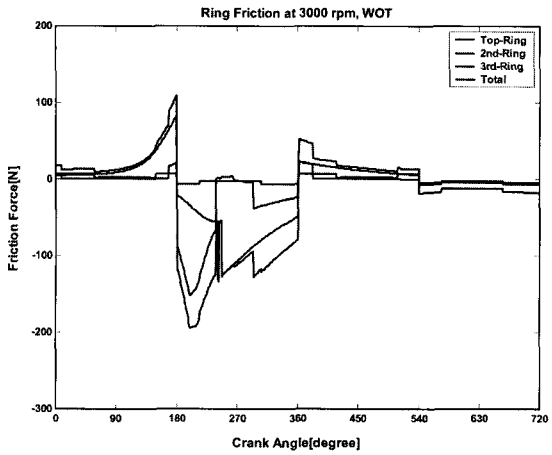

Fig. 17. Friction forces, 3000 rpm WOT.

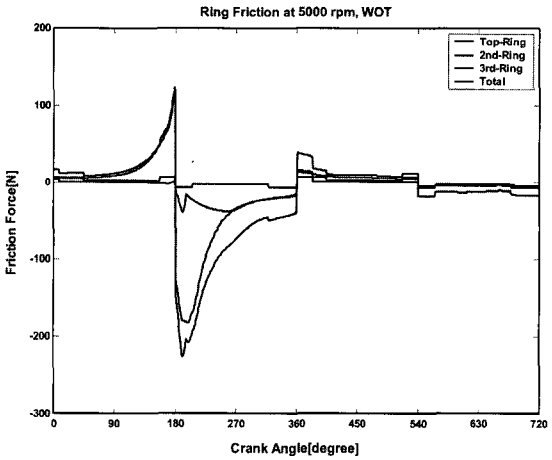

Fig. 18. Friction forces, 5000 rpm WOT.

계로 피스톤 속도가 큰 부분에서만 어는 정도의 유막을 형성하며 피스톤 속도가 작은 BDC 및 TDC 근방에서는 경계윤활 상태를 유지하고 있음을 알 수 있다. 5000 rpm에 대한 Fig. 16을 보면 회전수 증가로 전반적으로 유막두께가 커짐을 알 수 있다. Fig. 17 및 Fig. 18은 각각 3000 rpm 및 5000 rpm에서의 마찰력을 나타낸다. 모두 BDC 및 TDC 근방에서 경계마찰에 의해 마찰력이 상당히 커지고 있다. 또한 폭발행정 근방에서는 첫 번째 압축링이 가장 큰 마찰력을 유발하고 그 외의 행정에서는 오일링의 마찰력이 가장 크게 나타나고 있다. 그러나 여기서 구한 마찰력이 앞의 피스톤 링 운동모델에서 구한 마찰력보다 상대적으로 크게 나타나는 것은 앞에서 적용한 마찰력 모델 식은

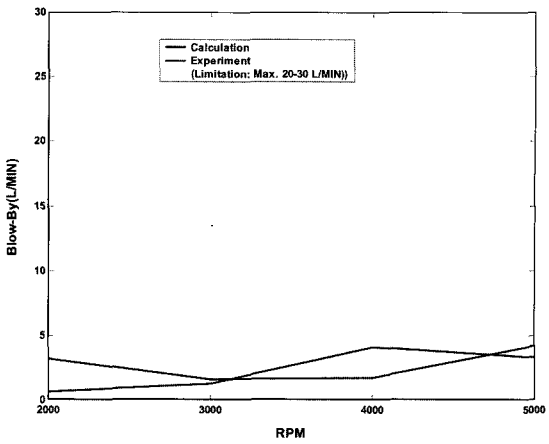

Fig. 19. Comparisons of the blowby between prediction and measurement at various speeds (WOT).

유체윤활 상태만을 고려하고 있기 때문이다. 실제로 보다 정확한 계산을 위해서는 레이놀즈 식과 혼합윤활을 고려해서 계산한 마찰력을 운동모델 식에 적용해 가며 풀어야 할 것이다.

3-3. 블로우바이 가스량 평가 및 프로그램 평가

계산에 의한 블로바이 가스량과 실험에 의한 브로우바이 가스량을 비교함으로써 프로그램의 신뢰성을 평가했다. Fig. 19는 엔진 한대의 실린더 하나에 대한 결과 인데, 계산치와 실험치를 비교 시 3000 rpm과 5000 rpm에서는 비슷한 값을 나타냈으며 2000 rpm과 4000 rpm에서는 상이한 값을 보이고 있다. 많은 엔진에 대한 측정값을 고려할 경우 좀더 신뢰성있는 결과를 기대할 수 있다고 본다. 전체적으로 볼 때 한계기준치인 5 L/MIN 이하에 있다. 이와 같이 본 프로그램은 좀더 다듬을 필요는 있지만 피스톤-링 팩 모델링 시 고려한 많은 가정을 고려할 때 어느 정도의 타당성을 갖는다고 볼 수 있다.

4. 결 론

틈새 흐름 모델과 레이놀즈 식을 이용하여 링과 링 사이의 압력 및 피스톤-링 결합체에 대한 마찰력을 계산하고 블로우바이 가스량을 계산하기 위한 프로그램을 구성하고 이를 실제 엔진에 적용해 보았다. 그 결과 5000 rpm에서 두 번째 압축링의 떨림으로 링과 링 사이의 압력이 낮아지고 블로우바이 가스량이 증가되는 것을 관찰할 수 있었다. 그리고 전 행정에 걸쳐 유

체윤활 상태가 지배적이지만 BDC 및 TDC 근방에서는 경계윤활 상태에 있으며 특히 압축 및 폭발 행정에서의 마찰력이 전체 마찰력의 대부분을 차지함을 알 수 있었다. 또한 프로그램의 신뢰성 여부를 평가하기 위해 계산에 의한 블로우바이 가스량과 실험에 의한 블로우바이 가스량을 비교해 본 결과 같은 차원의 범위 내에 있다는 것을 볼 수 있으며, 그 값에 오차를 보이는 것은 여러 가지 복합적인 면이 많다. 특히 모델링 시 간편화를 위해 사용한 많은 가정과 벽 온도 및 유량계수 등 적용상수의 부정확성 등을 들 수 있다. 또한 레이놀즈 식을 풀 때 보다 합리적인 압력의 경계조건 처리에 관한 연구도 수행되어야 할 것이다. 또한 보다 합리적인 프로그램의 신뢰성 평가를 위해서는 유막두께 및 마찰력 측정실험이 이루어져야 할 것이다. 보다 완전한 프로그램이 완성되면 이는 피스톤-링 결합체 설계 시 최적인자를 찾아내는 필수적인 도구로 사용될 수 있을 것이다. 더 나아가 연속되는 연구를 통해 엔진 오일소모에 대한 계산도 함께 이루어 질 수 있는 프로그램을 개발하고자 한다.

후 기

본 논문은 2004년도 한국과학재단 기초과학연구사업의 지역대학 우수과학자 육성지원(R05-2004-000-10121-0(2004))에 의하여 연구되었으며 이에 감사드립니다.

참고 문헌

1. Kuo, T., Sellnau, M. C. and Theobald, M. A., "Calculation of Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Homogeneous-Change Engine and Comparison with Experiment," SAE Paper 890838, 1989.
2. McGeehanm J. A., "A Literature Review of the Effects of Piston and Ring Friction and Lubrication Oil Viscosity on Fuel Economy," SAE Paper No. 780673, 1978.
3. Namazian, M. and Heywood, J. B., "Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Spark-Ignition Engine: Effect on Hydrocarbon Emissions, Efficiency and Power," *SAE Transaction*, Vol. 91, Section 1, pp. 261-288, 1982.
4. Furuhama, S., Hiruma, M. and Tsuzita, M., "Piston Ring Motion and Its Influence on Engine Tribology," SAE Paper No. 790860, 1979.
5. Furuhama, S. and Tada, T., "On the Flow of the Gas through the Piston Rings," *JSME Bullitin*, Vol. 4, No. 16, 1961.
6. Das, P. K., "Analysis of Piston Ring Lubrication," SAE Paper No. 760008, 1976.
7. Miltsios, G. K., Patterson, D. J. and Papanastasiou, T. C., "Solution of the Lubrication Problem and Calculation of the Friction Force on the Piston Ring," *J. of Tribology*, Vol. 111, pp. 635-641, 1989.
8. Yun, J. E., Chung, Y., Chun, S. M. and Lee K. Y., "Study of a Piston Ring Assembly Design through Experimental and Numerical Investigation of Inter-Ring Gas Pressure and Blow-By in a Four-Stroke SI Engine," *ICP-8-174, The 8th International Pacific Conference on Automotive Engineering, Pacific Convention Plaza*, Yokohama, Japan, 1995.