

스트립 다운에 의한 엔진 마찰 시험의 문제점

조명래[†] · 오대윤* · 한동철**

(2002년 4월 19일 접수, 2002년 8월 5일 심사완료)

The Problem of Engine Friction Test by Strip Down Method

Cho, Myung-Rae, Oh, Dae-Yoon and Han, Dong-Chul

Key Words : Strip-Down(스트립다운), Engine(엔진), Friction(마찰), Crank Assembly(크랭크 결합체) Piston Assembly(피스톤 결합체).

Abstract

The aim of this paper is to investigate the problem of strip down method, which is usually used to evaluate the engine friction level. The validity of strip down method was investigated by theoretical analysis of friction in crank and piston assembly. The friction of crank and piston assembly was analyzed under the various test conditions. The measured cylinder pressure was used as boundary conditions of friction torque and loss calculation. The friction loss of crank and piston assembly was influenced by test conditions that resulted from the variation of load condition. From the results, we have known that the strip down method could be possible to distort the friction loss of engine moving components.

기호설명

- n_r : 행정 당 크랭크 회전수
- p_c : 실린더 압력
- T_m : 마찰 토크
- V : 실린더 체적
- V_d : 전체 실린더 체적

1. 서론

엔진에서 발생하는 기계적인 마찰 손실은 엔진 동력 손실의 상당 부분을 차지한다. 따라서 엔진 마찰 저감을 통한 연비 개선을 위해서는 엔진에서 발생하는 마찰 손실을 정확하게 평가해야 하므로 엔진의 마찰 손실 평가 방법에 대한 많은 연구가 진행되었다. 엔진에서 발생하는 마찰 손실을 가장

정확하게 평가할 수 있는 방법은 파이어링(firing) 상태에서 엔진 구동 요소의 마찰 토크 또는 마찰력 등을 측정하는 것이다. 이를 위해 피스톤의 경우에는 부동 라이너⁽¹⁻³⁾를 개발하여 실제 연소 상태에서 피스톤의 마찰력을 측정하기도 한다. 그러나 이것 역시 그 장착상의 제약으로 인해 주로 단기통 엔진에서 사용되고 있다. 또한 실제 연소 상태에서 밸브 트레인계 및 크랭크계의 마찰 토크를 측정하는 데는 많은 어려움이 따르므로 이들의 마찰 평가를 위해 많은 리그 시험기가 개발되었다.⁽⁴⁻⁶⁾ 이와 같이 실제 엔진이 완전히 조립된 상태에서 엔진의 마찰 손실을 평가하는 것은 상당히 어렵다. 따라서 상대적 평가의 용이성 때문에 주로 모터링 상태에서 스트립 다운(strip-down) 방법⁽⁷⁻⁹⁾이 활용되고 있다.

그러나 이 방법의 경우에는 각 요소의 마찰 손실을 평가하기 위해 각 요소들을 차례로 제거하는 단계에서 연소실 압력의 변화 및 벨트 및 체인의 유무에 따른 하중 조건 등이 달라지기 때문에 엔진간의 비교 평가시 각 요소의 마찰 손실을 정확히 평가하지 못할 가능성을 항상 내포하고 있다. 따라서 본 연구에서는 스트립 다운 방법을 이용하여 엔진 및 각 구동 요소의 마찰 손실을 평가할

[†] 책임저자, 회원, 현대자동차 파워트레인연구소

E-mail : formell@hyundai-motor.com

TEL : (031)369-4517 FAX : (031)369-4503

* 현대자동차 파워트레인연구소

** 회원, 서울대학교 기계항공공학부

때 발생할 수 있는 문제점을 살펴보고, 이러한 문제가 발생하는 원인을 규명하기 위한 방법의 일환으로 우선 스트립 다운 각 단계의 시험 조건에 따른 크랭크계의 마찰 토크 및 피스톤계의 마찰 손실 변동을 이론적 해석을 통해 살펴보았다. 본 연구를 통해 제시된 결과들은 크랭크계와 피스톤계의 마찰 손실을 평가하고 시험 결과를 보정하는데 유용한 보조 자료로 활용될 수 있을 것으로 판단되며, 스트립 다운에 의한 엔진 마찰 평가 법에 대한 새로운 위상을 정립하는데 도움이 될 것으로 생각한다.

2. 스트립 다운 방법(Strip-down method)

2.1 스트립 다운

일반적으로 엔진의 마찰 손실을 평가하는 방법으로는 피어링 상태에서 엔진의 연소압과 출력 토크를 측정하여 마찰 손실을 구하는 방법과 모터링 상태에서 연소실 압력과 마찰 토크를 측정하여 마찰 손실을 구하는 방법이 있다. 피어링 상태에서 마찰 손실을 구하는 방법은 엔진 전체의 마찰 손실 수준 평가는 가능하나 엔진 구동 요소의 마찰 손실을 평가할 수 없으며 연소 조건에 따라 영향을 받으므로 엔진간의 상대 평가가 어렵다는 단점이 있다. 따라서 상대 평가의 용이성 때문에 모터링 법을 이용한 스트립 다운(strip-down) 방법이 엔진 및 엔진 구성 요소의 마찰 손실 수준을 평가하는데 널리 이용되고 있다.

모터링을 통한 엔진 마찰 손실 평가는 다음과 같은 방법을 통해 한다. 엔진에서 발생하는 전체 마찰 손실(tFMEP)은 모터링 운전 상태에서 엔진의 마찰 토크를 측정하여 구한다. 펌핑 손실(PMEP)은 모터링 운전 상태에서 연소실 압력의 측정을 통해 구한다. 측정된 마찰 토크 및 연소실 압력으로부터 다음과 같은 식을 이용하여 마찰 손실 및 펌핑 손실을 구할 수 있다.

$$tFMEP = -\frac{6.28 \cdot n_e \cdot T_m}{V_d} \quad (1)$$

$$PMEP = \frac{1}{V_d} \oint p_c \cdot dV \quad (2)$$

한편 각 구동 요소의 마찰 손실은 모터링 운전 상태에서 엔진 구동 요소를 차례로 제거하면서 마찰 토크를 측정하는 스트립 다운 방법을 통해 구할 수 있다. 각 요소의 마찰 토크를 측정하는 일반적인 순서는 다음과 같다.

1. 엔진 전체의 마찰 토크 및 연소실 압력을 측정한다.

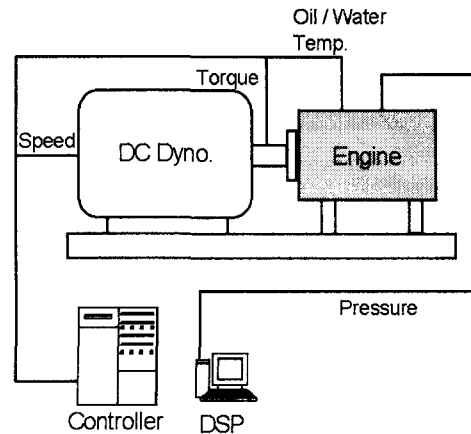


Fig. 1 Schematic diagram of engine test system

2. 흡기 및 배기 매니폴드를 제거한 상태에서 엔진 마찰 토크를 측정한다.
3. 워터 펌프와 전동기 등 보조 기구류를 제거한 상태에서 마찰 토크를 측정한다.
4. 밸브 트레인을 제거하고 실린더 헤드를 장착한 상태에서 마찰 토크를 측정한다.
5. 피스톤을 제거한 상태에서 마찰 토크를 측정한다.
6. 밸브 트레인을 장착한 상태에서 마찰 토크를 측정한다.

피스톤계의 마찰 손실은 4 단계와 5 단계의 마찰 차이로부터 구할 수 있고, 단계 5의 마찰 손실은 크랭크 샤프트계의 마찰 손실이 된다. 밸브 트레인 시스템의 마찰 손실은 단계 6과 5의 차이로부터 구할 수 있다. 한편 보조 기구류의 기계적 마찰 손실은 단계 2와 3의 차이로부터 구할 수 있다.

이론상 엔진 구동 요소의 기계적 마찰 손실은 전체 마찰 손실에서 펌핑 손실을 제외한 양이며 이는 스트립 다운을 통해 측정된 각 구동 요소의 마찰 손실의 합과 일치하여야 한다.

본 연구에서는 앞서 언급한 방법 및 순서에 의해 엔진의 전체 마찰, 펌핑 및 각 구동 요소의 마찰 손실을 측정하였다. 또한 크랭크샤프트계의 마찰 손실 해석을 위한 입력 자료로 활용하기 위해 스트립 다운의 각 과정에서 연소실내 압력의 변화를 동시에 측정하였다. Fig. 1에는 본 연구에 사용된 시험 장치의 개략도를 나타내었다.

2.2 스트립 다운의 문제점

Fig. 2에는 모터링 법 및 스트립 다운법을 이용해 측정된 엔진 전체 마찰 손실 및 펌핑 손실 그리고 각 구성 요소의 마찰 손실에 대한 측정 결과

의 예를 나타내었다. Fig. 2 에서 순수한 기계적 마찰 손실은 스트립 다운을 통해 측정된 각 구성 요소의 마찰 손실의 합을 나타낸다. 이 기계적 마찰 손실은 이론상 엔진 전체 마찰 손실에서 펌핑 손실을 제외한 손실과 일치하여야 한다. 그러나 실제의 경우에는 Fig. 3 에 나타낸 것처럼 엔진간 편차는 있으나 이 두 가지 마찰 손실에 차이가 발생할 수 있다.

Fig. 3 에서 기계적 마찰 손실 1 은 전체 엔진 마

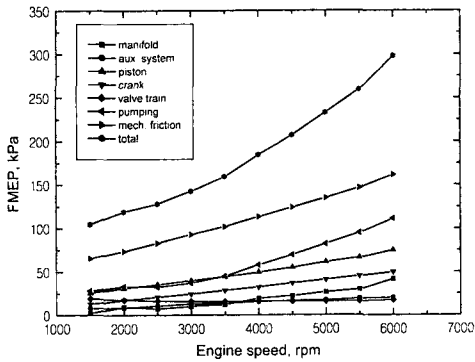
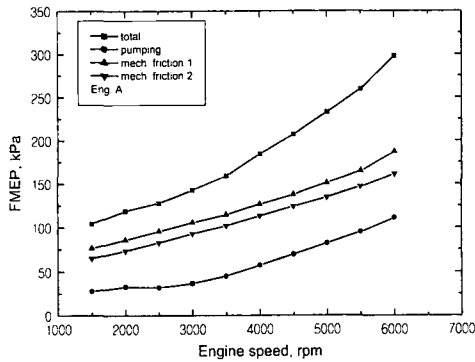
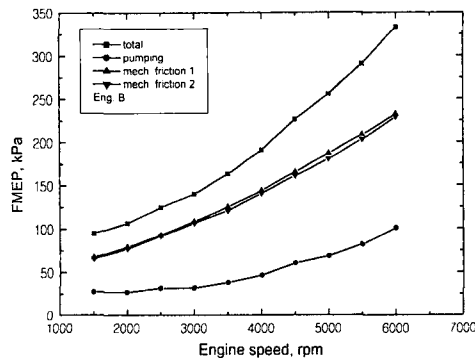


Fig. 2 Friction loss of engine and components



(a) Engine A



(b) Engine B

Fig. 3 Deviation of mechanical friction loss

찰 손실에서 펌핑 손실을 배제한 값이며 기계적 마찰 손실 2 는 스트립 다운을 통해 측정된 각 요소의 마찰 손실을 더한 값이다. 스트립 다운을 통해 구한 기계적 마찰 손실이 전체 마찰에서 펌핑 손실을 배제한 손실보다 작음을 알 수 있다. 이러한 결과로부터 스트립 다운을 통해 구해진 각 구동 요소의 마찰 손실 등이 과대 또는 과소 평가될 수 있음을 알 수 있다. 이러한 차이가 발생하는 원인으로서는 여러 가지가 있을 수 있다. 우선 실린더 헤드, 밸브 등을 탈거하면서 발생하는 연소실 내 압력의 변동을 생각할 수 있다. 또 한가지는 타이밍 벨트나 체인 및 풀리 벨트의 장력 효과이다. 이러한 연소실 압력 변동 및 장력 변동 등이 크랭크계 및 피스톤계에 작용하는 하중의 변화를 유발하고 이러한 하중의 변화가 스트립 다운의 각 단계에서 각 구동 요소의 마찰 특성에 변화를 일으키는 것으로 판단된다.

3. 이론적 고찰

3.1 크랭크계 마찰 해석

크랭크계는 통상 크랭크샤프트와 메인 베어링 그리고 오일 펌프로 구성된다. 본 연구에서는 크랭크샤프트와 메인 베어링 만을 고려하였다. 메인 베어링에서 발생하는 마찰 손실은 각 메인 베어링에서의 마찰 토크 해석으로부터 구할 수 있다.

각 메인 베어링의 마찰 토크 해석을 위해서 각 메인 베어링에 작용하는 하중에 대한 해석을 정정계법⁽¹⁰⁾을 이용하여 수행하였다. 베어링에 작용하는 하중에 대한 해석 결과를 이용하여 각 메인 베어링에서의 유막 두께에 대한 해석⁽¹¹⁾을 수행하고 이를 이용하여 크랭크샤프트와 메인 베어링에서 발생하는 마찰 토크를 구하였다.

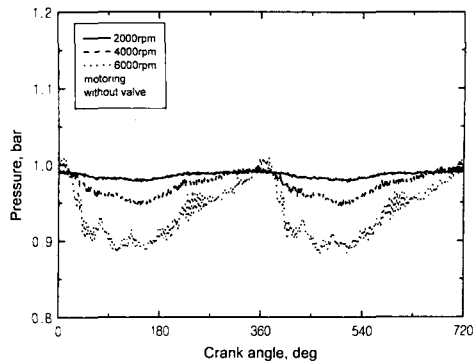
3.2 피스톤계 마찰 해석

피스톤계는 통상 피스톤 링과 피스톤 스커트 그리고 커넥팅 로드 베어링으로 구성된다. 본 연구에서는 피스톤 링과 피스톤 스커트의 마찰만을 고려하였다. 피스톤 링과 피스톤 스커트에서 발생하는 마찰 손실을 구하기 위해 혼합 윤활 이론을 이용하여 피스톤 링과 스커트에서의 마찰력에 대한 해석을 수행하였다. 해석 과정에 대한 자세한 내용은 Cho⁽¹²⁾와 Kim⁽¹³⁾ 등의 논문을 참조하였다.

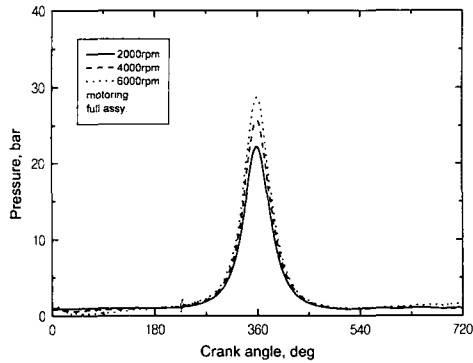
Table 1 에는 본 연구에서 고려한 해석 조건 및 실린더 압력 측정 조건을 정리하여 나타내었다. 순서는 스트립 다운의 역순이다. 피스톤계의 경우에는 3 과 4 번의 경우만을 고려하였으며, 크랭크계의 경우에는 네 가지 모두를 고려하였다.

Table 1 Specification of test condition

Case	조건
1	피스톤, 밸브트레인, 헤드 제거한 상태
2	실린더 헤드, 밸브 트레인 제거한 상태
3	밸브 트레인만 제거
4	완전 조립 상태



(a) Case 3



(b) Case 4

Fig. 4 Cylinder pressure variation with test condition

4. 결과 및 고찰

Fig. 4 에는 Table 1 의 3, 4 경우의 연소실 압력 측정 결과를 나타내었다. 밸브를 완전히 제거한 경우에도 피스톤의 왕복 운동에 따라 연소실 내의 압력이 대기압 이하에서 변동함을 알 수 있고 엔진 속도가 증가할수록 변동 폭이 증가함을 알 수 있다. 1 의 경우에는 피스톤이 제거된 상태이므로 연소실의 압력을 고려하지 않으며, 2 번의 경우에는 실린더 헤드가 제거된 상태이므로 피스톤에는 대기압이 작용하게 된다.

Fig. 5 에는 메인 베어링에 작용하는 평균 하중 변화를 나타내었다. 밸브만 제거한 경우와 실린더

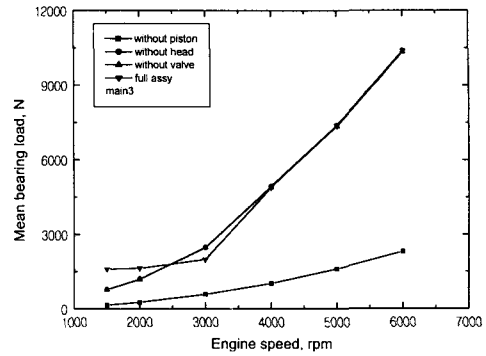
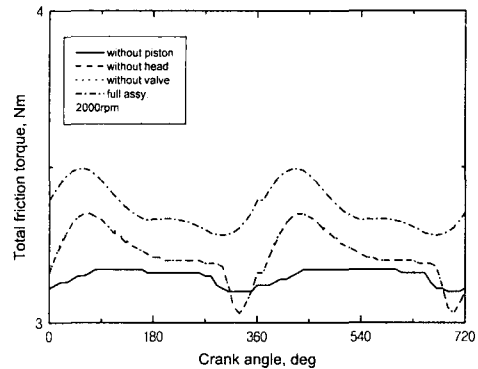
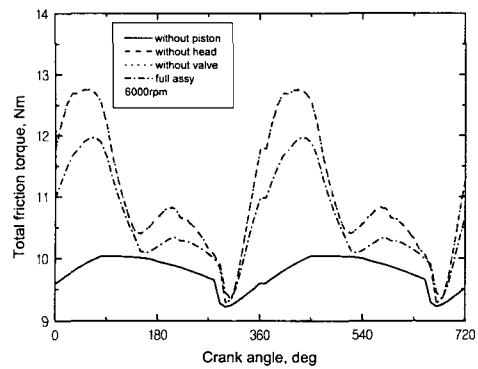


Fig. 5 Mean bearing load under the various test conditions



(a) 2000rpm



(b) 6000rpm

Fig. 6 Total friction torque variation with various test conditions

헤드를 제거한 경우 실린더 압력의 차이가 거의 없으므로 베어링 하중이 거의 유사한 경향을 띄고 있으며 피스톤을 제거한 경우에는 커넥팅 로드와 회전 질량 및 밸런스 웨이트의 회전 질량에 의한 회전 관성력만 작용하므로 다른 경우에 비해 베어링 작용 하중이 작음을 알 수 있다.

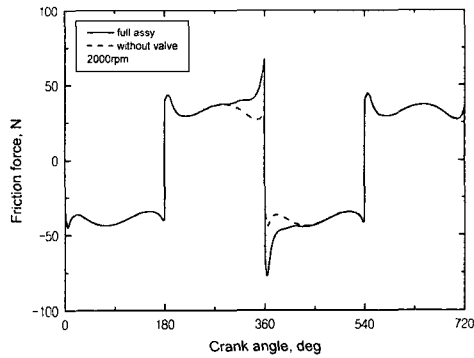
Fig. 6 에는 운전 조건에 따른 크랭크계의 전체 마찰 토크 변화 결과를 나타내었다. 저속 구간에서는 엔진 전체를 고려한 경우의 크랭크계 마찰

손실이 가장 크나, 고속으로 갈수록 밸브 또는 실린더 헤드를 제거한 경우의 마찰 손실이 증가하는 경향을 보이며, 크랭크샤프트만을 고려한 경우의 마찰 손실이 가장 작음을 알 수 있다. 이는 하중 감소에 따른 유막 증가에 의한 것이다.

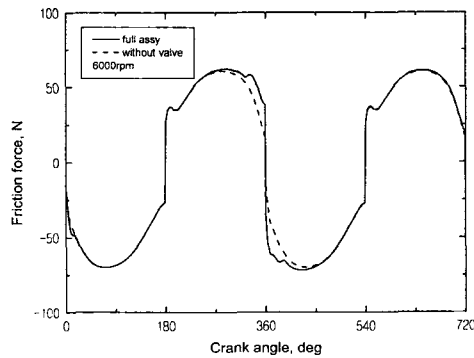
Fig. 7 에는 피스톤 링 팩에서 발생하는 마찰력에 대한 결과를 나타내었다. 피스톤 링 팩의 경우 연소실 압력이 최대가 되는 압축 행정 말기와 팽창 행정 초기를 제외하고는 두 경우의 마찰력 차이가 없음을 알 수 있다. 압축 행정 말기와 팽창 행정 초기의 마찰력 증가 현상은 주로 튼 링에서 발생하는 것으로 연소실 압력이 큰 경우 튼 링 배면에 작용하는 압력이 증가하여 링과 라이너 사이의 유막이 작아져 돌기 접촉에 의한 경계 마찰이 증가하기 때문이다. 그러나 피스톤 링 팩에서의 이러한 경계 마찰력 증가 현상은 엔진 속도가 증가할수록 유막 두께 역시 증가하므로 현저히 감소하게 된다.

Fig. 8 에는 피스톤 스커트에서 발생하는 마찰력에 대한 해석 결과를 나타내었다. 저속에서는 두

경우의 마찰력 차이는 연소실 내 압력 차이가 크게 발생하는 팽창 행정에서 크게 발생하는 반면 고속에서는 연소실 압력에 의한 효과가 거의 없음을 알 수 있다. 피스톤 스커트의 마찰력은 피스톤에 작용하는 측력에 의해 크게 영향을 받는다. 저속 영역에서는 관성력의 영향보다 실린더 압력의 영향이 측력에 크게 작용하는 반면 고속으로 갈수록 관성력의 영향이 지배적이게 되어 특정 구간에서는 연소실 압력이 작용하는 경우보다 측력이 증가한다. 따라서 결과에서 나타난 것처럼 저속에서는 압력 차이가 큰 팽창 행정의 마찰력 차이가 크게 발생하지만, 고속으로 갈수록 관성력 성분의 증가에 의해 마찰력 차이는 거의 없으며 오히려 압력이 작용하는 경우보다 다소 증가하는 경향을 보이게 된다. 이는 Fig. 9 의 피스톤에 작용하는 측력 예측 결과를 통해 확인할 수 있다. 저속 영역에서는 시험 조건에 따라 연소실 압력이 주로 영향을 미치는 팽창 행정의 측력 차이가 크게 나타나는 반면, 고속으로 갈수록 시험 조건에 따른 측력의 차이가 거의 발생하지 않음을 알 수 있다.

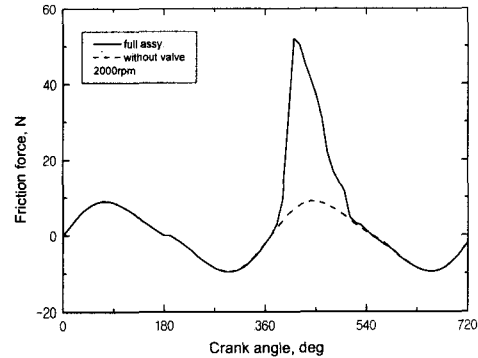


(a) 2000rpm

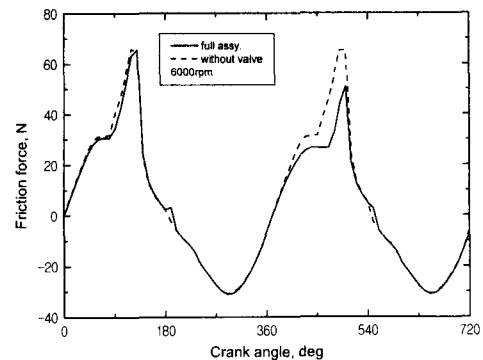


(b) 6000rpm

Fig. 7 Friction force variation of ring pack with test conditions



(a) 2000rpm



(b) 6000rpm

Fig. 8 Friction force variation of piston skirt with test conditions

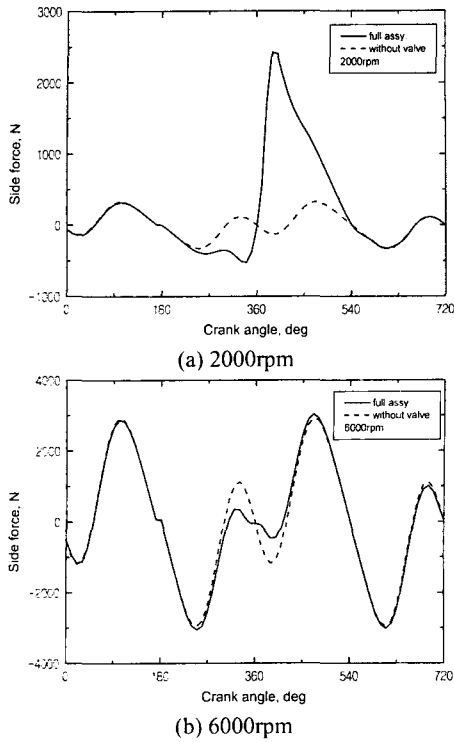


Fig. 9 Side force variation with test conditions

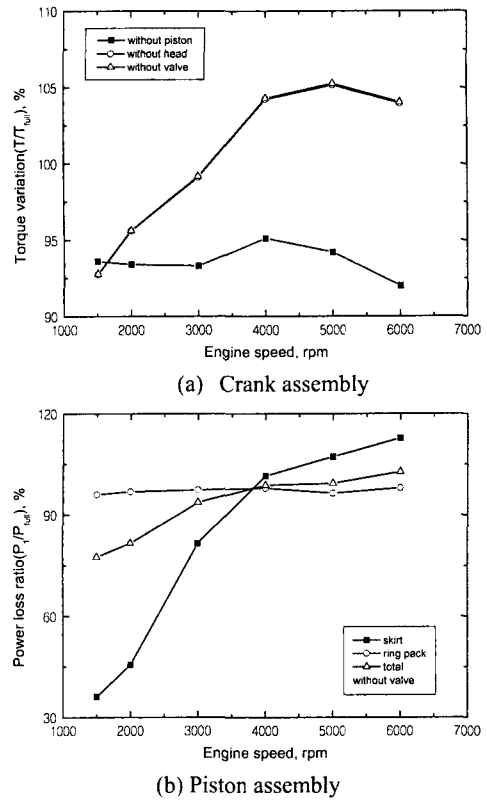


Fig. 11 Mean torque variation ratio

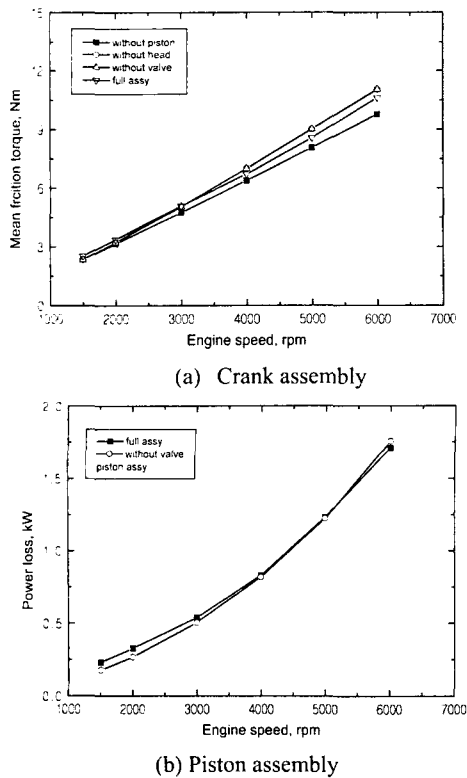


Fig. 10 Mean friction torque and power loss with various test conditions

Fig. 10 에는 스트립 다운의 각 단계의 시험 조건에 따른 다른 크랭크계와 피스톤계의 평균 마찰 토크 및 동력 손실을 나타내었고 Fig. 11 에는 엔진 전체를 고려한 경우의 마찰 손실에 대한 각 시험 조건의 상대적인 마찰 증감 비율을 비교하여 나타내었다. 크랭크계의 경우에는 고속으로 갈수록 운전 조건에 따른 마찰 토크 차이가 증가하는 반면 피스톤계에서는 저속에서 차이가 크게 발생함을 알 수 있다.

Fig. 11 을 살펴보면 크랭크계의 경우, 실린더 헤드 및 밸브만을 제거한 경우에는 엔진 전체 조립 상태의 크랭크계 마찰에 비해 감소 또는 증가하는 경향을 나타낸다. 엔진 전체 조립 상태에서 크랭크계 마찰이 실제의 크랭크계 마찰이라 가정한다면, 이러한 결과는 스트립 다운 과정 4 와 5 에 의해 결정되는 피스톤계 마찰 손실이 크랭크계에 의해 실제보다 과소 또는 과대 평가 될 수 있음을 의미한다. 마찬가지로 단계 5 와 6 에 의해 결정되는 밸브 트레인계 마찰 손실 역시 타이밍 벨트 또는 체인의 유무에 따라 크랭크에 작용하는 하중의 차이가 발생하므로 과대 또는 과소 평가될 가능성

이 존재한다. Fig. 10에서 알 수 있듯, 크랭크계 자체만의 마찰 손실은 항상 엔진 조립 상태에서 보다 작는데 이는 스트립 다운 과정 5에 의해 결정되는 크랭크계 마찰이 실제 엔진 조립 상태에서의 크랭크계 마찰보다 과소 평가되고 있음을 나타낸다.

시험 조건에 따라 피스톤계에서 발생하는 마찰 손실 차이는 주로 스커트에서 발생한다. 스커트의 마찰 손실은 전체 엔진 조립 상태의 경우에 비해 증가 또는 감소하는 경향을 나타내는 반면 밸브 제거시의 링 팩의 마찰 손실은 엔진이 완전 조립되어 있는 경우보다 항상 작은 수준을 유지한다.

이상과 같이 실제 엔진 조립 상태에서의 마찰 손실과는 달리 크랭크계와 피스톤계의 마찰 손실이 스트립 다운 과정에서 연소실 압력 변동에 의해 과소 또는 과대 평가되므로 앞서 보인 것과 같은 기계적 마찰 손실의 차이가 발생하는 것으로 판단된다. 본 연구에서 제시한 연소실 압력 변동의 효과 뿐 아니라 타이밍 벨트 및 폴리 벨트의 유무에 따라서도 상당한 차이가 발생할 것으로 판단된다. 이러한 차이는 엔진간의 상대 평가시 잘못된 결과를 발생시킬 수도 있으므로 스트립 다운에 대한 신중한 검토가 요구된다.

5. 결론

스트립 다운 법을 통한 엔진 마찰 평가에서 발생할 수 있는 문제점을 살펴보고 이러한 문제점이 발생하는 원인을 규명하기 위해 스트립 다운의 각 단계의 시험 조건에 따라 크랭크계 및 피스톤계의 마찰 토크 및 마찰 손실에 대한 해석을 수행하였다. 해석 결과 각 스트립 다운 단계에서 발생하는 연소실 압력 변동에 의한 베어링 부하의 변화에 따라 크랭크계 마찰이 실제 보다 과소 또는 과대 평가됨을 확인 할 수 있었다. 또한 시험 조건에 따라 피스톤 스커트의 마찰 손실이 크게 변동함을 확인하였다. 이러한 현상은 엔진간의 상대 평가시 잘못된 결과를 발생시킬 수도 있으므로 스트립 다운에 의한 엔진 구동 요소의 마찰 평가 법에 대한 신중한 검토가 필요하다. 또한 향후 타이밍 벨트나 체인 및 폴리 벨트의 장력 변동이 엔진 구동 요소의 마찰 평가에 어떤 영향을 미치는지에 대한 연구가 필요할 것으로 판단된다.

참고문헌

- (1) Furuhashi, S. and Takiguchi, M., 1979, "Measurement of Piston Frictional force in Actual Operating Diesel Engine," SAE paper, No. 790855.
- (2) Wakuri, Y., Kitahara, T., Hamatake, T., Soejima, M. and Oono, O., 1996, "Characteristics of Piston Ring Friction (Influences of Piston Ring Specifications)," *J. of JSME*, 62(599), pp. 2811~2817.
- (3) Ha, K. P., 2001, "Development of Piston Friction Test Rig," *Hyundai Motors TR ADH20011103000001*.
- (4) Ogita, Y., Niwa, K. and Tanaka, T., 1988, 'Measurement of Bearing Friction Loss Under Dynamic Load', SAE880547.
- (5) Han, D. C. and Cho, M. R., 1998, "Friction Characteristics of Direct Acting Type OHC Valve Train System," *J. of KSTLE*, Vol. 14, No. 1, pp. 23~27.
- (6) Pieprzak, J. M., Willermet, P. A. and Klassen, D., 1989, "A Tappet Rotation Monitor Based on Light Reflectance - Development and Functional Testing," SAE 890722.
- (7) Hoshi, M., 1984, 'Reducing friction losses in automobile engines', *Tribology International*.
- (8) Kovach, J. T., and Tsakiris, E. A., Wang, L. T., 1982, 'Engine Friction Reduction for Improved Fuel Economy', SAE820085.
- (9) Kim, J. S., 2001, "The Final Report for the Engine Friction Test Method," *Hyundai Motors TR ADH2001050200002*.
- (10) Cho, M. R. and Lee, K. J., 2001, "Measurement of Engine Main Bearing Loads," *Hyundai Motors TR ADH2001111400010*.
- (11) Cho, M. R., Han, D. C. and Choi, J. K., 1999, "Oil Film Thickness in Engine Connecting-Rod Bearing with Consideration of Thermal Effects: Comparison between Theory and Experiment," *ASME J. of Tribology*, Vol. 121, pp. 901~907.
- (12) Cho, M. R., Choi, J. K. and Han, D. C., 2001, "Calculation of Mixed Lubrication at Piston Ring and Cylinder Liner Interface," *KSME International Journal*, Vol. 15, No. 7, pp. 859~865.
- (13) Kim, J. Y., Han, D. C., Cho, M. R. and Choi, J. K., 2001, "The Study on the Dynamics and Friction Characteristics of Piston Skirt with Consideration of Mixed Lubrication," *KSME International Journal*, Vol. 15, No. 6, pp.735~742.