

디젤엔진의 밸브회전에 미치는 밸브트레인 설계변수들의 영향에 관한 실험적 연구

김도중¹⁾ · 정영종²⁾ · 이종희²⁾

울산대학교 기계자동차공학부¹⁾ · 현대자동차(주) 디젤엔진시험팀²⁾

An Experimental Study on the Effect of Valve Train Design Parameters on the Diesel Engine Valve Rotation

Dojoong Kim^{*1)} · Youngjong Jeong²⁾ · Junghee Lee²⁾

¹⁾Department of Mechanical and Automotive Engineering, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea

²⁾Diesel Engine Test Team, Hyundai Motor Co., 772-1 Changduk-Dong, Namyang-Myun, Whasung-Si, Gyeonggi 445-850, Korea

(Received 27 January 2004 / Accepted 27 August 2004)

Abstract : In this paper we present the effects that valve train design parameters and operating conditions have on the valve rotation properties of a diesel engine. Rotation of intake and exhaust valves are very closely related to the long term durability of diesel engines. If the valves do not rotate even at a rated engine speed, it causes the uneven wear of the valve seat and valve head contact area, which eventually shortens the engine life. Because the rated speed of a diesel engine is relatively lower than that of a gasoline engine, the operating condition of a diesel engine produces tough environment for valve rotation. Therefore, the valve rotation is an important problem which should be solved in the early stage of engine development. In this study, we developed a new technique to measure the valve rotation and shaking motion simultaneously using three proximity sensors. Valve train rotating properties of a diesel engine were measured under various engine operating conditions.

Key words : Diesel engine(디젤 엔진), Valve train(밸브트레인), Valve rotation(밸브 회전), Valve spring(밸브 스프링), Valve seat wear(밸브 시트 마모)

1. 서론

자동차 엔진의 흡배기 밸브는 직선 왕복운동을 하도록 설계된 부품이다. 그러나 밸브의 운동을 엄밀히 관찰하면 직선운동만하는 것이 아니라 밸브 중심축에 대한 회전운동(rotation)과 횡방향 요동운동(shaking)이 포함되어 있음을 알 수 있다. 이 중에서도 밸브의 회전운동은 밸브트레인의 장기 내구성

능과 밀접한 관계가 있다.^{1,4)}

밸브가 회전하지 않을 경우 밸브헤드, 시트, 스템, 가이드 등의 편마모를 유발하고 이는 궁극적으로 엔진의 수명을 단축시키게 된다. 또한 밸브와 밸브 시트 사이, 밸브스템과 가이드 사이에 카본(carbon)이 누적되어 밸브트레인의 정상적인 운동을 방해하며 장기간 문제가 누적될 경우 밸브와 시트 사이의 밀착 불량을 유발하기도 한다. 밸브가 회전하지 않을 경우 발생할 수 있는 또 다른 문제점은 연소된 고온의 배기가스에 밸브헤드의 특정부위가 지속적인

*To whom correspondence should be addressed.
djkim@ulsan.ac.kr

로 노출됨으로서 배기밸브헤드의 국부적 과열현상(local overheating)이 발생할 수 있다는 점이다.

디젤 엔진은 가솔린 엔진에 비하여 엔진 회전속도가 상대적으로 낮고 밸브 스프링의 장착하중이 높기 때문에 밸브가 회전하기 어려운 환경을 조성한다. 그러므로 대형 디젤 엔진의 경우에는 밸브 스프링 좌면에 롤러 배어링을 장착시키거나 별도 기구를 이용한 강제적인 회전 방식을 사용하기도 한다.⁵⁾ 본 연구의 대상이 되는 중소형 승용 디젤 엔진의 경우에는 밸브 회전이 밸브 스프링 설계 및 밸브 트레인 동특성에 매우 민감하게 반응하는 특징을 지니고 있다. 그러나 아직까지 밸브 회전에 대한 정확한 매커니즘은 밝혀지지 못하고 있는 실정이다.

Iwade 등은 2개의 비접촉 변위센서를 밸브 가이드 부위에 부착하여 밸브의 회전 시기와 회전각을 측정하고 밸브회전에 중요한 영향을 미치는 인자가 밸브 스프링의 압축에 따른 비틀림 현상이라는 사실을 밝힌 바 있다.⁶⁾ 그러나 밸브의 회전운동을 개선시키는 구체적인 방안을 제시하지는 못하였다. 승용 디젤엔진이 보편화되어있는 유럽을 중심으로 디젤엔진의 밸브 회전운동을 개선시키기 위한 노력이 활발히 이루어지고 있다. 그 중에서도 다홈코타(multi groove cotter)를 사용하는 방식은 기존의 단홈코타(single groove cotter)에 비하여 밸브와 스프링 리테이너 사이의 비틀림 마찰을 줄여줌으로써 밸브의 회전을 개선시키는 방식인데 양산 엔진에서도 부분적으로 적용되고 있다.⁵⁾

국내에서는 김재석 등이 CCD 카메라를 이용하여 밸브의 회전현상을 측정할 바 있으며, 밸브질량, 밸브 헤드 직경, 코타 형태 등이 밸브회전에 중요한 영향을 미친다는 사실을 실험적으로 확인하였다.⁷⁾

본 연구에서는 3개의 비접촉 변위센서를 이용하여 밸브의 회전운동뿐만 아니라 요동운동도 동시에 측정할 수 있는 방법을 개발하고, 이를 이용하여 밸브 스프링의 장착하중, 코타의 형식, 엔진 오일의 특성 등이 밸브회전에 어떤 영향을 미치는지를 실험적으로 규명하였다.

2. 밸브 회전 및 요동운동의 측정

2.1 실험방법

밸브의 회전 및 요동운동을 측정하기 위하여 밸브 트레인을 모터로 구동하는 동특성 실험 장치를 이용하였다. Fig. 1과 같이 밸브 스템 부위에 나선형 단면을 가공한 다음 3개의 변위 센서를 이용하여 밸브의 횡방향 흔들림뿐만 아니라 회전각을 함께 측정하였다. 밸브 요동운동의 영향을 최소화시키기 위하여 스템의 가공부위는 밸브가 닫혔을 때 밸브 가이드에 최대한 근접시켰다. 이 경우 밸브의 횡방향 요동운동은 밸브 가이드 내경과 밸브 스템 외경 사이의 공차 범위로 한정된다. Photo.1은 스템의 일부분이 나선형 단면으로 가공된 밸브를 나타낸다. 사진에서 밝은 부분이 가공된 부위이다. Fig. 2와 같이 변위 센서를 90도 각도로 여러 개 부착하는 것은 밸브 회전각 측정에서 밸브 횡방향 흔들림의 영향을 배제시키기 위한 것이다.

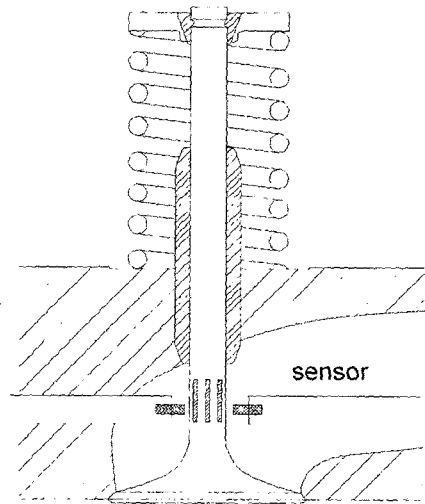


Fig. 1 Schematic diagram of valve rotation measurement

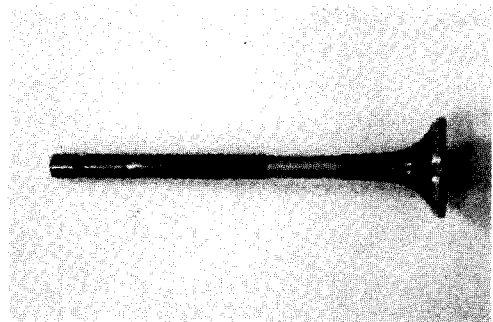


Photo. 1 Machined valve stem with spiral cross section

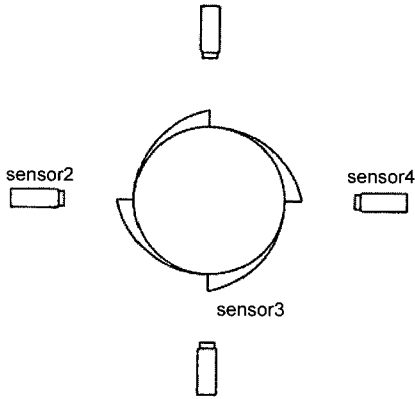


Fig. 2 Gap sensor locations for the rotation measurement

본 연구에서 사용된 밸브의 스템 반경은 3.5mm이다. 밸브 스템에 90도 간격으로 깊이 0.4mm의 나선형 단을 가공하였다. 이때 밸브 단면 중심으로부터 스템 가공면까지의 거리 r , 즉 가공후 반경은 밸브 회전각에 선형적으로 비례하도록 하였다. 가공전 밸브 스템의 반경을 r_0 , 가공 후 최소반경을 r^* 라 하면 가공 후 임의 지점의 반경은 식(1)과 같이 회전각 θ 의 함수로 표현된다.

$$r = f(\theta) = r^* + k\theta \quad (0 < \theta < \frac{\pi}{2}) \quad (1)$$

여기서, $k = \frac{2}{\pi}(r_0 - r^*)$

본 연구에 사용된 밸브 스템의 반경과 가공 단면의 깊이를 적용하면 비례상수 k 는 0.00444 mm/deg가 된다.

밸브의 횡방향 운동과 회전운동이 평면상에서 3개의 자유도를 가지기 때문에 이들을 정확히 측정하기 위해서는 적어도 3개의 독립된 측정 신호가 필요하다. 밸브의 회전과 관계없이 센서는 초기에 설치된 위치에 고정되어 있다. (X,Y) 좌표계를 평면에 고정된 좌표계라 하고 -X, -Y, +X 위치에 부착된 센서들을 각각 순서대로 센서 2, 센서 3, 센서 4라 한다. 센서 1은 캠축의 회전각을 검출하기 위한 회전각 지시계(rotary encoder)를 의미한다. Fig. 3은 밸브가 횡방향 운동과 회전운동이 동시에 일어났을 경우 센서 2가 측정하는 지점 X_1 의 위치를 나타낸 것이다.

횡방향 운동에 의한 밸브 중심축의 위치를 (x_0, y_0) , 고정 축에 대한 밸브의 회전각을 ϕ 라 하면,

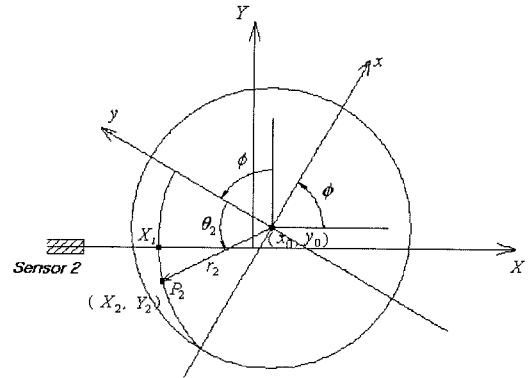


Fig. 3 Position of X_1 measured by sensor 2

밸브에 부착된 (x, y) 좌표계의 2 사분면 위의 임의의 점 P_2 의 위치는 (r_2, θ_2) 로 표시된다. P_2 지점의 위치를 고정 좌표계에 대하여 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} X_2 &= x_0 - r_2 \sin(\phi + \theta_2) = x_0 - (r^* + k\theta_2) \sin(\phi + \theta_2) \\ Y_2 &= y_0 + r_2 \cos(\phi + \theta_2) = y_0 + (r^* + k\theta_2) \cos(\phi + \theta_2) \end{aligned} \quad (2)$$

센서 2에 측정되는 지점의 좌표가 $(X_1, 0)$ 이기 때문에 만일 P_2 점이 측정되는 지점이라고 한다면 다음 조건을 만족해야 한다.

$$\begin{aligned} X_1 &= x_0 - (r^* + k\theta_2) \sin(\phi + \theta_2) \\ 0 &= y_0 + (r^* + k\theta_2) \cos(\phi + \theta_2) \end{aligned} \quad (3)$$

센서 3과 센서 4에 대해서도 동일한 방식으로 측정값과 밸브 회전각 사이의 관계가 다음과 같이 유도될 수 있다.

$$\begin{aligned} 0 &= x_0 - (r^* + k\theta_3) \cos(\phi + \theta_3) \\ Y_1 &= y_0 - (r^* + k\theta_3) \sin(\phi + \theta_3) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} X_u &= x_0 + (r^* + k\theta_4) \sin(\phi + \theta_4) \\ 0 &= y_0 - (r^* + k\theta_4) \cos(\phi + \theta_4) \end{aligned} \quad (5)$$

3개의 센서로부터 측정되는 값은 X_b, X_w, Y_l 이며, 본 실험을 통하여 궁극적으로 측정하고자 하는 것은 밸브의 횡방향 운동 (x_0, y_0) 과 회전각 (ϕ) 이다. 식 (3), (4), (5)에 유도된 6개의 방정식은 총 6개의 미지수를 가지고 있는 서로 연성된(coupled) 비선형 연립방정식이다. 수식에서 r^*, k 는 나선형 단면의 가공 상태에 따라서 결정되며, X_b, X_w, Y_l 은 각각의 변

위 센서에서 측정된 값들이다. 이들 비선형 연립방정식들을 6개의 미지수 $x_0, y_0, \phi, \theta_2, \theta_3, \theta_4$ 에 대하여 수치적인 방법을 이용하여 풀면 캠축 회전각도에 따른 밸브의 횡방향 운동과 회전각을 계산할 수 있다. 여기서 부수적으로 계산되는 $\theta_2, \theta_3, \theta_4$ 는 밸브스텝 나선형 단면에서 변위가 측정되는 위치를 의미한다.

2.2 측정값 보정(Calibration)

센서가 한 점의 변위를 측정하는 것이 아니라 어느 정도 영역의 변위를 측정하기 때문에 밸브 스텝 나선형 단면의 단 부위가 센서에 영향을 미칠 때는 정확한 측정이 이루어지지 않는다. 의미 있는 데이터의 범위를 알아보기 위하여 밸브가 90도 회전하는 전 구간에 대하여 연속적으로 밸브 회전각을 측정해보았다. Fig. 4는 연속적으로 회전하는 밸브에 대하여 단 효과가 반복되는 90도 정도를 포함하도록 측정된 것이다. 센서가 한 점의 변위를 측정한다면 그래프는 날카로운 톱니 모양이 되겠지만, 단 효과로 인하여 그림과 같은 형태로 회전각이 측정된다. 여기서 상승 구간의 중심부는 나선 단면의 중간 부위가 센서에 영향을 미치는 구간이므로 의미 있는 신호이다. 그러나 하강 구간은 Fig. 2의 나선과 나선이 연결되는 구간 즉, 단 부위가 센서에 영향을 미치는 구간이므로 아무런 의미가 없는 신호이다. 실제 밸브 회전을 측정할 때 이러한 상황을 고려하여 단 효과가 배제된 측정 데이터, 즉 상승구간의 중심부를 의미있는 데이터로 선택하였다. 밸브가 90도 회전하는 동안 밸브의 개폐 회수를 확인해보면 약 88회 정도로 관찰된다. 이는 밸브가 한번 운동하는 동안 평균 1.02도(90/88) 정도씩 회전했다는 것을 의미한다. 이와 같은 밸브의 운동이 분당 2500회 반복되기 때문에 밸브의 평균 회전속도는 약 7.1rpm에 해당된다.

Fig. 5와 Fig. 6은 밸브가 한번 열렸다 닫히는 동안, 즉 한 사이클 동안의 밸브 횡방향 변위와 회전각을 나타낸 것이다. Fig. 5는 밸브 중심축의 x 방향 및 y 방향의 흔들림을 나타내는 것으로서 밸브 가이드 중심축으로부터의 절대 흔들림 크기를 계산하면 약 0.067mm 정도에 해당된다. 일반적으로 밸브의 횡방

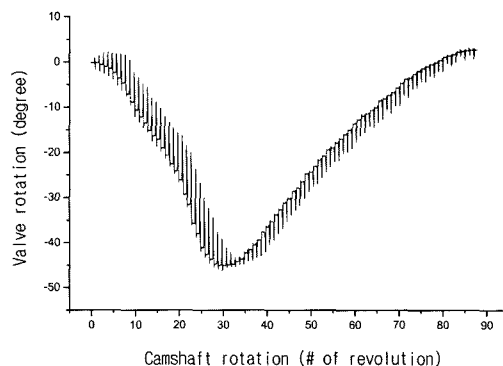


Fig. 4 Effect of step in the spiral cross section (5000 rpm, multi groove cotter)

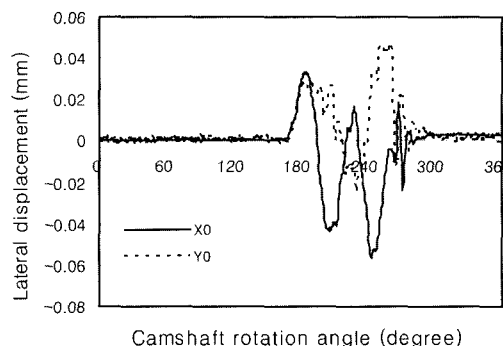


Fig. 5 A typical lateral displacement of valve in a cycle

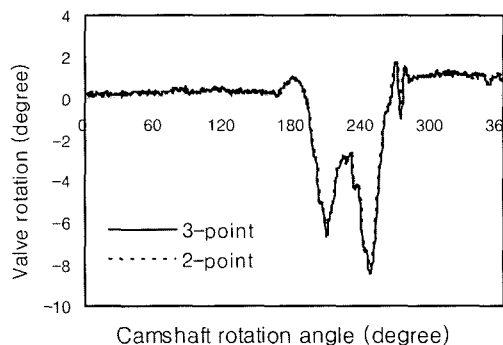


Fig. 6 A typical valve rotation in a cycle

향 운동은 밸브 가이드와 밸브 스텝의 간극에 의하여 제한된다. 측정위치가 밸브 가이드로부터 멀리 떨어져 있지 않다면, 측정되는 지점의 밸브 중심 횡방향 운동도 이 범위를 크게 벗어나지 않을 것이다. 실험에 사용된 엔진의 경우 이 간극이 대략 $70\mu m$ 이기 때문에 측정된 값은 이 범위에 포함한다는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 측정된 밸브의 회전각을 나타내는 것으로서 밸브가 열릴 때 최대 약 8도 정도의 회전이 이루어지며, 밸브가 닫힐 때 대부분의 회전이 원래상태로 복귀된다. 그러나 밸브가 닫힌 후의 밸브 회전각이 열리기 전의 회전각과 약 1도 정도의 위상 차이를 나타내는데 이 값들이 누적되어 밸브는 연속적으로 회전하게 된다. Fig. 4로부터 계산한 사이클당 평균 회전각 1.02도와 일치하는 결과이다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 실험결과의 정성적 분석

Fig. 7은 단홈코타를 사용하는 밸브트레인이 밸브의 본격적인 회전이 일어나기 직전 운전속도인 4500rpm으로 운전할 때, 밸브회전 양상을 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 밸브의 회전이 매 사이클마다 동일한 형태로 반복되는 것이 아니라, 반대방향의 회전까지 포함하는 다양한 크기의 회전이 누적되어 전체적인 회전이 이루어진다. 이 경우는 90도 회전하는데 밸브가 약 485회 개폐된 것으로 관측되었는데, 이는 매 사이클 당 평균 약 0.186도 (90/485) 정도의 미세한 회전(1.16rpm)이 이루어진 것으로 밝혀졌다.

Fig. 7에 나타난 첫 번째 사이클과 세 번째 사이클은 순방향 회전이며 두 번째 사이클은 역방향 회전이다. 세 번째 사이클처럼 한 사이클 당 1.0도 이상의 순방향 회전이 관찰되기 때문에, 순방향 회전만 누적된다면 전체적으로 비교적 빠른 회전(6.25rpm)

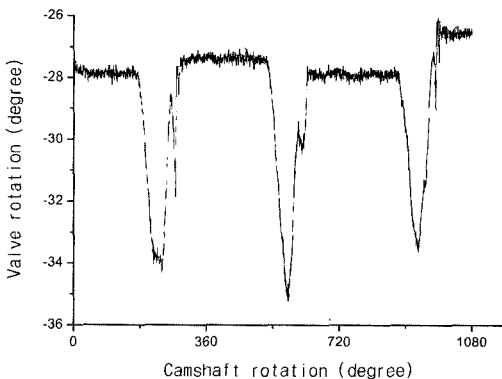


Fig. 7 Valve rotation aspect of a single groove cotter valve train (4500 rpm)

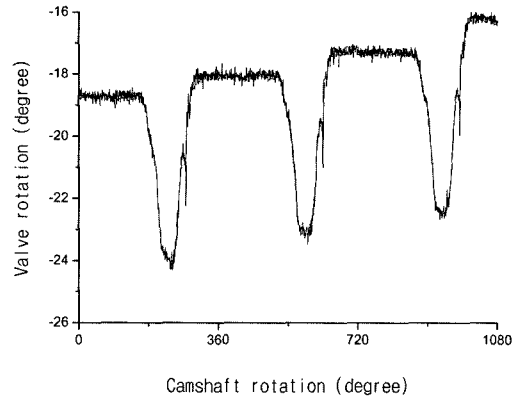


Fig. 8 Valve rotation aspect of a single groove cotter valve train (5000 rpm)

이 가능하겠지만 순방향 회전과 역방향 회전이 불규칙하게 반복되기 때문에 결과적으로 빠른 회전 양상을 보여주지 못한다. 이는 4500rpm 영역에서 밸브를 회전시키려는 관성모멘트와 마찰저항 모멘트 사이에 불안한 균형을 이루고 있기 때문으로 판단된다.

Fig. 8은 Fig. 7의 경우와 동일한 조건에서 운전 속도만 5000rpm으로 올린 경우이다. 이 경우에는 역회전 양상은 보이지 않지만 매 사이클마다 동일한 회전각을 보이는 것은 아니다. 전체적으로 90도 회전하는데 밸브가 약 87회 개폐된 것으로 관측되며, 이는 사이클 당 평균 약 1.04도 정도의 비교적 빠른 회전(7.2rpm)이 이루어진 것을 의미한다. 그러나 Fig. 8을 자세히 관찰하면 역방향 회전은 없다 할 지라도 한 사이클 당 회전각이 비교적 큰 편차를 보이고 있다. 그림에서도 첫 번째 사이클과 두 번째 사이클은 약 0.7도의 회전을 보이지만 세 번째 사이클은 약 1.1도 정도의 순방향 회전을 보여주고 있다. Fig. 8은 전형적인 밸브회전양상을 나타내는데, 스프링이 압축됨에 따라 발생하는 비틀림 모멘트에 의하여 밸브가 열릴 때 회전하고 닫힐 때 원래의 위치로 돌아오게 된다. 그러나 밸브, 리테이너 등의 관성에 의한 동적인 영향, 밸브 시트 마찰력의 영향 등으로 인하여 밸브가 열리기 직전 상태의 각도와 차이가 나는 위치에 안착하게 된다. 이러한 상황이 반복적으로 일어나 누적됨으로써 밸브가 회전하게 된다는 사실을 보여주고 있다.

Fig. 7과 Fig. 8은 엔진의 다른 모든 운전조건은 동일하고 운전속도만 500rpm 정도 차이가 나는 경우의 실험결과이다. 운전속도 차이로 인하여 밸브 회전속도가 6.2배정도 빨라졌는데, 이는 마찰모멘트와 회전관성모멘트가 균형을 이루는 속도에서는 밸브회전이 발생하지 않다가 이 균형이 무너지는 속도에 이르렀을 때부터 급격한 회전이 발생하기 때문이다.

승용 디젤엔진 밸브의 회전운동을 개선시키기 위하여 유립을 중심으로 다홈코타(multi groove cotter)의 사용이 늘어나고 있는 추세이다. Fig. 9는 단홈코타와 다홈코타의 형태를 나타낸 것이다. 단홈코타는 리테이너가 체결될 때 코타와 밸브스템 사이에 반경방향 압축력이 작용하여 리테이너는 밸브와 일체로 움직이는 경향이 강하다. 그러나 다홈코타는 코타와 스템 사이에 반경방향 하중이 전혀 작용하지 못하도록 설계되었기 때문에 리테이너와 밸브는 독립적인 회전이 가능하다.

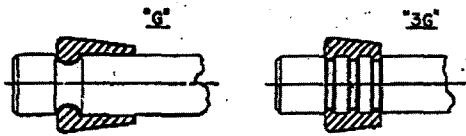


Fig. 9 Shapes of the single and multi (3 groove) groove cotters

Fig. 10은 다홈코타를 사용하는 밸브트레인이 4500rpm 으로 운전할 때, 밸브 회전 양상을 나타낸 것이다. Fig. 7의 단홈코타의 경우와 비교할 때, 동일한 운전속도임에도 불구하고 비교적 빠른 밸브회전 양상을 보이며 사이클 사이의 변화가 적은 것으로 관찰되었다. 전체적으로 90도 회전하는데 밸브가 약 73회 개폐되었는데, 이는 매 사이클 당 평균 약 1.23도 정도의 비교적 빠른 회전(7.71rpm)이 이루어지는 것을 의미한다. 사이클들 사이의 회전양상 차이는 상대적으로 적으며, 한 사이클 내부의 회전특성이 단홈코타의 경우에 비하여 사이클 내부에서 회전각의 변동이 더 심한 것으로 나타났다. 이는 다홈코타의 경우 밸브와 리테이너 사이의 마찰력이 상대적으로 적고 독립적인 운동이 가능하기 때문으로 판단된다.

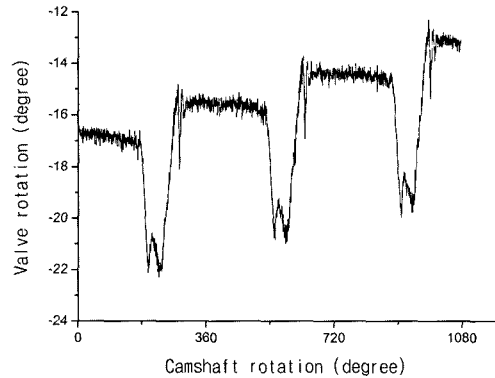


Fig. 10 Valve rotation aspect of a multi groove cotter valve train (4500 rpm)

3.2 설계인자 및 운전조건에 따른 회전경향

밸브트레인의 운전조건 즉, 캠 축의 회전속도, 오일의 온도, 밸브 스프링의 하중, 코타의 형태 등이 밸브회전에 미치는 영향을 관찰해보기 위하여 다양한 실험을 수행하였다. 각각의 조건에 대하여 밸브 변위, 속도, 캠/태핏 하중, 스프링 하중, 밸브 회전각 등이 측정되었다.

Fig. 11은 엔진의 오일온도 변화에 따른 밸브 회전속도를 비교한 것이다. 밸브회전의 중요한 지표인 회전이 시작되는 시기만으로 판단할 때, 단홈코타의 경우 오일온도 60도 일 때가 가장 유리하다. 본 실험에서는 오일온도 60도의 경우 3000 rpm에서 약 2 rpm 정도의 회전이 관찰되었다. 그러나 3000 rpm에서 밸브가 2 rpm으로 회전한다는 것은 밸브개폐 사이클 당 약 0.2 도 정도의 매우 느린 회전을 의미한다. 그리고 이 정도의 회전속도는 밸브가 본격적인 회전을 시작하기 전에 일시적으로 관찰되는 현상으로서, 밸브를 회전시키려는 관성모멘트가 밸브를 고정시키려는 마찰모멘트를 극복하기 시작하는 구간으로 판단된다. 이와 같은 모멘트 균형이 전이되는 구간에서는 마찰력의 특성상 실험할 때마다 약간의 차이가 있었으며 뚜렷한 재현성을 보여주지 못하였다.

측정 신호의 노이즈, 실험 결과의 재현성 부족 등으로 인하여 약 1-2 rpm 이하의 회전은 현상 자체로는 의미가 있겠지만 비교 대상으로는 큰 의미를 가지지 못한다. 약 5 rpm 이상의 회전속도를 가지는 비교적 빠른 회전에 대한 결과만으로 판단할 때, 단홈

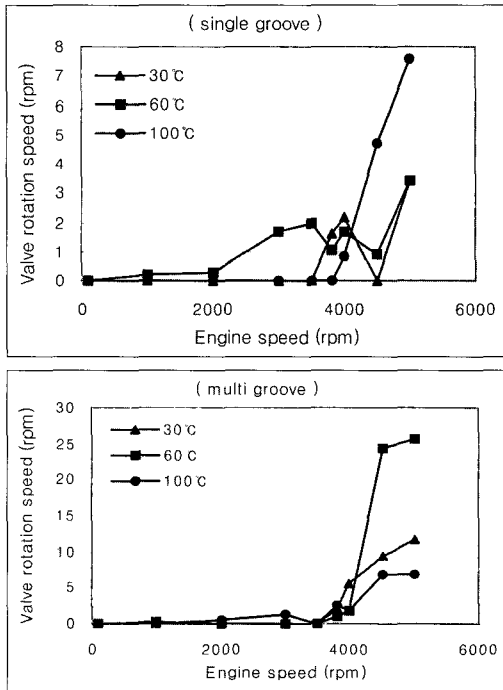


Fig. 11 Effect of engine oil temperature on valve rotation

코타의 경우에는 오일온도가 높을수록 회전 경향이 증가함을 알 수 있다. 이는 엔진 오일의 온도가 높아짐에 따라 오일 점성이 감소하고 마찰 저항이 줄어들어 더 잘 회전하는 경향을 보이는 것으로 판단된다. 단홈코타의 경우에는 밸브와 리테이너가 일체로 움직이는 경향이 강하기 때문에 미끄럼이 발생한다면 스프링과 리테이너 사이 혹은 스프링과 실린더 헤드 사이가 될 것이다. 그러나 다홈코타의 경우에는 오일온도에 따른 일관성 있는 특성을 보여주지 못하고 있다. 밸브 코타에서의 마찰모멘트가 오일 점성에 관계없이 충분히 작으며 오일의 점성이 마찰저항을 줄여주는 측면과 동시에 스프링이 리테이너를 회전시키는 모멘트도 줄여주는 양면성이 있기 때문으로 판단된다. 다홈코타의 경우에는 오일 점성을 줄이는 것이 반드시 유리하게 작용한다고 말할 수 없음을 의미한다.

Fig. 12는 밸브 스프링의 장착하중을 변화시키며 밸브회전을 측정된 것이다. 밸브 스프링의 하단시트(lower seat)를 제거함으로써 스프링 장착하중을 기존의 $258 \pm 12(N)$ 에서 $239 \pm 12(N)$ 으로 낮추었을 때 밸브회전에는 대체로 긍정적인 영향을 미친다. 단

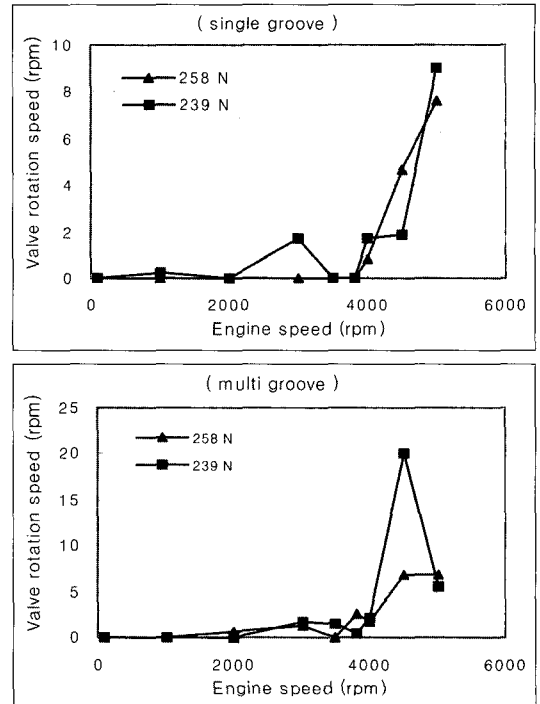
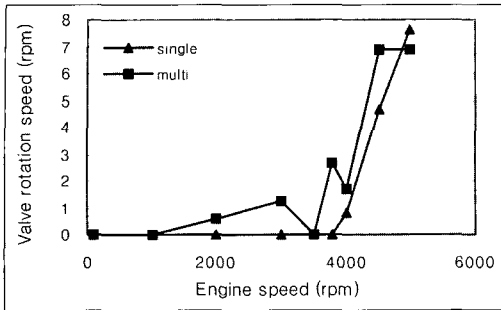


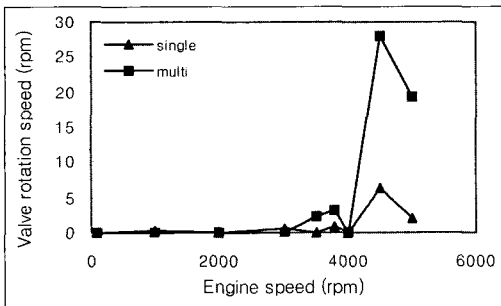
Fig. 12 Effect of valve spring install load on valve rotation

홈코타를 사용하는 경우 본격적인 밸브 회전시기에는 변화가 없었지만, 시트를 제거한 경우 약 3000rpm에서 느린 회전이 관측되었다. 또한 다홈코타의 경우에도 본격적인 회전 시기에는 큰 변화가 없었지만 회전 속도는 상대적으로 더 빨라지는 것이 관측되었다. 스프링의 장착하중이 줄어들면 밸브회전에 대한 마찰저항이 밸브트레인 전체에서 감소하게 됨으로써 밸브회전이 크게 개선될 것으로 예상했지만 기대만큼의 개선효과는 발견되지 않았다. 밸브트레인 부품들 사이의 마찰 모멘트가 밸브 회전을 방해하는 역할도 하지만 스프링의 비틀림 모멘트를 다른 부품으로 전달하는 역할도 하기 때문이다.

Fig. 13은 밸브를 리테이너에 고정시키는 코타 형태에 따른 밸브 회전경향을 나타낸 것이다. 예상대로 다홈코타의 경우가 단홈코타에 비하여 일관성 있게 밸브회전에 유리한 영향을 미치고 있다. 다홈코타의 경우 더 낮은 운전속도에서 본격적인 회전이 일어나며, 회전속도도 일관성 있게 빠른 경향을 보이고 있다.



(oil temperature 100 °C, install load 258N)



(oil temperature 100 °C, install load 239N)

Fig. 13 Effect of valve cotter type on valve rotation

4. 결론

디젤엔진 밸브트레인의 밸브회전에 관한 실험적 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 3개의 비접촉 변위 센서를 이용하여 운전중인 밸브트레인의 밸브 회전각과 횡방향 흔들림을 동시에 측정하는 방법을 개발하였다. 실험결과 캠축 회전각도에 따른 미세한 밸브 회전도 측정할 수 있음을 확인하였다.
- 2) 운전중인 밸브가 지속적으로 회전하는 것은 밸브가 열리는 과정에서 발생하는 비틀림각과 닫히는 과정에서 복원되는 비틀림각의 차이가 원인이다.
- 3) 밸브가 의미있는 회전을 하기 위해서는 순방향 회전이 지속적으로 누적되어야 하는데, 밸브의 비틀림 관성모멘트가 마찰 모멘트를 충분히 능가하는 속도가 되어야 한다. 한계속도 부근에서는 순방향 회전과 역방향 회전이 불규칙하게 혼재함으로서 결과적으로는 느리게 회전하는 속도구간이 존재한다.
- 4) 접촉부위의 정지 마찰모멘트에 영향을 미칠 수

있는 요인들 즉, 오일 온도, 스프링의 장착하중 등은 밸브회전에 영향을 미치기는 하지만 일관성 있는 영향을 미치지 못하는 못한다. 왜냐하면 낮은 마찰이 밸브 자체의 회전을 용이하게 하는 측면이 있는 반면, 스프링의 비틀림 모멘트가 다른 부품으로 전달되는 것을 제한하는 원인도 되기 때문이다.

- 5) 다흡코타를 사용할 경우 단흡코타에 비하여 일관성 있게 밸브회전에 유리한 영향을 미친다. 더 낮은 운전속도에서 본격적인 회전이 일어나며, 회전속도도 일관성 있게 빠른 경향을 보이고 있다. 이는 밸브와 리테이너 사이의 마찰 모멘트를 구조적으로 감소시켰지만 나머지 접촉부위의 마찰은 그대로 유지되었기 때문이다.

References

- 1) R. Lewis, R. S. Dwyer-Joyce and G. Josey, "Investigation of Wear Mechanisms Occurring in Passenger Car Diesel Engine Inlet Valves and Seat Inserts," SAE 1999-01-1216, 1999.
- 2) G. Monteil, A. Gallmann, P. Sioshansi and P. Loges, "Contribution of Nuclear Physics to Engine Design: Application of Surface Layer Activation to Tappet Rotation Measurement," SAE 960711, 1996.
- 3) S. S. Cheng, "The Physical Parameters that Influence Deposit Formation on an Intake Valve," SAE 922257, 1992.
- 4) K. J. Chun and J. S. Hong, "A Study on Engine Valve and Seat Insert Wearing Depending on Speed Change," Transactions of KSAE, Vol.11, No.6, pp.14-20, 2003.
- 5) TRW Automotive, Engine Components Handbook: Valves, Valve Collets, Valve Rotation Devices, 1992.
- 6) K. Iwade, K. Saito, T. Kohama, T. Hamamoto and S. Fujiwara, "Measurement and Analysis of an Exhaust Valve Behavior," 日本自動車技術會學術講演會前刷集 971, 1997-5.
- 7) J. S. Kim, M. H. Lee and J. Y. Yun, "The Rig Test of Valve Train," Daewoo Motor Co., TECHNICAL REVIEW '97, pp. 280-291, 1997.