

강제 진동을 고려한 실린더 보어의 동적 변형 해석

Dynamic Deformation Analysis of Cylinder Bore considering Forced Vibration

윤성호*, 조덕형*
S. H. Yoon, T. H. Cho

ABSTRACT

Dynamic deformation of the cylinder bore during actual engine operation has an important effect on the combustion gas sealing, oil consumption, friction and so on. The dynamic analysis using the finite element method is performed to investigate the dynamic deformation of the cylinder bore subjected to forced vibration under excitation of the combustion gas pressure. However, this analysis requires large computer memory and tremendous solving time. The pseudo-static analysis can be an alternative to the dynamic analysis at the expense of accuracy. Dynamic analysis and static analysis results are presented for both closed-deck block and open-deck block that are respectively combined with the cylinder block, cylinder head, transmission, and oil pan.

주요기술용어 : Dynamic bore deformation(동적 보어 변형), Harmonic analysis(조화 해석), Deformation order(변형 차수), Conformability(추종성)

1. 서 론

소형화, 경량화, 고성능화 등의 엔진 개발 추세에서 고려되어야 할 설계 요소 중의 하나는 실린더 보어(Bore)의 변형이다. 엔진 운전 중에 피스톤 링이 압축과 팽창 가스 압력에 대한 기밀 작용, 윤활유의 연소실 침입을 막는 윤활유 제어 작용, 피스톤 헤드가 받는 열을 실린더 벽으로 전달하는 열전도 작용 등을 제대로 수행하기 위해서는 실린더 보어의 모양이 가능한 한 원형을 유지하여야 한다. 그러나 실제로 가공에 따른 오차와 운전 중 엔진에 작용하는 여러 하중들로 인해 실린더 보어가 원형을 유지하지 못한다. 이 하중들

로는 실린더 블록과 실린더 헤드를 조립하는 헤드 볼트에 의한 조립 하중과, 가스압에 의한 기계적 하중 및 열적 하중으로 구성되는 작동 하중이 있다.

한편, 운전 중인 엔진에서 발생하는 실린더 보어의 변형이 있어도 피스톤 링이 그 변형 형상을 따라가는 추종성(Conformability)이 확보되면 피스톤 링의 기능에 문제가 없으나, 실제로는 그 추종성에 한계가 있으며 이는 윤활유 소모, 블로우바이(Blow-by) 가스, 엔진 마모, 마찰에 의한 연료 소비 등에 영향을 미친다. 그러므로 규제가 점점 더 엄격해지는 배기 가스 배출량과 경쟁적인 연료 소비율 향상 등을 위해서는 실린더 보어의 변형이 되도록 작게 설계해야 한다.

* 회원, 대우자동차 기술연구소

이와 관련하여 실린더 보어의 변형을 측정하는 기술들이 개발되어 왔으나, 이들은 실제 운전 상태에서는 측정을 못하거나 엔진이 저속으로 운전될 때만 측정이 가능한 단점들이 있었다. 이후 이러한 단점들을 개선한 측정 기술이 개발되어 왔는데, Koch 등¹⁾은 피스톤 크라운 둘레를 따라 와전류(Eddy Current) 센서를 장착해 운전 중 실린더 보어의 변형을 측정하였다. 또한 이들은 열적 하중에 따른 실린더 보어의 변형을 유한요소법으로 계산하였다. Fujimoto 등²⁾은 기어에 의해 갭 센서가 회전하는 실험 장치를 이용해 보어의 변형량을 측정하였다. Abe와 Suzuki³⁾는 실린더 헤드와 블록 사이의 마찰력을 고려해 실린더 보어의 변형을 해석하였다. Hitosugi 등⁴⁾은 실린더 보어의 변형과 피스톤 링의 추종성 및 윤활유 소모와의 관계를 해석과 실험을 통해 연구했다. 장과 신⁵⁾은 엔진 조립시 헤드 볼트 체결력에 따른 보어의 변형을 측정하였다. 한편, 변형된 보어에 대한 피스톤 링의 추종성도 연구가 진행되어 왔는데, Muller⁶⁾는 그 이전의 연구들을 정리하여 피스톤 링이 추종할 수 있는 최대 반지름 변화량에 대해 간단한 식을 제안하였다. 그러나 이 식은 링 끝의 간극(Ring end gap)이나 링 뒤에 작용하는 가스압 등을 고려하지 않았다. Dunaevsky⁷⁾는 통계적 관점으로 피스톤 링의 추종성을 예측하는 근사식을 제시하였다. Tomanik⁸⁾은 측정을 바탕으로 피스톤 링의 추종성을 예측하는 경험식을 제시하였다.

그러나 이러한 연구들은 엔진 운전 중 실린더 보어의 변형을 일으키는 각 하중에 의해 발생하는 변형을 측정하기보다는 전체 작동 하중에 따른 변형의 총량을 측정하기 때문에, 실제로 실린더 블록 설계시 기계적 하중과 열적 하중에 따른 각각의 변형에 대한 대책을 세우기가 어렵다. 또한 유한요소해석을 수행한 논문들은 열적 하중에 의한 변형에 치중을 하였다. 따라서 본 논문에서는 엔진의 운전 시에 작용하는 하중 가운데 연소 가스압으로 인해 발생하는 보어의 동적 변형이 어떠한지를 규명하고자 한다. 이를 위해 실린

더 블록, 헤드, 변속기, 오일 팬을 볼트로 체결한 유한요소모델을 이용해 강제 진동 해석을 수행하였다. 그러나 이 해석은 컴퓨터 용량을 많이 요구할 뿐 아니라 해석 시간이 많이 소요되는 단점이 있다. 따라서 의사 정적 상태(Pseudo-static)로 가정하여 해석을 수행한 후, 그 결과의 정확도를 강제 진동 해석 결과와 비교하여 정적해석이 어느 정도 유효한 결과를 제공할 수 있는지도 살펴 보았다.

2. 실린더 보어의 변형 해석

2.1 정적 해석과 강제 진동 해석

운전 중인 엔진의 운동은 식 (1)로 표현된다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (1)$$

여기서 $[M]$, $[C]$, $[K]$ 는 각각 엔진의 질량, 감쇠, 강성 행렬을 표시하며, $\{\ddot{x}\}$, $\{\dot{x}\}$, $\{x\}$ 은 각각 가속도, 속도, 변위 벡터를 나타낸다. 또한 $\{f\}$ 는 엔진의 가진력 벡터로서, 헤드 볼트에 의한 조립 하중과 가스압에 의한 기계적 하중 및 열적 하중으로 구성되는 작동 하중이 이에 포함된다. 이 중에서 본 논문에서는 크랭크 축 2회전 동안 변화하는 가스압의 가진에 의해 강제 진동을 겪는 실린더 보어의 동적 변형을 유한요소해석으로 규명한다. 한편 크랭크 각에 따라 변화하는 가스압 중 최대 가스압을 정지하고 있는 엔진에 작용하는 경우를 가정(해석상의 가정)하면, 이 때의 변형은 식 (2)로 구할 수 있다.

$$[K]\{x\} = \{f\} \quad (2)$$

이 경우는 식 (1)에서 관성력과 감쇠력이 변형에 미치는 영향을 무시하는 것이다. 따라서 식 (1)을 이용해 동적 변형을 구하는 것은 실제 엔진의 동적 상태를 표현하기는 하지만 해석 시간과 컴퓨터 용량을 많이 요구한다. 반면에 식 (2)를 통해 정적 변형을 구하는 것은 정확도는 떨어지지만 해석 시간을 크게 단축시킬 뿐만 아니라 적은 컴퓨터 용량으로도 해석할 수 있는 장점이 있

다. 본 논문에서는 식 (1)을 이용한 동적 해석을 통해 보어의 동적 변형을 살펴보고, 또한 식 (2)를 통해 구한 정적 해석 결과가 동적 해석 결과에 어느 정도 근접하는지를 살펴보았다.

2.2 보어 변형의 조화 해석

실린더 보어의 변형이 피스톤 링의 추종 가능 범위 안에 있는지를 규명하기 위해서는, 보어의 총 변형량(Overall Deformation)을 기준으로 하지 않고, 다음의 조화 해석(Harmonic Analysis)을 통해 구해지는 각 변형 차수(Deformation Order) 성분의 크기를 기준으로 삼는다.

Fig. 1에 표시한 바와 같이 연소 가스압으로 인한 실린더 보어의 변형은 2π 를 주기로 변하는 주기 신호이므로 푸리에 급수(Fourier Series)를 이용해 조화 차수 성분으로 분석할 수 있다.

따라서 임의의 각 θ 에 해당하는 반지름 변형(Radial Deformation) $\Delta R(\theta)$ 는 식 (3)과 같이 표현할 수 있다.

$$\Delta R(\theta) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\theta + b_n \sin n\theta) \quad (3)$$

여기서,

$$a_n = \frac{2}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Delta R(\theta) \cos n\theta d\theta, \quad n=0, 1, 2, \dots \quad (4)$$

$$b_n = \frac{2}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Delta R(\theta) \sin n\theta d\theta, \quad n=1, 2, 3, \dots \quad (5)$$

푸리에 차수 n 은 보어 변형 차수를 의미하며,

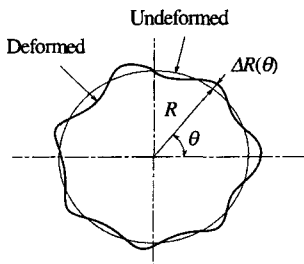


Fig. 1 Cylinder bore deformation

n 이 0부터 4까지의 변형 형상은 Fig. 2에 표시하였다. 이들 변형 형상은 식 (3)에서 알 수 있듯이 0차 변형은 실린더가 지름 방향으로 확대되는 형상이며, 1차 변형은 실린더가 이동하는 형상이고, 2차 변형은 타원(잎(Lobe)이 2개)으로 변형하는 모습이며, 3차 변형은 잎이 3개인 모양이다. 또한 4차 변형은 잎이 4개가 생기는 변형으로서 피스톤 링이 추종하기가 가장 어려운 변형 모드이다.

푸리에 계수 a_n 과 b_n 을 구하기 위해 Fig. 1의 변형된 실린더 보어를 Fig. 3와 같이 전개(Unwrap)하여 다음과 같이 수치해석을 수행한다. 원 둘레를 N 개의 등간격으로 분할하면 $\Delta\theta$ 는 $2\pi/N$ 이 되며, i 번째 각 θ_i 는 $i\Delta\theta$ 가 된다. 따라서, 푸리에 계수는 다음과 같다.

$$a_n = \frac{2}{N} \sum_{i=0}^{N-1} \Delta R(\theta_i) \cos(n\theta_i) \quad (6)$$

$$b_n = \frac{2}{N} \sum_{i=0}^{N-1} \Delta R(\theta_i) \sin(n\theta_i) \quad (7)$$

한편 식 (3)은 다음과 같이 변형될 수 있다.

$$\Delta R(\theta) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} R_n \cos\{n(\theta - \phi_n)\} \quad (8)$$

여기서

$$R_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}, \quad \phi_n = (1/n) \tan^{-1}(b_n/a_n) \quad (9)$$

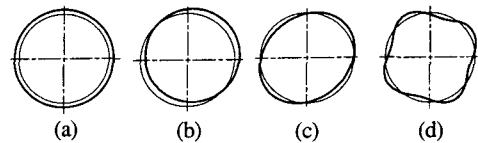


Fig. 2 Deformation modes : (a) 0th, (b) 1st, (c) 2nd, (d) 4th

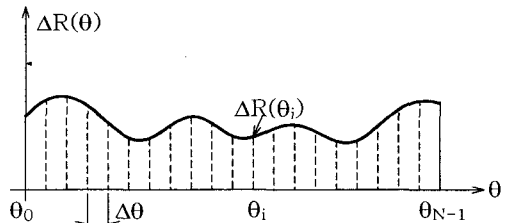


Fig. 3 Unwrapped radial deformation of cylinder bore

R_n 은 차수 n 에 해당하는 반지름 방향의 최대 변형량을, ϕ_n 은 최대 변형이 발생하는 위상각을 나타낸다.

3. 유한요소해석

3.1 해석 내용

Fig. 4는 해석 대상인 1.6l 직렬 4기통 엔진을 사면체 2차 요소로 구성된 유한요소모델로서, 실린더 블록, 헤드, 오일 팬, 변속기가 서로 볼트로 체결된 것이다. 본 논문에서는 해석을 위해 실린더 블록을 Closed-deck과 Open-deck 두 가지 모델로 구성하였다.

변형에 대한 조화 해석을 수행하기 위해서는 표본화 정리(Sampling Theorem)에 따라, 해석하고자 하는 최대 변형 차수에 해당하는 파장의 1/2 위치에 최소한 하나의 유한요소 절점이 위치해야 한다. 즉 4차까지 해석할 경우 보어의 원주 방향으로 최소 8개의 절점이 필요한데, 여기에서는 변형 해석의 정도를 높이기 위해 보어를 원주 방향으로 26개의 등간격 절점을 갖는 유한요소 모델로 구성하였다. 엔진 마운팅은 스프링 모델로 표현하였으며, 이 때 사용한 스프링 상수는 주행로에서의 실차 시험을 통해 얻은 값이다. 이와 같이 구성된 유한요소모델은 강제진동해석을 수행하기 위해 모드 해석(Modal Analysis)과 모드 시험(Modal Testing)을 통하여 동적모델의 타당성을 검증하였다. Fig. 5는 고유진동수를 비교

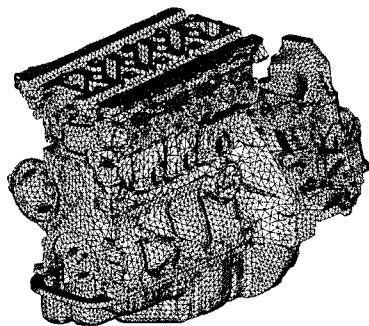


Fig. 4 Finite element model used for deformation analysis

한 것이며, 해석과 시험 결과가 잘 일치함을 보여주고 있다.

동적 변형을 구하기 위한 강제 진동 해석은 상용 프로그램인 NASTRAN을 이용하였다. 이 과정에서 모드 감쇠비(Modal Damping Ratio)는 모드 시험에서 측정된 값을 입력하였다. 가진력으로 작용되는 연소 가스압은 엔진동력계실에서 엔진회전수에 따라 측정하였다. 이 중에서 최대 가스압이 가장 큰 5200rpm에서의 가스압을 크랭크 축 2회전 동안에 엔진에 작용시켰다. 또한 동적 변형 해석을 위한 방법 중, 직접적분법⁹⁾(Direct Integration)을 이용하였는데, 이는 관심 시간 영역을 일정한 시간 간격으로 이산화(Discretization)시켜서, 그 이산된 시점에 대해 동적 응답을 구하는 것이다. 이를 위해 크랭크 각에 따라 변화하는 가스압 데이터를 이산화시켰다. 이산화 시간 간격 Δt 는 보통 $\Delta t < 1/(8f_{max})$ (여기서 f_{max} 는 해석에서 고려하고자 하는 최대 관심 주파수)을 적용한다.⁹⁾ 여기서 고려한 최대 관심 주파수는 1000Hz로서, 시간 간격은 0.1ms로 선택하였다. 한편, 정적 해석에서는 5200rpm에서 크랭크 각에 따라 변화하는 연소 가스압 중 최대치를 하중으로 작용시켰다.

3.2 해석 결과

동적 해석에서 각 이산 시간마다 구한 변위 중

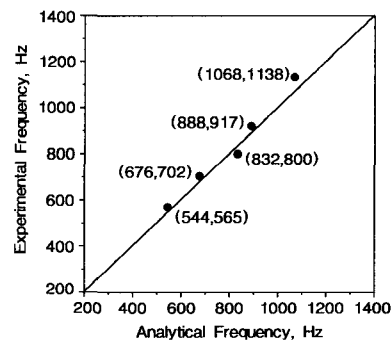


Fig. 5 A Comparison of natural frequencies. The first figure in the parenthesis is the analytical frequency and the second figure experimental frequency

최대 변위와 정적해석에서 구한 변위를 비교하였다. Fig. 6은 Closed-deck 실린더 블록의 세 번째 실린더에 최대 연소 가스압이 작용할 때 정적 해석(왼쪽 그림들)과 동적 해석(오른쪽 그림들)에서 구한 실린더 보어의 총 변형을 상판에서 하판으로 내려가면서, 엔진 길이 방향 단면(0°-180° 단면)과 옆 방향 단면(90°-270° 단면) 및 헤드 볼트 중심을 통과하는 단면(45°-225° 단면)에서 비교한 것이다. 여기서 실선은 변형 후의 보어 모양을, 파선은 변형 전의 모양을 각각 나타낸다. 어느 단면에서나 동적 변형과 정적 변형 결과가 유사함을 알 수 있다. 한편, 45°-225° 단면이 다른 방향 단면보다 변형이 더 작은 것은 단조강 헤드 볼트의 강성이 주철 블록보다 크기 때문이다. 여기에 나타내지 않은 1, 2, 4번 실린더 보어에서도 정적 변형과 동적 변형이 서로 유사하였다.

Fig. 7은 Open-deck 블록의 경우에 세 번째 실린더에 최대 연소 가스압이 작용할 때 각 단면에서 보어의 총 변형 형상을 비교한 것이다. Closed-deck블록과 마찬가지로 정적 변형(왼쪽 그림들)과 동적 변형(오른쪽 그림들)이 아주 유사함을 알 수 있다. 그런데 Fig. 6과 Fig. 7을 비교하면, 45°-225° 단면에서의 변형은 Open-deck 블록이 더 큰 것을 알 수 있는데, 이는 블록 상판에서 헤드 볼트가 보어와 연결되지 않았기 때문이다.

Fig. 8은 Closed-deck 실린더 블록의 첫 번째 실린더에 최대 연소 가스압이 작용할 때 상판에서 엔진 수직 방향으로 5mm 떨어진 위치(상사점에서 1번 압축 링의 위치)와 40mm 떨어진 위치(행정의 중간 위치)에서 두 해석 결과(왼쪽은 정적 변형, 오른쪽은 동적 변형)를 비교한 것이다. 상판에서 5mm 떨어진 위치에서는 4차 변형 모드가 지배적이지만, 40mm 떨어진 위치에서는 2차 변형 모드가 지배적임을 보인다. 이는 상판에서부터 30mm까지 채결되어 있는 헤드 볼트의 영향 때문이다. 한편, 동적 변형과 정적 변형의 크기는 어느 위치에서나 서로 유사함을 보이고 있다. 이러한 결과는 2, 3, 4번 실린더에서도 마찬가지였다.

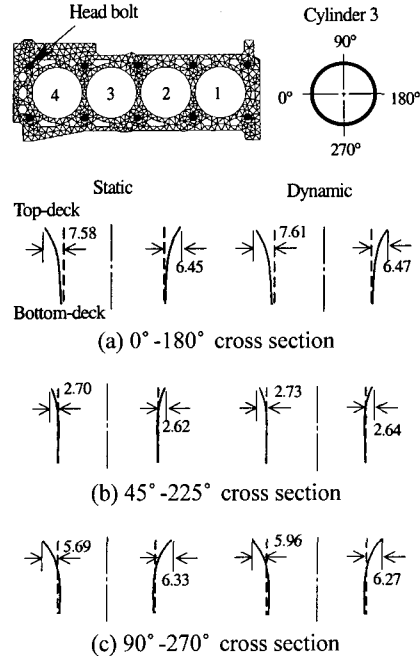


Fig. 6 Overall radial deformation on the three cross sections of the third bore of the closed-deck cylinder block (Unit : μm)

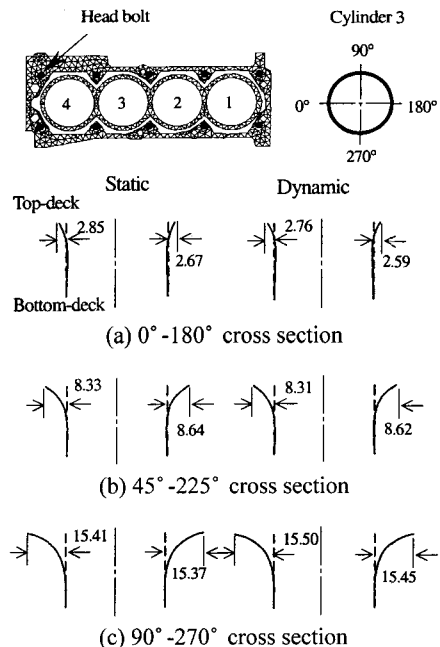


Fig. 7 Overall radial deformation on the three cross sections of the third bore of the open-deck cylinder block (Unit : μm)

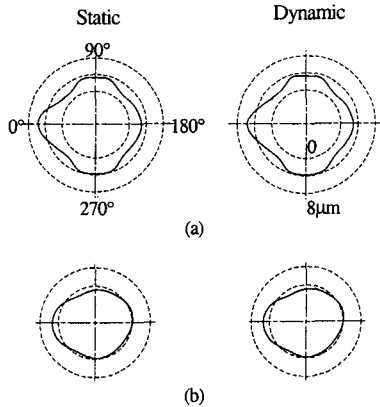


Fig. 8 Overall radial deformation of the first cylinder bore at the plane of (a) 5mm and (b) 40mm below the top deck : closed-deck cylinder block

Open-deck 실린더 블록의 경우는(Fig. 9), 헤드 볼트의 영향이 보어에 미치지 않기 때문에 상판에서 5mm 떨어진 위치에서 Closed-deck 실린더 블록보다 큰 변형이 발생한다. 또한 2차 변형 모드가 지배적으로 나타난다. 반면에 40mm 떨어진 위치에서는 3차 변형 모드가 주요하다. 여기서 나타낸 위치 뿐만 아니라 다른 위치에서도 동적 변형과 정적 변형이 유사함을 보였다.

Table 1은 Closed-deck 실린더 블록의 첫번째 보어의 상판에서 수직 방향으로 내려가면서 ($z=0\text{mm}$: 상판, $z=80\text{mm}$: 하사점) 발생하는 보어

변형에 대한 차수 분석을 수행해 얻은 각 차수에서의 최대 변형량 R_n 을 비교한 것이다. 여기에서 괄호 밖의 수치는 정적 변형을, 괄호 안의 수치는 동적 변형을 나타낸다. $z=20\text{mm}$ 까지는, 피스톤 링이 추종하기가 가장 힘든 4차 변형 모드가 가장 큰 변형을 나타낸다. 이는 4개의 단조강 헤드 볼트(Fig. 6 참조)가 주철 실린더 블록의 보어 외곽에 30mm의 깊이까지 체결되어 있어 이 부분에서 강성이 증가하기 때문이다. 이 현상은 헤드 볼트의 영향이 제거되는 위치부터 사라짐을 알 수 있다. 즉 Table 1에서 $z=40\text{mm}$ 이상의 위치부터는 1차나 2차 변형 모드의 변형이 가장 큼을 알 수 있다. 이와 같은 현상은 Table 2에 표시한 세 번째 실린더 보어의 변형에서도 마찬가지로 짐을 알 수 있다. Table 3은 네 번째 실린더 보어의 차수 분석 결과이다. 첫번째와 네 번째 실린더 보어는 비슷한 구조이지만, 네 번째 실린더 옆에는 변속기가 장착되기 때문에 변형 정도가 다를 것으로 생각했었다. 그러나 Table 1과 3을 비교하면, 지배적인 변형 모드도 유사할 뿐만 아니라, 그 모드의 최대 변형량도 유사하다. 따라서 변속기 모델을 고려하지 않더라도 보어 변형은 별 차이가 없음을 알 수 있다. 또한 Table 1, 2, 3을 살펴 보

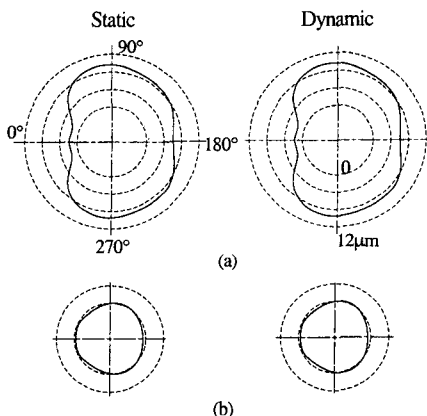


Fig. 9 Overall radial deformation of the first cylinder bore at the plane of (a) 5mm and (b) 40mm below the top deck: open-deck cylinder block

Table 1 Radial deformation of the first cylinder bore for different orders : closed-deck cylinder (unit: μm). Bold faces represent the maximum deformation

z	Deformation order, n			
	1	2	3	4
0	0.776 (0.786)	0.017 (0.022)	0.532 (0.510)	1.178 (1.177)
20	0.487 (0.480)	0.488 (0.512)	0.418 (0.427)	0.701 (0.700)
40	0.367 (0.374)	0.678 (0.662)	0.348 (0.304)	0.270 (0.242)
60	0.260 (0.279)	0.468 (0.476)	0.179 (0.208)	0.032 (0.065)
80	0.259 (0.265)	0.212 (0.225)	0.072 (0.076)	0.43 (0.045)

Table 2 Radial deformation of the third cylinder bore for different orders: closed-deck cylinder(unit : μ m). Bold faces represent the maximum deformation

z	Deformation order, n			
	1	2	3	4
0	0.608 (0.575)	0.274 (0.293)	0.318 (0.296)	1.720 (1.718)
20	0.358 (0.337)	0.776 (0.781)	0.154 (0.171)	0.889 (0.931)
40	0.338 (0.319)	1.086 (1.120)	0.130 (0.129)	0.275 (0.269)
60	0.294 (0.285)	0.742 (0.775)	0.092 (0.093)	0.028 (0.028)
80	0.243 (0.236)	0.419 (0.443)	0.062 (0.064)	0.027 (0.029)

Table 4 Radial deformation of the first cylinder bore for different orders: open-deck cylinder(unit: μ m). Bold faces represent the maximum deformation

z	Deformation order, n			
	1	2	3	4
0	3.384 (3.440)	3.930 (3.980)	1.053 (0.986)	0.498 (0.504)
20	0.027 (0.024)	0.862 (0.862)	0.225 (0.245)	0.003 (0.018)
40	0.092 (0.093)	0.159 (0.218)	0.321 (0.344)	0.013 (0.031)
60	0.254 (0.261)	0.072 (0.080)	0.140 (0.152)	0.048 (0.032)
80	0.146 (0.164)	0.075 (0.051)	0.043 (0.045)	0.054 (0.039)

Table 3 Radial deformation of the fourth cylinder bore for different orders: closed-deck cylinder(unit: μ m). Bold faces represent the maximum deformation

z	Deformation order, n			
	1	2	3	4
0	0.356 (0.389)	0.046 (0.062)	0.840 (0.819)	1.331 (1.230)
20	0.223 (0.234)	0.523 (0.544)	0.438 (0.442)	0.568 (0.567)
40	0.071 (0.067)	0.662 (0.695)	0.332 (0.316)	0.195 (0.209)
60	0.090 (0.071)	0.481 (0.480)	0.145 (0.184)	0.027 (0.050)
80	0.076 (0.078)	0.244 (0.266)	0.040 (0.036)	0.013 (0.008)

Table 5 Radial deformation of the third cylinder bore for different orders: open-deck cylinder(unit: μ m). Bold faces represent the maximum deformation

z	Deformation order, n			
	1	2	3	4
0	0.166 (0.167)	7.530 (7.624)	0.361 (0.361)	0.220 (0.202)
20	0.049 (0.054)	1.341 (1.411)	0.066 (0.066)	0.160 (0.161)
40	0.021 (0.020)	0.171 (0.232)	0.038 (0.038)	0.044 (0.050)
60	0.017 (0.019)	0.072 (0.110)	0.024 (0.023)	0.064 (0.065)
80	0.026 (0.027)	0.029 (0.007)	0.012 (0.010)	0.074 (0.073)

면, 동적 변형이 정적 변형보다 2배 정도 큰 값을 보이는 경우도 있지만(1번과 4번 보어의 z=60 mm에서 4차 변형) 그 크기는 아주 작다. 따라서 주요 변형 모드를 고려하면 동적 변형과 정적 변형의 차이는 미미하다. Table 4는 Open-deck 실린더 블록의 첫번째 보어에 대한 결과이다. Closed-deck 실린더 블록과는 달리 z=20mm까지의 위치에서는 4차 변형 모드보다는 1차나 2차 변형

모드가 지배적이다. 이는 Fig. 7에서 보듯이 헤드 볼트가 체결된 영역과 보어가 분리된 구조라, 헤드 볼트 강성의 영향이 보어에 미치지 않기 때문이다. 이러한 현상은 세번째와 네번째 보어(Table 5, 6)에서도 마찬가지이다. 한편 Closed-deck 블록보다 Open-deck 블록의 주요 변형 모드(1차나 2차 모드)의 최대 변형은 훨씬 크지만, 피스톤 링이 추종하기 어려운 4차 모드의 변형량은 행정의

Table 6 Radial deformation of the fourth cylinder bore for different orders: open-deck cylinder (unit: μm). Bold faces represent the maximum deformation

z	Deformation order, n			
	1	2	3	4
0	4.191 (4.208)	3.073 (3.106)	1.396 (1.390)	0.289 (0.290)
20	0.145 (0.155)	0.572 (0.601)	0.150 (0.140)	0.027 (0.028)
40	0.146 (0.151)	0.120 (0.143)	0.284 (0.288)	0.015 (0.021)
60	0.294 (0.308)	0.132 (0.130)	0.017 (0.019)	0.055 (0.056)
80	0.200 (0.209)	0.132 (0.130)	0.017 (0.019)	0.044 (0.042)

중간 지점(z=40mm)까지는 훨씬 작으므로 피스톤 링의 기능에 더 유리한 측면을 제공한다. Table 4, 5, 6에서 동적 변형이 정적 변형보다 6배 정도 큰 값을 보이는 경우(1번 보어의 z=20mm에서 4차 변형)도 있지만 이들은 그 크기가 아주 작으며, 주요 변형 모드의 동적 변형과 정적 변형의 차이는 미미하다.

4. 결론

강제 진동 해석을 통해 구한 동적 변형이 의사 정적 해석으로 구한 정적 변형보다 훨씬 큰 경우도 있지만, 이는 총 변형량에 미치는 영향이 작은 변형 차수인 경우이다. 또한 변형량이 큰 차수는 동적 변형과 정적 변형의 차이가 미미하다. 이러한 현상은 실린더 블록의 형태(Closed-deck과 Open-deck)와 무관하게 일어난다. 따라서 실제 운전 상태를 더 근사하게 모사하지만 해석 시간과 컴퓨터 용량을 많이 요구하는 강제 진동 해석을 수행할 필요 없이, 빠른 시간 내에 수용할 수 있는 정확도의 결과를 얻을 수 있는 정적 해석으로 실린더 보어의 변형 해석을 수행하는 것이 더 유리하다. 그러나 특정한 실린더 보어에서, 특정한 위치에서 관심을 집중한다면 반드시 강제 진

동 해석을 통해 동적 변형을 구해야 한다.

한편 실린더 블록 자체에서 기하학적 대칭을 이루는 실린더 보어들이(4기통의 경우는 1번과 4번 및 2번과 3번 실린더), 변속기의 장착으로 인해 대칭성이 사라진다고 해도, 이 실린더 보어들 사이의 변형 차이는 거의 없다. 따라서 변속기는 해석 모델 구성시 포함시키지 않아도 대칭 관계에 있는 한 쪽 실린더의 변형 결과로 다른 쪽 실린더의 변형을 큰 오차 없이 추정할 수 있다.

참고 문헌

- 1) F. Koch, E. Fahl, A. Hass, A, "A New Technique for Measuring the Deformation of Cylinder Bores During Engine Operation," SAE 950540, pp.1-7, 1995.
- 2) H. Fujimoto, Y. Yoshihara, T. Goto, S. Furuhashi, S., "Measurement of Cylinder Bore Deformation During Actual Operation," SAE 910042, pp.16-24, 1991.
- 3) S. Abe, M. Suzuki, "Analysis of Cylinder Bore Distortion During Engine Operation," SAE 950541, pp.9-14, 1995.
- 4) H. Hitosugi, K. Nagoshi, M. Komada, S. Furuhashi, "Study on Mechanism of Lubricating Oil Consumption Caused by Cylinder Bore Deformation," SAE 960305, pp.141-150, 1996.
- 5) 장훈, 신성원, "3차원 Bore Distortion 측정 장비에 의한 실린더 블록 Bore 변형 거동에 대한 시험적 고찰," 한국자동차공학회 2000년도 구조강도, 리싸이클, 생산기술, SAFETY부문 학술강연 논문집, 2000-03-3003, pp.16-27, 2000.
- 6) R. Muller, "Zur Frage des Formfullungsvermögens von Kolbenringen in von der Kreisform Abweichenden Bohrungen Gleicher Umfanglänge," MTZ, Vol.31, pp.79-82, 1970.
- 7) V. V. Dunaevsky, "Analysis of Distortions of Cylinders and Conformability of Piston Rings," Tribology Transactions, Vol.33, pp.33-40, 1990.
- 8) E. Tomanik, "Piston Ring Conformability in a Distorted Bore," SAE 960356, pp.169-180, 1996.
- 9) NASTRAN Dynamic Analysis Manual, pp.7.1-7.34, 1999.