

차량 급가속시 운전성 개선을 위한 실험적 연구

An Experimental Study of the Improvement of Driveability in Vehicle Acceleration Mode

송해박*, 최윤준*, 이종화**, 조한승***, 조남효***
Hai-Bak Song, Yoon-Joon Choi, Jong-Hwa Lee, Han-Seong Cho, Nam-Hyo Cho

ABSTRACT

Modern vehicles require a high degree of refinement including good driveability. Vehicle driveability, which becomes a key decisive factor for marketability, is affected by many parameters such as engine control and the dynamic characteristics in drive lines. Therefore engine and drive train characteristics should be considered to achieve a well balanced vehicle response simultaneously.

This paper describes experimental procedures which have been developed to measure engine torque and investigate shuffle characteristics. To analyze the vehicle dynamic behavior, frictional torques and inertia mass moment of engine, and drive train were measured. Shuffle characteristics during tip-in condition were investigated in an experimental vehicle at 2nd and 3rd gear stages. It was found that the shuffle characteristics were caused by sudden changes of engine torque and have a different vibration frequency with gear stage variation. Inertia mass moment of engine including flywheel rotation showed a key factor for the shuffle characteristics.

주요기술용어 : Tip-in(팁인), Gear stage(기어단), Power train model(동력계 모델), Shuffle(셔플), Spark timing(점화시기)

Nomenclature

α : angular acceleration
I : inertia mass moment
T : torque

Subscripts

E : engine
DT : drive train

fric. : friction
gen. : generation
tf,E : engine total friction
f,DT : drive train friction
rf,E : engine rubbing friction
pump : pumping

Abbreviation

ECU : engine control unit
EMS : engine management system
UEGO : universal exhaust gas oxygen sensor
TPS : throttle position sensor

* 회원, 아주대학교 대학원
** 회원, 아주대학교
*** 회원, 고등기술연구원

1. 서론

최근 자동차 배기가스 규제의 강화, 환경 오염에 대한 관심의 고조와 더불어 엔진의 저공해, 고효율화 기술에 대한 요구가 크게 확대되고 있다. 이에 따라 자동차에서는 엔진의 상태를 최적으로 제어하기 위한 전자제어 시스템의 채용뿐만 아니라 동력 전달 및 변속에 관한 특성연구가 보편화되고 있다. 특히 동력발생과 직접적으로 연관된 엔진 제어는 자동차에 대한 감성적 상품성, 즉 고품질감의 중요한 척도 및 출력, 효율, 배출물 특성에 중요한 영향을 미치며 동력의 전달 및 변속제어는 엔진뿐만 아니라 변속기 그리고 이들의 조합으로써 구동력을 제어하는 시스템의 채용이 확대되고 있다.^{1,2)}

자동차 연구개발 과정에서 엔진과 변속기의 제어, 구동력 제어(traction control), 제동력 제어(anti-brake control) 시스템 등을 채용하기 위해서는 시스템의 성능에 영향을 주는 많은 변수들에 대한 제어알고리즘의 실험적 검증 및 확인 과정 등을 거쳐야 한다. 또한 이러한 시스템을 최적화 하기 위해서는 자동차의 운전조건에 대한 각 변수의 영향을 파악하여 이들의 값을 적절히 선정해야한다. 특히 운전중에 빈번하게 발생하는 급가속, 급감속시 발생하는 차량의 응답특성은 운전성 및 상품성에 직접적인 영향을 미치므로 차량 개발단계부터 세심한 주의가 필요하다. 차량의 운전 조건별(엔진 회전수, 기어단수, 엔진 부하)에 따라 급가속, 감속시 발생하는 톱인(Tip-in)/톱아웃(Tip-out)과도 응답 현상을 파악하고 이 현상을 체계화 및 단순화한다면 보다 개선된 소프트웨어 로직의 개발이 가능할 것이다. 또한 이의 적용은 차량의 과도상태에서 발생하는 부조화된 응답현상을 저감시키게 되며 소비자들의 운전성 개선 요구에 크게 기여할 것이다.³⁻⁵⁾

과도상태에서 엔진의 연소현상 및 동력전달 시스템의 응답현상 등에 대한 자세한 연구가 필요하며 엔진 및 차량개발 중 동력생성시스템과 동력전달시스템의 관련 인자에 대한 민감도 및 현상 분석 등도 뒤따라야 한다. 본 연구에서는

차량의 응답특성을 측정하기 위한 측정시스템을 제작하였으며 분석기술에 관한 내용에 대하여 설명하였다. 차량동력부를 크게 엔진부와 동력전달(drive train)부로 나누어 엔진의 마찰과 회전관성, 동력전달부의 마찰과 회전관성을 측정하였다. 이를 토대로 기어 2단과 3단 톱인 시험조건에서 주행 중에 측정된 실린더 내 압력으로부터 계산한 토크부터 시작하여 각 부분에 소산되는 토크 등을 계산하여 시스템을 구성하는 각 부분이 미치는 영향과 관련 인자들의 상관관계에 대하여 분석하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

시험차량은 전륜구동 방식이며 엔진은 4기통 1.8 SOHC 형식이다. Table 1은 차량의 제원을 나타낸 것이고 Table 2는 수동변속기의 기어비를 나타낸 것이다.

엔진에서 발생하는 동력을 구하기 위해 각 실린더별로 압력측정용 센서를 장착하였으며, 압력센서로는 Kistler사의 6051B(7.47pC/bar) 1개와 6052A(18.5pC/bar) 3개를 사용하였다. 센서는 점화플러그형 어댑터를 사용하여 장착하였다. 전하증폭기는 Kistler사의 Type 5011을 사용하였

Table 1 Engine specifications

Engine	1.8 SOHC	
Engine type	In line 4	
Installation	Transverse	
Engine displacement	1761 cc	
Bore	80.5 mm	
Stroke	86.5 mm	
Compression ratio	9.5±0.2	
Combustion chamber type	Bath tub	
Valve number per cylinder	2	
Valve timing	Intake	20°BTDC / 62°ABDC
	Exhaust	63°BBDC / 19°ATDC

Table 2 Gear ratio of manual transmission

Gear shift	
1 st gear ratio	3.545
2 nd gear ratio	2.048
3 rd gear ratio	1.346
4 th gear ratio	0.971
5 th gear ratio	0.763
Reverse	3.333
Final gear ratio	4.176

으며 고주파의 노이즈를 제거하기 위해서 10kHz Low Pass Filter를 통과시켜 측정하였다.

실린더 내 압력 신호는 자료취득장치(PC based Data Acquisition System)에 의해 기록하였다. 엔진오일의 온도를 측정하기 위해 K-type 열전대를 설치하여 측정하였으며 공연비 측정을 위하여 UEGO 센서(NGK, TL-7111-W1)를 배기 매니폴드와 배기관이 만나는 지점으로부터 배기관으로 약 50mm 떨어진 위치에 설치하였다.

크랭크축에 1° 해상도의 펄스를 얻기 위해 180개 치로 구성된 기어를 제작하였으며 크랭크 축 폴리부에 장착하였다. 픽업(pick-up) 센서(ONO SOKKI, MP-912)를 장착하여 1회전 당 180개의 사인파를 얻었으며 분주 회로를 제작하여 1회전당 360개의 사각 펄스를 만들어 내었다. 1회전당 기준신호 발생을 위해 홀센서를 장착하였으며 시험장치에 대한 개략도는 Fig. 1과 같다. Fig. 2는 센서신호를 분주하기 위한 회로도이다.

각속도를 측정하여 실제 차량 속도를 계산할

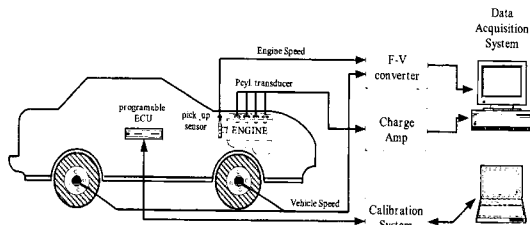


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus in vehicle

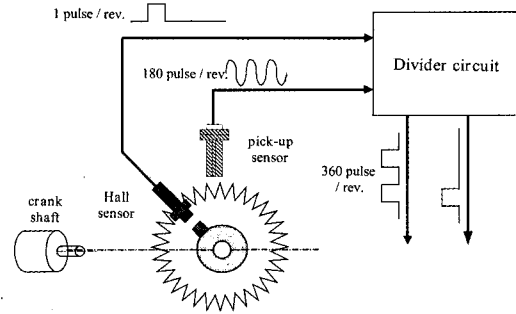


Fig. 2 Schematic diagram of pulse generation system

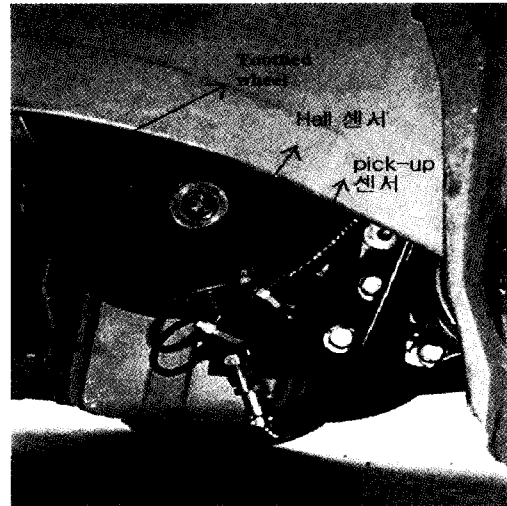


Fig. 3 Installation of engine speed detector

수 있도록 차량 바퀴 측에 엔코더를 장착하였다. Fig. 3은 크랭크축에 장착한 엔진회전속도 측정 장치의 사진이다. 각 신호들은 F-V converter를 거쳐서 자료취득장치에 의해 기록된다.

엔진제어부(ECU)의 신호를 분석하고 데이터를 취득, 교정(Calibration)을 위해 프로그램이 가능한 ECU와 HP사의 교정장치(Calibration System)을 설치하여 사용하였다. 이 장비를 사용하여 엔진제어에 관련된 인자들을 측정하고, ECU에 기억되어 있는 자료들을 수정하며 실험을 수행하였다.

2.2 실험 방법

엔진의 마찰토크를 구하기 위하여 무부하 상

태에서 각 실린더 내 압력을 측정하였다. 차량의 기어를 중립으로 하고 클러치를 밟아 동력전달을 차단시켜 무부하 상태로 만들었으며 엔진오일은 점도와 온도에 따른 마찰력의 영향⁶⁾을 없애기 위해 10W30 규격의 엔진오일을 사용하고 충분히 가열(warm-up)시켜 오일온도가 100°C 부근일 때 실험을 수행하였다. 엔진회전수를 일정하게 유지하며 250rpm 간격으로 3000rpm까지 측정하였으며 통계적 처리를 위하여 각 회전수 별로 150사이클의 연속적인 자료를 취하여 평균값을 사용하였다.^{7,8)}

과도상태에서 엔진의 회전관성모멘트를 구하기 위하여 무부하 상태를 유지하며 가속페달을 밟아 엔진회전수를 변화시키면서 측정하였다. 엔진의 회전각속도는 크랭크축에 설치한 피업 센서의 신호를 처리하여 취득하였다. 동력전달부의 마찰토크를 구하기 위해 전륜을 지면으로부터 떨어지게 한 무부하 상태에서 기어를 임의의 단수로 고정하고 차륜을 일정속도로 회전시키면서 동일한 방법으로 압력을 측정하였다. 또한 차량의 전륜을 지면에서 떨어지게 한 상태에서 가속페달을 밟아 회전속도에 변화를 주어 동력전달부의 회전관성모멘트를 각 기어단수 별로 측정하였다.

본 연구에서 다루고자 하는 저크(Jerk), 셔플(Shuffle), 서지(Surge) 현상 등은 주로 2단, 3단 등의 저단 기어로 운행시 가속페달조작과 대응하지 않고 엔진출력이 변동하거나 구동계의 비틀림 진동이 발생하고 그 결과 차량이 진동하는 현상으로 인하여 발생하는 문제들이다. 실험조건은 2단과 3단 주행시 트로틀 밸브의 개도를 0→10%, 0→30%, 10→30%로 설정하였다. 그러나, 차량으로 도로에서 주행하며 실험을 수행하였기 때문에 실험의 재현성이 가장 큰 문제가 되었다. 재현성 오류를 최소화하기 위해 트로틀 밸브의 개도를 고정시키기 위한 장치를 설치하였고 냉각수 온도와 오일온도 등도 충분히 가열된 상태에서 실험을 수행하였다.

자료취득장치를 이용하여 각 실린더 압력과

엔진속도, 전륜, 후륜 각속도, UEGO 센서 신호등을 제작한 크랭크 각 신호 발생장치와 동기시켜 측정하였고 동시에 HP 교정장치를 이용하여 TPS, 엔진속도, 점화시기, 연료분사 시점, 차량속도, 냉각수 온도, 흡입공기량 등을 측정하였다.

3. 차량 동력계 모델

Fig. 4는 차량 동력계의 단순 모델을 나타낸 것이다. 차량 동력계 모델은 크게 엔진부, 변속기, 차체내의 동력전달부로 구분할 수 있다. 차량의 동력전달 과정을 단순화하면 다음과 같이 설명할 수 있다. 정상상태에서 엔진에서 발생된 토크는 마찰에 의해 일부 소산되고 차륜에 전달되어 구동력을 발생시킨다. 과도상태에서는 회전부의 회전관성모멘트에 의한 관성항이 첨부된다.^{9,10)} 차량의 거동, 특히 가/감속시 등의 과도상태의 거동에 대한 연구를 할 때 있어서 엔진 및 동력전달부의 마찰토크 및 회전 관성모멘트의 해석은 반드시 필요한 인자이다. 차량의 동력전달 과정을 단순화시키면 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{gen.} = T_{fric.} + I \cdot \alpha + T_{drive} \quad (1)$$

식(1)에서 $T_{gen.}$ 은 엔진에서 생성된 토크, $T_{fric.}$ 은 마찰에 의해 소산된 토크, I 는 차량의 회

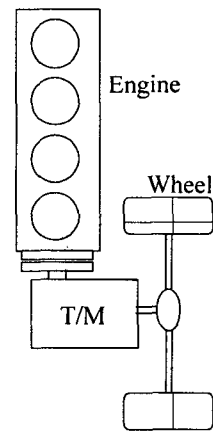


Fig. 4 Schematic diagram of power train

전 관성모멘트, α 는 각가속도, 그리고 T_{drive} 는 실제 구동토크를 의미한다. 식(1)을 엔진부와 동력전달부로 구분하고 엔진부를 다시 표현하면 다음과 같다.

$$T_{gen.} = T_{f,E} + I_E \cdot \alpha_E + T_{clutch_in} \quad (2)$$

여기서 $T_{gen.}$ 는 엔진에서 생성된 토크, $T_{f,E}$ 는 엔진부의 총 마찰토크(total friction torque), I_E 는 엔진의 회전관성모멘트, α_E 는 엔진의 각가속도, T_{clutch_in} 은 클러치로 전달되는 토크를 의미한다. 동력전달부의 식은 다음과 같다.

$$T_{clutch_out} = T_{f,DT} + I_{DT} \cdot \alpha_{DT} + T_{wheel} \quad (3)$$

여기서 T_{clutch_out} 는 클러치에서 전달되는 토크, $T_{f,DT}$ 는 동력전달부의 마찰토크, I_{DT} 는 동력전달부의 회전관성모멘트, α_{DT} 는 각가속도, T_{wheel} 은 바퀴로 전달되어 차량을 실제로 구동시키는 토크를 의미한다.

엔진의 마찰토크를 구하기 위해 기어를 중립으로 놓은 상태에서 엔진의 속도를 일정하게 하면 식(2)는 식(4), 식(5)와 같이 표현할 수 있다. 결국 엔진에서 발생하는 토크와 마찰 토크는 동일하다.

$$T_{clutch_in} = 0, \alpha_E = 0 \quad (4)$$

$$T_{f,E} = T_{gen.} \quad (5)$$

엔진에서 발생하는 토크를 측정하는 방법에는 축 토크센서 등을 통해서 측정하는 방법 등이 있으나 실제 차량에 적용하는데 있어서 센서의 설치가 어렵다는 단점이 있고, 엔진의 회전속도를 이용해서 측정하는 방법 등이 여러 참고문헌에서 인용되고 있으나 오차를 수반하는 단점이 있다. 본 연구에서는 실린더 압력을 직접 측정하여 압력으로부터 구한 전체 도시평균 유효압력(Gross Indicated Mean Effective Pressure, $IMEP_{gross}$)으로부터 측정하는 방법을 사용하였다. 여기서 얻어진 총 마찰토크는 엔진의 기계적 마찰, 보기

류 손실, 그리고 펌핑손실의 합으로 표시된다. 기계적 마찰과 보기류 손실을 합쳐서 윤활마찰로 보면 다음과 같은 두 개의 항으로 나누어진다.

$$T_{f,E} = T_{f,E} + T_{pumping} \quad (6)$$

식(6)에서 $T_{pumping}$ 은 실린더 내 압력으로부터 계산할 수 있다. 여기서 엔진의 총 마찰토크는 일정한 엔진회전수에서 엔진의 부하에 관계없이 거의 일정한 값을 나타내므로, 엔진 회전수의 함수로 나타낼 수 있다.^{1,11)}

Fig. 5는 실험결과를 나타낸 것으로 각 측정치는 150사이클의 평균값이다. 결과를 보면 엔진속도가 증가함에 따라 엔진의 총 마찰토크(Friction Mean Effective Pressure, $FMEP_{engine}$)도 증가하는 경향을 나타내고 있다. 본 연구에서는 $FMEP_{engine}$ 를 4차식의 함수로 나타내었다.

Fig. 6은 엔진의 마찰토크를 이용하여 회전 관성모멘트를 계산한 결과이다. 시험조건은 무부하 상태를 유지하였으며 엔진의 회전속도를 변화시켜 가속도의 변화를 발생하였다.

식(2)에서 $T_{clutch_in} = 0$ 이므로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_{gen.} = T_{f,E} + I_E \cdot \alpha_E \quad (7)$$

따라서 엔진의 회전 관성모멘트는 다음 식과 같이 구할 수 있다.

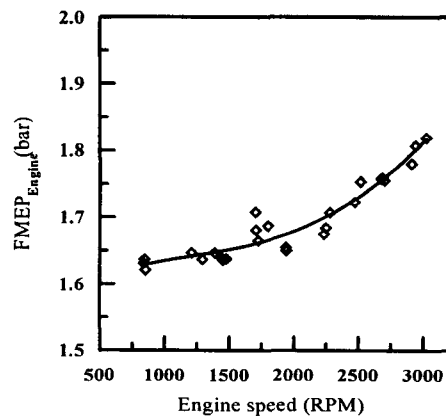


Fig. 5 Engine friction as a function of engine speed

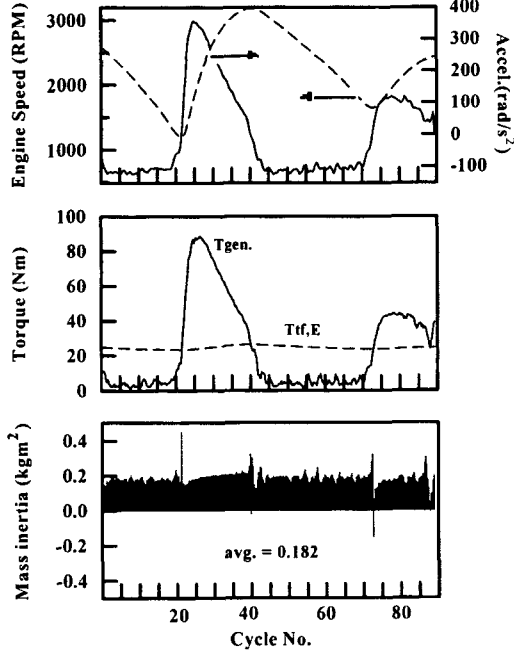


Fig. 6 Measured mass inertia moment

$$I_E = \frac{T_{gen} - T_{tf,E}}{\alpha_E} \quad (8)$$

차량의 엔진이 4행정 엔진이므로 폭발과정에 의한 토크가 크랭크 각도 기준으로 180°마다 발생하므로 오차를 최소로 하기 위해서는 엔진의 토크, 각속도 등은 이동평균(moving average)을 이용하여 180°마다의 평균값을 취하여 계산하였다. 측정상의 오차로 인하여 약간의 관성모멘트 값의 변화가 있으나 엔진의 회전속도에 관계없이 일정한 값으로 분포하며 평균값은 0.182kg·m²이었다.

엔진의 마찰토크를 이용하여 동력전달부의 마찰토크를 구할 수 있으며 그 과정은 다음과 같다. 차량의 전륜을 지면으로부터 들어서 차륜을 무부하 상태로 만들고 기어를 임의의 단수에 넣은 상태에서 일정속도로 회전시키며 식(3)은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_{wheel} = 0, \quad \alpha_{DT} = 0 \quad (9)$$

$$T_{clutch_out} = T_{f,DT} \quad (10)$$

각속도가 일정하므로 클러치에서의 슬립현상은 없다고 가정할 수 있다. 따라서 클러치의 입력측과 출력측의 토크는 식(11)과 같이 동일하다고 볼 수 있으며 동력전달부의 마찰토크를 회전 속도의 함수로 계산할 수 있다.

$$T_{f,DT} = T_{clutch_out} = T_{clutch_in} = T_{gen} - T_{tf,E} \quad (11)$$

각 기어단에서 엔진의 마찰토크(FMEP_{engine}) 그리고 동력전달부의 마찰토크(FMEP_{DT})를 계산하였으며 결과의 일부를 Fig. 7에 나타내었다. 동력전달부의 마찰토크가 기어가 고단으로 이동함에 따라 증가하는 경향을 보였고 엔진의 회전속도에는 크게 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 또한 엔진의 마찰토크와 비교하면 동력전달부의 마찰이 상대적으로 적음을 알 수 있다.

지금까지 언급한 측정방법 및 결과들을 이용하여 동력전달부의 회전관성을 계산할 수 있다. 마찬가지로 차륜을 들어 무부하 상태로 만들고 회전속도를 변화시키며 측정하였다. 식(2)와 식(3)에서 클러치 슬립이 없다고 가정하면 T_{clutch_out} = T_{clutch_in}이 된다. 동력전달부의 회전관성은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T_{wheel} = 0, \quad \alpha_{DT} \neq 0 \quad (12)$$

$$T_{f,DT} + I_{DT} \cdot \alpha_{DT} = T_{gen} - T_{tf,E} - I_E \cdot \alpha_E \quad (13)$$

$$I_{DT} = \frac{T_{gen} - T_{tf,E} - I_E \cdot \alpha_E - T_{f,DT}}{\alpha_{DT}} \quad (14)$$

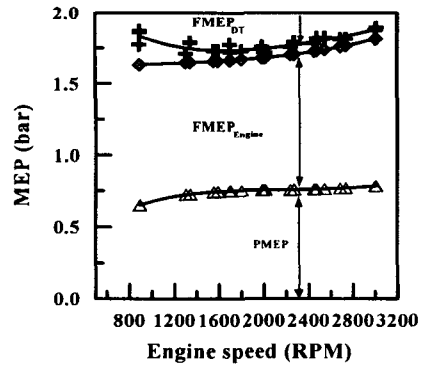


Fig. 7 FMEP of engine, drive train at 2nd gear

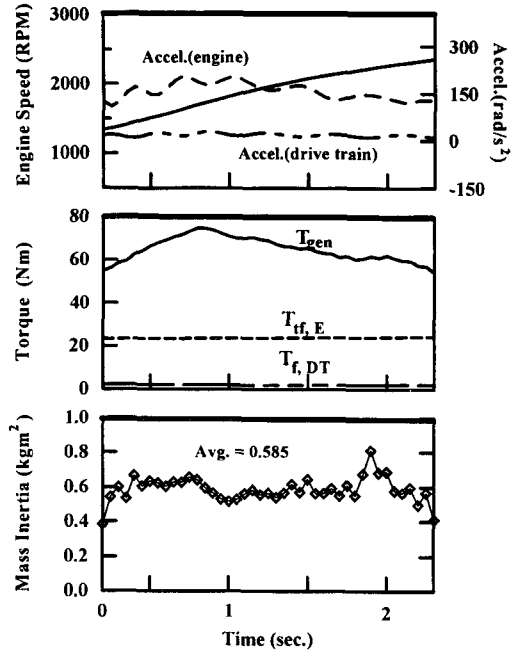


Fig. 8 Measured inertia mass moment for the drive train at 3rd gear stage

Fig. 8은 앞에서 언급한 식을 이용하여 실험을 통해 계산한 동력전달부 회전 관성모멘트의 예를 나타낸 것이다. 3단 기어로 작동시의 실험결과이며 약간의 오차를 제외하곤 일정한 값을 나타내고 있음을 알 수 있다. Fig. 9는 각 기어 단계에 대한 회전 관성모멘트 측정결과이다. 전체적으로 저단 기어에서 고단 기어로 갈수록 값이 증가

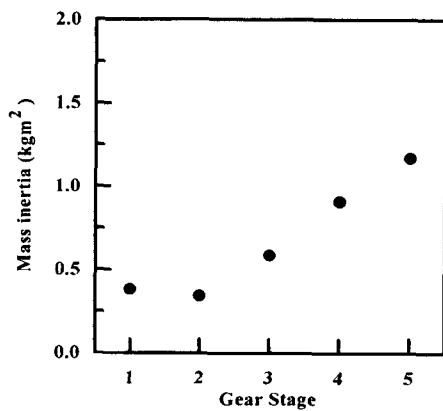


Fig. 9 Measured inertia mass moment at each gear stage

하는 경향을 보이고 있다. 여기서 동력전달부의 회전관성이 기어 변동에 따른 변속기부 회전관성값의 변화에 따라 변화하는 것을 알 수 있었다.

4. 실험결과 및 고찰

기어 2단, 3단 주행시, 특히 급가속시 발생하는 셔플, 서지 등의 현상을 분석하기 위해 차량 주행상태에서 톱인 실험을 수행하였다. Fig. 10은 2단 가속시 트로틀 밸브의 개도를 0→10% 열

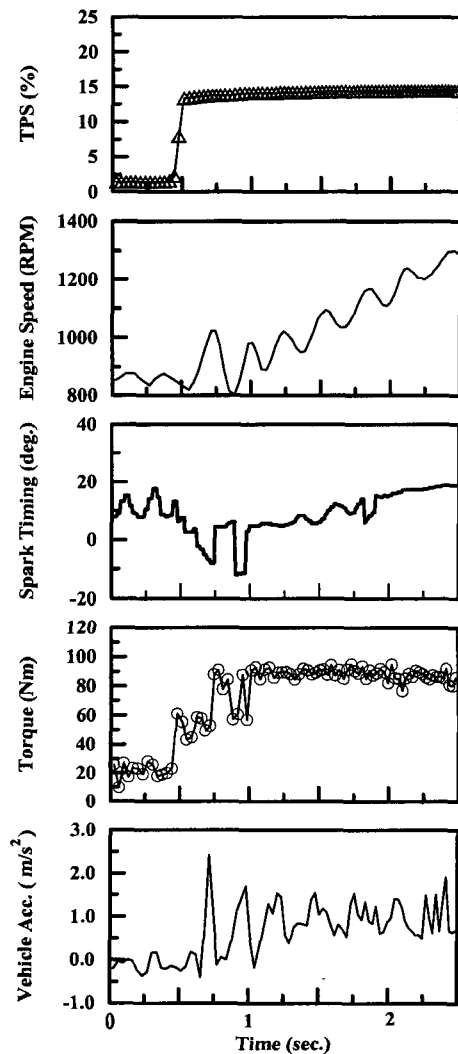


Fig. 10 Vehicle acceleration responses at 2nd gear (0→10% tip-in)

면서 실험한 결과이다. 가속페달의 움직임에 의해 트로틀 밸브가 열린 후 거의 동시에 엔진에서 발생하는 토크는 급격히 변화함을 알 수 있다. 현재의 엔진 제어 로직에 따라 점화시기가 후퇴 또는 진각되어 토크가 제어되었으며 약간의 응답 지연 후 엔진 속도가 급격히 상승함을 알 수 있다. 엔진속도의 변화가 상당히 심하게 변동함을 알 수 있고 차량바퀴에서 측정된 차량가속도를 보면 서플 현상이 상당히 일어남을 알 수 있다. 일반적으로 가속시 점화시기는 트로틀 밸브의 개도 구배, 노킹, 속도 변동에 따른 영향을 고려하여 반영된 것이다.

이상과 같은 실험을 통해 측정된 자료를 근거로 선행실험에서 구한 엔진과 동력전달부의 마찰과 회전관성등을 적용해 주행시 차량 각 부분을 구동하는데 소요되는 토크를 계산하였다. Fig. 11은 기어 2단으로 주행 중에 0→10% 가속 페달을 밟아 가속시 서플이 상당히 발생한 경우

의 시험결과이다. T_{fric} 은 마찰 토크를 나타낸 것이며, 엔진의 마찰토크인 $T_{fr,E}$ 는 엔진속도의 함수로 표현되나 시험조건의 결과에서는 그 차이가 미미함을 알 수 있다. 가속시 클러치 슬립에 발생하는 토크인 T_{cl_slip} 은 클러치 전후의 속도 차이를 비교하여 계산하였으며 가속시 클러치 슬립에 의해 약간의 토크 손실이 있음을 알 수 있다. 바퀴에 전달된 토크인 T_{wheel} 은 심하게 변화함을 나타내고 있으며 엔진부 회전관성인 I_E 가 T_{wheel} 에 미치는 영향의 대부분을 차지하고 있음을 알 수 있다. 상대적으로 클러치에서 슬립에 의해 소산된 토크 T_{cl_slip} 과 회전관성 I_{DT} 이 미치는 영향은 매우 적었다. 이는 엔진 관성의 대부분을 차지하는 플라이 휠의 진동에 의한 것으로 판단하며 서플이 엔진토크 변동에 의한 플라이 휠의 진동에 의해 발생한다는 이전연구의 결과와 일치한다.⁴⁾

Fig. 12는 기어 3단으로 주행중에 0→10%로

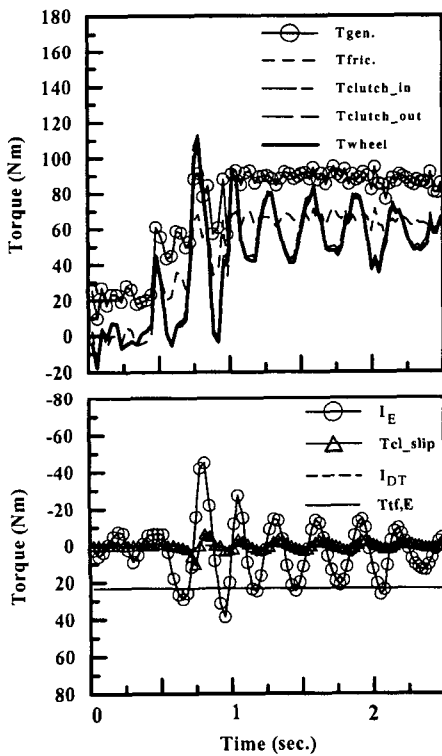


Fig. 11 Torque variation at 2nd gear (0→10% tip-in)

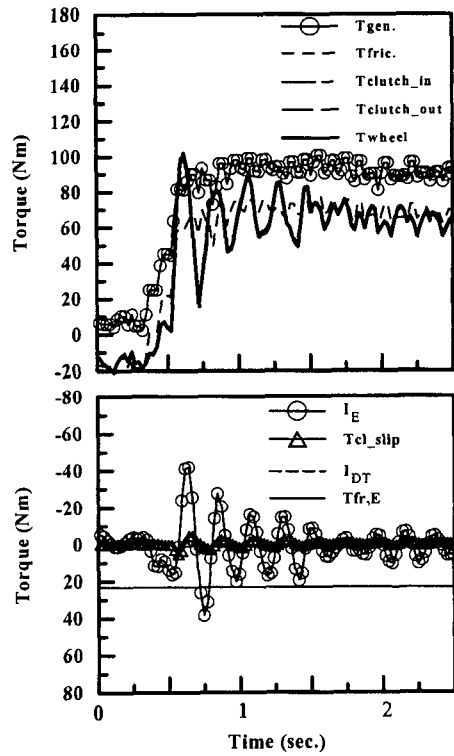


Fig. 12 Torque variation at 3rd gear (0→10% tip-in)

가속페달을 밟아 가속시 측정된 결과이다. 마찬가지로 엔진관성이 T_{wheel} 에 미치는 영향이 가장 컸으며 2단에 비하여 시간이 지날수록 변화폭이 작아지는 현상을 보이고 있다. 기어 단수의 영향을 분석하면 상대적으로 기어 단수가 낮을수록 저주파 진동 특성을 나타내고 있음을 알 수 있다. 토크의 변동특성이 비슷해도 2단일 때 변화의 폭이 크음을 알 수 있다. 아울러, 점화시기 제어 로직을 구성하는 인자들의 영향을 분석하기 위하여 안티저크(Anti-jerk) 영향을 고려한 점화시기 제어항을 배제한 상태에서 그 응답특성을 분석하였다.

Fig. 13은 2단과 3단에서 트로틀 개도를 0→10%정도 열어 급가속 했을 때 엔진의 회전속도와 발생된 토크가 서로 비슷한 조건에서의 결과를 나타낸 것이다. 엔진속도의 변동을 보면 2단일 때와 3단일 때의 변동주파수가 다를 수 있다. 상대적으로 2단일 때 저주파의 진동을 확인할 수 있으며 차량 가속도의 변화도 영향을 받아 다른 주파수 형태를 나타내고 있다. 여기서 서플의 진동 주파수가 기어 단수에 따라 다를 것을 알 수 있으며 토크의 변동특성이 비슷하더라도 기어 2단일 때 변화 폭이 크다는 것을 알 수 있다.

Fig. 14(a)와 (b)는 다른 기어 단에서 트로틀 밸브의 개도를 0→10%, 0→20% 급가속 했을 때 얻은 시험 결과를 나타낸 것이다. Fig. 14(a)를 보면 기어를 고정하고 트로틀 개도의 정도를 다르게 했을 경우 발생 토크의 크기는 다르지만 엔진회전속도의 변화가 같은 주파수로 변동하고 있음을 알 수 있다. 기어를 3단으로 고정한 경우인 Fig. 14(b)에서도 같은 주파수로 진동함을 알 수 있다. 이는 서플이 각 단별로 고유한 진동주파수를 가지고 있음을 보여주는 것으로서 이러한 진동이 동력전달계 시스템의 특성에 의해 결정되어 진다는 것을 알 수 있다. 이러한 결과는 운전성의 문제에 접근할 때 엔진 제어 측면만이 아니라 전체 시스템의 특성을 파악해야 함을 보여준다.

Fig. 15는 기어 2단 주행시 0→20% 트로틀 밸브

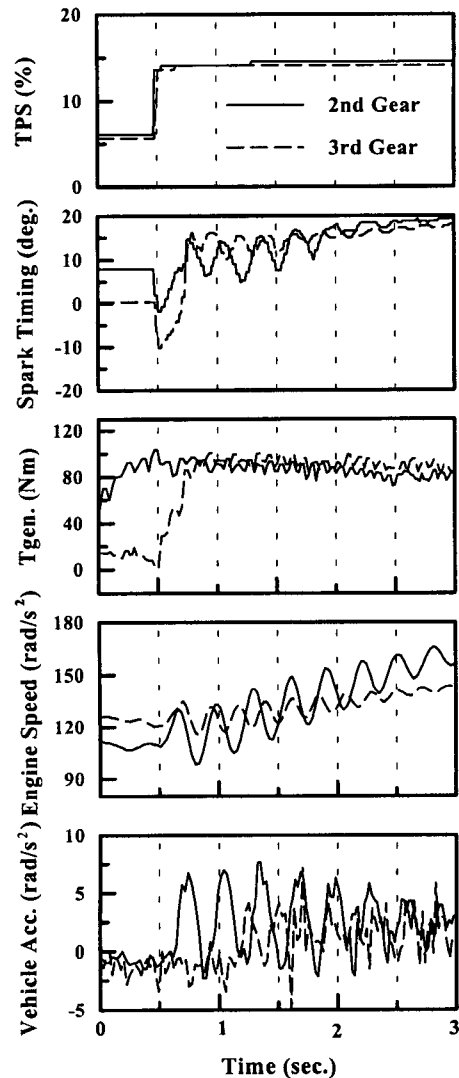
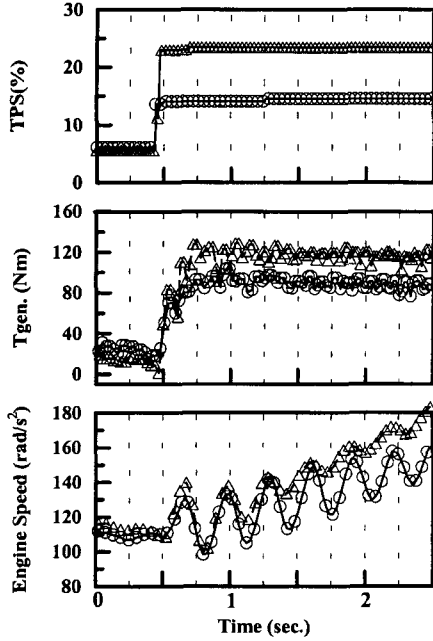


Fig. 13 The effect of gear stage on the shuffle characteristics

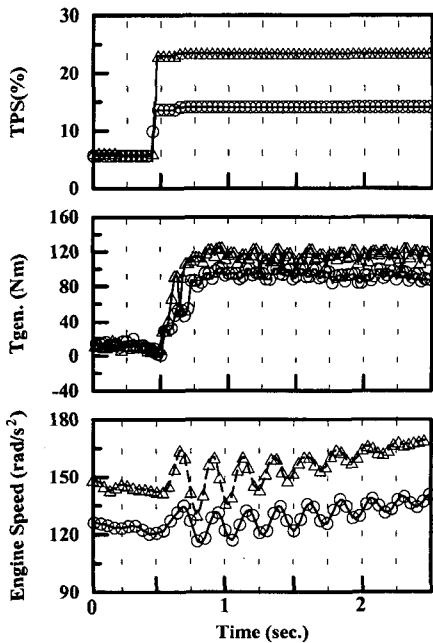
브를 열 때 소요되는 시간을 변화하여 시험한 결과이다. 트로틀 밸브를 여는 시간차이에 따라 상대적으로 짧은 (a)가 (b)에 비하여 서플의 강도가 컸고 오래 그 현상이 지속됨을 알 수 있다. 점화시기의 변동폭의 변화도 트로틀 밸브의 개도가 일정하게 되었음에도 불구하고 (a)의 경우가 오래 지속됨을 알 수 있다. 여기서 서플이 토크가 변화하는 기울기에 따라서 영향을 받고 있음을 알 수 있다. 운전자의 요구에 따라 가속시 토크

를 발생시키더라도 엔진 제어를 통하여 토크가 발생하는 기울기를 적절히 조정한다면 셔플을

방지할 수 있음을 알 수 있다.

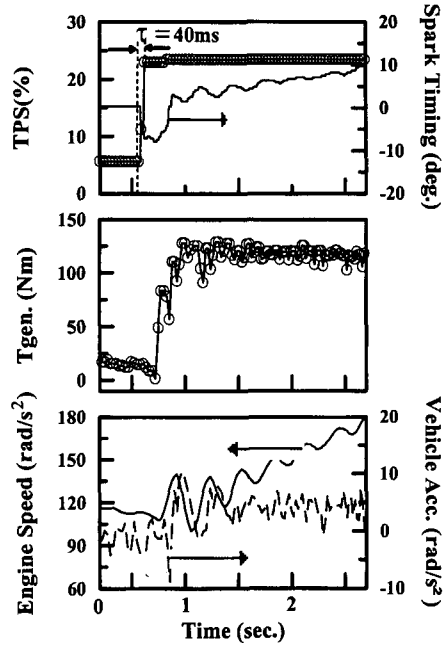


(a) 2nd Gear

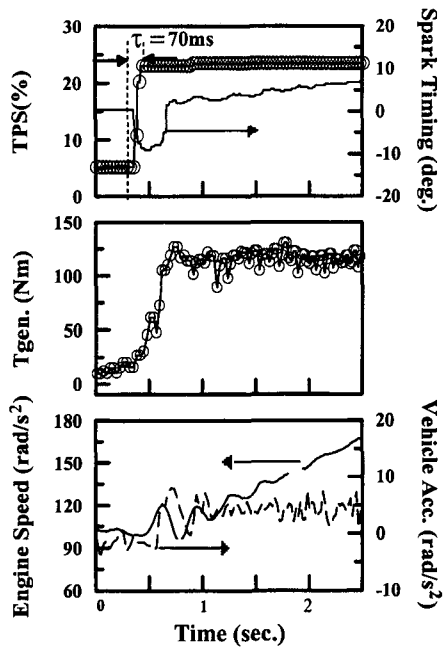


(b) 3rd Gear

Fig. 14 The frequency characteristics of shuffle



(a) $\tau = 40\text{ms}$



(a) $\tau = 70\text{ms}$

Fig. 15 The effect of torque increase rate on the frequency characteristics of shuffle

4. 결론

본 연구에서는 기어 2단, 3단 주행시 탑인 할 경우 차량의 응답특성을 분석하기 위하여 차량 동력계를 크게 엔진부와 동력전달부로 나누어 엔진의 마찰과 회전관성, 동력전달부의 마찰과 회전관성을 측정하였다. 시스템을 구성하는 각 부분이 미치는 영향과 관련 인자들의 상관관계에 대하여 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 본 논문에서는 차량 동력계를 크게 엔진부와 동력전달부로 구분하여 각각의 마찰토크, 회전관성력을 측정하였고 그로부터 실제 주행과정에서 동력전달계 각 부분에서 소요되는 토크와 차량을 구동하는 토크를 계산하였다. 차량 구동시 가속도에 영향을 주는 인자로서 엔진 토크, 엔진관성항 및 동력전달부의 관성항 등이 있으며 각 인자들의 영향을 수학적 모델 및 실험적으로 분석할 수 있는 방법을 제시하였다.

2) 측정 결과로부터 서플 등의 진동특성은 플라이휠 등 엔진의 관성부분의 영향을 가장 많이 받음을 알 수 있었다. 운전성과 응답성에 영향을 미치는 인자들 중에서 엔진에서 발생하는 토크가 가장 영향이 큼을 확인할 수 있었다.

3) 2단으로 주행하는 경우와 3단으로 주행하는 시험차량의 경우 가속시 서플이 나타나는 주파수가 각 단별로 고유한 진동수를 가지고 있음을 알 수 있었으며 단수에 따라 다른 특성을 보이고 있다. 진동하는 주파수 폭도 다른 양상을 보임을 알 수 있었으며 동력전달계 시스템의 전체 특성이 서플에 영향을 미치는 것을 판단할 수 있었다.

참고 문헌

- 1) J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, 1987.
- 2) J. J. Moskwa, "Automotive Engine Modeling for Real Time Control," M.I.T. Department of Mechanical Engineering, Ph. D. Thesis, 1988.
- 3) Helmut O. List, Peter Schoeggl, "Objective Evaluation of Vehicle Driveability," SAE 980204, 1998.
- 4) J. W. Biermann, A. Reitz, T. Schumacher, "The Clonk Phenomenon - a Load Change Reaction to be Balanced in Terms of Comfort and Engine Response," *International Journal of Automotive Technology* Vol.1, No.1, KSAE, 2000.
- 5) C. Y. Mo, A. J. Beaumont, N. N. Powell, "Active Control of Driveability," SAE 960046, 1996.
- 6) A. Douaud, P. Eyzat, "DIGITAP - an On-Line Acquisition and Processing System for Instantaneous Engine Data-application," SAE 770218, 1977.
- 7) D. R. Lancaster, R. B. Krieger, J., H. Lienesch, "Measurement and Analysis of Engine Pressure Data," SAE 750026, 1975.
- 8) M. F. J. Brunt, A. L. Emtage, "Evaluation of IMEP Routines and Analysis Errors," SAE 960609, 1996.
- 9) T. D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics," SAE, 1992.
- 10) 임병진, "크랭크축 각속도의 변동을 이용한 실린더 내 압력변화와 토크의 추정," 서울대학교 공학박사 학위 논문, 1994.
- 11) R. Harari, E. Sher, "Measurement of Engine Friction Power by using Inertia Tests," SAE 950028, 1995.