

구동축 비틀진동 발생 Mechanism과 진동 감소방안

박 보용* 전 영식**

(Exciting Mechanism of Driveline Torsional Vibration and Vibration Reduction Methods)

1. 서론

범용차종에서의 구동축은 엔진 - 후라이휠 - 클러치 - 트랜스미션 - 프로펠러축 - 액슬 트랜스미션 - 타이 어게의 연결축부로서, 크랭크 축, 프로펠러 축과 액슬 축으로 대별된다. 구동축계에는, 그림 1과 같이 내·외적 여기가 작용하여, 강제진동이 발생하는 한편, 이로 인하여 운전수역에서 공진 및 불안정 거동을 보인다.

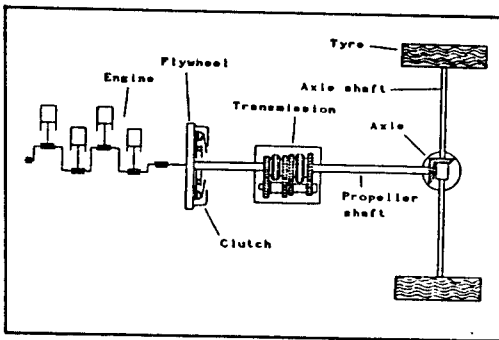


그림.1가 구동축계

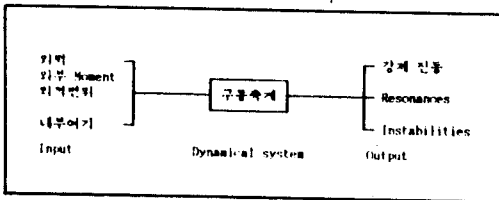


그림.1나 구동축계의 동적 거동

엔진의 가스폭발로 인한 크랭크 축의 회전 모우먼트 및

질량관성 모우먼트의 주기적 변화, 크랭크 축의 기하학적 형상, 트랜스 미션 및 액슬 트랜스미션의 치가 맞물림시에 발생하는 치의 강성도의 주기적 변화와 시간의 틱새, 프로펠러 축과 유니버설 조인트(이하 U)로 구성된 계가 보이는 기구학적 형상 및 이 계에 포함된 각종 틱새와, 기타 구동축 연결 및 지지에 사용되는 클러치/카플링, 베어링 및 고무부의 비선형적 또는 직교 이방성적인 동강성도와 댐핑의 본포동을 예로 고찰한다면, 구동축계에서, 비틀, 굽힘- 및 축방향 진동이 가능하고, 진동형도 간략화된 계가 보이는 선형진동외에, 비선형 - 매개변수여기형 또는 - 자러진동 특성을 나타낸다. 또한 구동축계 단품, 예로서 트랜스 미션단에서의 진동응답은 구동축계에 연결된 부품의 고유 진동수를 여기, 공진시킬 수도 있어, 구동축계의 부품 또는 계에 손상이 발생되거나, 아니면 부품의 내구성 및 손상에는 직접 관계가 있지만 소음이 발생된다. 발생한 진동과 소음은 차량의 다른 부위, 예로서 Cab에 전달되어, Cab의 Cavity공진을 여기, 불안감을 고조시켜 승차감을 훼손시키는 경우가 있다.

이 논문에서는 기구학적 특성을 고려, 크랭크 축과 프로펠러 축의 비틀 진동의 주요 발생 Mechanism에 관하여 요약하고, 발생한 진동 및 소음을 감소시키기 위한 방법을 저자의 연구수행 결과의 일부와 비교한다 [1,2].

2. 구동축 비틀진동 발생 Mechanism

2.1 크랭크 축

그림.2와 같은 단기통 피스톤-실린더 엔진에서, 가스폭발로 발생하는 힘중, F_0 는 가스력, S 는 커내링

* 인천대학교 공과대학 기계공학과

** 신우기술(주)

로드에 걸리는 힘, K를 수평방향의 힘으로서 F_0 와 S의 벡터관계에서 계산되는 힘, T를 크랭크 로드단에서의 접선력, N을 법선력, F를 기판 지지력이라 하면, 4사이클 엔진에서는 이들 각각의 힘이 크랭크 로드의 회전각에 따라서, 예로서 1회 작업행정시에는 그림.3과 같이 변화된다.

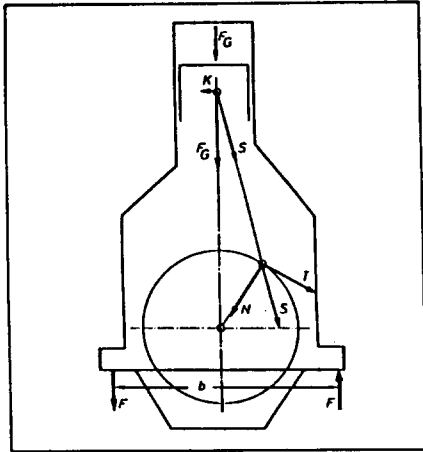


그림.2 단기통엔진에서의 역학 관계

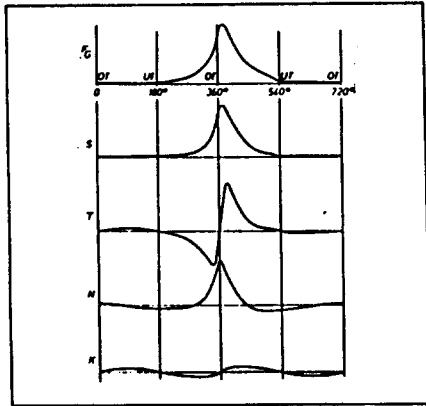


그림.3 단기통 4사이클 엔진에서의 각종힘의 변화

여기서 행정작업상 발생하는 각각의 힘들은 Fourier 급수전개가 가능하며, 그중 T는 크랭크 축의 비틀림진동, S는 크랭크 축의 굽힘 및 축방향 진동을 여기한다[3].

비틀림진동의 경우, 여기 모우멘트는 T와 엔진 시스템의 질량분포로 인한 질량력으로 부터 결과되는 두가지 비틀림 모우멘트가 있으나, $\lambda = \text{크랭크 로드 길이/커넥팅 로드 길이} \sim 0.2 - 0.4$ 의 경우 질량력에 의한 비틀림 모우멘트 4차 이상에서는, T에 의한 비틀림 모우멘트에 비하여, 그 크기가 무시할 정도로, 일반적

으로는 고차 이상에서는, T에 의한 비틀림 모우멘트를 크랭크 축의 비틀림 모우멘트로 취급한다. 또한 다기통 엔진에서의 여기는 각각의 엔진에서 발생하는 힘 또는 모우멘트 위상을 고려 합성한다. 따라서 구동축계는 그림.4의 Campbell도에서와 같이 여러 차수에서 공진이 발생된다.

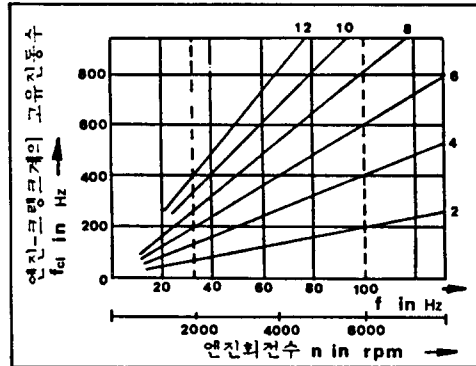


그림.4 Campbell도
(예 : 4기통 직렬 4사이클 엔진- 크랭크의 비틀림진동)

2.2 프로펠러 축과 유니버설 조인트

그림.5와 같은 1계 UJ- 연결구동축에서의 비틀림진동 상태는, 운동방정식으로 부터, 구동 회전속도가 정속 이더라도, 강제- 매개변수 여기, 즉 진폭 ϵ_1 과 원진동수 2Ω 에 의하여, 진동이 발생되며, 이 진동은 특히 λ 와 γ 에 의하여 결정되는 Stability- Instability- 구역에 있음을 알 수 있다.

그림.6과 같은 Poly-UJ- 연결구동축에서는 배열된 UJ의 가우학적 특성으로 인하여 ϵ_1 의 중첩으로 표시되는 진폭과 역시 원진동수 2Ω 에 의하여 진동이 발생되며, 진동의 Stability 여하, 또한 λ 와 γ_1 에 의하여 결정 된다.

이러한 비틀림진동은 다음과 같은 주요 여기에 따른다.

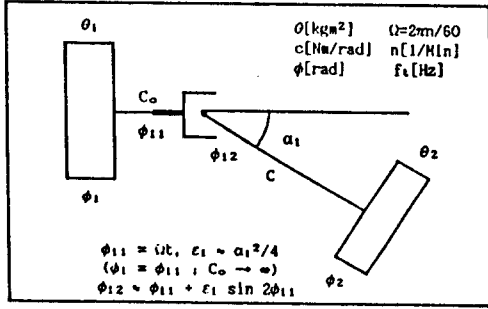
· 1계 UJ- 연결구동축의 경우(그림.5) :

(가) : ϕ_{12} 와 ϕ_{11} 관계에서 알수 있는 바와 같이, 정속구동회전 Ω 에 의하여, 피동각 ϕ_{12} 은 $\phi_{12} = \Omega t + f(2\Omega t)$ 로 비정속 회전 상태에 이르며, 운동방정식의 우측항에서와 같은 2Ω 의 원진동수를 갖는 강제 여기가 비틀림진동계에 발생되고,

(나) : 일정 모우멘트 $M_{c_{12}}$ 예도, 피동축은 $M_{12} = M_{11}(1 - 2\epsilon_1 \cos 2\Omega t)$ 에서, 역시 $M_{12} = M_{c_{12}} + f(2\Omega t)$ 와 같은 모우멘트 진동이 야기된다.

· 2개 이상 UJ- 연결구동축의 경우(그림.6) :

(가)' : 등각 회전조건, 즉 Homokinematic 조건이 성립하지 않을때, 정속구동에 의하여, 최종 구동축은 역시 $\phi_{11} = \Omega t + f(2\Omega t)$ 로 비정속 회전상태에 이르게,



운동방정식 : $\ddot{\phi} + (\lambda + \gamma \cos 2\Omega t)\phi = 4\epsilon_1 \Omega^2 \sin 2\Omega t$
 여기서, $\phi = \phi_2 - \phi_{12}$
 $\lambda = c \left(\frac{1}{\theta_1} + \frac{1}{\theta_2} \right); \omega = \sqrt{\lambda} = 2\pi f_t; f_t = \text{비틀 고유진동수}$
 $\gamma = 2\epsilon_1 r c / \theta_1$

그림.5 1개 UJ-연결 구동축 모델

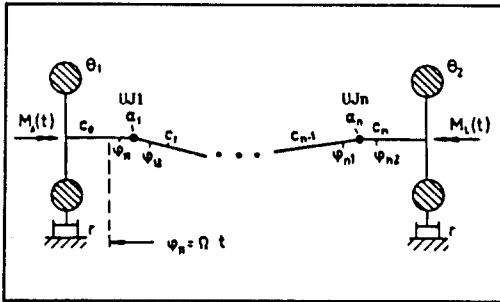


그림.6 Poly-UJ-연결 구동축 모델

(나)' : Homokinematic 조건과 관계없이, UJ-연결 축상 중간축에는 항상 (가)로부터, 정속 구동시 비정속회전이 발생되고, 또한 일정 모우먼트 구동시에도 (나)에서와 같이 모우먼트 진동이 발생되며,

· 1개 UJ- 또는 Poly-UJ-연결축에서는 공회 :

(다) : UJ-기구학상, 회전 모우먼트의 전달시 UJ에는 굽힘 모우먼트가 발생되며, 이 굽힘 모우먼트는 피동축상에 굽힘변형을 야기시킨다. 따라서 UJ-연결축상 Joint angle α 의 변경이 초래되며,

(라) : 차방의 하적상태및 도로의 불균일성으로 차체 서스펜션 위치의 변경은 역시 UJ-연결 축상, α 의 변경을 초래하여, 축계는 비틀 진동 상태에 이르게 된다.

이밖에, 비정속 회전각및 비정속 비틀모우먼트및 차체 서스펜션 위치에 변경은 UJ-연결관련 탄성축에 관성력 및 또다른 비틀 모우먼트를 유발시키는 한편, 전체 구동축계의 진동상태에 영향을 미친다. 예로서 UJ-연결축 지지베어링에 2Ω 의 원진동수를 갖는 베어링 힘이 발생되고, 차륜, 트랜스미션은 치차등에 마모가 결과된다[4].

3. 구동축 비틀진동 감소방안의 비교

진동계에 야기된 진동을 감소시키기 위해서는, 일반적으로

- 진동 여기원을 분석, 여기를 감소시키거나,
- 진동계의 진동 파라미터를 변경설계하여, 진동계가 공진상에서 벗어나도록 하거나,
- 진동계에 추가로 Vibration absorber/-damper 를 설치하는 방법이 있다.

제 2절의 진동여기로 인한 비틀진동의 감소에는, 예로서 다음의 방법을 열거할 수 있다[2,5,6,7,8]:

- (가) UJ의 합성 Joint angle α_R 을 3° 미만으로 조정하되, 각각의 α_1 는 UJ의 Journal cross 베어링의 내구수명을 고려, 0.5° 이상으로 한다.
- (나) 트랜스미션 치차단및 역슬 치차단 또는 역슬 축의 속경을 보강하여, 강성도를 높임으로, 비틀공진의 연쇄현상을 조정 감소시킨다.

- (다) 크랭크 축에 고무-Torsional vibration absorber/-damper(TAD_r) 또는 비스코-TAD(TAD_v)를 설치한다.
- (라) 클러치에 TAD_{r,v}를 설치한다.
- (마) 후라이휠을 Twin-Mass-Flywheel(TMF)로 교환 설치한다.
- (바) 프로펠러축에 TAD_{r,v}를 설치한다.

여기서 (가)는 진동 여기원의 감소, (나)는 진동계의 변경설계, (다)-(바)는 진동계에 TAD를 추가설치하는 방법에 대응되며, 경제적·기술적 관점에서 최후자를 많이 채용하고 있음을 알 수 있다.

표.1에는 TAD_r과 TAD_v와 최근 트랜스미션단의 소음 감소에 많이 채용하고 있는 TMF를 단지, 소음감소면, 승차감, 구조와 가격면 및 설치장소등으로 비교되었다. 이 비교는 하나의 참고에 불과할 뿐, 예를 들어 특정 차방에 적합하게 설계된 TAD_{r,v}와 TMF는 전혀 다른 성능을 보일수도 있음을 유의 하여야겠다.

표.1 각종 TAD비교

비교내용	TAD		
	TAD _r	TAD _v	TMF
(가)소음감소 · Start · Stop · Idle-rattling · 가속-rattling · Booming	- - - △ △	- - - △ △	○ ○ ○ ○ ○
(나)승차감	-	-	○
(다)구조 및 가격 · Damping · 차체소음 발생 · 회전전달도 · 가격	Rubber ○ ○ ○	Rubber+Viscous (silloom oil) ○ ○ ○	Rubber+Viscous (silloom oil) ○ ○ ○ x
(라)설치 장소	· 엔진 4기종이하의 크랭크축 · 프로펠러축	· 엔진 6기종이상의 크랭크축 · 선박용 대형엔진	· 후라이휠단

기호설명 : TAD_r = 고무-TAD ; TAD_v = 비스코-TAD
 ○○ 아주양호 ○ 양호 △ 보통 x 나쁨 - 효과없음

일반적으로 인식되고 있는 TAD의 효능과, 예로서 제시된 표.1의 결과와의 비교에서 알 수 있는 것은, TAD류의 추가설치에는,

· 추가설치목적의 설정 :

즉, 비틀림진동으로 인하여 TAD가 설치될 구동축 계의 부품, 또는 연성 구동계의

(가) 마모, 피로파괴 및 진동에 따른 승차감의 저하의 방지 또는 감소,

(나) 높은 소음의 감소

중 어느곳에 설치목적을 주로 설정할 것인가이고,

· 최적화 기법에 의해서 계산된 TAD-파라미터의 제작 기술의 현실화 및 실용상 허용범위

등을 반드시 고려할 필요가 있다는 것이다.

예를 들면, 일반적으로 후라이휠을 경계로 크랭크축과 프로펠러축은 문제가되는 계의 고유진동수간의 현격한 차이로, 마치 비연성계로 취급하는 기존의 비틀림진동 해석에서, 크랭크 축의 TAD는 사용목적 (가) - 최근에는 (나)도 함께 요망 - 로서, 단지 크랭크 축의 비틀림진동의 감소에만 사용될수 있다는 통설과, 후라이휠의 경량화에 따라 다소간 프로펠러축의 비틀림진동에 영향을 끼칠수 있다는 가설이 있다[2].

다른 예로서, TAD_r의 파라미터를 여러가지 최적화 기법으로 계산된 표.2와 이에 따른 TAD_r의 장착에 의한 크랭크 축의 비틀림진동진폭을 보인 그림.7을 참조하면, 온전수역상 비틀림진동상태 - 비틀림각, 비틀림모우먼트, 비틀림응력 및 소음 - 의 고찰로, 각각의 최적화 기법 - 예로서 MMT(Min Max - Theory), MFT1,2 (Minimum Surface - Theory) - 장·단점을 비교할수가 있지만, 반면에, 실제 TAD의 동적 스프링 상수의 변화율이 20%, loss factor의 변화율이 18%인 것을 더불어 고려한다면, TAD제작회사가 최적화 기법의 계산결과를 제작의 참고치로 하고, 보다 더 자사 소유의 "Black-art", 예를 들어 80°C 에서의 TAD의 동적 스프링 상수 및 loss factor를 기준, TAD를 설계한다는 것을 앞으로의 TAD 개발에 깊이 음미해볼만 하다.

표.2 크랭크 축 TAD_r의 최적화된 파라미터[2]

최적화된 파라미터	최적화 기법				
	Den Hartog	Ioi/Ikeda	MMT	MFT1	MFT2
D _{opt.}	0.25	0.2532	0.265	0.216	0.2086
ζ _{opt.}	0.833	0.8235	0.82	0.9118	0.8709

여기서

$$D_D = \frac{r_D}{2\theta_D \omega_D}$$

$$\zeta = \omega_D / \omega_{c1}$$

r_D : TAD의 Damping Coefficient
 θ_{D,c} : TAD 및 크랭크축의 질량 관성 모우먼트
 ω_D : TAD의 원 고유 진동수
 ω_{c1} : 크랭크축의 제 1차 원 고유 진동수

- $\mu = \theta_D / \theta_C = 0.2$; 등가질량 관성 모우멘트비
 - $D = 0.02$; 크랭크축 Damping factor
 - MMT : $\text{Max} \{ V(p_1, \Omega) \} = B_1(p_1) \rightarrow \text{Min.}$
 $\Omega_u \leq \Omega \leq \Omega_o$
 - MFT1 : $\int_{\Omega_u}^{\Omega_o} V(p_1, \Omega) d\Omega = B_2(p_1) \rightarrow \text{Min.}$
 - MFT2 : $\int_{\Omega_u}^{\Omega_o} V^2(p_1, \Omega) d\Omega = B_3(p_1) \rightarrow \text{Min.}$
- Ω : 여기 원 진동수
 Ω_o, Ω_u : 상, 하한의 여기 원 진동수
 V : 무차원으로 표시된 크랭크 축의 비틀각 주파수 응답

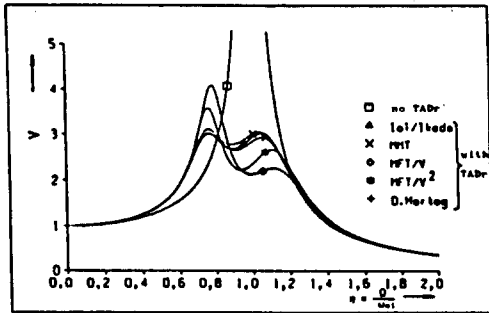


그림.7 각종 최적화 기법에 따른 비틀각 주파수 응답

4. 요약

최근의 차량개발경향 - 즉, 경량화, 고속화, 승차감 향상, Idle 회전수저하에 따른 연료비 개선 - 은 구동축 설계에 보다 더 비틀진동의 거동을 고려하게 되었다. 비틀진동은 엔진의 운전, 프로펠러 축의 회전, 불균일 도로상의 운전 및 구동축계의 단품 또는 구동축계의 기구학적, 물성적 특성등의 내·외부의 여기에 의하여 야기된다.

야기된 비틀진동은 구동축계의 마모, 심지어는 피로 파괴등의 손상을 결과하고, 부수적으로 높은 소음을 발생시킨다. 이러한 비틀진동을 감소시키기 위하여, 여기원을 감소시키거나 구동축 진동계를 설계변경하는 방법외, 경제적, 기술적으로 실현화가 비교적 용이한 TAD의 추가 설치가 많이 채용되고 있다.

본 논문에서는 구동축계의 비틀진동의 주요 Mechanism을 서술한 다음, 비틀진동의 감소방안에 대하여 TAD를 위주로 전개하였다.

참고 문헌

- [1] Tonndorf, J. :
Drehschwingsbelastung von Antriebsanlagen bei Aussetzerbetrieb des Verbrennungsmotors VDI-Berichte Nr.381(1980), pp.11/21.
- [2] Stühler, W., Park, B. Y. :
Ein Optimierungsverfahren zur Auslegung von Gummi-Drehschwungstilgern/-dämpfern in Antriebssträngen VDI-Berichte Nr.627(1987), pp.301 - 325.
- [3] Maass, H., Klier, H. :
Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine. Die Verbrennungskraftmaschine, Neue Folge, Bd.2 Springer-Verlag 1984.
- [4] Stühler, W. :
Dynamische Zusatzbelastungen der Maschinenelemente, hervorgerufen durch Kreuzgelenke VDI-Berichte Nr.434, 1982, pp.175 - 183.
- [5] Lauster, E., Maier, W. :
Torsionsschwingungsuntersuchungen bei Nutzfahrzeugen ATZ 80, 1978, 7/8, pp.359 - 365.
- [6] Stühler, W., Park, B. Y. :
Schwingungsuntersuchungen zur Ermittlung der Ursachen von resonanzartig auftretenden Erschütterungen und Geräuschen in der Fahrerkabine eines 11 Ton Cargo LKW sowie Möglichkeiten zur Schwingungsreduzierung S. 1949, Berlin 1990.
- [7] Reik, W. :
Schwingungsverhalten eines Pkw - Antriebsstranges mit Zweimassenschwungrad VDI-Berichte Nr.697, 1988, pp.173 - 194.
- [8] Kurr, K. :
Vergleich schwingungsdämpfender Maßnahmen 1. Aachener Kolloquium Fahrzeug- u. Motorentechnik '87.