자동변속기에서 2중 동조 강성형 클러치를 이용한 입력축의 비틀림 진동 및 차체 진동의 개선에 관한 연구

A Study of Improvement on the Torsional Vibration of Input Shaft and Structural Vibration of Vehicle Using Tunable Dual Stiffness Type Clutch in Auto-transmission

정 병 환† · 황 선 양* · 강 구 태**

Byung Hwan Jung, Seon Yang Hwang and Koo Tae Kang

(2009년 10월 22일 접수 ; 2010년 9월 8일 심사완료)

Key Words : Tunable Dual Stiffness Type Clutch(2중 동조 강성형 클러치), Input Shaft(입력축), Torsional Vibration ; T/V(비틀림진동), Auto-transmission(자동변속기)

ABSTRACT

According to torsional vibration characteristic of a tunable dual stiffness type clutch(TDSTC) in auto-transmission, the input shaft system have occurred breakdown for the duration cycle and over-vibration happened on vehicle at specific condition. This paper introduces the improvement of the torsional vibration of input shaft and the vehicle vibration by tuning of the TDSTC.

1. 서 론

자동변속기가 장착된 차량에서 엔진의 구동력은 토크 컨버터를 통하여 변속기 내부에 전달되고, 각종 기어의 조합에 의해 차량의 속도와 구동력을 발생시킨다. 자동변속기의 토크 컨버터는 임펠러와 터빈, 2중 동조 강성형 클러치(TDSTC) 세 부분으로 구성된다. 임펠러와 터빈은 엔진의 구동력을 유체를 이용하여 변속기 내부로 전달하는 역할을 하고, TDSTC는 차량 운전 조건에 따라 엔진과 변속기를 직결시켜 차량의 연비를 향상시키는데 사용된다. 이때 TDSTC는 엔진에서 발생하는 과도한 비틀림 진

동을 변속기 내부에 전달되지 않도록 흡수하는 역할을 한다. 최근 SUV(sport utility vehicle) 차량 등에 장착되는 디젤엔진의 경우 출력이 증가할수록 가진력이 증가하여 엔진에서 발생하는 비틀림 진동이 점점 더 크게 발생한다. 또한 차량의 연비를 향상을 위하여 TDSTC의 작동영역을 엔진의 저속 영역에까지 점차 확대하는 추세여서 TDSTC의 중요성이 점차 대두되고 있다.

이 연구에서는 엔진에서 발생하는 과도한 비틀림 진동이 TDSTC를 통과하여 변속기 내부로 전달될 때, 입력축 연계 부품의 내구성 단축에 의한 파손과 2차 진동인 차체의 과도한 구조 진동이 발생하는 현상을 규명하고, 이의 개선안을 제시하고자 한다.

2. 본 론

2.1 TDSTC

(1) TDSTC의 작동(lock-up) 영역

자동변속기의 TDSTC(tunable dual stiffness type

† 교신저자; 정회원, 현대자동차
E-mail : jungbh@hyundai.com
Tel : (031)368-6695, Fax : (031)368-6095

* 현대자동차

** 정회원, 현대자동차

이 논문의 일부는 2009 추계 소음진동 학술대회에서 발표되었음

clutch)는 차량이 일정 속도 이상으로 주행 시 TCU(transmission control unit)의 제어에 의해 작동하며, 엔진의 구동력을 손실 없이 직접 변속기 입력축으로 전달하는 역할을 한다. Fig. 1에서 차량 가속 시 TDSTC의 작동 영역을 나타내었고, 엔진의 회전수와 변속기의 회전수가 동등하여 진행되는 구간이 TDSTC의 작동 영역이다.

(2) TDSTC의 구조

TDSTC는 Fig. 2와 같이 토크 컨버터 내에 위치하며, 커버 플레이트로 전달된 엔진의 구동력을 다수의 토션 스프링을 거쳐 플랜지, 변속기 내부로 전달한다.

(3) TDSTC의 비틀림 특성

이 연구에 사용된 TDSTC는 Fig. 3과 같이 K1

(저강성계수)와 K2(고강성계수) 두 종류의 스프링으로 구성되어 있다. K1 스프링은 모두 6개의 스프링이 방사 형태로 구성되어 있고, 엔진에서 발생하는 비틀림 진동을 흡수하는 역할을 한다. K2 스프링은 엔진의 구동력이 K1 스프링의 용량을 초과할 때 TDSTC의 커버플레이트 및 플랜지등 내부 부품을 보호하는 완충 역할을 한다.

차량 주행 중 TCU의 제어에 의해 TDSTC가 작동하게 되면 커버플레이트로 엔진의 구동력이 직접 전달되어 K1 스프링은 θ_1 의 변위까지 압축될 수 있고, K1 스프링의 용량을 초과할 경우 최대 θ_2 의 변위까지 K1스프링과 K2 스프링이 압축된다. 이후

(a) Engine and input shaft RPM

(b) Transfer gear rate & open ratio of engine throttle valve

Fig. 1 An activity region of TDSTC

Fig. 2 Assembly of TDSTC

Fig. 3 Rotation angle of TDSTC

Fig. 4 Reduction of torque vibration by TDSTC

Fig. 5 Dynamic characteristic of TDSTC

Table 1 Specification of TDSTC

Step	Operating torque	Spring stiffness	Rotation angle
1st	290 Nm	14.4 Nm/Deg	20.2 Deg
2nd	435 Nm	131.2 Nm/Deg	21.4 Deg

스프링을 통과한 엔진 구동력은 변속기의 입력축과 직접 연결되어 있는 플랜지를 회전시켜 변속기의 내부로 회전력을 전달한다.

일반적으로 엔진의 구동력에는 엔진의 폭발 주기에 의한 회전 진동이 포함되어 있다. TDSTC는 위와 같은 동력 전달 과정에서 스프링의 특성을 이용하여 엔진 구동력에 포함된 회전 진동을 감소시켜 변속기로 구동력을 전달 시켜야 한다.

Fig. 5는 이 연구에서 사용된 TDSTC의 토크 용량을 나타낸 그래프이다. TDSTC의 토크 용량은 각각 K1 스프링에 의한 1차 영역과 K2 스프링에 의한 2차 영역으로 나눌 수 있고 이에 대한 물성치를 Table 1에 나타내었다.

2.2 입력축 비틀림 진동

(1) 비틀림 진동 양상

TDSTC를 통과한 엔진의 구동토크는 토크 변동이 감소되어 변속기의 입력축으로 전달되어야 한다. 그러나 TDSTC에서 엔진의 비틀림 진동이 튜닝되지 않을 경우 변속기의 입력축 시스템에서 공진에 의해 과도한 비틀림 진동이 발생할 수 있고, 이 비틀림 진동에 의해 입력축 및 이와 연결된 부품의 파손을 일으킬 수 있다.

Fig. 6은 차량의 자동 변속기에서 입력축의 비틀림 진동을 측정된 결과이다. 이 결과로부터 차량의 5속 영역 엔진 속도 2500~3000 rpm 구간에서 변속기 입력축의 비틀림 진동이 급격히 커지는 것을 알 수 있다. 이러한 경우 자동 변속기 입력축의 전달 파손이나 TDSTC 파손등의 내구성 문제가 발생할 수 있다.

(2) 차량 주행 평가 결과

자동 변속기의 입력축에서 발생하는 과도한 비틀

Fig. 6 Torsional vibration of input shaft

림 진동의 원인을 규명하기 위하여 Fig. 6과 같이 차량에서 엔진과 입력축의 회전수와 각가속도를 측정하였다. Fig. 7은 차량의 전부하 가속 조건(WOT)에서 엔진과 입력축의 비틀림 진동, 구동축의 구동토크를 측정된 결과이다. Fig. 7의 결과에서 차량 가속 주행 시 엔진 2500~3000 rpm 구간의 엔진 측 각가속도는 일정하게 나타나지만, 입력축의 각가속도는 급격히 증가하는 것을 볼 수 있다. 이러한 현상은 엔진에서 전달된 토크 변동 성분에 의해서 TDSTC를 포함한 입력축 시스템의 비틀림 진동 공진이 일어나기 때문이다. 입력축의 공진이 발생할 때 댐퍼클러치로 유입되는 엔진 토크는 다음과 같이 계산하여 산출할 수 있다.

$$(D/\text{Shaft 토크} \times 2) / \text{총 기어비} \quad (1)$$

식 (1)에서 차량 주행 중 TDSTC의 커버플레이트 측으로 입력되는 엔진 토크는 약 294 Nm로써, 이는 엔진의 구동 토크가 TDSTC의 1차 토크 영역 한계 위치에 도달한다는 것을 알 수 있다(Table 1 참조).

Fig. 8은 차량 주행 중 엔진과 입력축에서 측정된

Fig. 7 Result of torsional vibration and driving torque at engine and input shaft, D/Shaft

Fig. 8 Angular vibration level of engine and input shaft about full load on vehicle

비틀림 진동의 2차 성분을 나타낸 것으로써, 엔진 2200 rpm 이상 영역에서 엔진에서 발생된 각가속도보다 입력축에서 발생하는 각가속도가 더 크게 발생하는 것을 볼 수 있다. 이는 TDSTC를 포함한 입력축 시스템의 공진에 의해 증폭된 것으로 판단할 수 있고, 공진주파수는 97 Hz 성분이다.

(3) 엔진 스로틀 밸브 개도에 따른 변속기 입력축의 비틀림 진동

지금까지 입력축에서 발생하는 과도한 비틀림 진동의 원인은 TDSTC와 연결된 입력축 시스템의 공진에 의한 것임을 알 수 있었다. 이 절에서는 TDSTC의 토크 영역에 따라 입력축의 공진 점이 변화하는 경향을 분석하고, 이의 개선 방향을 수립하고자 한다.

Fig. 7과 Table 1에서 차량 가속 시의 엔진 출력이 TDSTC의 1차 토크 용역을 초과하여 2차 영역까지 도달하는 것을 알 수 있다. 일반적으로 엔진의 구동력에는 엔진의 형식에 따른 엔진의 비틀림 진동이 동반되는데, 이 연구의 직렬4기통 고출력 디젤 엔진의 경우 토크 변동량이 가솔린 엔진이나 V형 6, 8실린더 엔진 대비 크게 발생한다. 또한 본 연구에 사용된 TDSTC의 K2 스프링은 강성이 매우 커서 엔진의 회전 진동을 감쇠할 목적보다는 댐퍼클

(a) Engine performance about throttle

(b) Position of TDSTC about engine

Fig. 9 The correlation between engine performance and TDSTC

러치의 내구 측면에서 스토퍼(stopper)의 역할을 보완하는 보조 스프링이다. 따라서 엔진의 구동 토크가 댐퍼 클러치의 2차 영역에 존재할 경우 엔진의 회전 진동이 감쇠되지 못하고 변속기의 입력축으로 직접 전달될 수 있다.

Fig. 9에서 엔진의 스로틀(throttle) 개도에 따른 엔진의 출력 토크 변화와 댐퍼 클러치의 토크 영역을 비교하였다.

Fig. 9에서 엔진의 스로틀 개도 50 % 이상 영역에서는 엔진 출력이 TDSTC의 2차 토크 영역에 존재함을 알 수 있고, 따라서 엔진이 스로틀 개도 50 %

(a) Throttle 50 %

(b) Throttle 70 %

(c) Throttle 100 %

Fig. 10 Result of torsional vibration about throttle opening ratio

이상의 출력을 발생시킬 경우 TDSTC는 엔진의 회전 진동을 효과적으로 흡수할 수 없게 된다.

Fig. 10에서 엔진의 스로틀 개도가 50 %인 경우

Fig. 11 Compare with the stiffness of TDSTC

(a) Base

(b) High hysteresis

(c) High stiffness

(d) High stiffness and hysteresis

Fig. 12 Torsional vibration of input shaft

입력축의 비틀림 진동은 엔진의 2차 진동 2400 rpm 대역에서 80 Hz의 공진으로 발생하는 것을 볼 수 있고, 이는 엔진 출력이 댐퍼 클러치의 1차 토크 영역에 존재하기 때문이다. 엔진 스로틀 개도가 70 %와 100 %인 경우 엔진 3000 rpm 대역에서 100 Hz 성분의 입력축 공진이 발생하며, 이는 TDSTC의 2차 영역 K2 스프링 강성이 K1 스프링 대비 상당히 크기 때문에 공진주파수가 높게 나타나는 것이다.

이상의 결과에서 엔진에서 전달되는 토크 크기와 TDSTC의 작동 영역에 따라 입력축의 비틀림 진동 공진 주파수가 이동하는 것을 알 수 있다.

(4) 댐퍼 클러치 비틀림 특성에 따른 입력축의 비틀림 진동

TDSTC의 비틀림 진동 특성은 각 영역의 스프링의 강성과 히스테리시스(hysteresis)값으로 결정된다. 이 연구에서는 TDSTC의 1차 토크 영역을 엔진 출력 이상으로 설정하기 위하여 스프링의 강성을 Table 4와 같이 증대 하였다. 또한 TDSTC의 댐핑(damping)을 증가시키기 위해 히스테리시스를 증대시켰고, 이를 Fig. 11에 나타내었다.

Fig. 12는 고강성 및 고히스테리시스를 갖는 각각의 댐퍼 클러치에 대한 입력축의 비틀림 진동수준을 평가한 결과이다.

Fig. 12의 (b)에서 댐퍼 클러치의 히스테리시스만을 증대시킨 경우 엔진의 스로틀 밸브 개폐가 50 %일 때 입력축의 비틀림 진동은 엔진의 비틀림진동 수준 이하로 저감되었지만, 스로틀 밸브의 개폐가 100 %일 경우에는 원 사양과 동일한 영역에서 비틀림 진동의 피크가 여전히 존재한다. 이는 TDSTC의 1차 영역에서는 히스테리시스의 증대에 따른 입력축의 비틀림 진동 개선 효과가 있으나, 2차 영역에서는 K2 스프링의 강성이 너무 커서 히스테리시스 증대 효과가 크게 나타나지 않는 것을 알 수 있다.

Fig. 12의 (c)에서 TDSTC의 1차 스프링 강성을 엔진 최대 출력 이상으로 증대시킨 경우 입력축의 비틀림 진동 피크 발생 영역이 모두 엔진의 2400 rpm 영역으로 이동하여 발생하였다. 이는 엔진에서 발생하는 최대 토크가 TDSTC의 1차 토크 영역 내에 존재하기 때문에 나타나는 결과이다. Fig. 12의 (d)에서 TDSTC의 1차 토크 영역을 엔진 토크 이상으로 설정하고, 히스테리시스를 증대시킨 결과 입

력축의 비틀림 진동이 모두 허용 수준 이하로 개선되었다.

이상의 결과에서 입력축의 비틀림 진동을 개선하기 위해서는 TDSTC의 1차 토크 영역은 엔진 최대 출력 이상으로 확보하여야 하고, 또한 TDSTC의 비틀림 진동 저감을 위하여 히스테리시스를 확보하여야 하는 것을 알 수 있다.

2.3 차체 과다 구조 진동

(1) 차체 과다 구조 진동 발생 현상

입력축의 비틀림 진동 발생 현상과는 달리 차량 주행 중 TDSTC의 작동(lock-up) 직후 특정 조건에서 차체 과다 진동 현상이 발생되었고 이를 Table 2에 나타내었다.

Fig. 13은 Table 2의 조건으로 차량 주행 시 차체에서 발생하는 진동을 주파수 분석한 결과로써 엔진의 1차 진동(C1) 성분에서 과도한 구조 진동이 발생하고 있음을 보여준다.

Fig. 13에서 차체 구조 진동의 공진주파수는 28.6 Hz로 엔진의 회전수(1720 rpm)와 일치할 때 차체의 구조 진동이 발생되며, 동일 영역 동일조건에서 TDSTC가 해제될 경우에는 차체의 과다한 구조 진동이 발생하지 않았다. 이러한 현상은 TDSTC가 연결된 상태에서

Table 2 The condition of transient vibration of vehicle

Gear	Engine RPM	Speed (KPH)	Load	Throttle valve
5th	1600~1800	70~90	Flat	50~80 %
4th	1600~1800	50~70	Ascent	50~80 %

Fig. 13 The vibration of vehicle on lock-up condition of TDSTC

엔진 회전수와 1차 성분의 토크 변동이 서로 공진하면서 일어나는 것으로 판단된다. Table 3에서 차량 구동계의 28.6 Hz 성분에 해당되는 엔진 회전수와 차량 속의 상관관계를 나타내었다.

Table 3에서 구동계의 28.6 Hz 공진에 해당되는 엔진의 각 차수별 회전수를 나타내었고, 이를 차량 속도로 환산하여 음영 부분에서 실제 차체 진동이 발생하는 것이 확인되었다. 이는 음영 부분에 해당되는 엔진 회전수와 차량 변속에 의한 차속이 일치할 때 과도한 차체의 구조 진동이 발생하는 것이다.

Table 4에서 스프링 강성이 낮은 TDSTC를 적용

Table 3 The relation of engine RPM and drive train resonance 28.6 Hz

	Engine firing order and vehicle speed at drive train resonance condition		
	0.5th	1st	2nd
Engine RPM	3430	1720	860
5th(2.68)	169 kph	85 kph	42 kph
4th(3.81)	119 kph	60 kph	30 kph
3rd(5.23)	87 kph	43 kph	22 kph
2nd(7.6)	60 kph	30 kph	15 kph
1st(13.9)	33 kph	16 kph	8 kph

Table 4 The occurrence condition of vehicle vibration about TDSTC type

	Base		Lower	
	K1	K2	K1	K2
Stiffness (Nm/Deg)	14.4	131.2	9.5	126
Engine RPM	1600~1800		1600~1800	
Throttle open ratio	Above 50 %		10 % ~ 30 %	
Vehicle speed	5th 70~90 KPH		5th 70~90 KPH

Fig. 14 The region of engine torque at occurred the vehicle vibration

한 후 차체의 진동 발생 영역을 확인하였다. 이 결과 차체 진동은 TDSTC의 사양에 따라 스로틀 개도와 연관되어 발생하였고, 이는 주행 중 차체 진동이 엔진의 토크와 TDSTC의 스프링 강성과 연관되어 발생하고 있음을 보여주는 것이다. 이 관계를 Fig. 14에 나타내었다.

Fig. 14에서 엔진 출력이 TDSTC의 1차 영역과 2차

(a) Vehicle vibration

(b) Cover plate and flange

Region "A"

(c) Relative rotational displacement on region "A"

Region "B"

(d) Relative rotational displacement on region "B"

Fig. 15 Rotational displacement in TDSTC

영역 경계 지점에 위치할 때 차체 진동이 발생하는 것을 알 수 있다. 그리고 차체 진동이 발생할 때 엔진의 1차 회전수 성분으로 진동이 발생하는 현상을 규명하기 위하여 차체 진동이 발생할 때 TDSTC 내부의 커버플레이트와 플랜지의 회전 변위를 분석하였고 이를 Fig. 15에 나타내었다.

Fig. 15(c)의 결과에 의해 차체 진동이 발생하는 영역 "A"에서 TDSTC 내부의 커버플레이트와 플랜지가 서로 반대 위상으로 움직이고 있고, 이에 의해 엔진 1차 회전수 성분의 상대 변위가 크게 발생하고 있음을 알 수 있다.

이는 댐퍼 클러치의 K1 스프링과 K2 스프링의 강성 차이가 너무 크기 때문에 1차와 2차 경계 영역에서 공진이 발생하는 것으로 판단된다. Fig 15의 (d)에서는 커버플레이트와 플랜지가 비 공진 영역에 있으므로 차체 진동이 발생하지 않음을 알 수 있다.

이상의 결과에서 주행 중 차체 과다 진동이 발생하는 원인을 종합하면 엔진의 출력이 TDSTC의 1차와 2차 영역 경계에 도달할 때 엔진 회전성분 주기의 진동이 TDSTC내부에서 발생이 되고, 이 진동이 차량 구동계의 공진주파수와 일치되는 영역에서

(a) Base

(b) High stiffness

Fig. 16 Reduction of the vibration on vehicle

발생한다. 이때 TDSTC는 작동 상태이며, 기어 변속에 의해 특정 차속에서만 발생한다는 것을 알 수 있었다.

(2) 차체 과다 진동 개선

차체 과다 진동은 TDSTC의 1차 영역과 2차 영역의 경계에서 강성 차이가 큰 2개의 스프링의 상호 작용에 의해 발생하므로 TDSTC의 1차 영역이 엔진 출력 이상으로 설정될 경우 엔진 구조 진동과 비틀림 진동이 서로 분리되어 차체의 구조 진동은 발생되지 않게 된다. Fig. 16은 TDSTC의 스프링 강성 증대 사양에 대한 차량 평가 결과이다.

Fig. 16에서 고강성 TDSTC 적용 시 엔진 1600 ~ 1800 rpm 대역의 차체 과다 진동이 개선되는 것을 확인하였다.

3. 결 론

이상에서 자동 변속기의 TDSTC에 의한 입력축의 내구 문제와 주행 중 차체 과다 진동에 대한 발생 원인 및 개선 결과를 살펴보고, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 고출력 직렬 4기통 디젤 엔진과 같이 엔진에서 큰 폭의 회전 변동량이 유입되는 자동 변속기의 경우, 엔진의 회전 진동을 흡수하는 TDSTC의 1차 토크 영역은 엔진 출력 이상의 토크 용량과 적절한 히스테리시스를 유지하여야 한다.

(2) 엔진에서 전달되는 구동 토크가 TDSTC를 통과할 경우 입력축의 비틀림 진동에 의하여 입력축과 연계된 부품의 내구성 단축으로 인한 파손이 일어날 수 있으며, 이는 TDSTC의 비틀림 특성 최

적화를 통해 개선될 수 있다.

(3) 변속기 입력축 시스템에서 발생하는 비틀림 진동의 공진 피크는 TDSTC의 히스테리시스 증대로 개선될 수 있으나, 스프링의 강성이 과도하게 큰 경우 히스테리시스의 효과는 미미해 진다.

(4) 스프링의 강성 차이가 큰 TDSTC의 1차와 2차 경계 영역에 엔진 출력이 위치 할 경우 스프링의 상호 작용에 의해 비틀림 강성이 변경되고 과도한 비틀림 진동을 유발하는 영역에서 차체 구동계의 구조 진동 고유진동수와 일치하여 과도한 진동이 발생할 수 있다.

(5) 이 연구를 통하여 자동 변속기의 TDSTC에 대한 설계 가이드 및 튜닝 기술을 통해서 차량의 전체적인 진동을 개선하였으며, 향후 개발 차량에서의 당사 독자 기술로 개발이 가능할 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

- (1) Andrew Szadkowski, Edward Prange, Nagi G. Naganathan, 1995, "Hysteresis Effects on Driveline Torsional Vibrations," SAE 951293.
- (2) Andrew Szadkowski, Ronald, B. M., 2001, "LTD - Long Travel Damper," SAE 2001-01-2806.
- (3) Klaus, S., 2000, "Clutch Tuning to Optimize Noise and Vibration Behavior in Trucks and Buses," SAE 2000-01-3292, 2000.
- (4) Ercole, G., Mattiazzo, G., Mauro, S., Velardocchia, M., Amisano, F. and Serra, G., 2000, "Experimental Methodologies to Determine Diaphragm Spring Clutch Characteristic," SAE 2000-01-1151.